

UNIVERSIDAD PÚBLICA DE NAVARRA

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ENERGÉTICA Y DE MATERIALES**



Trabajo de fin de Máster

**MODELADO DE UNA MICROTURBINA DE GAS CON RECUPERACIÓN
TÉRMICA PARA CLIMATIZACIÓN DE EDIFICIO**

Autor: Alejandro García Vílchez
Tutor de empresa: Gabriel García Naveda
Tutor universidad: Dr. Javier Ros Ganuza

Pamplona, Junio de 2016



CENER

CENTRO NACIONAL DE
ENERGÍAS RENOVABLES



Universidad
Pública de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa

INTRODUCCIÓN

Este documento constituye la memoria del trabajo final del Máster Universitario de ingeniería mecánica aplicada y computacional titulado “modelado de una microturbina de gas con recuperación térmica para climatización de edificio”.

El trabajo que se propone a continuación se enmarca dentro de la Cátedra de Energías Renovables de la Universidad Pública de Navarra (UPNA), en colaboración con el Centro Nacional de Energías Renovables (CENER). El presente trabajo tiene por objeto el modelado de una microturbina de gas, intercambiador de calor y máquina de absorción, que son los elementos que forman parte de la instalación térmica de la microrred Atenea de CENER, que se encuentra situada en el Polígono Industrial Rocaforte en Sangüesa.

Mediante este trabajo se quiere proporcionar el modelo de dicha instalación para que forme parte de una plataforma de simulación que está siendo creada por el Departamento de Integración en Red de CENER para que en ella se encuentren modelizados todos los equipos de la microrred.

De entre los diferentes modelos de microturbinas de gas disponibles en el mercado, la microturbina de gas que se va a modelizar es el modelo Capstone C30 LPNG alimentada con gas natural y que suministra 28 kW eléctricos y 65 kW de energía térmica residual recuperable para aplicaciones de cogeneración y trigeneración.





CENER

CENTRO NACIONAL DE
ENERGÍAS RENOVABLES



ESTRUCTURA DEL TFM:

El trabajo incluirá las siguientes partes:

- Análisis de las características de la microturbina de gas y de la instalación térmica instalados en la microrred de CENER: Se trata de una parte descriptiva de la microturbina de gas así como de la instalación de referencia.

- Desarrollo del modelo en MatLab/Simulink: Se trata de la parte en la que a partir del software Simulink de Matlab trata de conseguir un modelo que se ajuste lo máximo posible al sistema real. Este modelo será el que forme parte de la plataforma de simulación donde se quieren tener los modelos de todos los equipos de la microrred, tanto de generación como de almacenamiento y consumo, para poder realizar pruebas de la microrred de manera más sencilla mediante simulaciones. En esta parte también se explicarán los fundamentos termodinámicos tanto de la microturbina como del sistema térmico.

- Estudio de la demanda. Descripción del edificio, cálculo de la demanda de calefacción y refrigeración del edificio y simulaciones realizadas.

- Definición de los ensayos a realizar para la caracterización de la microturbina de gas y de la instalación térmica de climatización del recinto: Se trata de la explicación de la parte más práctica del proyecto. Aprovechando las instalaciones de la microrred se llevarán a cabo los ensayos necesarios para la validación del modelo. Para ello se cuenta, además de los propios equipos, con una serie de sensores y aparatos de medida que se describirán para obtener los resultados que se compararán con los resultados de las simulaciones del modelo para comprobar su validez

- Conclusiones y recomendaciones.





CENER

CENTRO NACIONAL DE
ENERGÍAS RENOVABLES



AGRADECIMIENTOS

Me gustaría agradecer públicamente a Gabriel García Naveda su continua labor de apoyo, orientación y dedicación en todas las fases del proyecto. Su evaluación crítica de los avances, así como sus sugerencias e indicaciones que me han resultado de gran utilidad para el desarrollo del proyecto y la consecución de los objetivos inicialmente planteados.

Gracias a toda mi familia, amigos y todos los compañeros del departamento de Integración de Red por el apoyo moral que me han brindado durante los diez meses de realización del proyecto, especial mención a Mikel Santamaría por su gran ayuda en las reparaciones de la microturbina la cual fue muy necesaria para realizar mis ensayos.

Por último, me gustaría agradecer a la cátedra de energías renovables la oportunidad de realizar el proyecto de fin de máster en la empresa CENER y su labor en formar a jóvenes ingenieros en el sector de las energías renovables.

Gracias a todos,

Alejandro García Vílchez



Índice

1. Cogeneración y trigeneración	11
1.1 Cogeneración:	11
1.2 Trigeneración:	13
1.3 Comparativa Cogeneración, Trigeneración-Convencional.....	15
2. Descripción de la instalación	16
2.1 Microturbina de gas	17
2.3 Colector y sistema de control.....	22
2.4 Unidades emisoras	24
2.5 Máquina de absorción.....	25
3. Desarrollo del modelo en MatLab/Simulink	27
3.1 Descripción componentes de la microturbina de gas.....	27
3.2 Modelado de turbinas de gas	30
3.2.1 Control de velocidad	32
3.2.2 Control de aceleración	34
3.2.3 Control de temperatura	34
3.2.4 Sistema de combustible	36
3.2.5 Compresor, combustor y turbina.....	37
3.3 Revisión bibliográfica de los modelos de turbinas de gas	38
3.4 Descripción del modelo continuo: Microturbina	40
3.5 Descripción del modelo discreto a ser usado. Microturbina.....	45
3.5.1 Sistema discreto equivalente	48
3.5.2 entradas del modelo:	49
3.5.3 La salida del modelo de la microturbina turbina	51
3.6 Intercambiador de calor	52
3.6.1 Eficiencia del intercambiador:.....	54
3.6.2 Cálculo de las ecuaciones del intercambiador de calor en contracorriente.....	55
3.6.3 Modelo del intercambiador de calor	59
3.7 Rendimiento microturbina	60
3.8 Modelado máquina de absorción	62
3.8.1 Generador	66





3.8.2 Evaporador	67
3.8.2 Refrigerador	69
3.9 Modelado del aerotermo	71
3.9.1 Modo calefacción	71
3.9.2 Modo refrigeración	72
3.10 Cálculo de la energía eléctrica, consumo de combustible, energía térmica calorífica o frigorífica	73
3. Estudio de la demanda	75
3.1 Eficiencia energética	75
3.2 Algoritmo utilizado por CE3X	76
3.3 Descripción del edificio	77
3.3.1 Cubierta	80
3.3.2 Cerramientos	81
3.3.3 Suelo:	82
3.3.4 Huecos	83
3.4 Demanda de calefacción y refrigeración	86
3.5 Simulación diaria de calefacción	90
3.6 Simulación de un año de calefacción	92
3.7 Simulación de un año de refrigeración	96
4. Ensayos y validaciones	99
4.1 Ensayos y validación microturbina. Scada	99
4.2 Ensayos intercambiador	104
4.2.1 primer ensayo 14/04/2016	106
4.2.2 segundo ensayo 29/04/2016	114
4.2.3 tercer ensayo 04/05/2016	121
4.3 Máquina de absorción	127
4.3.1 primer ensayo 26/02/2016	127
4.3.2 segundo ensayo 11/05/2016	128
4.3.3 tercer ensayo 20/05/2016	132
5. Conclusiones y recomendaciones	135
6. Bibliografía	136





Figuras

Fig 1. Sistema de cogeneración	13
Fig 2. Sistema de trigeneración.....	14
Fig 3. Comparativa con el sistema convencional	15
Fig 4. Pieza móvil microturbina	17
Fig 5. Componentes microturbina c30.....	17
Fig 6. Esquema de la microturbina	18
Fig 7. Convertidor AC/DC/AC.....	19
Fig 8. Modos de operación	19
Fig 9. Microturbina c30	20
Fig 10. Intercambiador de calor	21
Fig 11. Colector	22
Fig 12. Caudalímetro de agua estático.....	23
Fig 13. Sistema de control siemens	23
Fig 14. Aerotermo.....	24
Fig 15. Fancoil sala de control.....	24
Fig 16. Esquema instalación máquina de absorción	26
Fig 17. Componentes microturbina de gas	27
Fig 18. a) diseño eje único b) doble eje	28
Fig 19. Sistema electrónico microturbina	29
Fig 20. Modelo Rowen (1983).....	30
Fig 21. Principales bloques del modelo	30
Fig 22. Bloque valor mínimo.....	31
Fig 23. Regulador de velocidad	32
Fig 24. Control de velocidad.....	33
Fig 25. Control de aceleración	34
Fig 26. Control de Temperatura.....	35
Fig 27. Sistema de combustible	36
Fig 28. Sistema compresor, combustor, turbina	37
Fig 29. Modelo (Rendón 2005).....	41
Fig 30. Bloque demanda de combustible.....	41
Fig 31. Bloque velocidad de referencia	42
Fig 32. Bloque sistema electrónico rectificador-inversor	42
Fig 33. Bloque conjugado de carga	43
Fig 34. Bloque sistema de combustible	43
Fig 35. Bloque par mecánico	44
Fig 36. Bloque velocidad angular	44
Fig 37. Configuración de parámetro Simulink	45
Fig 38. Mantenedor orden zero.....	46
Fig 39. Mantenedor orden uno.....	46
Fig 40. Transformación de Tustin.....	47
Fig 41. Discreto con Matlab	47
Fig 42. Sistema discreto equivalente	48





Fig 43. Entrada del modelo 49

Fig 44. Datos de partida del intercambiador 52

Fig 45. Funciones de los datos de partida del intercambiador 53

Fig 46. Modelo del intercambiador de calor 59

Fig 47. Simulación eficiencia eléctrica, térmica y global 61

Fig 48. Máquina de absorción 62

Fig 49. Esquema máquina de absorción 65

Fig 50. Modelo simulink generador 67

Fig 51. Modelo simulink evaporador 68

Fig 52. Modelo simulink refrigerador 70

Fig 53. Bloques Generador, evaporador, refrigerador 70

Fig 54. Interruptor puesta en marcha del modo calefacción 71

Fig 55. Interruptor puesta en marcha del modo refrigeración 72

Fig 56. Modelo simulink aerotermo 72

Fig 57. Cálculo energía eléctrica 73

Fig 58. Consumo de combustible 74

Fig 59. Cálculo de energía térmica o frigorífica 74

Fig 60. Procedimiento cálculo CE3X 76

Fig 61. Entorno programa CE3X 78

Fig 62. Plano ubicación microrred 78

Fig 63. Plano nave microrred 79

Fig 64. Distribución planta baja de la microrred 79

Fig 65. Librería elementos constructivos CE3X 80

Fig 66. Fachadas nave microrred 81

Fig 67. Pestaña envolvente térmica de CE3X 82

Fig 68. Huecos de la microrred 83

Fig 69. Demanda energética calefacción y refrigeración anual 87

Fig 70. Demanda calefacción y refrigeración anual 87

Fig 71. Carga térmica calefacción y refrigeración anual 88

Fig 72. Carga térmica calefacción y refrigeración mensual 88

Fig 73. Día de invierno con alta demanda de calefacción, día con carga térmica media 24.41 kW 89

Fig 74. Día de invierno con demanda media de calefacción, día con carga térmica media 15.68 kW 89

Fig 75. Día de invierno con demanda baja de calefacción, día con carga térmica media 6.77 kW 89

Fig 76 Simulación perfil 02_02_2015 90

Fig 77. Homer las cargas térmicas de un día medio 93

Fig 78. Matlab demanda de calefacción que es necesaria 94

Fig 79. Matlab potencia de funcionamiento de la microturbina 94

Fig 80. Calor suministrado por el aerotermo a la sala 95

Fig 81. Días medios de verano 96

Fig 82. Matlab demanda de refrigeración que es necesaria 97

Fig 83. Matlab potencia de funcionamiento de la microturbina 97

Fig 84. Frío suministrado por el aerotermo 98

Fig 85. Potencia en el generador 99





Fig 86. Potencia de salida	100
Fig 87. Velocidad en el rotor	100
Fig 88. Par de carga y par mecánico	101
Fig 89. Flujo de combustible	102
Fig 90. Temperatura de salida de la microturbina	103
Fig 91. caudalímetro y cabeza electrónica multifuncional 531	104
Fig 92. Tsa	108
Fig 93. Tsg	110
Fig 94. Error Tsg	110
Fig 95. Tsg	111
Fig 96. Temperatura Intercambiador	111
Fig 97. Calor intercambiador	113
Fig 98. Flujo de agua	114
Fig 99. Flujo de aire	115
Fig 100. Tea 2º ensayo	115
Fig 101. Tsg 2º ensayo	116
Fig 102. Validación Tsa	117
Fig 103. Validación Tsg	117
Fig 104. Temperaturas	118
Fig 105. Potencia térmica	119
Fig 106. Comparación Tsa	120
Fig 107. Comparación Tsg	120
Fig 108. Tea tercer ensayo	122
Fig 109. Tsa 3º ensayo	123
Fig 110. Tercer ensayo	124
Fig 111. Validación calor	125
Fig 112. Informe técnico máquina de absorción	127
Fig 113. Sensores de temperatura máquina de absorción	128
Fig 114. Gráfica Ts gen	129
Fig 115 Ts evaporador	130
Fig 116. Ts ref	131
Fig 117. Error Ts ref	131
Fig 118. Ts gen tercer ensayo	132
Fig 119. Ts evaporador 3º ensayo	133
Fig 120. Ts ref 3º ensayo	134
Fig 121. Modelo implementado en CENER	135





Tablas.

Tabla 1. Coeficientes del modelo continuo	44
Tabla 2. Coeficientes del modelo discreto.....	48
Tabla 3. Propiedades Yazaki wfc sc5	64
Tabla 4. Cerramientos opacos de la microrred	84
Tabla 5. Huecos de la microrred.....	84
Tabla 6. Consumo global de energía primaria no renovable	85
Tabla 7. Demanda de calefacción y refrigeración kWh/ (m ² año).....	86
Tabla 8. Días medios	92
Tabla 9. Consumo de combustible 2º ensayo	102
Tabla 10. Consumo de combustible 3º ensayo	102
Tabla 11. Primer ensayo 14/04/2016	106
Tabla 12. Eficiencia calculada	107
Tabla 13. Error de la eficiencia.....	107
Tabla 14. Tsa calculada	108
Tabla 15. Error Tsa	109
Tabla 16. Calor transferido al intercambiador	112
Tabla 17. Error cálculo de calor.....	113
Tabla 18. Segundo ensayo 29/04/2016	114
Tabla 19. Tsa.....	116
Tabla 20. Medidas del tercer ensayo	121
Tabla 21. Error 3º ensayo.....	122
Tabla 22. Tsa 3º ensayo	123
Tabla 23. Error Tsg	125
Tabla 24. Error cálculo de calor.....	126
Tabla 25. Medidas segundo ensayo	129
Tabla 26. Error Ts gen	129
Tabla 27. Error Ts evaporador	130
Tabla 28. Error Ts gen 3º ensayo.....	132
Tabla 29. Ts evaporador 3º ensayo	133
Tabla 30. Ts ref 3º ensayo.....	134





1. Cogeneración y trigeneración

1.1 Cogeneración:

El concepto de cogeneración se define como la producción simultánea de electricidad y calor útil a partir de un único combustible. La definición de la Directiva Europea (2004/8/EC) por su parte, es más restrictiva: la cogeneración corresponde a la generación simultánea de energía térmica y energía eléctrica y/o mecánica en un proceso.

Los sistemas de cogeneración pueden consistir en diferentes formas de generación y aprovechamiento del calor residual y por lo tanto, abarcan un amplio rango de tecnologías (motores alternativos de combustión interna, microturbinas, motores de combustión externa, etc.) y distintos combustibles (gas natural, propano, biomasa, etc.), pero siempre deben basarse en equipos eficientes e integrados que combinen un generador de energía primaria y un sistema de recuperación del calor residual y que por lo tanto, permitan la producción simultánea de energía eléctrica y térmica.

Los sistemas de cogeneración engloban diversas tecnologías según la potencia de los equipos, se habla de cogeneración o microcogeneración (menos de 1 MW); Las microturbinas entregan todo el calor disponible después de la transformación del gas en electricidad en forma de gases de escape.

La finalidad de una instalación de este tipo es la de aprovechar el calor residual de una máquina térmica para satisfacer los servicios de Agua Caliente Sanitaria (ACS) y calefacción a la vez que se produce energía eléctrica.

Legislación

Sin duda, se ha realizado un importante esfuerzo legislativo (RD 661/2007, RD 616/2007, RDL7/2006) en torno a la cogeneración y las medidas de promoción del Plan de Acción 2008-2012 de la Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética en España (E4), contempla ayudas a fondo perdido para la ejecución de plantas de cogeneración en el sector de la edificación.



Por otro lado, el propio Código Técnico de la Edificación reconoce a la cogeneración como un sistema de alta eficiencia en la climatización de edificios.

Al tratarse de una tecnología cuya implantación en edificación en España no está aún en auge la microgeneración despierta el recelo y la desconfianza de algunos prescriptores y promotores, generalmente por desconocimiento o falta de información.

La energía que se obtiene no proviene de fuentes naturales, sino de combustibles como el gas natural, el más utilizado, que son quemados en motores de combustión interna o en microturbinas. No es, por tanto, un sistema para aquellos que buscan instalar tecnologías basadas exclusivamente en fuentes de energía renovables como la solar, la eólica o la geotérmica, pero sí para aquellos que buscan una excelencia en la eficiencia y el rendimiento energético de su edificio.

El componente medioambiental de este tipo de sistemas es aprovechar el calor residual de las máquinas de combustión, evitando disiparlo al ambiente y convertirlo en calor útil para generar calor y/o frío (absorción).

Se evita tener que generar más energía para producir calor. Al mismo tiempo, la cogeneración minimiza las pérdidas por transporte y distribución al encontrarse muy próxima al punto de consumo con lo que se logran ahorros de más de un 30% de energía primaria y emisiones contaminantes.

Además, la microgeneración no está sujeta al capricho de la climatología (como fuentes basadas en la radiación solar y en el viento) y garantiza el suministro energético para ACS y calefacción e incluso el eléctrico en los equipos que pueden funcionar como generadores de emergencia.

Una de las dudas que más intriga a los prescriptores a la hora de considerar la microgeneración en sus proyectos es si se puede cubrir toda la demanda con este sistema. Aunque se trata de un equipo que genera electricidad, hay que dimensionar, diseñar y operar la instalación en base a la demanda térmica, haciendo que trabaje el mayor número de horas al año a plena carga y buscando la demanda base.

Sin duda, una cuestión que siempre ronda en la cabeza de quienes contemplan la microgeneración como alternativa energética en su edificio es el precio. Al respecto y en comparación con otras soluciones, no se trata de instalaciones caras y además, su rentabilidad es interesante, pues su amortización abarca entre 3 y 8 años, dependiendo del tamaño de la instalación.





El funcionamiento de un sistema de cogeneración se puede ver en la figura 1.

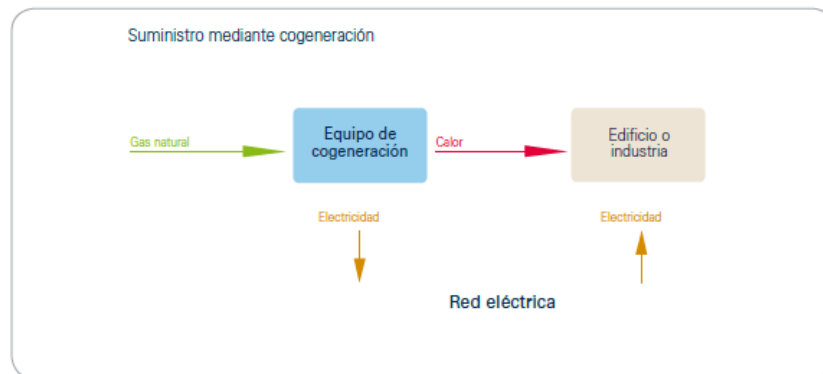


Fig 1. Sistema de cogeneración

Si se compara un suministro de energía mediante cogeneración con un suministro convencional de energía, se obtienen ahorros de consumo en términos de energía primaria. Estos ahorros de consumo además implican unos ahorros equivalentes en términos de emisiones contaminantes (CO, CO₂, NO_x, SO_x, partículas, etc.).

De igual modo, se obtiene un importante beneficio económico al producir una energía más barata que la que se compra, e incluso al poder vender los excedentes de electricidad a la red, a la vez que se garantiza el suministro energético en caso de una avería.

1.2 Trigeneración:

La trigeneración es un sistema de cogeneración que integra un equipo de refrigeración activado con calor residual (habitualmente un equipo de refrigeración por absorción) para producir frío. Es decir, si a un sistema de cogeneración se le incorpora una máquina de absorción de forma que se aproveche el mismo calor residual para producir frío, el sistema se convierte en una instalación de trigeneración.

La tecnología de refrigeración activada térmicamente es una alternativa a los sistemas convencionales. Estos sistemas mejoran la eficiencia global de los sistemas de energía y el número de horas de funcionamiento al prolongar el uso de la cogeneración hasta meses calurosos para el suministro de frío.



Así pues, el concepto de trigeneración se refiere a la producción simultánea de energía mecánica (normalmente convertida en electricidad), calor (a diferentes niveles de temperatura) y frío (aprovechando el calor residual), usando únicamente una fuente de energía primaria como combustibles fósiles o energías renovables (biomasa, biogás, solar termoeléctrica, etc.).

De esta forma la energía térmica residual es usada para la generación tanto de calor como frío incrementando la eficiencia global respecto a los sistemas convencionales y obteniendo importantes ahorros en energía primaria que varían según las tecnologías empleadas, el tamaño de los equipos y las aplicaciones específicas de que se trate.

La cogeneración, y por extensión la trigeneración, es por tanto una tecnología perfectamente desarrollada y extendida para mejorar la eficiencia y el ahorro energéticos, además de reducir las emisiones contaminantes y fomentar la generación distribuida de energía.

Por tanto, se puede afirmar que a corto y medio plazo, las instalaciones de cogeneración y trigeneración son tecnologías adecuadas para convertir el actual sistema energético en un sistema sostenible y mucho más racional. Y además ayudan al cumplimiento con los compromisos adquiridos con la firma del Protocolo de Kioto por nuestro país.

Por último, además de las ventajas ya comentadas, tanto las instalaciones de cogeneración como las de trigeneración, independientemente de su potencia, se pueden combinar con sistemas de energía renovable, bien mediante el empleo de biocombustibles o mediante su combinación con energía solar y/o eólica, lo que les da un valor añadido muy importante. El funcionamiento de un sistema de microtrigeneración se puede ver en la figura 2.

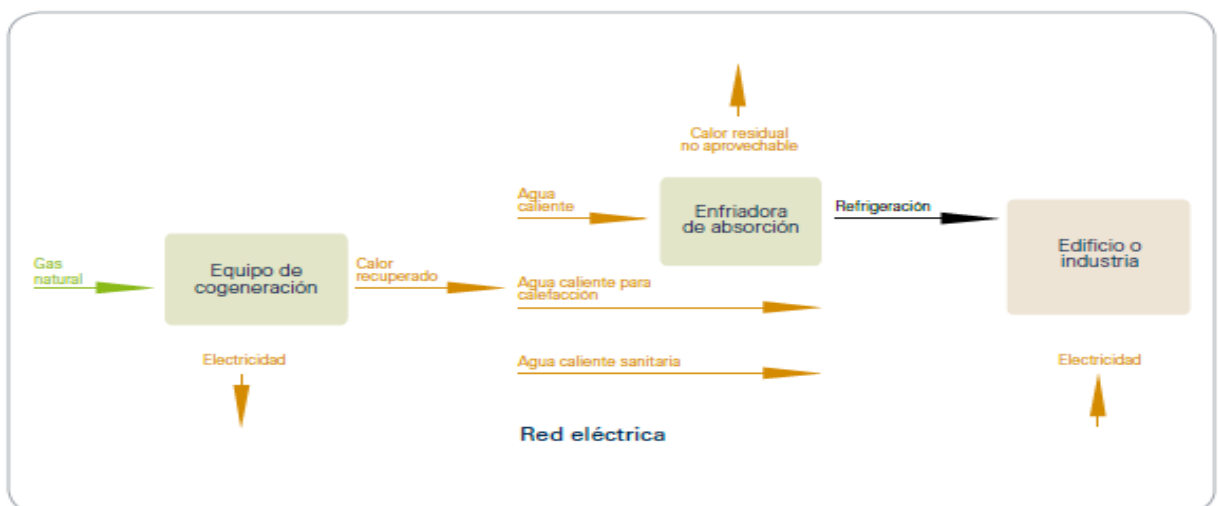


Fig 2. Sistema de trigeneración



1.3 Comparativa Cogeneración, Trigeneración-Convencional

Mediante una ubicación cercana al consumo, se obtiene electricidad, calor y frío. Supone una eficiencia de un 80%, frente al 35% de media de la generación térmica tradicional, con el consecuente ahorro de emisiones (ahorro de combustible y de electricidad al proporcionar energía térmica para agua caliente y climatización).

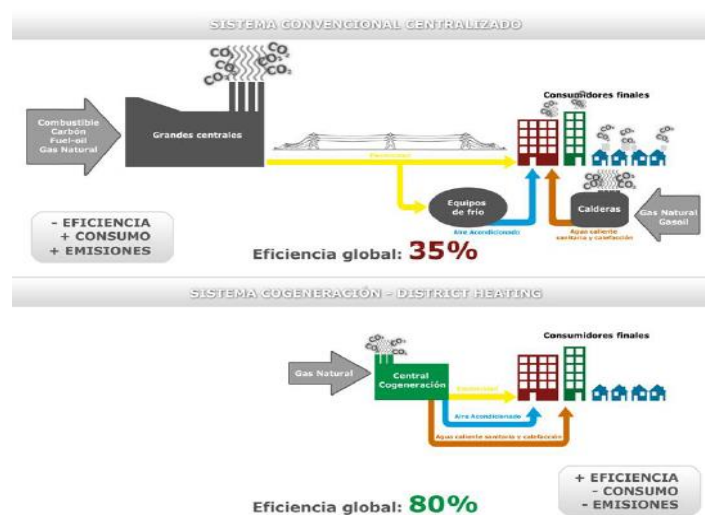


Fig 3. Comparativa con el sistema convencional

Sectores donde se usa esta tecnología: Industrias, Hoteles, Hospitales, Aeropuertos, Museos, Auditorios, Oficinas, grandes restaurantes, residencias, locales comerciales, edificios residenciales.

Cómo se desarrolla un proyecto de cogeneración o trigeneración:

- Datos iniciales y auditoría energética
- Ingeniería
- Construcción
- Financiación
- Operación y mantenimiento
- Explotación (regulación, liquidaciones, venta de energía, mercado del gas, actualización de tarifas, cambios regulatorios, etc.).

Las Empresas privadas prestan servicio, la administración se involucra en el modelo más eficiente, la concesión cede a la empresa privada el riesgo del sistema.



2. Descripción de la instalación

A continuación, se redacta la descripción de la instalación de la microrred de CENER con el objeto de definir técnicamente la instalación para el aprovechamiento del calor recuperado en la microturbina de gas de 30 kW marca Capstone, modelo C30 LPNG.

Para la recuperación de calor de los gases de escape de la microturbina se parte de intercambiador que viene suministrado con la misma. Se van a climatizar la sala de control y la nave, el tratamiento de cada una de las zonas viene impuesto por las cargas térmicas, así como del nivel de confort requerido para el desarrollo normal de la actividad en estas zonas.

Para la producción de calor el intercambiador nos permitirá calentar agua con un salto térmico de 60°C a 90°C para un máximo de 65 kW. Esta agua caliente se llevará a un colector desde donde se distribuirá a los distintos circuitos de calor y frío. Para el caso de calefacción se prevé distribuir directamente desde el colector hasta los equipos de las distintas zonas a calefactar.

Para la producción de frío se ha previsto el uso de una máquina de absorción de 17.6 kW, marca Yazaki WFC SC-5 en la que a través del agua caliente del colector obtendremos agua fría que alimentará las unidades emisoras previstas.

A continuación se presenta cada componente de la instalación:

- Microturbina de gas
- Intercambiador de calor
- Colector y sistema de control
- Unidades emisoras
- Máquina de absorción





2.1 Microturbina de gas

Las microturbinas de gas, son turbinas de combustión de pequeño tamaño, con unas características constructivas especiales y con potencias que actualmente se sitúan entre 28 y 200 kW.

Las microturbinas de gas son máquinas basadas en el mismo principio que las turbinas convencionales pero simplificando los elementos mecánicos. Las microturbinas tienen únicamente una pieza móvil en toda la máquina. El conjunto gira sobre unos cojinetes de aire que permiten alcanzar las 96.000 rpm.



Fig 4. Pieza móvil microturbina

Componentes de la microturbina:

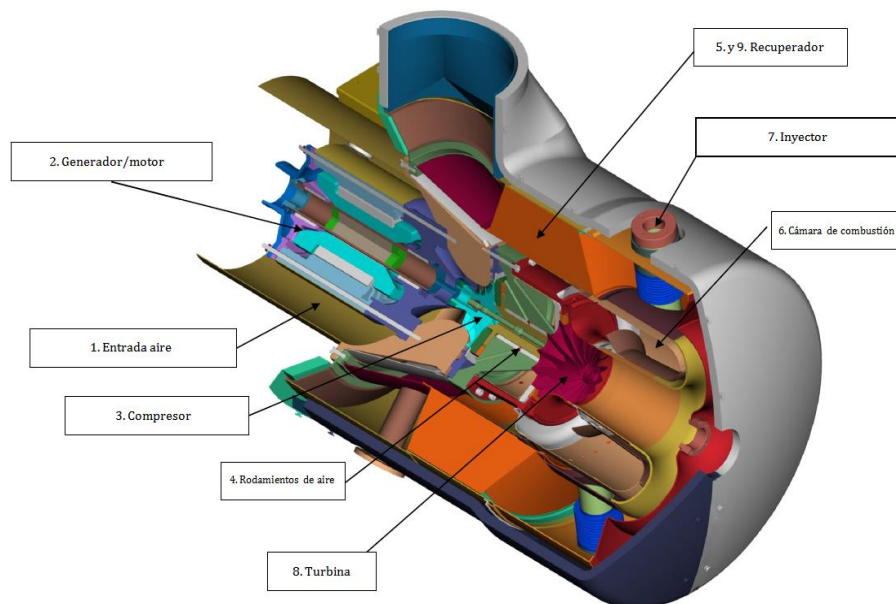


Fig 5. Componentes microturbina c30





Sistema eléctrico AC/DC/AC

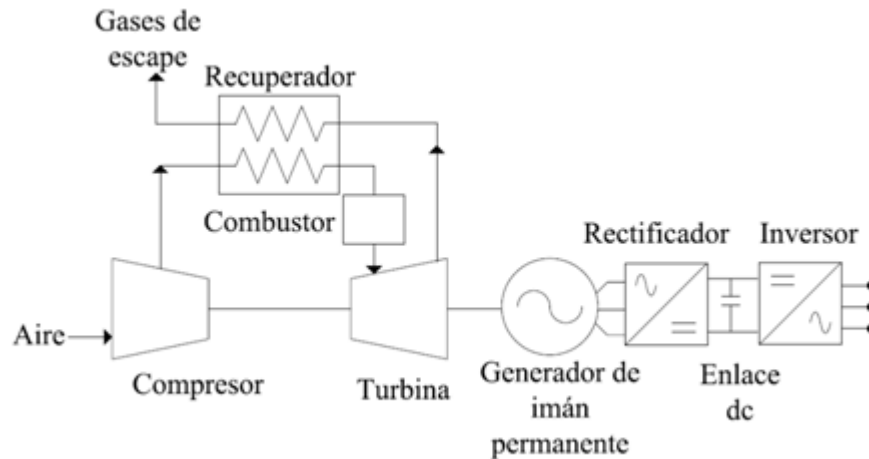


Fig 6. Esquema de la microturbina

Para poder adaptar la corriente generada a una corriente alterna de 50 Hz útil, se utiliza electrónica de potencia. Se genera corriente alterna a frecuencia variable, se convierte a corriente continua y, mediante un inversor, se vuelve a convertir en corriente alterna. De este modo, el movimiento de la máquina es independiente de la frecuencia de la red y podemos decir que la máquina está permanentemente sincronizada. Esta sincronización permanente o este acoplamiento por inversor, facilita la conexión de las microturbinas tanto a las redes de baja tensión de los centros consumidores como a los cuadros de conexión a la red.

No es necesario ningún elemento intermedio, la microturbina conecta directamente y se sincroniza al conectarla a un cuadro de baja tensión. En el inversor, las microturbinas ya disponen de las protecciones eléctricas de baja tensión y el hecho de que la máquina pueda girar a diferentes revoluciones sin perder el sincronismo, hace la conexión muy sencilla y fiable.



La microturbina se conecta con la microrred a través de un convertidor AC/DC/AC, el cual, junto con el controlador interno gestiona su funcionamiento, modos de operación, recepción de consignas de potencia y señales de funcionamiento y recepción y envío de alarmas al controlador general de la instalación.

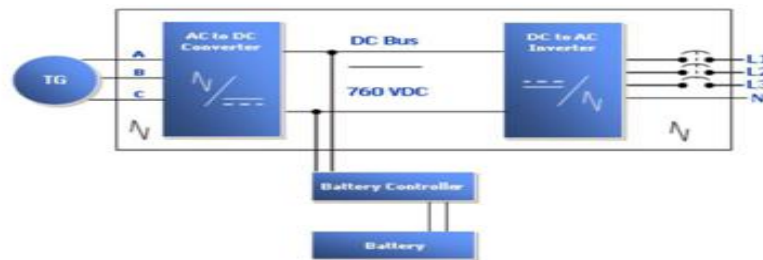


Fig 7. Convertidor AC/DC/AC

La microturbina de gas puede funcionar en los siguientes modos:

Aislado (Stand alone): La microturbina deberá ser capaz de mantener las referencias de tensión y frecuencia y conformar la red.

Conectado a red (Grid connect): Proporcionando la capacidad al sistema de control de la microrred para comandar externamente su potencia activa.

Modo dual (Dual mode): Es posible además limitar el funcionamiento a uno de los dos modos anteriores. Del mismo modo también es posible que la transición de un modo de funcionamiento a otro sea automática. Para ello la microturbina dispone de un sistema que monitoriza las condiciones de red y actúa sobre el interruptor de desconexión de la instalación.

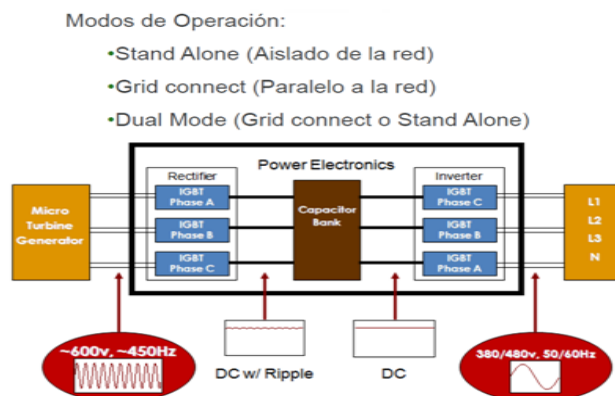


Fig 8. Modos de operación



Microturbina capstone c30

La siguiente figura muestra la microturbina situada en la microrred de Sangüesa



Fig 9. Microturbina c30

Características generales:

La microturbina tiene muy bajas emisiones de NOx. Ausencia de aceites lubricantes, ausencia de agua de refrigeración, capacidad de monitorización y mantenimiento de remoto. Además posee protecciones de red integradas, capacidad de sincronización. Es una tecnología probada y con costes de instalación muy bajos.

Prestaciones eléctricas

- Potencia neta: 30 kW
- Tensión: 400 a 480 Vca
- Tipo: Trifásico
- Frecuencia conectada a la red: 50 / 60 Hz
- Frecuencia en modo aislado: 10 – 60 Hz
- Corriente máxima de salida conectada a la red: 46A
- Corriente máxima de salida en modo aislado: 54A
- Rendimiento eléctrico máximo 26%





2.2 Intercambiador de calor

En el intercambiador de la instalación se quiere calentar agua desde 60°C hasta los 90°C mediante la utilización de los gases de escape.



Fig 10. Intercambiador de calor

Intercambiador de calor de gases de escape, compuesto por una carcasa estable con registro de tubos de aletas completamente extraíble, que es soplada transversalmente por los gases de escape. Registro con tubos de inmersión y sensor de temperatura Pt 100-2 integrado en el colector a la izquierda

Datos técnicos (para C 30):

Caudal másico de gases de escape aprox: 1116 kg/h
Temperatura de gases de escape entrada: 275 °C
Temperatura de gases de escape salida aprox: 92 °C
Pérdida de presión de gases de escape aprox: 2,5 hPa (mbar)
Caudal másico de agua de refrigeración aprox: 3629 kg/h
Temperatura de agua de refrigeración entrada: 60 °C
Temperatura de agua de refrigeración salida: 90 °C
Temperatura de agua de refrigeración máxima: 100 °C
Presión de servicio máxima: 6 bar
Pérdida de presión de agua de refrigeración: 300 mbar
Superficie de calefacción: 34 m²
Potencia térmica: 65 kW

Dimensiones de la carcasa

Longitud: 1400 mm
Ancho: 670 mm
Altura (sin fijación): 260 mm





2.3 Colector y sistema de control

El colector está construido en acero, dirige agua a 60°C hasta el intercambiador de calor donde es calentado hasta los 90°C (agua caliente). Está dimensionado teniendo en cuenta el agua caliente del circuito que es dirigida a los equipos de tratamiento de aire en el caso de producción de calor (aeroterma, fancoils). Para el caso de producción de frío el agua caliente del colector entrará a la máquina de absorción para la generación de agua fría que posteriormente irá al equipo de acondicionamiento de aire (aeroterma).



Fig 11. Colector

A continuación, un resumen del sistema de distribución del agua caliente del colector:

Sistema de distribución de agua caliente

- Inicio: Desde colector.
- Final: Equipos de acondicionamiento de aire.

Sistema de producción de agua fría

- Inicio: Desde colector de agua caliente.
- Final: Máquina de absorción.

Sistema de distribución de agua fría

- Inicio: Desde máquina de absorción.
- Final: Equipo de acondicionamiento de aire (aeroterma).

Sistema de control

- Inicio: Controladores integrados en cuadro general de baja tensión.
- Final: Distribución a equipos y sistema.



Además, el colector cuenta con el contador Superstatic que es un caudalímetro de agua estático que en combinación con la cabeza electrónica multifuncional 531 que se emplea para la medición de temperatura de agua caliente y fría ($^{\circ}\text{C}$), calor (kW) y también garantiza una medición precisa y estable del caudal de agua (m^3/h) y de energía térmica (kWh).

Este aparato permitirá realizar las mediciones de los ensayos y validaciones del modelo de simulación.



Fig 12. Caudalímetro de agua estático

Se dispone la gestión de esta instalación a través de un sistema de control de Siemens compuesto por un puesto central y un controlador de proceso para la gestión de los microprocesadores existentes por zonas y equipos.



Fig 13. Sistema de control siemens

2.4 Unidades emisoras

Aerotermino

Para climatizar la nave existe un aerotermino para su funcionamiento en modo frío o calor que se regulará mediante válvulas motorizadas en función de la temperatura ambiente de la sala, el aerotermino es de la marca TROX TBSN 50 permite variar o controlar el gradiente de temperatura en el local. El aire impulsado se dirige posicionando los álabes direccionales del difusor mediante un servomotor que lo gobierna.



Fig 14. Aerotermino

Fancoil

Para climatizar la sala de control existe un fancoil de la marca Mundoclima, el fancoil disipará aire caliente y dará calefacción aumentando la temperatura de la sala.



Fig 15. Fancoil sala de control



2.5 Máquina de absorción

Una máquina de absorción, es una enfriadora de agua que permite obtener, mediante el proceso termodinámico de absorción, agua enfriada. Al ser la máquina de absorción, esta agua enfriada se utiliza para aire acondicionado (a través de un fancoil o un aerotermo) ya que puede enfriar agua hasta una temperatura de 5,5 °C. La diferencia con un chiller eléctrico es que el chiller eléctrico funciona según el ciclo de compresión que utiliza energía eléctrica y la máquina de absorción NO usa energía eléctrica (salvo un pequeño consumo para el tablero de control y la bomba de solución), la máquina de absorción es accionada principalmente con energías térmicas.

Las energías térmicas que se utilizan para hacer funcionar una máquina de absorción, son, agua caliente (a diferentes temperaturas), vapor, gases de escape o llama directa de gas natural.

Cuando se dispone de alguna energía térmica residual, definitivamente es rentable, ya que esta energía térmica es el combustible que usa la máquina de absorción y al ser residual, su coste es cero, y en los casos que haya que producir la energía térmica (el ejemplo de la caldera de biomasa), actualmente, en muchos casos, es más económico producir agua caliente que comprar electricidad para accionar un chiller eléctrico.

Una máquina de absorción, que funciona según el principio de un ciclo termodinámico, no tiene piezas móviles, por lo que su mantenimiento es muy bajo y además es solo preventivo.

Las máquinas de absorción se están convirtiendo en una alternativa cada vez más importante para los sistemas de refrigeración. La propiedad que las hace interesantes en comparación con las máquinas tradicionales de compresión de vapor es el hecho de poder ser alimentadas por calor en lugar de electricidad y este calor puede ser proporcionado por fuentes baratas tales como la energía solar, co-generación o el exceso de calor en la industria.

Las máquinas de absorción más usuales están basadas en los pares refrigerante-absorbente bromuro de litio y agua (LiBr-H₂O) y el agua-amoniaco (H₂O-NH₃). Las máquinas de bromuro de litio tienen la ventaja de no usar fluidos tóxicos, pero están limitadas en la temperatura mínima que pueden alcanzar, porque a la presión atmosférica el agua congela a 0 grados. Las máquinas de agua-amoniaco pueden obtener temperaturas más bajas pero tienen la desventaja de que el NH₃ es tóxico. Las máquinas disponibles en el mercado pueden ser de simple o doble efecto.





Las máquinas de simple efecto tienen un COP más bajo pero tienen la ventaja de poder trabajar con fuentes de calor a baja temperatura mientras que las de doble efecto tienen un COP más alto pero necesitan un aporte de calor a una temperatura más alta.

El fluido utilizado en las plantas enfriadoras de agua YAZAKI, es una solución de agua y Bromuro de litio (LiBr), siendo el agua el refrigerante y el LiBr el absorbente. Ello significa que los agentes utilizados son totalmente inocuos para el medio ambiente. El LiBr es una sal similar a la sal común (NaCl) que tiene una gran afinidad con el agua, absorbiéndola fácilmente. Por otra parte, cabe saber que a una presión absoluta de 0,9 kPa (muy por debajo de la presión atmosférica) el agua se evapora a solo 3°C.

Esquema general de la máquina de absorción

Para la instalación de estas máquinas, es necesario prever una alimentación continua de agua caliente a una temperatura mínima de 70°C con el caudal que se indica en la tabla de características que viene descrita en el [capítulo4].

Por otra parte debe instalarse también un sistema de disipación de calor o enfriamiento del circuito, lo que generalmente se efectúa con una torre de enfriamiento atmosférico a dimensionar de acuerdo con la potencia total de calor a disipar según se indica en la mencionada tabla de características y teniendo en cuenta para su selección la temperatura del lugar donde se efectúa la instalación.

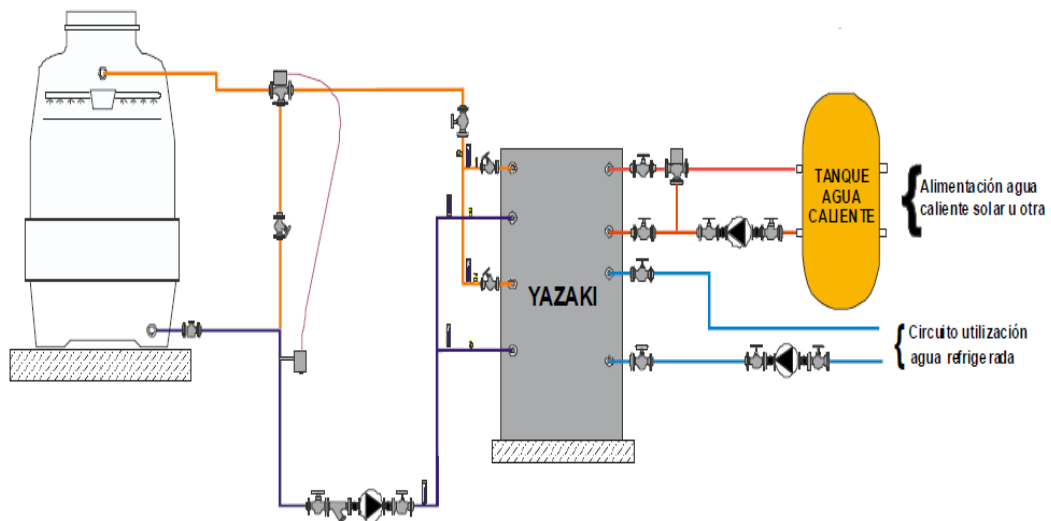


Fig 16. Esquema instalación máquina de absorción



3. Desarrollo del modelo en MatLab/Simulink

3.1 Descripción componentes de la microturbina de gas

Las microturbinas de gas operan con los mismos principios que las turbinas de gas tradicionales. En el esquema de la Figura 17 se muestran los elementos fundamentales de una microturbina de gas: el compresor, la cámara de combustión, turbina, recuperador de calor y el generador.

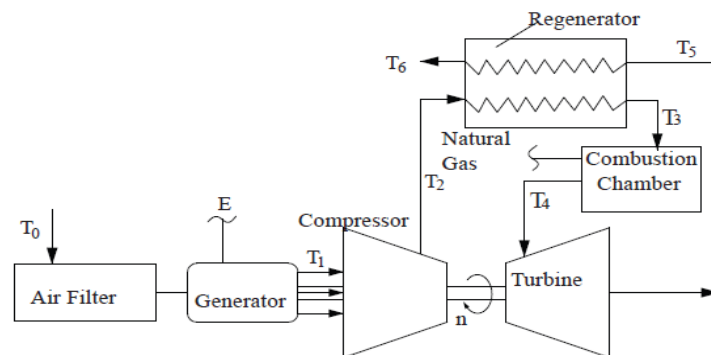


Fig 17. Componentes microturbina de gas

El aire es arrastrado al interior del compresor, se presuriza y es forzado hasta el recuperador. Aquí, el calor de escape a la salida de la turbina se utiliza para precalentar el aire antes de que entre en la cámara de combustión. En la cámara de combustión se mezcla el aire precalentado con el combustible y se quema. Esta mezcla se expande a través de la turbina, que acciona el compresor y el generador.

Compresor – su función es elevar la presión del aire, es el encargado de comprimir el flujo de aire desde la entrada a presión atmosférica a la presión requerida en la cámara de combustión.

Cámara de combustión - En la cámara de combustión el aire comprimido se mezcla con el gas, el encendido de la mezcla se hace mediante un detonador eléctrico en la cámara de combustión. Para alimentar la cámara de combustión se utilizan diferentes tipos de combustible, y varios sistemas de inyección de líquido y gas.

La turbina proporciona la energía necesaria para mover el compresor y accionar el generador que está acoplado al conjunto. Los gases de escape de la cámara de combustión se expanden en la turbina. La microturbina extrae energía de los gases calientes que salen de la cámara de combustión y se expande hasta una presión y temperatura más baja.

Recuperador de calor - La microturbina tiene un recuperador de calor para aprovechar la energía térmica de los gases que salen de la turbina y calientan el aire antes de entrar en la cámara de combustión. Esto aumenta la eficiencia térmica del sistema al disminuir la cantidad necesaria de combustible en el proceso de generación.

Generador. Se acopla al eje de la turbina, y es típicamente un generador síncrono de 2 o 4 polos salientes. La velocidad de rotación las microturbinas es una velocidad es elevada, llegando a 96.000 rpm. En este caso, para reducir la generación de la frecuencia es necesario el uso de reductores mecánicos o convertidores electrónicos. Hay dos tipos de diseño de microturbina, basadas en la posición de la turbina y el generador.

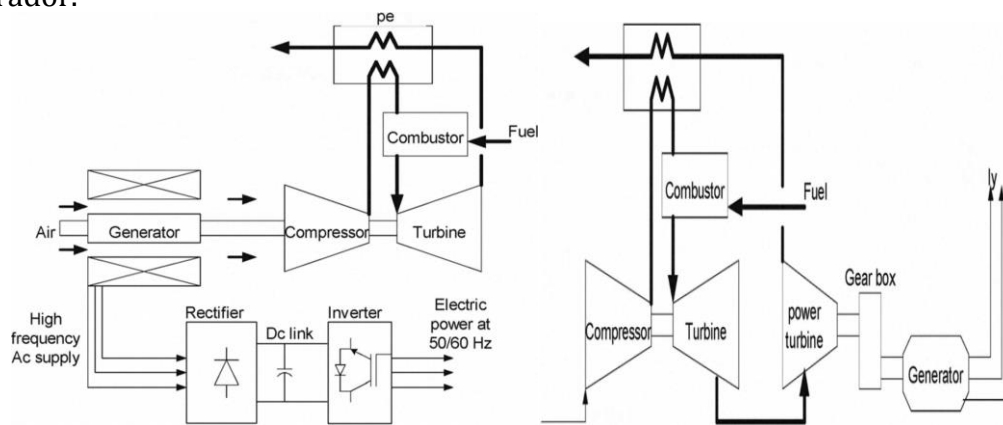


Fig 18. a) diseño eje único b) doble eje

La Figura 18 (a) muestra un diseño de un solo eje de alta velocidad. Tiene el compresor y la turbina montada en el mismo eje junto con el generador síncrono de imanes permanentes. El generador genera la energía a muy alta frecuencia, por lo que no puede acoplarse directamente a la red. La tensión de alta frecuencia se rectifica primero y luego se invierte a una tensión normal, el control de la potencia activa y reactiva se realiza mediante el inversor.

Se muestra otro diseño en la figura 18 (b) que corresponde al diseño de las microturbinas de doble eje, tienen mayor flexibilidad ya que los ejes pueden girar a velocidades distintas. La turbina en el primer eje conduce directamente al compresor mientras que una turbina de potencia conduce un generador convencional síncrono a través de un tren de engranajes.

El diseño que se estudiará en este proyecto es el de eje único, en la siguiente figura se observa el esquema de funcionamiento del sistema electrónico de potencia de la microturbina capstone C30 LPNG

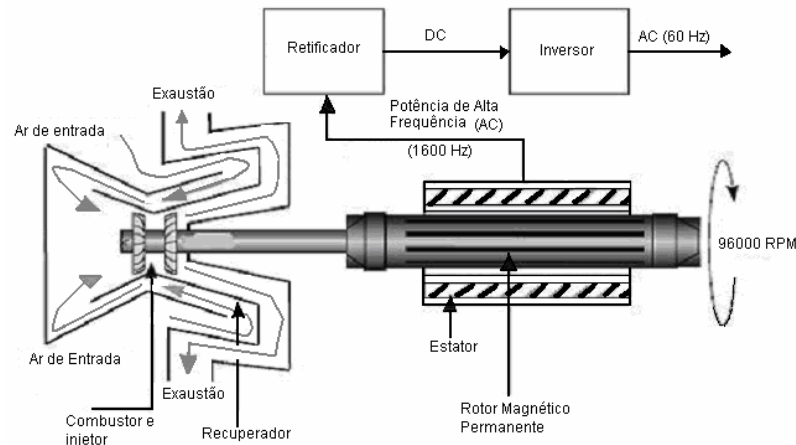


Fig 19. Sistema electrónico microturbina

El principio de funcionamiento de la microturbina C30 LPNG es el siguiente: el conjunto de la turbina-compresor acciona un generador de imanes permanentes que produce un alto voltaje y una corriente alterna de alta frecuencia que oscila 1500-4000 Hz, la electrónica potencia digital (rectificador - convertidor de frecuencia) transforma la corriente alterna de alta frecuencia en corriente continua y luego en corriente alterna con frecuencia de red de 50 o 60 Hz.

El modelado de estos sistemas es un reto importante debido principalmente a la interfaz electrónica de potencia y control. El modelado solo se centrará solo en la microturbina. Las ecuaciones detalladas para modelar un generador de imanes permanentes se han resumido en [2], [3]. Los sistemas rectificador, inversor vienen detallados en las siguientes referencias [4] [5].

3.2 Modelado de turbinas de gas

El modelo del que se va a partir para el modelado de la microturbina es el modelo de Rowen (1983) está en la referencia [1] y que ha sido el utilizado por múltiples autores. Es considerado como el modelo padre y general para las turbinas de gas.

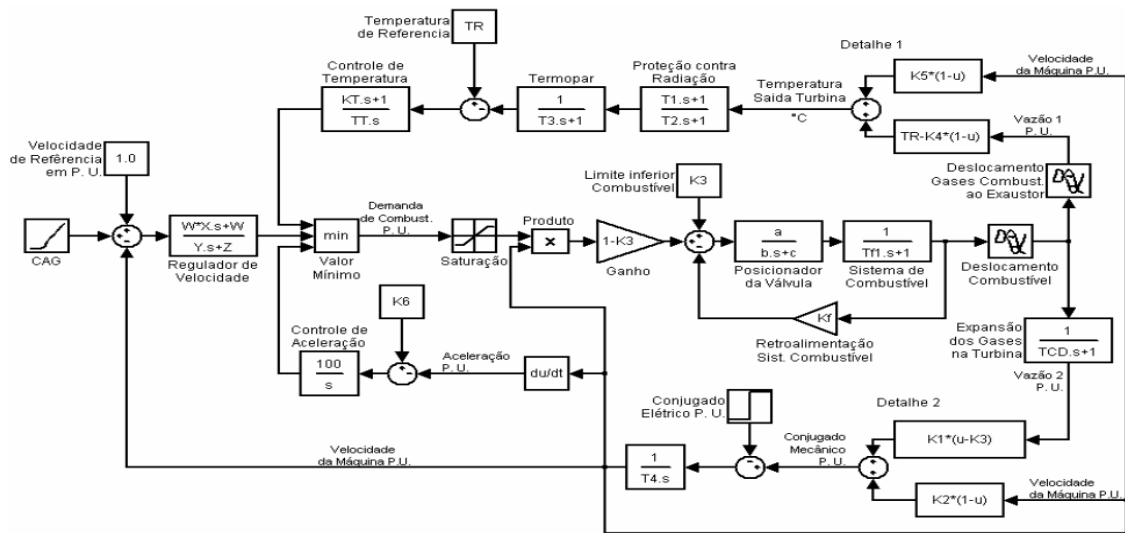


Fig 20. Modelo Rowen (1983)

El diagrama de los bloques representativos de la figura 20 pueden ser obtenidos mediante ecuaciones diferenciales, que corresponde al modelo matemático en el dominio del tiempo [6].

Los principales bloques del modelo se muestran en la siguiente figura

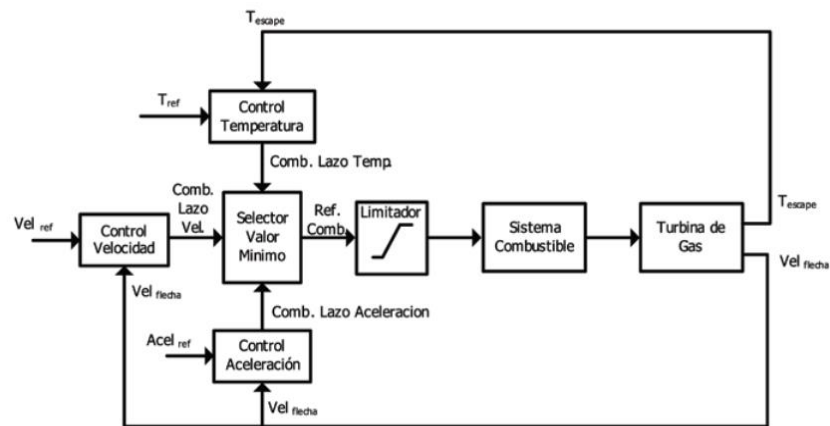


Fig 21. Principales bloques del modelo

Como se ve en el modelo existen tres lazos independientes de control que están tratando de controlar el combustible de la máquina en todo momento.

El lazo de velocidad/carga tiene como objetivo regular la velocidad de la turbina. Este lazo tratará de controlar el combustible de gas para mantener la velocidad en una cierta referencia. Los lazos de temperatura y aceleración solo operan en caso de alguna anomalía en el funcionamiento de la microturbina.

El lazo de Temperatura controlará el combustible suministrado a la turbina de gas con el objetivo de mantener la máxima temperatura de los gases a la salida del sistema de combustión antes de entrar en la etapa de expansión en la turbina. Cuando la temperatura de los gases de escape exceden de un valor límite, el lazo de control debe accionarse de manera tal que reduce la potencia de salida, de forma que hace que la temperatura se encuentre en todo momento dentro de sus valores límites.

El lazo de aceleración protegerá a la unidad de posibles aceleraciones fuera de los límites permisibles en el rotor de la turbina. El control de aceleración evita que el generador se acelere sobre sus límites, si esto ocurre, envía una señal para reducir la señal de combustible y por lo tanto la potencia de salida se reduce, limitando la aceleración.

La salida de los distintos lazos de control constituye la entrada al bloque de control denominado bloque "Valor Mínimo", el cual opera tomando en cuenta el menor valor de las señales de control.

La salida de este bloque comanda el sistema de combustible y por consiguiente la potencia mecánica proporcionada por la turbina a gas.

En el selector de valor mínimo se hace una comparación entre las señales de los tres bucles de control (velocidad, temperatura y aceleración).

El propósito de esta comparación es la de obtener una señal de salida correspondiente a la menor de las tres señales, proporcionando así una tasa de consumo de combustible más pequeño. El bloque selector mínimo viene expresado en la figura.

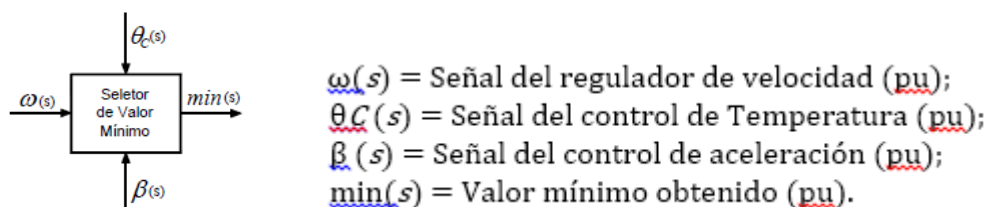


Fig 22. Bloque valor mínimo

3.2.1 Control de velocidad

Dado que la frecuencia del sistema de energía está directamente vinculada a la rotación, o velocidad angular, las microturbinas de gas para generar energía consideran el uso de sistemas de control de velocidad. Tales órganos de mando tienen la función básica de mantener la frecuencia del sistema con la programada, el principal mecanismo de control de una microturbina de gas se origina cuando sufre trastornos del sistema. En condiciones normales de funcionamiento, los cambios experimentados por las cargas del sistema de energía son pequeñas, lo que lleva a ligeros cambios en el par eléctrico. Por lo tanto hay un pequeño desequilibrio entre el par de carga y el par mecánico. Sobre la base de este hecho, el regulador de velocidad actúa sobre las válvulas de admisión de combustible (Válvulas de control - GV) ver figura 23 aumentando o reduciendo el flujo, con el fin de alterar el par mecánico desarrollado por la turbina, buscando el restablecimiento del equilibrio entre los dos conjugados.

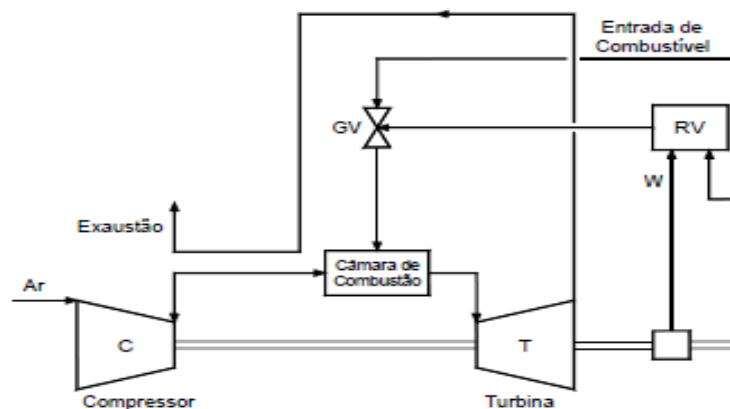


Fig 23. Regulador de velocidad

De acuerdo con la tecnología, hay diferentes tipos de regulador, entre los que se destacan los siguientes modelos: mecánico-hidráulico, electro-hidráulico y electrohidráulico digitales. Todos tienen sus propias características individuales y se puede representar de forma simplificada mediante modelos matemáticos.

La figura muestra el diagrama de bloques simplificado de un regulador de velocidad. El regulador depende de los valores adoptados para los parámetros W, X, Y, Z.



El control de velocidad opera entre una referencia velocidad y la velocidad del rotor sistema de la microturbina, el error de velocidad está fijado por la acción del regulador de velocidad. Es el principal medio de control para la turbina. El control de velocidad por lo general se modela mediante una función de transferencia avance y retraso.

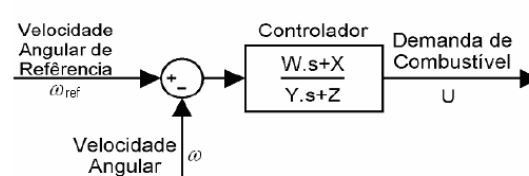


Fig 24. Control de velocidad

Las entradas:

- w = velocidad angular de la máquina
- w_{ref} = velocidad angular de referencia
- U = demanda de combustible.

Los parámetros:

- W es la ganancia del controlador.
 - X, Y es una constante de tiempo de avance (retraso) del regulador
 - Z es una constante que representa el modo del regulador (caída $Z=1$ o isócrono $Z=0$).
- En el modelo estudiado el regulador será de caída.

En aplicaciones con turbinas, se considera normalmente dos modelos básicos de reguladores de velocidad: regulador isócrono y con regulador de velocidad de caída. El regulador de velocidad de caída es un control proporcional puro donde la salida es proporcional al error de velocidad.

Un isócrono es un integrador puro donde la salida es una función del error de velocidad. Por lo tanto, la salida del isócrono debe ser integrada hasta que el error de velocidad es cero.





3.2.2 Control de aceleración

La tasa de cambio de velocidad, o la aceleración de la turbina deben estar limitado para que no llegue a una región inestable de la operación. Teniendo en cuenta parámetros tales como descarga del compresor y la temperatura de los gases de escape de la turbina.

Control de la aceleración se utiliza principalmente durante el arranque de la turbina para limitar la velocidad de la aceleración del rotor antes de alcanzar la velocidad de funcionamiento. Si la velocidad de funcionamiento del sistema está cerca de su velocidad nominal, el control de la aceleración podría ser eliminado en el modelo.

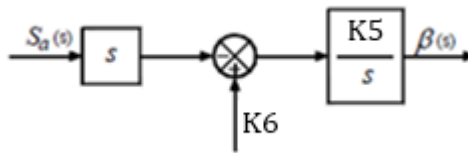


Fig 25. Control de aceleración

Entradas y salidas

$S_a(s)$ = Señal de entrada del control de aceleración

$\beta(s)$ = Señal de salida del control de aceleración

Parámetros

$K5$ = Ganancia del control de aceleración;

$K6$ = Valor de referencia del control de aceleración

3.2.3 Control de temperatura

Otro bucle de control que se considera es el sistema de control de temperatura. El diagrama de bloques del sistema de temperatura se muestra en la figura. El combustible se quema en la cámara de combustión aumentando la temperatura de los gases de escape. La temperatura de estos gases se mide utilizando una serie de termopares que incorporan escudos de radiación. Los termopares y escudos de radiación están representados por funciones de transferencia. La temperatura de los gases de escape T_x medida por el termopar se compara con el valor de referencia T_R y el error actúa sobre el controlador de temperatura.





Normalmente, la señal de resultado de comparación de la señal de señal de referencia y el termopar es positiva, lo que hace la temperatura siempre esté en el límite máximo, lo que permite actuar normalmente al control de velocidad. Cuando la salida del termopar supera la temperatura de referencia. El valor anterior pasará a través del selector de valor mínimo para limitar la salida y la microturbina funcionará con el control de la temperatura.

El protector contra la radiación introduce un retraso en la medición de la temperatura. Matemáticamente esto se puede representar mediante un diagrama de bloques mostrado en la Figura 26

Los termopares se utilizan en la medición de la temperatura de los gases de escape de la turbina. La constante de tiempo del termopar es una medida del tiempo de retraso de respuesta debido a una variación de temperatura. La dinámica del bucle de control se ve afectado por esta constante

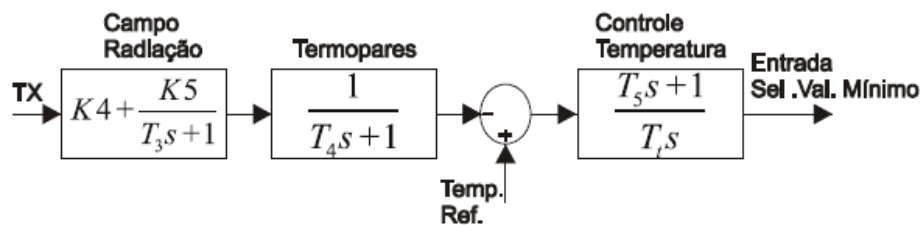


Fig 26. Control de Temperatura

Entradas y salidas:

La entrada al controlador de temperatura es la temperatura de escape (Tx) y la salida es la señal de control de temperatura al selector de valor mínimo [7].

Parámetros

K4 y K5 son constantes asociadas con el protector de la radiación

T3, T4 son constantes de tiempo asociadas con el escudo de radiación y al termopar, respectivamente.

T5 es la constante de tiempo asociada con controlador de temperatura.

Tt es la tasa de inserción controlador de temperatura

Un aumento en la demanda de energía requiere un aumento en el flujo combustible que se traduce en una elevación de la temperatura de funcionamiento de la turbina. Esto se restringe cuando se alcanza el límite máximo del material utilizado en la turbina.





3.2.4 Sistema de combustible

El esquema de control de combustible se muestra en la figura. Las señales de entrada al control de combustible son la señal de demanda de combustible de alguno de los tres controles (velocidad, aceleración, temperatura). El valor más bajo de estos tres controles es la entrada, esta señal es la demanda de combustible. Otra entrada al sistema de combustible es la velocidad de la turbina N por unidad (limitado por el control de la aceleración). El sistema de combustible de la microturbina de gas está diseñado para proporcionar la entrada en proporción al producto de la señal de demanda por la velocidad. El sistema de combustible se compone del posicionador de válvula y el actuador. El flujo de combustible se obtiene a partir del actuador del sistema de combustible y de la posición de la válvula, cuyas funciones de transferencia se dan a continuación.

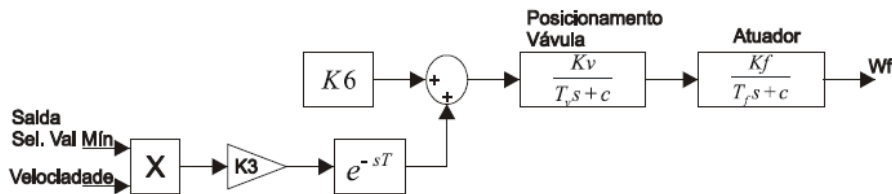


Fig 27. Sistema de combustible

$K6$ = Constante que representa el consumo propio de la turbina (pu)

$K3$ = Constante que representa la influencia de la demanda de combustible de la turbina (pu)

K_v, T_v, c = Valores asociados a función de transferencia del posicionador de la válvula de admisión de combustible (pu).

τ_f = Constante de tiempo de los actuadores del sistema de combustible(s).

$W_f(s)$ =Flujo de combustible (pu).

K_f = Realimentador del sistema de combustible (pu).

La señal de entrada se escala por la ganancia $K3$ y es compensado por $K6$, que es el flujo de combustible sin carga, velocidad nominal. A continuación, la señal pasa a través de posicionador de la válvula y el actuador para producir el flujo de combustible de la señal W_f .



3.2.5 Compresor, combustor y turbina

El trabajo de la microturbina puede ser descrito de la siguiente forma: el aire a presión atmosférica entra en la turbina de gas en la entrada del compresor. Después de la compresión del aire para lograr las condiciones más favorables para la combustión, el gas combustible se mezcla con el aire en la cámara de combustión. A continuación, la combustión se lleva a cabo y los gases de escape calientes se expanden a través de la turbina para producir la energía mecánica. La energía química se transfiere a la corriente de gas durante la combustión. Esta energía, medida en términos de entalpía gas, se convierte entonces en el trabajo mecánico mediante la expansión del gas a través de la turbina. El compresor de la turbina es el corazón de la microturbina y es esencialmente lineal, no dinámico (con la excepción de la constante de tiempo del rotor [8]). Hay un pequeño retraso de transporte T_{CR} , asociado con el tiempo de reacción de combustión, un T_{CD} tiempo de retraso, asociado con el volumen de descarga del compresor y un T_{TD} retardo de transporte, para el transporte de gas desde el sistema de combustión a través de la turbina. Los valores de estos retrasos se dan en [Rowen, 1983] y [Hajagos, 2001].

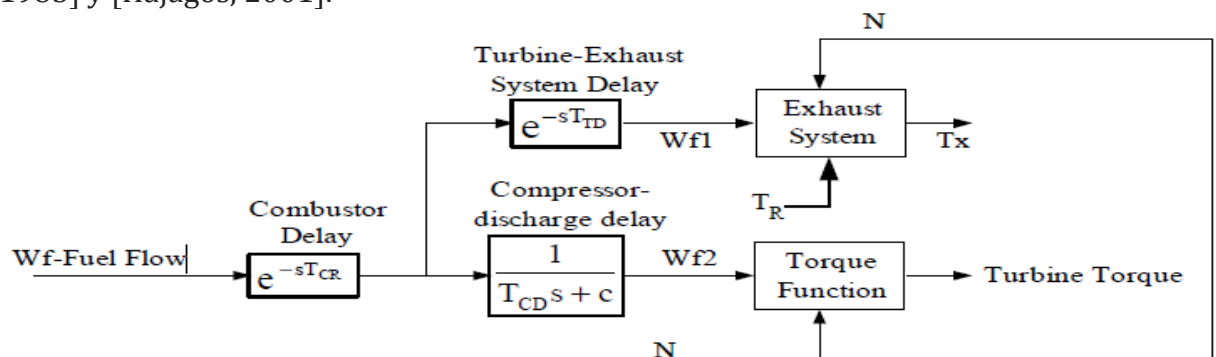


Fig 28. Sistema compresor, combustor, turbina

El diagrama de bloques del compresor y turbina se muestra en la Fig. 5. En esta figura se representan tanto el par motor como las características de temperatura de escape de la turbina de gas son lineales esencialmente con respecto al flujo de combustible y velocidad de la turbina y están dadas por las siguientes ecuaciones:

$$\text{Turbine torque} = T = 1.3 (w_{f2} - 0.23) + 0.5 (1 - N)$$

$$\text{Exhaust gas temperature} = T_{ex} = T_R - 700 (1 - w_{f1}) + 550 (1 - N)$$

Donde T_R es la temperatura de referencia.

N es por velocidad de giro de la microturbina.

w_{f1} , w_{f2} es la señal de demanda de combustible de la microturbina.

El valor constante 1,3 en la expresión par de la turbina depende del valor de calentamiento entalpía de la corriente de gas en la cámara de combustión.

3.3 Revisión bibliográfica de los modelos de turbinas de gas

El modelo más generalizado se describe en el artículo de Rowen (1983). Este modelo se tomó como estándar, este modelo ha sido explicado en detalle en el apartado anterior. A continuación, se muestran de forma descriptiva una serie de importantes trabajos a partir de este modelo y la evolución que han ido teniendo los diferentes modelos para las turbinas de gas.

El artículo Schobeiri [1985] muestra una simulación transitoria de los diferentes procesos de dos tipos de turbinas. El estudio se basa en las leyes de conservación de la masa y la energía. La simulación se compara con las pruebas en el laboratorio. Para modelar cada parte de la turbina está representado por un bloque, y la dinámica de cada bloque derivado de dichas leyes. Este tipo de modelo necesita una herramienta computacional debido a la complejidad numérica de las ecuaciones involucradas.

Guan [1987] propone un nuevo método. Se utiliza un software que simula un banco de pruebas para motores a reacción que operan en condiciones de vuelo reales. El autor sugiere que el trabajo se puede utilizar para el modelado y simulación de turbinas de gas o sistemas de control de procesos industriales.

En Rowen [1988] presenta las características de funcionamiento de las turbinas de gas y ajustes en el modelo de control a las variaciones de temperatura y presión ambiente. Tablas de valores se proporcionan para ajustar el flujo de entrada de aire, potencia, par motor, el flujo de combustible y la temperatura de los gases de escape.

El artículo de Hung [1991] es un modelo completo de la dinámica de una turbina de gas de doble eje. Un conjunto de ecuaciones laplacianas se crea utilizando las variables de flujo de combustible, la velocidad del eje de la turbina, la presión de descarga del compresor, la presión de escape y la temperatura y la energía en el gas de escape. Una técnica de mínimos cuadrados se usa para encontrar los parámetros que caracterizan la dinámica de la turbina.

Rowen [1992] es una adaptación de su primer modelo de control para turbina de gas de un solo eje con carga mecánica variable. Incluye un nuevo elemento de control. El IGV modifica el flujo de gas para mantener la temperatura de los gases de escape en la carga parcial máxima. Por lo tanto mejora la eficiencia del sistema cuando se quiere del calor de los gases de escape. El artículo proporciona parámetros para diferentes modelos de turbinas.

Hannett [1993] utiliza el modelo de Rowen y compara la simulación con los datos obtenidos de un sistema eléctrico. Se utilizan dos tipos de control de velocidad: control de avance de retardo y de control PID (proporcional - integral - derivativo). Para determinar los parámetros en el diagrama de bloques medidos las variables de estado estacionario y realizadas para cargar pruebas de variación.

Jurado [2000] modificar el modelo Rowen con dos bloques Fuzzy cuyas ganancias son ajustadas usando redes neuronales. Tiene dos variables de control: La energía mecánica y la velocidad angular.

Lasseter [2001] proporciona un modelo de control de corriente de carga de una microturbina con convertidor electrónico. Este modelo es uno de los pocos presentes en la literatura específicamente aplicable a las microturbinas. El diagrama de bloques se obtiene de las ecuaciones del sistema rectificador inversor electrónico.

Banetta [2001] estudió un modelo en Simulink de una planta de cogeneración con microturbina. Estudiado el rendimiento de este sistema cuando se conecta a la red eléctrica, tanto en condiciones normales, como siendo sometido a alguna perturbación.

Obras como Passaro [2002] y Mendes [2006] demuestran cómo se pueden aprovechar los modelos de turbina de gas en el análisis de sistemas de potencia, y la necesidad de desarrollar este tipo de herramientas y aplicaciones en el Sistema Eléctrico.

Gomes [2003] presenta un análisis económico de los costes de generación y el retorno de la inversión mediante 30kW micro-turbinas en diferentes regiones. Se muestran algunas conclusiones interesantes sobre las oportunidades de inversión en la generación distribuida.

En la tesis Rendón [2005] se muestra el desarrollo de dos modelos dinámicos lineales para la microturbina de gas. A partir del modelo estándar de microturbinas de gas [Rowen] dos modelos fueron validados para los dos modos de funcionamiento microturbina: Conectado a la red ("Grid Connect") y modo aislado ("Stand Alone"). Se obtuvieron los parámetros del modelo utilizando una herramienta Matlab denominada Ident donde se probaron tres tipos de modelos: ARX, ARMAX y Box-Jenkins. Ident utiliza Estimador Mínimo cuadrados para transformar los datos experimentales en funciones de transferencia. Se desarrollan programas para transformar las funciones de transferencia en el dominio s utilizando un mantenedor de orden cero. Los modelos se muestran en detalle explicando las variables implicadas, las pruebas de características de los bancos en el sistema de sensores y adquisición de datos, los valores de los parámetros obtenidos y los códigos que se han desarrollado en MATLAB para calcular los parámetros correspondientes.

3.4 Descripción del modelo continuo: Microturbina

El modelo a ser usado se basa en la tesis Rendón (2005) para la microturbina con referencia [9]. Posteriormente se incorporará el modelo de un intercambiador de calor y una máquina de absorción. A continuación, se describe este modelo de microturbina que se basa en [Rowen] pero con las siguientes modificaciones:

(a) El control de la temperatura y el control de la aceleración no tienen impacto en las condiciones normales de funcionamiento; por lo tanto, pueden ser omitidas. En este capítulo solo el comportamiento electromecánico de microturbina es nuestro principal interés.

(b) Se omiten los retrasos por desplazamiento de combustible y los gases de escape también. Así como los límites superior e inferior de demanda de combustible.

(c) El recuperador no se incluye en este modelo, ya que se utiliza principalmente para aumentar la eficiencia del sistema.

(d) El bloque del sistema de combustible fue reducido a una función de transferencia de primer orden. Esto es debido al pequeño tamaño de sus componentes y el pequeño valor de las constantes de tiempo del sistema.

El modelo de la microturbina es un modelo dinámico térmico complicado. No es realista para construir el modelo exacto debido a la existencia de no linealidades e incertidumbres. Es importante aplicar la estrategia de control apropiada para el modelo. El sistema de micro-turbina está controlada principalmente por el control de velocidad.

El modelo de Rowen [1983] de la figura 20 fue modificado para adaptarlo a un sistema de control de velocidad angular variable, tal y como se muestra en la figura 29

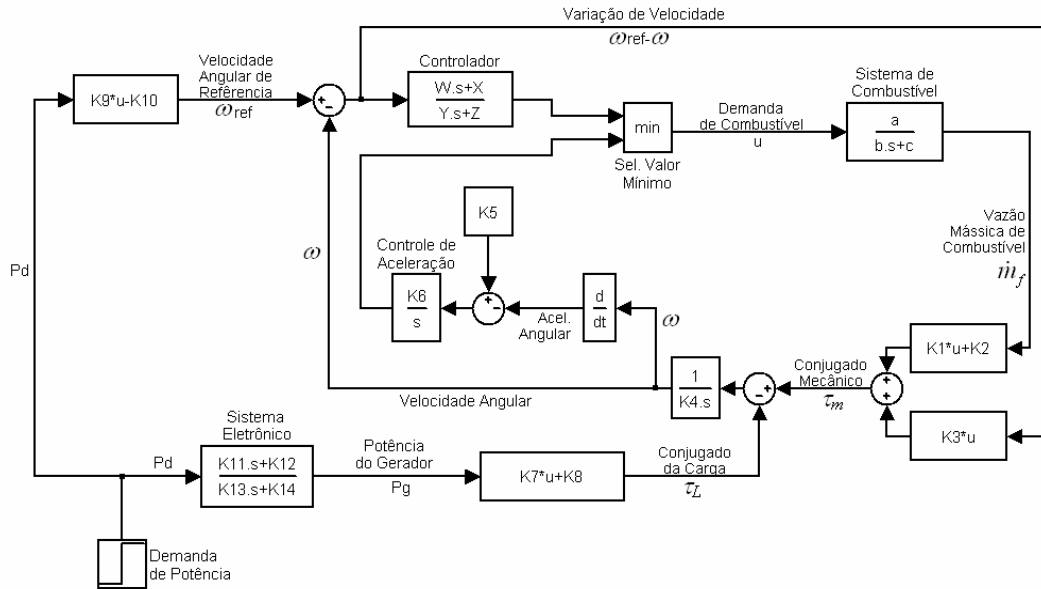


Fig 29. Modelo (Rendón 2005)

Cada bloque del modelo fue analizado independientemente identificando las variables de entrada y salida de cada uno. La principal diferencia con el modelo anterior está en la variable controlada. En este caso la variable controlada es la velocidad angular. A través de los ensayos experimentales en la tesis se obtuvieron el valor de los parámetros de las funciones de transferencia en el dominio s.

El **Controlador de Demanda de Combustible** es una función de transferencia que tiene como entrada la diferencia entre velocidad angular de la máquina (w) y una velocidad de referencia (w_{ref}). La salida es una demanda de combustible u .

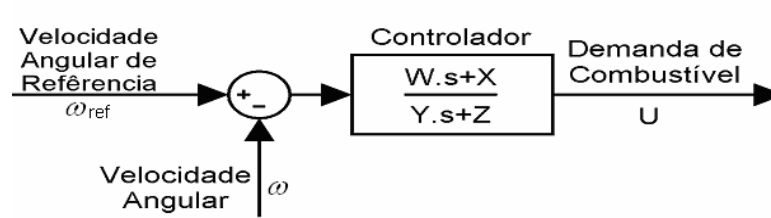


Fig 30. Bloque demanda de combustible

La ecuación obtenida corresponde de función de transferencia

$$FT = \frac{0,00002s + 0,00068}{s + 0,0002}$$



Velocidad de referencia. Para ajustar el modelo original, Rowen [1983] la característica de velocidad variable, la velocidad de referencia (ω_{ref}) fue aproximada como función lineal de la demanda de potencia (P_d) Debido a la característica de velocidad variable de la microturbina

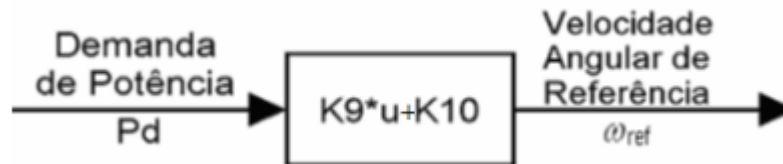


Fig 31. Bloque velocidad de referencia

La ecuación que se corresponde con la velocidad angular de referencia de la función de transferencia:

$$\omega_{ref} = 0,1821P_i + 6111,3$$

El sistema electrónico rectificador-inversor fue modelado como una función de transferencia de primer orden como se observa en la figura 32. El aumento de la potencia del generador se produce gradualmente y después de haber pasado unos pocos segundos a cambio en la demanda de potencia.

Al considerar un paso en la demanda de energía (P_d), el sistema electrónico de la máquina tarda unos segundos hasta que la potencia del generador (P_g) llega a esta variación. Este retraso se modela como una función de transferencia de primer orden.

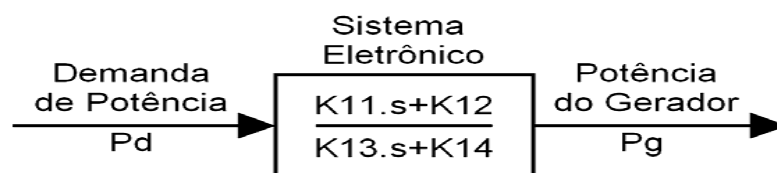


Fig 32. Bloque sistema electrónico rectificador-inversor

La ecuación equiparable a la función de transferencia en s de la figura 20.

$$FT = \frac{0,0067s + 0,1224}{s + 0,108}$$

La entrada de este bloque es la demanda de potencia y la potencia de salida del generador.





El conjugado de carga (T_L) es lineal con relación a la potencia del generador (P_g). Esta potencia varía de acuerdo a la demanda de potencia (P_d). El sistema electrónico de control recibe la demanda de potencia y ajusta el sistema.

El par de carga se aproxima como una función lineal de Potencia del generador (P_g). El bloque es el mostrado en la figura

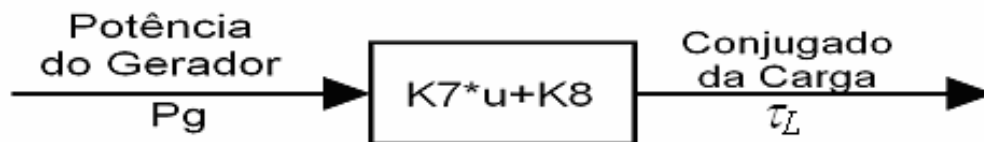


Fig 33. Bloque conjugado de carga

La ecuación que corresponde a la figura 33 del par de carga de la función de transferencia.

$$\tau_L = 0,000079P_g + 0,6464$$

Sistema de combustible. Una función de transferencia del sistema de combustible tiene como entrada una demanda porcentual de combustible (u), y como salida un flujo de combustible. Como se muestra en la figura 34. En el modelo original el sistema tenía dos bloques de primer orden en cascada, incluido un lazo de realimentación del posicionador de válvula se ha sustituido por la siguiente función de transferencia de primer orden.

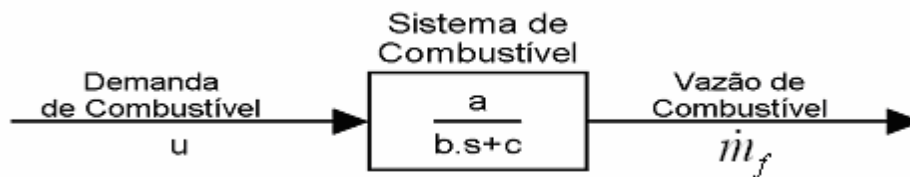


Fig 34. Bloque sistema de combustible

La ecuación obtenida que corresponde con la función de transferencia

$$FT_1 = \frac{0,0357}{s + 0,1613}$$





Par mecánico El par mecánico (T_m) es obtenido como una función de flujo de combustible (m) y de variación de velocidad angular. Una función que relaciona un flujo y el conjugado fue probada utilizando una función lineal. Se obtiene la relación de variación de velocidad angular haciendo pruebas de simulación del modelo final.

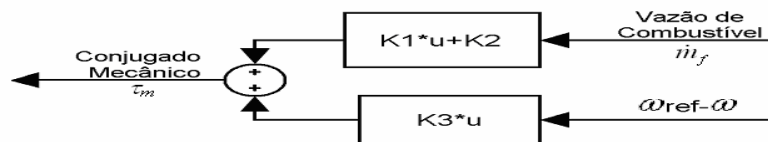


Fig 35. Bloque par mecánico

Las ecuaciones que se corresponden a la figura del par mecánico

$$\tau_m = 0,272\dot{m}_f + 0,185$$

$$\tau_m = 0,0005 \omega_{ref}-\omega$$

Velocidad angular la velocidad angular de salida del bloque cuya entrada es la diferencia entre el par mecánico y el par de carga. Se observa que en el modelo original se trata de una función integradora pura.

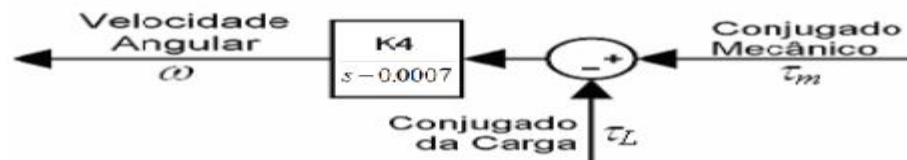


Fig 36. Bloque velocidad angular

La ecuación que se corresponde con función de transferencia

$$FT = \frac{349,5901}{s - 0,0007}$$

Parámetros Obtenidos en el modelo de validación en Red

a	0,0285	K3	0,0005	K7	0,000079	K11	0,0067	W	0,00002
b	1	K4	1/349,59	K8	0,6464	K12	0,1224	X	0,00068
c	0,1274	K5	-	K9	0,1821	K13	1	Y	1
K1	0,272	K6	-	K10	6111,3	K14	0,108	Z	0,0002
K2	0,185								

Tabla 1. Coeficientes del modelo continuo



3.5 Descripción del modelo discreto a ser usado. Microturbina

Simulink es la interfaz gráfica de simulación de MATLAB. Permite el análisis de sistemas mediante la simulación de los modelos construidos. En la librería principal aparecen los bloques agrupados en las siguientes categorías: continuos, no lineales, discretos, tablas, operaciones matemáticas, subsistemas, señales de entrada, señales de salida etc.

En la sección anterior se ha construido el diagrama de bloques de un modelo de microturbina continuo con funciones de transferencia en s . Al igual que los sistemas continuos, los sistemas discretos se pueden representar en Simulink mediante su función de transferencia en z . En esta sección se va a construir un modelo de simulación discreto con funciones de transferencia en z equivalentes al modelo anterior.

El ajuste de los parámetros de compilación para la creación de este modelo de tiempo real se efectúa dentro del menú Simulation Parameters

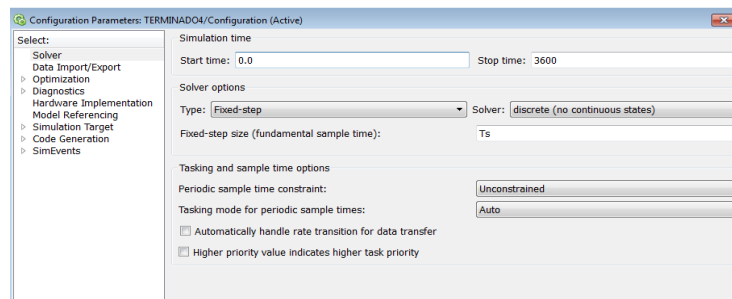


Fig 37. Configuración de parámetro Simulink

Para realizar la simulación en tiempo real en Matlab simulink es de tipo Fixed-step y el solver empleado es discrete (no continuous states).

Se debe construir un modelo discreto a partir del modelo continuo. Para ello, es necesario una constante de tiempo, denominada Tiempo de Muestreo (T_s), y construir el modelo discreto a partir de dichas muestras.

Existen diversos métodos de conversión continuo-discreto, aunque aquí sólo se comentan los más comunes.

Mantenedor orden zero

La forma más sencilla de muestrear una señal continua consiste en utilizar un elemento muestreador ideal, que se representa mediante un interruptor que se cierra cada T_s segundos, junto con un elemento que mantiene fija la muestra a lo largo del periodo de muestreo

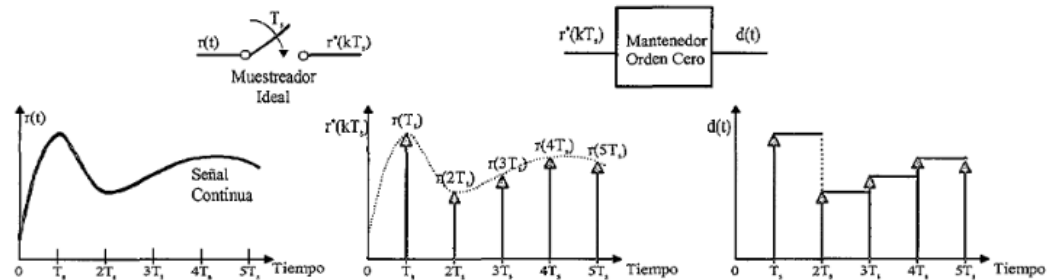


Fig 38. Mantenedor orden zero

En la figura se presentan todos estos elementos. La señal de entrada continua, $r(t)$, es muestreada cada T_s segundos, obteniéndose la señal discreta $d(t)$. El error introducido al aproximar la función continua $r(t)$ por $d(t)$ cumple la relación

$$|r(t) - d(t)|_{ZOH} \leq T_s \cdot \max \left| \frac{dr(t)}{dt} \right|.$$

Mantenedor de orden uno

La salida de este mantenedor es una función continua lineal a trozos y, por tanto, no es derivable. En la figura C.3 se muestra su variación temporal. La señal de salida, $d(t)$, coincide con la señal de entrada, $r(t)$ en los instantes de muestreo.

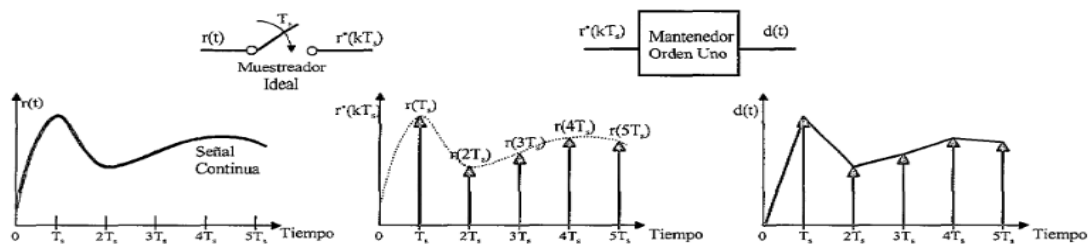


Fig 39. Mantenedor orden uno

El error cometido al aproximar $r(t)$ por $d(t)$

$$|r(t) - d(t)|_{FOH} \leq T_s^2 \cdot \max \left| \frac{d^2 r(t)}{dt^2} \right|$$

Transformación de Tustin

Consiste en realizar la siguiente transformación bilineal:

Donde s representa la variable continua de la transformada de Laplace, mientras que z representa la variable discreta de la transformada Z. La transformación que se deduce al realizar una aproximación trapezoidal de la derivada, permite relacionar el semiplano izquierdo continuo (que determina la región estable en los sistemas continuos) con el interior del círculo unidad del plano discreto.

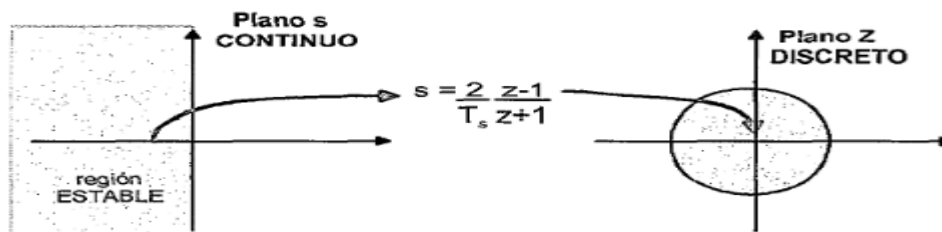


Fig 40. Transformación de Tustin

Paso continuo ↔ discreto con MATLAB

Matlab dispone de herramientas para la obtención del sistema discreto equivalente a un sistema continuo dado: Este proceso lo sabemos resolver manualmente mediante una fórmula y los resultados dependen del método que es el tipo de bloqueador empleado: de orden cero, de orden uno, etc.

La instrucción de Matlab que calcula el equivalente discreto para un sistema continuo dado es **c2d**. El formato más simple para la instrucción **c2d** es el siguiente:

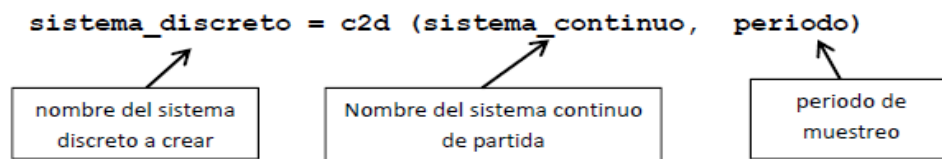


Fig 41. Discreto con Matlab

La función de transferencia equivalente se obtendrá escribiendo la función y el método

$$[\text{numd}, \text{dend}] = \text{c2dm}(\text{num}, \text{den}, T_s, \text{'method'})$$

Podemos ver como Matlab nos devuelve la función de transferencia correspondiente al sistema discreto. De esta forma se calculan las funciones discretas equivalentes.

3.5.1 Sistema discreto equivalente

Una vez obtenidas las funciones de transferencia equivalentes se introducen en Matlab utilizando el bloque 'Discrete Transfer Function' de la categoría 'Discrete'. Los coeficientes de numerador y denominador se introducen como vectores, al igual que en el caso de los sistemas continuos.

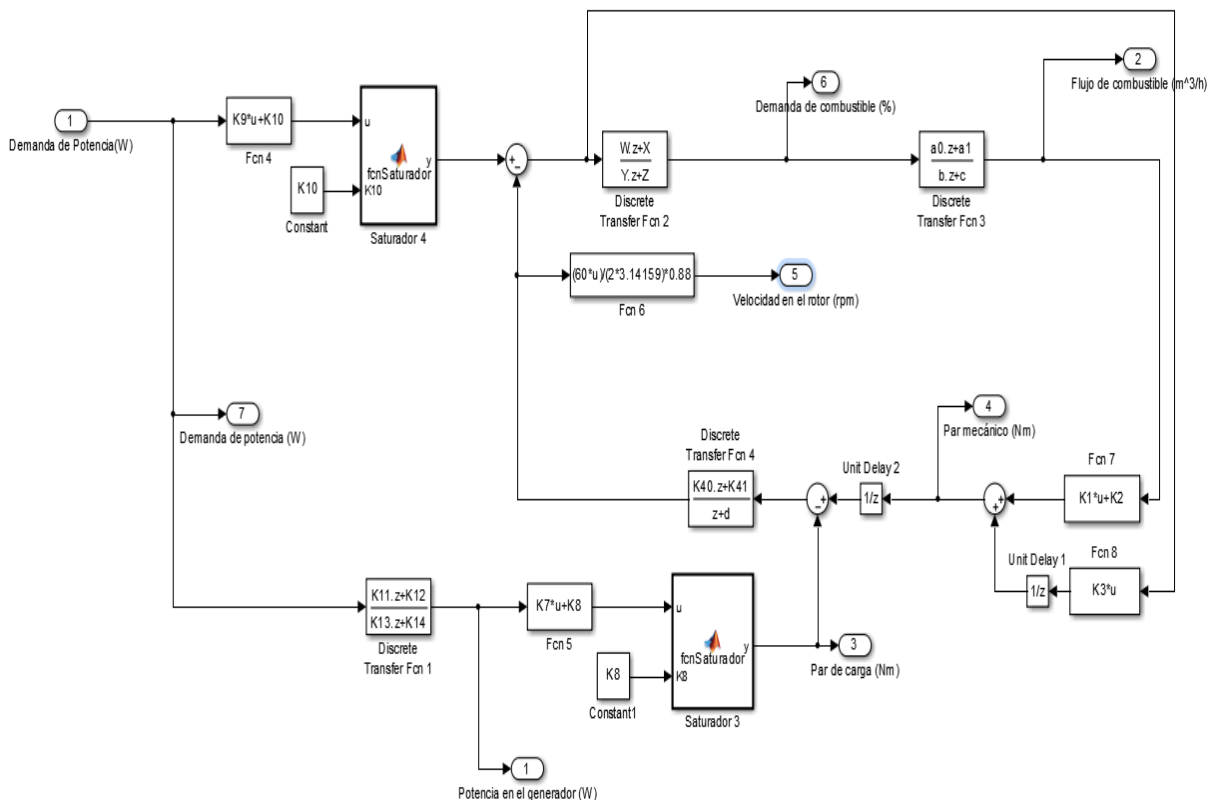


Fig 42. Sistema discreto equivalente

Las funciones de transferencia discretas se obtienen al aplicar la función c2d anteriormente descrita a las funciones de transferencia continuas y sus parámetros vienen calculados en la tabla 2, las funciones (Fcn) son las mismas que en el modelo de Rendón, los Saturadores 3 y 4 se utilizan para que la salida del par de carga se cero cuando la referencia de la microturbina sea cero.

a0=0.006976	a1=0.00683	b=1	c=-0.9383	d=-1
K1=0.272	K2=0.185	K3=0.0005	K40=87.41	K41=87.42
K5=0.01	K6=0	K7=0.000079	K8=0.6464	K9=0.1821
K10=6111.3	K11=0.03658	K12=0.023	K13=1	K14=-0.9474

Tabla 2. Coeficientes del modelo discreto



3.5.2 entradas del modelo:

Es la potencia de referencia expresada en watos, puede ser una entrada escalón o un perfil creado en Matlab.

En el modo conectado a red el cambio de referencia de potencia se realiza en el ordenador utilizando el software del fabricante, manualmente en la propia microturbina o desde el scada.

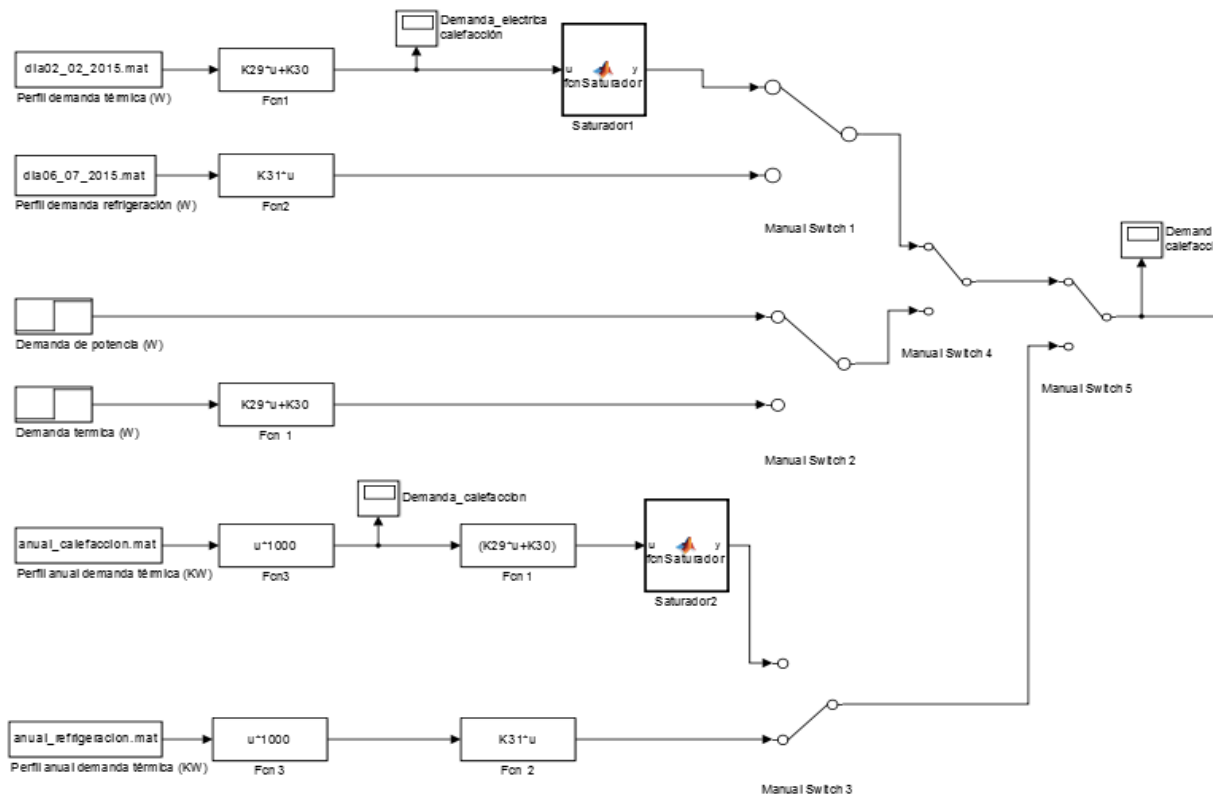


Fig 43. Entrada del modelo

Manual Switch son interruptores para elegir el tipo de entrada al modelo
 Fcn1,2 lo que hacen es dar a la microturbina la entrada de potencia de referencia necesaria para la demanda térmica exigida
 Fcn3 pasa la entrada del perfil a watos
 Los saturadores 1 y 2 son funciones en Matlab que evitan el cero y los resultados sean negativos
 $K29=0.661$ $K30=-10527$ $K31=0.2841$



Demanda de potencia (vatios) es la potencia a la cual queremos que funcione la microturbina. En el modelo se representa mediante una entrada en escalón, donde se introduce la referencia de funcionamiento, Las pruebas se realizaron con microturbina de 30 kW, la demanda de potencia puede variar desde 1000 hasta 30000 w.

La demanda térmica (vatios) es una entrada de escalón al igual que la demanda eléctrica con la diferencia que se refiere a la demanda de energía de calefacción que una sala o edificio necesita, con el fin de conocer cuanta energía térmica hay que proporcionarle para de mantenerlo a la temperatura de consigna. Usualmente las temperaturas de consigna o de confort son de 18°C o 20°C. Para obtener la demanda eléctrica a partir de la demanda térmica necesaria para cubrir las necesidades del edificio se utilizará la siguiente función Fcn2. Esta entrada es el calor suministrado por la microturbina, esta potencia térmica podrá variar desde 15000 que es el calor mínimo que produce la microturbina en la mínima potencia de funcionamiento hasta los 65000 vatios que es el calor máximo que es capaz de producir.

Se describe la obtención de los perfiles demanda térmica, refrigeración y los perfiles anuales de demanda de calefacción y refrigeración en el [capítulo3]

Perfil demanda térmica (vatios). Esta entrada calcula la demanda térmica de un día de calefacción en segundos. Se introduce un perfil diario creado en Matlab e importado en la misma carpeta del archivo de simulink. También se usa la misma función para obtener la demanda eléctrica Fcn2.

Dia02_02_2015.mat es un archivo Matlab con el perfil de calefacción de ese día

Perfil demanda refrigeración (vatios). Es análoga a la entrada anterior, se corresponde a la entrada del archivo creado en Matlab de un día de refrigeración. La función para calcular la demanda eléctrica a partir de un perfil demanda de refrigeración es la Fcn3.

Dia06_07_2015.mat es un archivo Matlab con el perfil de un día de refrigeración

Perfil anual de demanda calefacción (kW). Esta entrada calcula la demanda térmica de un año de calefacción en horas e introduce un perfil importado de un año creado en Matlab.

anual_calefaccion.mat es el archivo Matlab obtenido con el programa homer para obtener la demanda de un día de calefacción.

Perfil anual de demanda refrigeración (kW). Es análogo al perfil anterior pero para demanda térmica de un año de refrigeración.

anual_refrigeration.mat es el archivo Matlab obtenido con el programa homer para obtener la demanda de un día de refrigeración.

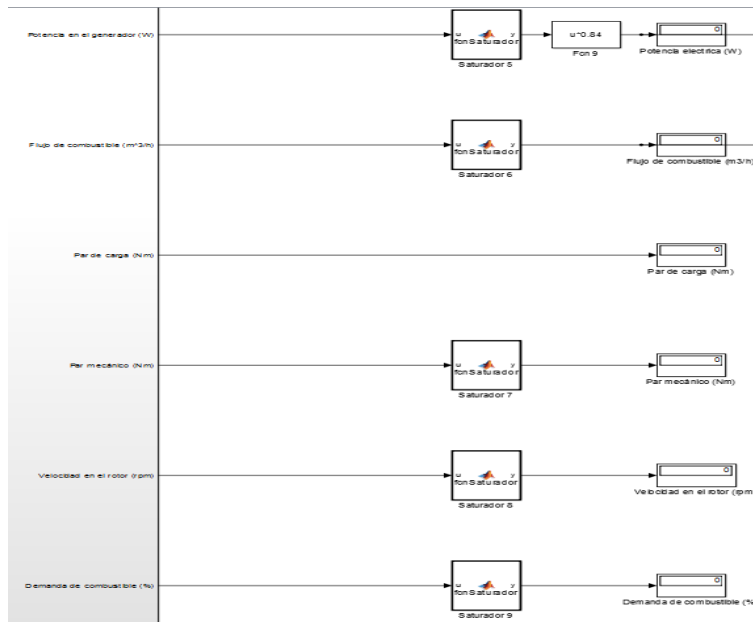




3.5.3 La salida del modelo de la microturbina turbina

Las variables que se obtienen en el modelo son:

- Potencia en el generador (vatios)
- Demanda de combustible (%)
- Flujo de combustible (m3/h)
- Par mecánico (Nm)
- Par de carga (Nm)
- Velocidad angular (rpm)



Los saturadores 5,6,7,8,9 son para que se muestre un cero en el display cuando la microturbina esté con referencia 0

La Fnc9 es una función que aplica un rendimiento de 0.83 que son las pérdidas [10]

- bearings, turbine 98%
- alternator/generator, electrical 95%
- bearings, alt/gen 98%
- alt/gen windage 96%
- inverter/rectifier 95%

$$0.98 \cdot 0.95 \cdot 0.98 \cdot 0.96 \cdot 0.95 = 0.83$$

Estos parámetros han sido medidos en los ensayos con el scada de la microrred de CENER y se han validado en el [capítulo4].



3.6 Intercambiador de calor

En el presente proyecto es necesario el empleo de un intercambiador de calor, ya que dicho equipo es empleado para extraer el calor de los gases de escape de la microturbina con el fin de satisfacer las demandas térmicas del sistema. El intercambiador de calor se ha modelado como un intercambiador de contracorriente. Este tipo de intercambiadores poseen altas eficiencias ($\approx 0,9$).

Los objetivos del modelo son a partir de unos datos de partida se calcula mediante las ecuaciones del intercambiador de calor las temperaturas de salidas del agua (T_{sa}), los gases de escape (T_{sg}) y el calor transferido (Q) en watos y se compararan con las medidas de los ensayos realizados [capítulo 4] para validar el modelo del intercambiador.

Los datos de Partida para el cálculo del intercambiador son las funciones Fcn12,13,14,15 que son obtenidas mediante tablas del fabricante o los ensayos realizados.

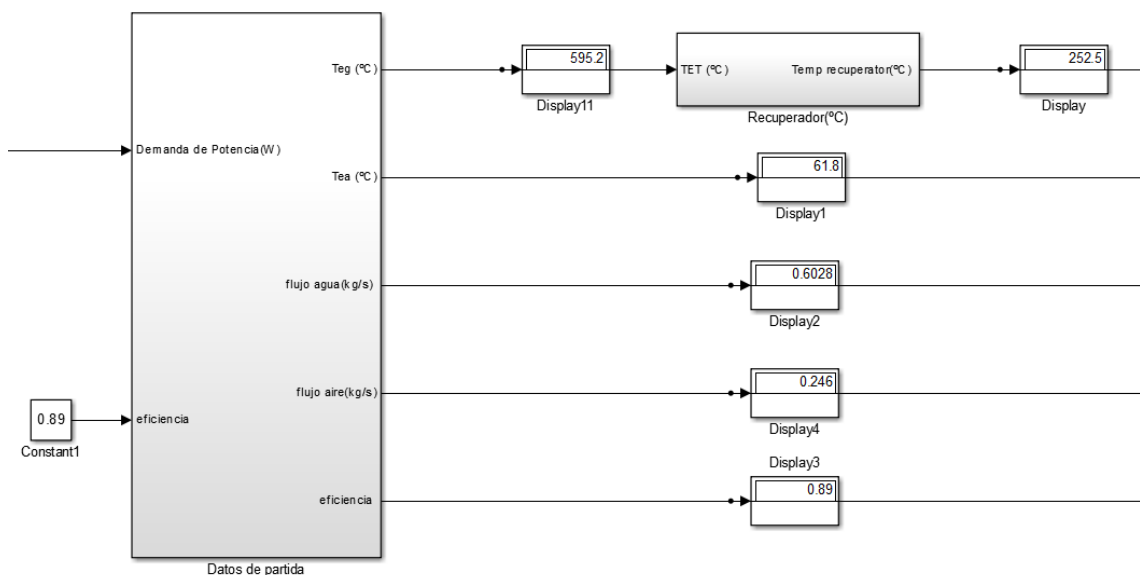


Fig 44. Datos de partida del intercambiador

Demanda de Potencia (w): es la referencia eléctrica de funcionamiento de la microturbina en vatios.

Teg (°C): Es la temperatura de entrada de los gases de escape de la microturbina, se ha obtenido de las tablas del fabricante [Fig.45]. Es la función (Fcn12)

Tea (°C): Es la temperatura de entrada de agua fría que entra al circuito del intercambiador en (°C), ha sido obtenido midiendo directamente en la instalación en los ensayos realizados. (Fcn13)

Flujo de agua (Kg/s): Es el flujo de agua que ha sido medido en la instalación en los ensayos [capítulo5] que se obtiene multiplicado por la densidad del agua y dividiendo entre 3600 para pasarlo a (kg/s). Flujo agua medido (m³/h)*1000/3600. Fcn14 (Fcn14)

Flujo de aire (Kg/s): Es el flujo de aire en la entrada del intercambiador, este valor se obtiene de unas tablas del fabricante [Fig.45]. (Fcn15)

Para cada potencia de referencia (kW) se obtiene las siguientes mediante las siguientes funciones:

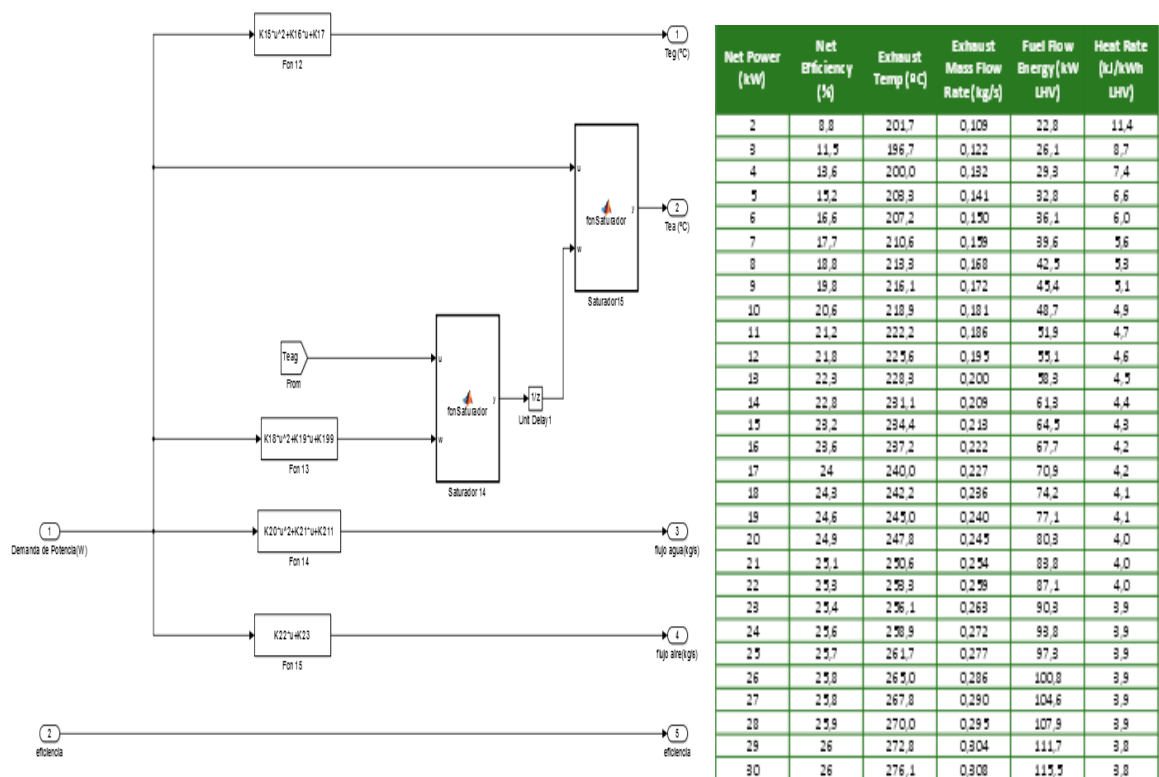


Fig 45. Funciones de los datos de parida del intercambiador



3.6.1 Eficiencia del intercambiador:

Se puede definir la eficiencia del intercambiador como la relación entre la transferencia real de calor y la transferencia de calor máxima posible.

$$e = \frac{Q_{real}}{Q_{max}}$$

- Q_{real} es la transferencia real de calor ha sido medida en los ensayos [capítulo4], con la cabeza electrónica supercal 531 en watios.

- Q_{max} depende de cual sea la capacidad calorífica menor, pueden darse dos situaciones:

$$C_{agua} < C_{gas} \rightarrow Q_{max} = C_{agua} \cdot (T_{eg} - T_{ea})$$

$$C_{gas} < C_{agua} \rightarrow Q_{max} = C_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{ea})$$

Donde:

C_{agua} = capacidad calorífica del fluido frio agua ($m_f \cdot C_{p f}$).

C_{gas} = capacidad calorífica del fluido caliente gas ($m_c \cdot C_{p c}$).

Para definir la eficiencia de un intercambiador de calor, debemos determinar primero la transferencia de calor máxima posible para dicho intercambiador.

En los cálculos del ensayos se observa que siempre **$C_{agua} < C_{gas}$**

Por tanto el caso de la instalación estudiada

$$C_{agua} < C_{gas} \rightarrow Q_{max} = C_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{ea})$$

Se supone que la eficiencia de los intercambiador es constante y lo más alta posible, para el caso del intercambiador estudiado es 0,89 calculada en el [capitulo4]





3.6.2 Cálculo de las ecuaciones del intercambiador de calor en contracorriente

Una vez obtenida la eficiencia obtenemos las siguientes relaciones matemáticas [11] [12]

$$e = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} = \frac{Q_{real}}{C_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{ea})}$$

$$e = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} = \frac{C_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{sg})}{C_{min} \cdot (T_{eg} - T_{ea})} = \frac{(T_{eg} - T_{sg})}{(T_{eg} - T_{ea})}$$

Resultando finalmente esta expresión:

$$e = \frac{(T_{eg} - T_{sg})}{(T_{eg} - T_{ea})}$$

Operando:

$$1 - e = \frac{(T_{eg} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})} - \frac{(T_{eg} - T_{sg})}{(T_{eg} - T_{ea})} = \frac{(T_{sg} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})}$$

Resultando finalmente esta expresión:

$$1 - e = \frac{(T_{sg} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})}$$

Por otro lado tenemos:

$$Q_{gas} = C_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{sg})$$

$$Q_{agua} = C_{agua} \cdot (T_{sa} - T_{ea})$$

$$Q_{gas} = Q_{agua}$$

Obtenemos la siguiente relación en función de la relación de capacidades caloríficas:

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{C_{gas}}{C_{agua}} = \frac{Q_{gas}/(T_{eg} - T_{sg})}{Q_{agua}/(T_{sa} - T_{ea})} = \frac{(T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})}$$

$$Cr = \frac{C_{gas}}{C_{agua}} \quad (1)$$





$$Cr = \frac{(T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})}$$

$$1 - Cr = \frac{(T_{eg} - T_{sg})}{(T_{eg} - T_{sg})} - \frac{(T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})} = \frac{(T_{eg} - T_{sg}) - (T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})}$$

Para abreviar llamaremos

$$\mathbf{B = 1 - Cr \quad (2)}$$

Obtenemos la siguiente expresión

$$B = \frac{(T_{eg} - T_{sg}) - (T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})}$$

Pudiendo escribir la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} 1 - e \cdot Cr &= 1 - \frac{(T_{eg} - T_{sg})}{(T_{eg} - T_{ea})} \cdot \frac{(T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})} = 1 - \frac{(T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})} \\ &= \frac{(T_{eg} - T_{ea} - T_{sa} + T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})} = \frac{(T_{eg} - T_{ea} - T_{sa} + T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})} = \frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{eg} - T_{ea})} \end{aligned}$$

Dividiendo la expresión entre 1-e

$$\frac{1 - e \cdot Cr}{1 - e} = \frac{\frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{eg} - T_{ea})}}{\frac{(T_{sg} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})}} = \frac{(T_{eg} - T_{sa})(T_{eg} + T_{ea})}{(T_{eg} - T_{ea})(T_{sg} - T_{ea})} = \frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{ea})}$$

$$\mathbf{A = \frac{1 - e \cdot Cr}{1 - e} \quad (3)}$$

Obtenemos la siguiente expresión

$$A = \frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{ea})}$$





Obtenemos por lo tanto un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas:

$$A = \frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{ea})}$$

$$B = \frac{(T_{eg} - T_{sg}) - (T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})}$$

A y B son parámetros conocidos, ya que conocemos la eficiencia e y cr la relación de capacidades caloríficas.

$$A = \frac{1 - e \cdot Cr}{1 - e}$$

$$B = 1 - Cr$$

Las dos incógnitas son las temperaturas de salida del agua T_{sa} y la temperatura de salida del gas T_{sg} . Despejamos primero T_{sa} de la segunda ecuación por sustitución

$$B = \frac{(T_{eg} - T_{sg}) - (T_{sa} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})}$$

$$B(T_{eg} - T_{sg}) = (T_{eg} - T_{sg}) - (T_{sa} - T_{ea})$$

$$B(T_{eg} - T_{sg}) = T_{eg} - T_{sg} - T_{sa} + T_{ea}$$

$$T_{sa} = T_{eg} - T_{sg} + T_{ea} - B(T_{eg} - T_{sg})$$

$$T_{sa} = T_{eg} - T_{sg} + T_{ea} - BT_{eg} + BT_{sg}$$

Sustituimos en la primera ecuación T_{sa}

$$A(T_{sg} - T_{ea}) = (T_{eg} - T_{sa})$$

$$A(T_{sg} - T_{ea}) = (T_{eg} - T_{sa})$$

$$\mathbf{T_{sa} = T_{eg} - AT_{sg} + AT_{ea} \quad (4)}$$

Iguamos ambas expresiones y despejamos T_{sg}

$$T_{eg} - AT_{sg} + AT_{ea} = T_{eg} - T_{sg} + T_{ea} - BT_{eg} +$$

$$T_{sg} - AT_{sg} - BT_{sg} = T_{ea} - BT_{eg} - AT_{ea}$$

$$\mathbf{T_{sg} = \frac{T_{ea} - BT_{eg} - AT_{ea}}{1 - A - B} \quad (5)}$$





En intercambiadores en contracorriente se cumple que el calor transferido cumple las siguientes ecuaciones. Siguiendo la nomenclatura se obtiene el siguiente balance de energía. La temperatura del gas de escape se transfiere al fluido frío.

$$\dot{Q} = UA \frac{(T_{eg} - T_{sa}) - (T_{sg} - T_{ea})}{\ln\left(\frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{ea})}\right)} \quad (8)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{sg}) = UA \frac{(T_{eg} - T_{sa}) - (T_{sg} - T_{ea})}{\ln\left(\frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{ea})}\right)} = \dot{m}_{agua} \cdot cp_{agua} \cdot (T_{sa} - T_{ea})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{sg}) = UA \frac{(T_{eg} - T_{sa}) - (T_{sg} - T_{ea})}{\ln\left(\frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{ea})}\right)}$$

$$\ln\left(\frac{(T_{eg} - T_{sa})}{(T_{sg} - T_{ea})}\right) = \frac{UA}{\dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas}} \cdot \frac{(T_{eg} - T_{sa}) - (T_{sg} - T_{ea})}{(T_{eg} - T_{sg})}$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones A y B

$$\ln\left(\frac{1 - e \cdot Cr}{1 - e}\right) = \frac{UA}{\dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas}} \cdot 1 - Cr$$

El número de unidades de transferencia (NUT) es un parámetro adimensional que se usa ampliamente para el análisis de los intercambiadores de calor y se define como:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas}}$$

$$\ln\left(\frac{1 - e \cdot Cr}{1 - e}\right) = NTU \cdot (1 - Cr) \text{ Despejando NUT}$$

$$NTU = \frac{1}{(1 - Cr)} \cdot \ln\left(\frac{1 - e \cdot Cr}{1 - e}\right) \quad (6)$$

Despejando UA tenemos de la ecuación anterior:

$$UA = NTU \cdot \dot{m}_{gas} \cdot cp_{gas} \quad (7)$$





3.6.3 Modelo del intercambiador de calor

Modelo de intercambiador de calor, donde cada bloque viene represando por su numero de ecuación, que han sido previamente explicadas

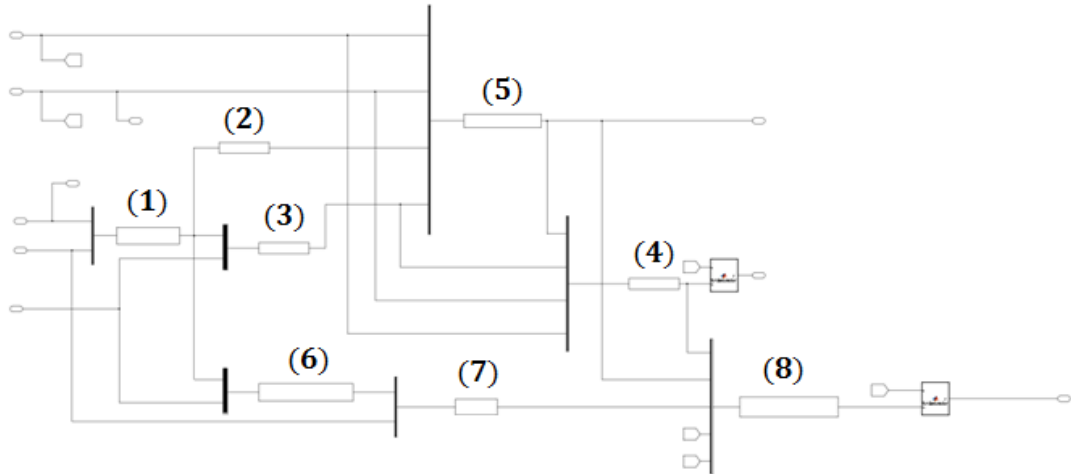


Fig 46. Modelo del intercambiador de calor

Salidas del intercambiador de calor son:

Los 3 salidas que básicamente son las que vamos a demostrar con los ensayos que son las temperaturas de salida:

Tsa(°C): Temperatura de salida de agua

Tsg (°C): Temperatura de salida del gas

Q (W): calor aportado a la instalación





3.7 Rendimiento microturbina

La eficiencia eléctrica del sistema se calcula mediante la salida de potencia eléctrica de la microturbina y la entrada de combustible. La eficiencia térmica de un sistema de cogeneración se calcula con la entrada de potencia térmica que puede ser recuperada en forma de calor y el flujo de combustible de entrada, la eficiencia global se mide por la suma de la eficiencia eléctrica y térmica [13]

En esta parte del modelo se presenta para la evaluación de parámetros de rendimiento del sistema de cogeneración. Para el cálculo de la eficiencia del sistema de cogeneración se necesitan los siguientes parámetros:

- P_o** Potencia eléctrica producida por la microturbina (Dato entrada) (w).
- ṁ** flujo de combustible (m³/h) suministrado a microturbina (Dato de entrada) (m³/h).
- Q** Potencia térmica recuperada por la microturbina (Dato de entrada) (w).
- HI** energía térmica de entrada a la microturbina basado en PCI combustible (parámetro calculado).
- PCI** Poder calorífico Inferior (parámetro dado) (kJ/kg)
- Eficiencia eléctrica** del sistema (%). (Dato de salida)
- Eficiencia térmica** del sistema (%). (Dato de salida)
- Eficiencia global** del sistema (%). (Dato de salida)

La **eficiencia eléctrica** de microturbina de gas se calcula a partir de la ecuación.

$$\varepsilon = \frac{P_o}{HI}$$

HI (w): se calcula a partir de la ecuación.

$$HI = \dot{m} \cdot PCI$$

De la factura de gas natural podemos saber el PCI del combustible de la microrred 42.22 MJ/Kg, la entrada de potencia eléctrica se mide en vatios por ellos convertimos los megajulios en kWh mediante su factor de conversión

$$PCI=42.22 \text{ MJ/kg} \cdot 0.28 \text{ kWh/MJ} = 11.727 \text{ kWh/kg}$$

La entrada del flujo combustible está medida en (m³/h) por ello multiplicamos por la densidad del gas natural que según su valor es 0.79 kg/m³

$$PCI=11.727 \text{ kWh/kg} \cdot 0.79 \text{ kg/m}^3 = \mathbf{9.264 \text{ kWh/m}^3}$$



Este valor aparecerá en la lista de parámetros en el archivo de Matlab parámetros

$$\varepsilon = \frac{P_o}{\dot{m} \cdot PCI} \quad (1)$$

Po y \dot{m} tendrán un valor distinto para cada potencia de referencia de funcionamiento de la microturbina y son entradas que se calculan como se ha descrito en la descripción del modelo previamente explicada.

La **eficiencia térmica** se calcula igual que antes:

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{m} \cdot PCI} \quad (2)$$

La **eficiencia global** será la suma del rendimiento eléctrico y el térmico:

$$\varepsilon = \frac{P_o + Q}{\dot{m} \cdot PCI} \quad (3)$$

Se escribe estas tres ecuaciones en el modelo según la figura 47

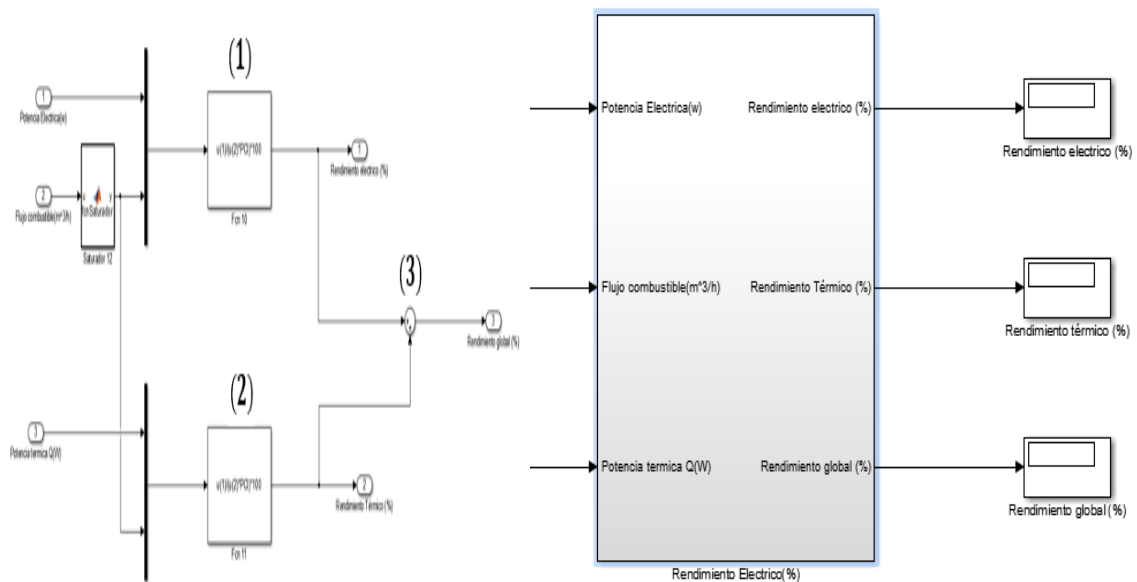


Fig 47. Simulación eficiencia eléctrica, térmica y global

3.8 Modelado máquina de absorción

Para explicar el funcionamiento seguiremos el siguiente esquema:

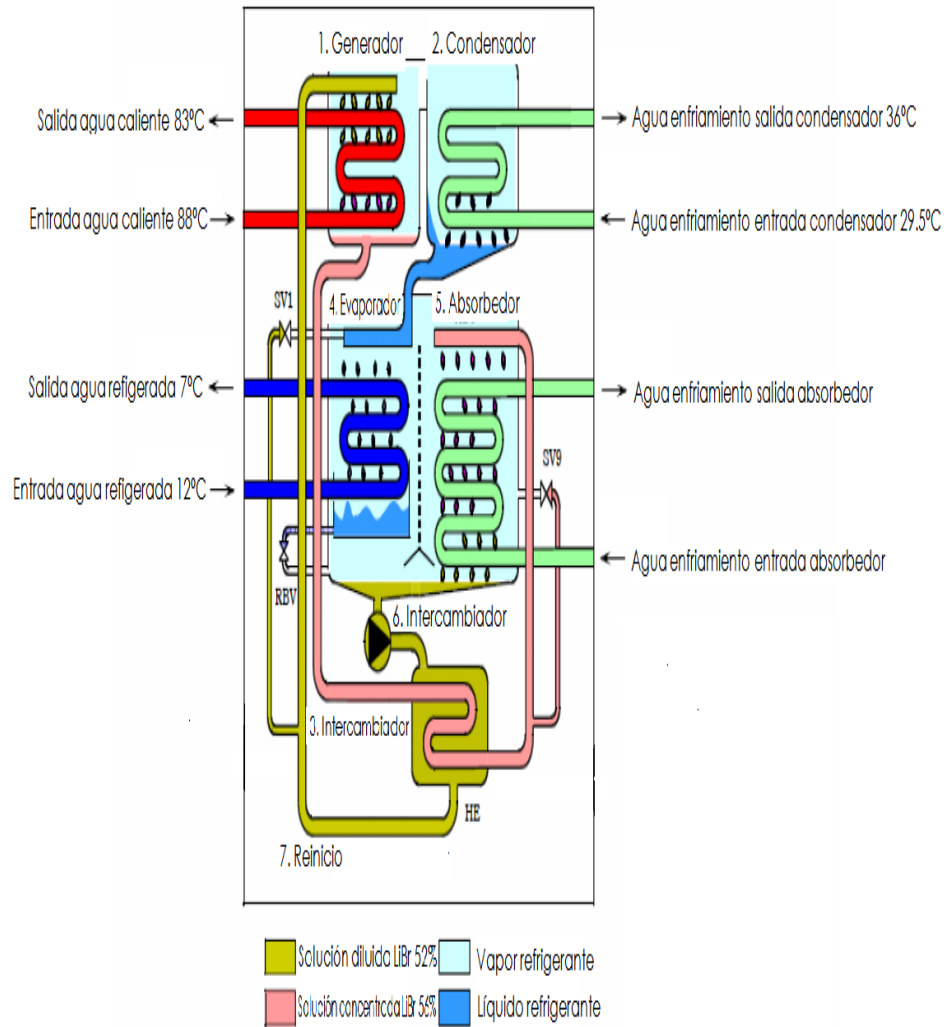


Fig 48. Máquina de absorción



1. El **generador** está situado en la parte superior izquierda del gráfico, donde la solución acuosa contiene un 52% de LiBr, siendo la temperatura nominal de entrada del agua caliente de 88°C y la de salida de 83°C, mientras que la presión interior absoluta es de 8 kPa.
2. Como efecto del calor aportado a dicha presión ambiente, el agua de la solución entra en ebullición y el vapor formado se encamina hacia el recipiente contiguo que es el **condensador**. El vapor de agua es enfriado hasta 36°C gracias al circuito de agua procedente, por ejemplo, de una torre de enfriamiento y que entra a la máquina a una temperatura de 29,5°C, condensando el vapor y convirtiéndolo en agua.
3. Debido a la separación de vapor, la solución restante se concentra hasta un 56% de LiBr dirigiéndose en estas condiciones hacia el **intercambiador** de calor situado en la parte inferior del esquema.
4. El agua procedente del condensador es introducida en el **evaporador** donde se mantiene una presión absoluta de 0,9 kPa por lo que se evapora adquiriendo el calor necesario para ello del circuito de agua a refrigerar rebajando su temperatura a 7°C suponiendo que ha entrado de la instalación a una temperatura de 12°C.
5. La solución concentrada al 56% de LiBr procedente del generador fluye en el **absorbedor** que comparte espacio y presión con el evaporador, siendo el vapor de agua del mismo absorbido por el LiBr debido a su afinidad con el agua. Ello permite eliminar el vapor de agua a medida que se produce y continuar manteniendo la presión de 0,9 kPa en el espacio compartido por el evaporador y el absorbedor. El fenómeno de la absorción produce calor que a su vez es eliminado por el mismo circuito de enfriamiento antes de dirigirse al condensador.
6. La solución diluida al 52% de LiBr por la absorción del vapor pasa previamente por un **intercambiador** de calor que permite aumentar el rendimiento del ciclo.
7. La solución diluida al 52% de LiBr vuelve al generador para **reiniciar** el proceso.





En este trabajo se ha desarrollado un modelo termodinámico de una máquina de absorción de LiBr usando Matlab simulink.

El objetivo del modelado es obtener la evolución temporal de las temperaturas de salida del agua del sistema del generador, la temperatura del agua del sistema de refrigeración y la temperatura de salida del agua del sistema de climatización en un sistema discreto.

Se han realizado simulaciones para obtener las temperaturas de salidas externas, cambios de calor internos a partir caudales externos y temperaturas de entrada externas.

Las mayores contribuciones del modelo desarrollado es que usa una aproximación y está basado en el principio de conservación de masa y entalpia para los componentes principales

La comparación con los datos de una máquina absorción Yazaki wfc sc-5 de 17.6 kW presenta buenos resultados en los ensayos y validaciones.

La tabla de propiedades de la Yazaki wfc sc5

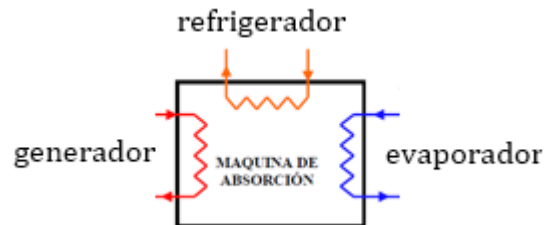
			Unidad de medida	MODELOS				
				WFC SC5	WFC-SC10	WFC-SC20	WFC-SC30	WFC-SC50
Capacidad frigorífica			kW	17,6	35,2	70,3	105,0	176,0
Agua refrigerada	Temperatura agua refrigerada	entrada	°C	12,5				
		salida	°C	7,0				
	Pérdida de carga evaporador	kPa	56	51,0	59,8	60,8	35,9	
	Presión estática máxima	kPa	588					
	Caudal de agua	l/s	0,77	1,53	3,06	4,58	7,64	
Volumen de agua contenido			l	8	17	47	73	120
Agua de enfriamiento para disipación calor	Calor a disipar		kW	42,7	85,4	171,0	256,0	428,0
	Temperatura	entrada	°C	31,0				
		salida	°C	35,0				
	Pérdida de carga absorbi/cond.	kPa	41	85,3	45,3	46,4	37,4	
	Factor ensuciamiento	kW/h/K/m ²	0,086					
	Presión estática máxima	kPa	588					
	Caudal de agua	l/s	2,5	5,1	10,2	15,3	25,6	
Volumen de agua contenido			l	37	66	125	194	335
Energía en forma de agua caliente al generador	Potencia calorífica a la entrada		kW	25,1	50,2	100,0	151,0	252,0
	Temperatura	entrada	°C	88,0				
		salida	°C	83,0				
		rango	°C	70 ~ 95				
	Pérdida de carga en generador	kPa	88	90,4	46,4	60,4	86,7	
	Presión estática máxima	kPa	588					
Caudal de agua	l/s	1,2	2,4	4,8	7,2	12,0		
Volumen de agua contenido			l	10	21	54	84	170
Electricidad	Potencia suministro			Mono 220V		380V c.a. - III - 50Hz		
	Consumo	W	48	210	260	310	550	
	Intensidad	A	0,23	0,43	0,92	1,25	4,74	
Control	Refrigeración			Todo - nada				
t - s	Ancho		mm	594	760	1.060	1.380	1.780

Tabla 3. Propiedades Yazaki wfc sc5





El modelo realizado en el presente proyecto es un modelo en caja negra, es decir, se realiza un estudio del comportamiento de la máquina de absorción a través de los fluidos exteriores conectados este dispositivo.



Estos fluidos son:

El agua procedente del intercambiador de calor que va al generador.

El agua del sistema de refrigeración de la máquina de absorción del refrigerador.

El agua del sistema de climatización del evaporador.

El calor obtenido en el intercambiador de calor es aportado al circuito del generador de la máquina de absorción, a partir del cual se produce la desorción de parte del agua de la solución bromuro de litio-agua. El agua separada se utiliza como fluido refrigerante de la bomba de calor, en la que el calor bombeado en el evaporador se emplea para enfriar el agua que circula por los fan-coils existentes en el recinto a refrigerar. La suma de calores aportados en el generador y el evaporador, se disipan en el condensador, el cual cede el calor recibido al ambiente.

Un diagrama con la estructura general y las variables usadas se presenta en la figura.

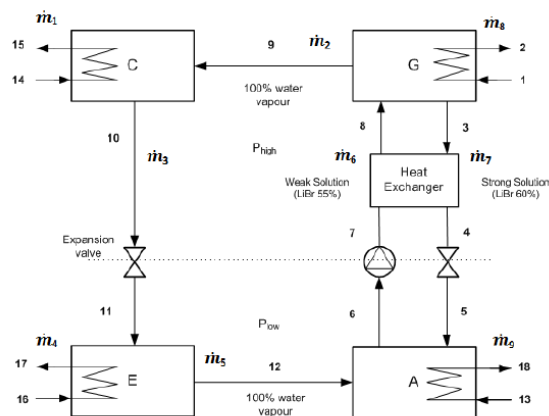


Fig 49. Esquema máquina de absorción





La conservación de la masa y energía para sistemas abiertos es aplicada solo para el agua presente en los intercambiadores externos [14]. No se tienen en cuenta la solución interna por ser un modelo de caja negra, solo nos interesa los fluidos exteriores del generador para el modelo. Los caudales son datos de entrada que fueron medidos en un ensayo, también fueron medidas las temperaturas del generador, evaporador y refrigerador siendo validadas las temperaturas exteriores calculadas con el siguiente modelo [capítulo 4].

3.8.1 Generador

Se supone que no existen pérdidas en las tuberías, que son adiabáticas y todo el calor generado por el intercambiador llega al generador. La siguiente expresión expresa el modelo del generador empleado

$$C_g \cdot C_w \cdot \frac{dT_2}{dt} = \dot{m}_g \cdot C_w \cdot (T_1 - T_2) - Q_g$$

Integrando T2 obtendremos la evolución temporal de la temperatura de salida del generador. Donde:

$Q_{gen} = 25100$ w Calor del generador

$\dot{m}_g = 1.1$ l/s = 1.1 Kg/s Caudal del generador

$C_w = 4180$ KJ/kg °C calor específico del agua

$C_g = 10$ l = 0.010 m³ * 1000 Kg/m³ = 10 Kg Volumen de agua contenido

T_1 = Temperatura de entrada al generador (dato de entrada del intercambiador)

T_2 = Temperatura de salida del generador (dato de salida)

Q_g = Evolución temporal potencia del generador (dato de salida)

Despejando

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{\dot{m}_g}{C_g} (T_1 - T_2) - \frac{Q_{gen}}{C_g \cdot C_w}$$

Por último una vez obtenida la evolución temporal de T₂ Calculamos Q_{gen} con la fórmula

$$Q_g = C_w \cdot \dot{m}_g \cdot (T_1 - T_2)$$





Estas ecuaciones son expresadas en los siguientes bloques de simulink

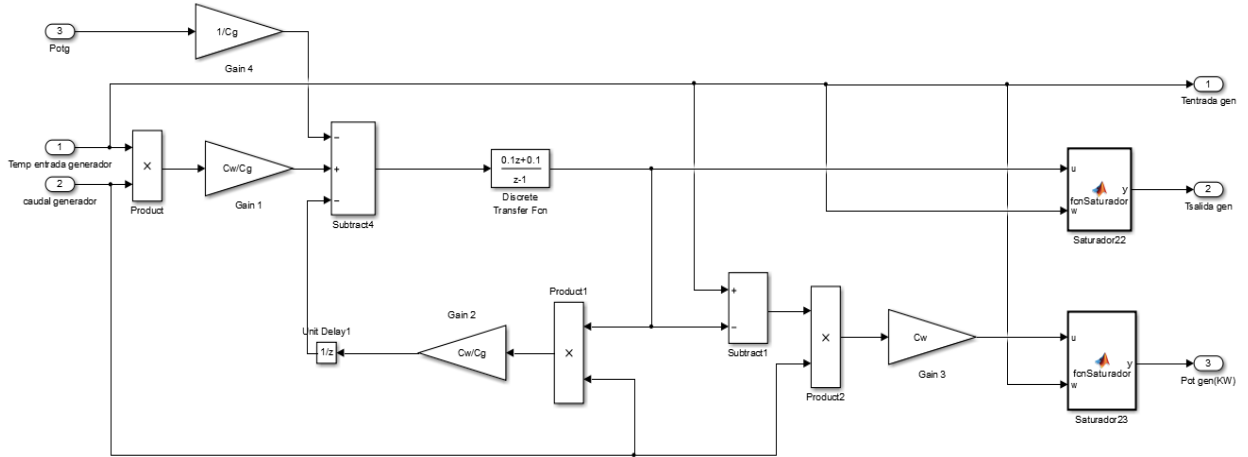


Fig 50. Modelo simulink generador

La función de los saturadores es devolver un cero cuando este accionado el modo calefacción. Realizamos el mismo balance para los otros componentes de la máquina de absorción.

3.8.2 Evaporador

Haciendo el mismo balance de masa en el evaporador. La siguiente expresión expresa el modelo del evaporador empleado

$$C_g \cdot C_w \cdot \frac{dT_{17}}{dt} = \dot{m}_8 \cdot C_w \cdot (T_{16} - T_{17}) - Q_{ev}$$

Integrando T17 obtendremos la evolución temporal de la temperatura de salida del evaporador, la cual será validada en el [capítulo 4] con los ensayos realizados.

Dónde: $Q_{ev} = Q_g \cdot COP$

El COP Es el coeficiente de operación cuyo valor es 0.7

Q_g Es una salida del bloque generador

$\dot{m}_4 = 0.89 \text{ l/s} = 0.89 \text{ Kg/s}$ (tabla caudales) Caudal del generador

$C_w = 4180 \text{ KJ/kg}$ (dato) calor específico del agua

$C_g = 8 \text{ l} = 0.008 \text{ m}^3 \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3 = 8 \text{ Kg}$ de agua contenido

T_{17} = Temperatura de entrada al evaporador (dato de entrada del intercambiador)

T_{16} = Temperatura de salida del evaporador (dato de salida)

Q_e = Evolución temporal potencia del evaporador (dato de salida)



Despejando

$$\frac{dT_{17}}{dt} = \frac{\dot{m}_8}{C_g} (T_{16} - T_{17}) - \frac{Q_{ev}}{C_g \cdot C_w}$$

Por último una vez obtenida la evolución temporal de T_{17} Calculamos Q_e con la fórmula

$$Q_e = C_w \cdot \dot{m}_8 \cdot (T_{16} - T_{17})$$

Estas ecuaciones son expresadas en los siguientes bloques de simulink

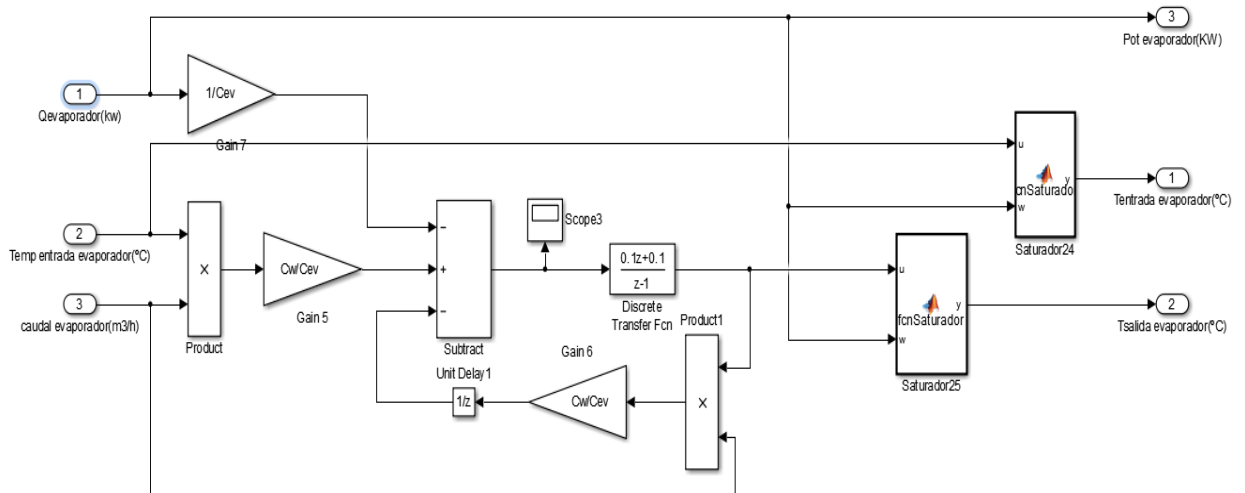


Fig 51. Modelo simulink evaporador



3.8.2 Refrigerador

La siguiente expresión expresa el modelo del refrigerador empleado

$$C_g \cdot C_w \cdot \frac{dT_{15}}{dt} = \dot{m}_8 \cdot C_w \cdot (T_{13} - T_{15}) - Q_{ref}$$

Integrando T15 obtendremos la evolución temporal de la temperatura de salida del refrigerador, la cual será validada en el [capítulo 4] con los ensayos realizados.

Donde:

$$Q_{ref} = Q_{ev} + Q_g$$

Si consideramos $\dot{m}_1 = \dot{m}_9 = 2.9 \text{ l/s} = 2.9 \text{ Kg/s}$ Caudal del generador

$C_w = 4180 \text{ KJ/kg}$ calor específico del agua

$C_{ref} = 0.037 \text{ m}^3 \cdot 1000 \text{ Kg/m}^3 = 37 \text{ Kg}$ de agua contenido

T_1 = Temperatura de entrada al generador (dato de entrada del intercambiador)

T_2 = Temperatura de salida del generador (dato de salida)

Q_r = Evolución temporal potencia del generador (dato de salida)

Despejando

$$\frac{dT_{15}}{dt} = \frac{\dot{m}_8}{C_g} (T_{13} - T_{15}) - \frac{Q_{ev}}{C_g \cdot C_w}$$

Por último una vez obtenida la evolución temporal de T_{17} Calculamos Q_e con la fórmula

$$Q_e = C_w \cdot \dot{m}_8 \cdot (T_{16} - T_{17})$$



Estas ecuaciones son expresadas en los siguientes bloques de simulink

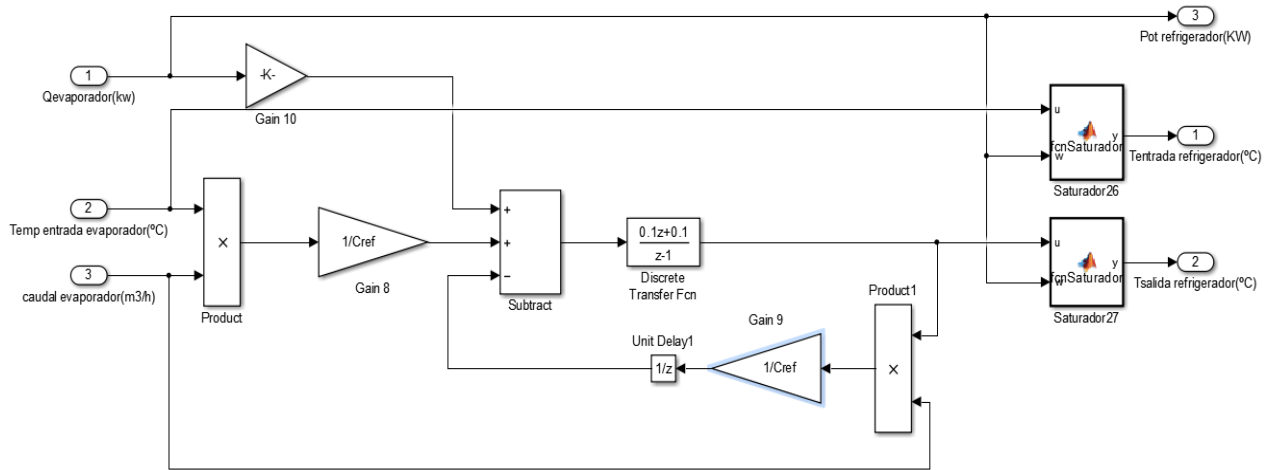


Fig 52. Modelo simulink refrigerador

Una vez obtenidos los tres bloques generador, evaporador y refrigerador se obtiene el modelo de máquina absorción que aparece en la figura 53

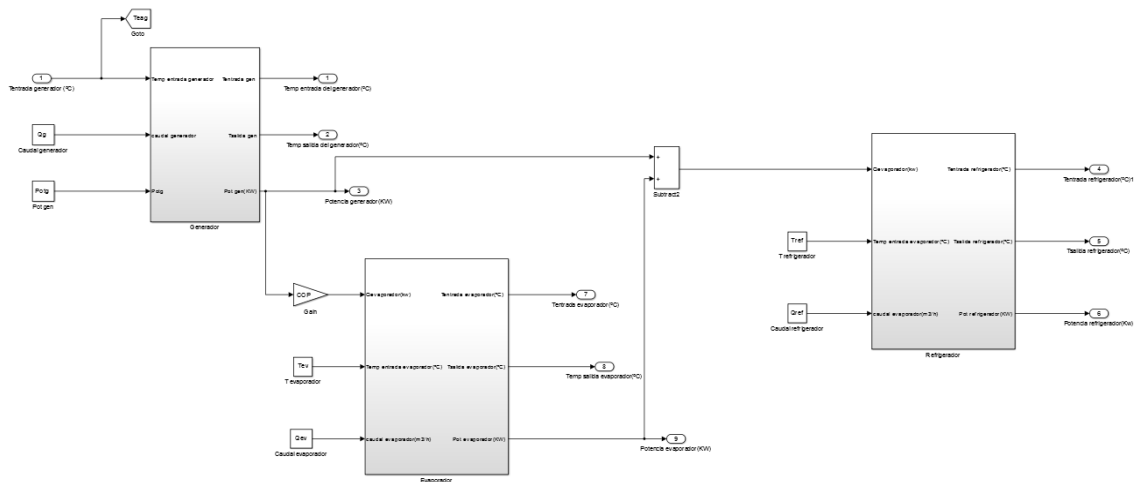


Fig 53. Bloques Generador, evaporador, refrigerador

El sistema finalmente a partir de los caudales medidos y las temperaturas de entrada al evaporador y al absorbedor fijadas en el modelo. Se obtiene las evoluciones temporales de las temperaturas de salida y potencia del generador, evaporador y refrigerador.

3.9 Modelado del aerotermo

Las dos tecnologías aplicadas en este proyecto son la cogeneración (calor y electricidad) y el ciclo de absorción para la generación de frío.

El modelo distingue dos modos de funcionamiento calefacción y refrigeración

Como se ha comentado, el proyecto pretende conseguir un producto fácil de integrar que suministre a pequeños usuarios los servicios de calefacción y agua refrigeración durante todo el año, a la vez que cubre parte de su suministro eléctrico.

3.9.1 Modo calefacción

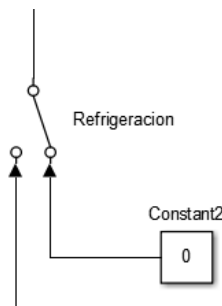


Fig 54. Interruptor puesta en marcha del modo calefacción

A la temperatura de entrada al generador se le da el valor 0 y todas las salidas del modelo de la máquina de absorción se ponen a 0, esto se configura mediante los saturadores.

El aerotermo se representa mediante el siguiente balance térmico para

$$Q = C_w \cdot \dot{m}_w \cdot (T_{sa} - T_{ea})$$

Donde:

Q calor aportado a la sala w (dato de salida)

C_w Calor específico del agua KJ/Kg °C (parámetro)

\dot{m}_w flujo del agua medido Kg/s (Dato de entrada)

T_{ea} temperatura de entrada del agua al aerotermo procedente del intercambiador (°C)

T_{sa} Temperatura de salida del agua al aerotermo que vuelve al intercambiador de calor (°C)

3.9.2 Modo refrigeración

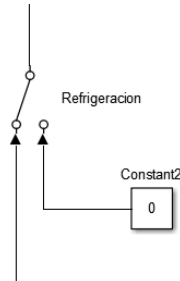


Fig 55. Interruptor puesta en marcha del modo refrigeración

La temperatura de entrada al generador ya no es 0 y toma el valor de temperatura de salida del intercambiador, el circuito del agua ahora es distinto, esto se configura mediante los saturadores

El aerotermo se representa mediante el mismo balance térmico pero las temperaturas ahora son distintas y en lugar de generar calor se produce frío

$$Q = C_w \cdot \dot{m}_w \cdot (T_{sa} - T_{ea})$$

Donde:

Q frío aportado a la sala w (dato de salida)

C_w Calor específico del agua kJ/Kg °C (parámetro)

\dot{m}_w flujo del agua medido kg/s (Dato de entrada)

T_{ea} temperatura de entrada del agua al aerotermo procedente de la salida del evaporador (°C)

T_{sa} Temperatura de salida del agua al aerotermo que vuelve a la entrada del evaporador (°C)

Las dos ecuaciones anteriores se expresan en el modelo en la siguiente figura:

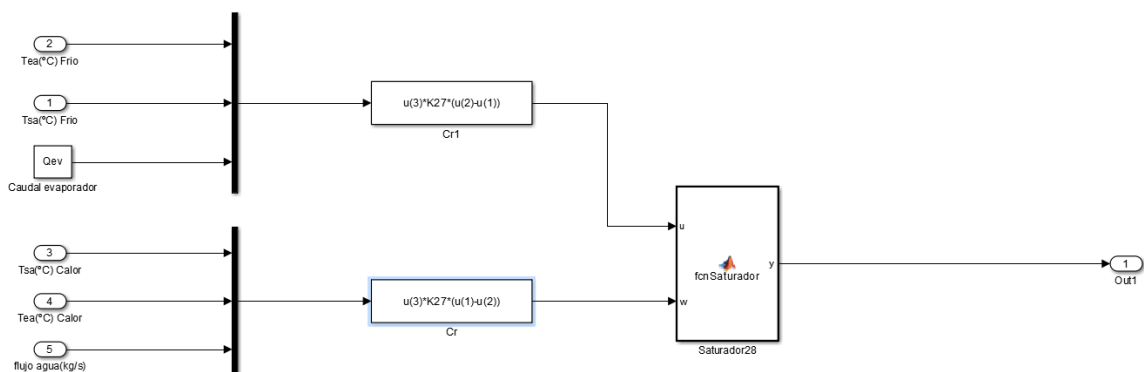


Fig 56. Modelo simulink aerotermo

3.10 Cálculo de la energía eléctrica, consumo de combustible, energía térmica calorífica o frigorífica

La energía se expresa en forma de unidades de potencia \times tiempo, con lo que se da a entender que la cantidad de energía de la que se habla es capaz de producir y sustentar una cierta potencia durante un determinado tiempo.

El kilovatio-hora, equivalente a mil vatios-hora, se usa generalmente para la facturación del consumo eléctrico domiciliario, dado que es más fácil de manejar que la unidad de energía del Sistema Internacional, el julio (J).

El modelo realizado permite obtener los siguientes consumos integrando en el tiempo:

Energía eléctrica (kWh)
 Consumo de combustible (m^3)
 Energía térmica calorífica (kWh)
 Energía térmica frigorífica (kWh)

Energía eléctrica (kWh)

Se obtiene integrando en el tiempo la potencia de salida a la red (kW) para ello

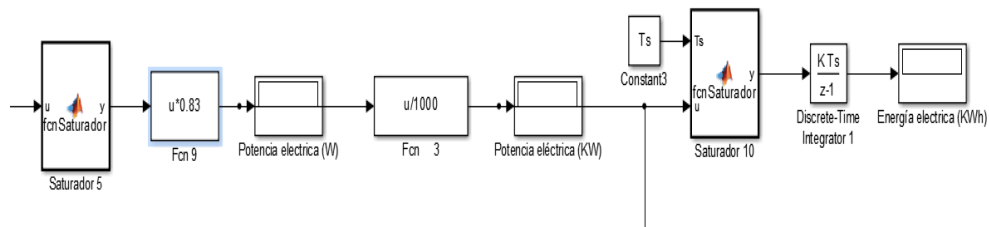


Fig 57. Cálculo energía eléctrica

La Fnc3 pasa la potencia de salida en kW

Saturador pasa a horas y gestiona la entrada de los perfiles dependiendo de T_s

Discrete Time Integrator es un integrador para obtener kWh

Consumo de combustible (m³)

Se obtiene integrando en el tiempo el flujo de combustible (m³/h) para ello

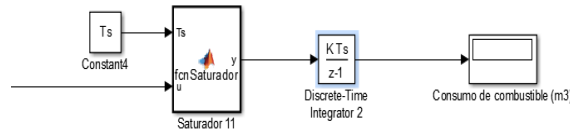


Fig 58. Consumo de combustible

Saturador pasa a horas y gestiona la entrada de los perfiles dependiendo del valor Ts
Discrete Time Integrator es un integrador para obtener kWh

Energía térmica calorífica (kWh) o Energía térmica frigorífica (kWh)

Se obtiene de la salida del aerotermo y dependerá de si activamos o no la máquina de absorción. Se obtiene integrando en el tiempo la potencia térmica procedente del aerotermo (m³/h), se obtendrá energía térmica calorífica si está en modo calefacción y se obtendrá energía frigorífica en el modo refrigeración, para ello:

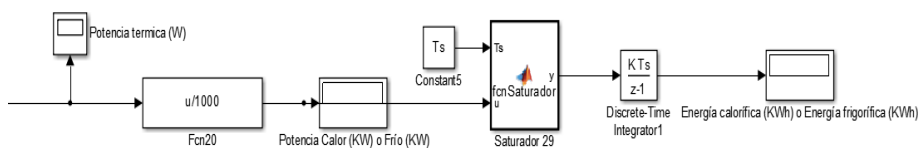


Fig 59. Cálculo de energía térmica o frigorífica

Saturador pasa a horas y gestiona la entrada de los perfiles dependiendo de Ts.
Discrete Time Integrator es un integrador para obtener kWh.

3. Estudio de la demanda

En este apartado se va a realizar un estudio de la demanda térmica anual de la microrred que la fundación Cener-Ciemat tiene situada en la localidad de Sangüesa (Pamplona), para el estudio se calculará la demanda térmica anual de calefacción y refrigeración. Este estudio se puede hacer a través del programa CE3X que nos muestra un informe de la demanda de energía necesaria para mantener las condiciones internas de confort del edificio, expresada en kWh/ (m² · año), y calificada con la letra correspondiente.

Una vez calculada esta demanda anual se repartirá en 365 días en función de las temperaturas medias del año 2015. Posteriormente, se realizará con estos datos un perfil mensual sumando los datos de los días de cada mes. Los cálculos han sido realizados según un perfil de uso de 12 horas, con lo cual si dividimos la demanda de energía de cada día entre el número de horas del perfil de uso obtendremos la carga térmica media de cada día expresada en kW

3.1 Eficiencia energética

La eficiencia energética es la reducción del consumo de energía sin disminuir nuestro confort y calidad de vida, protegiendo el medio ambiente, asegurando el abastecimiento y fomentando un comportamiento sostenible en su uso.

Objetivos.

- Disminuir el consumo de energía.
- Fomentar comportamientos, métodos de trabajo y técnicas de producción que consuman menos energía.
- Conseguir satisfacer las necesidades energéticas de la sociedad de la forma más eficiente posible.

La simulación energética avanzada de edificios permite calcular el comportamiento energético del edificio 365 días del año a través de la evolución de las principales variables de clima, energía y habitabilidad, considerando todos los parámetros físicos que lo componen (forma y orientación, fachada, cerramiento, etc.).

El programa utilizado en el proyecto es CE3X es una herramienta informática promovida por el Ministerio de Industria, Energía y Turismo, a través del IDAE, y por el ministerio de fomento, que permite obtener la certificación energética de un edificio existente.



El programa CE3X tiene como objetivos principales justificación del cumplimiento:

- Código Técnico CTE
- Documento básico HE Ahorro de energía.
- Sección HE1. Limitación de demanda de energía.

Este software de cálculo es una herramienta reconocida por el Ministerio de energía, Industria y Trabajo para realizar certificaciones energéticas de viviendas existentes, se obtienen resultados de la demanda, consumos (energía primaria) y de emisiones de CO₂. Es un programa gratuito que se puede encontrar en la página web del código técnico.

3.2 Algoritmo utilizado por CE3X

El programa se fundamenta en la comparación del edificio objeto de la certificación y una base de datos que ha sido elaborada para cada una de las ciudades representativas de las zonas climáticas, con los resultados obtenidos a partir de realizar un gran número de simulaciones con Calener. La base de datos es lo suficientemente amplia para cubrir cualquier caso del territorio edificatorio español. Cuando el usuario introduce los datos del edificio objeto, el programa parametriza dichas variables y las compara con las características de los casos recogidos en la base de datos.

De esta forma, el software busca las simulaciones con características similares a las del edificio objeto e interpola respecto a ellas las demandas de calefacción y refrigeración, obteniendo así las demandas de calefacción y refrigeración del edificio objeto. El siguiente esquema resume el procedimiento de cálculo:

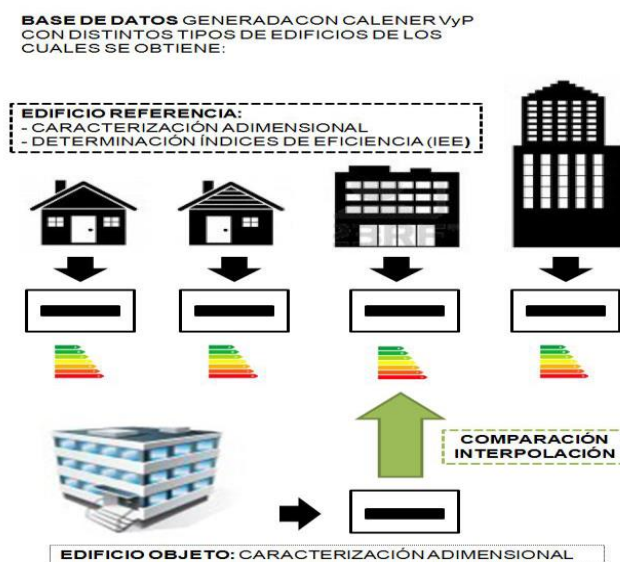


Fig 60. Procedimiento cálculo CE3X

El esquema anterior representa el proceso de este procedimiento. En la parte superior de la figura se representa la base de datos generada con Calener con distintos tipos de edificios de los cuales se ha obtenido la calificación energética y las variables que lo definen.

En la parte inferior de la figura se representa el edificio existente a calificar, al que a partir de los datos introducidos por el técnico certificador se obtienen sus variables para compararlas con las de la base de datos. A partir de esto se obtienen las demandas energéticas del edificio y su calificación energética final.

3.3 Descripción del edificio

En este primer apartado, pretendo realizar una descripción global del edificio, destacando los puntos que considere más importantes, para que se pueda comprender el análisis de la eficiencia energética.

Para empezar, se realiza una descripción de las características generales e iré profundizando en la descripción para llegar a cada sistema constructivo (sistema estructural, envolvente, acabados, e instalaciones).

Se deben ir rellenando las pestañas que aparecen en la pantalla principal de la aplicación: Datos administrativos, datos generales, envolvente térmica e instalaciones.

En la pestaña de “**Datos administrativos**” se nos pide la información referente a la localización del edificio, referencia catastral, datos del cliente que encarga la certificación, y datos del técnico certificador que asume la responsabilidad de la misma. Es donde se registra la información administrativa relativa al edificio objeto que no influye en el valor de calificación.

La segunda pestaña, “**Datos generales**”, engloba información fundamental para la calificación del edificio, como el tipo de edificio, la zona climática, el año de construcción así como la normativa vigente cuando se construyó, superficie útil, altura libre entre plantas, número de plantas. También nos permite insertar una imagen del edificio y un plano de situación que aparecerán en el informe.



CENER

CENTRO NACIONAL DE
ENERGÍAS RENOVABLES

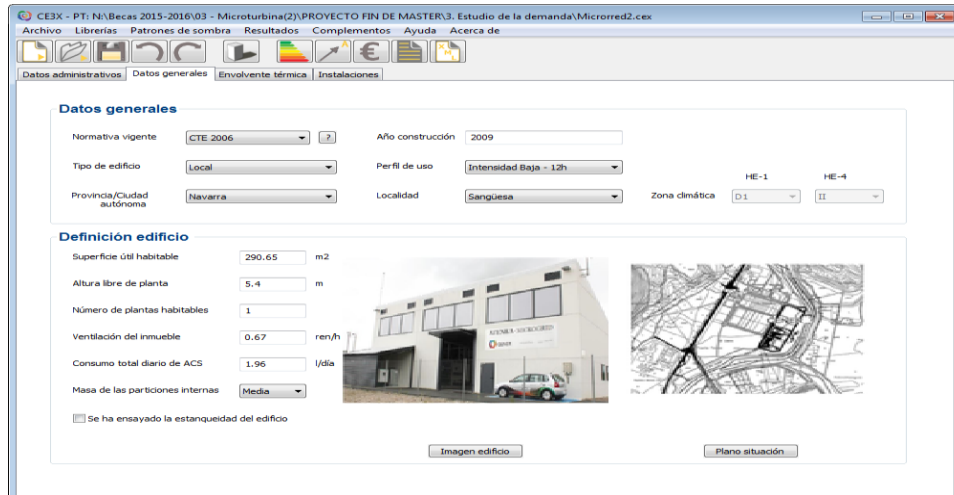


Fig 61. Entorno programa CE3X

Se realiza el análisis de eficiencia energética y el cálculo del consumo energético para un edificio tipo pequeño terciario para un perfil de uso de intensidad baja de 12 horas. El edificio objeto del análisis es la nave de la microrred que la fundación Cener-Ciemat tiene situada en la localidad de Sangüesa (Pamplona) en el polígono industrial de Rocafort.

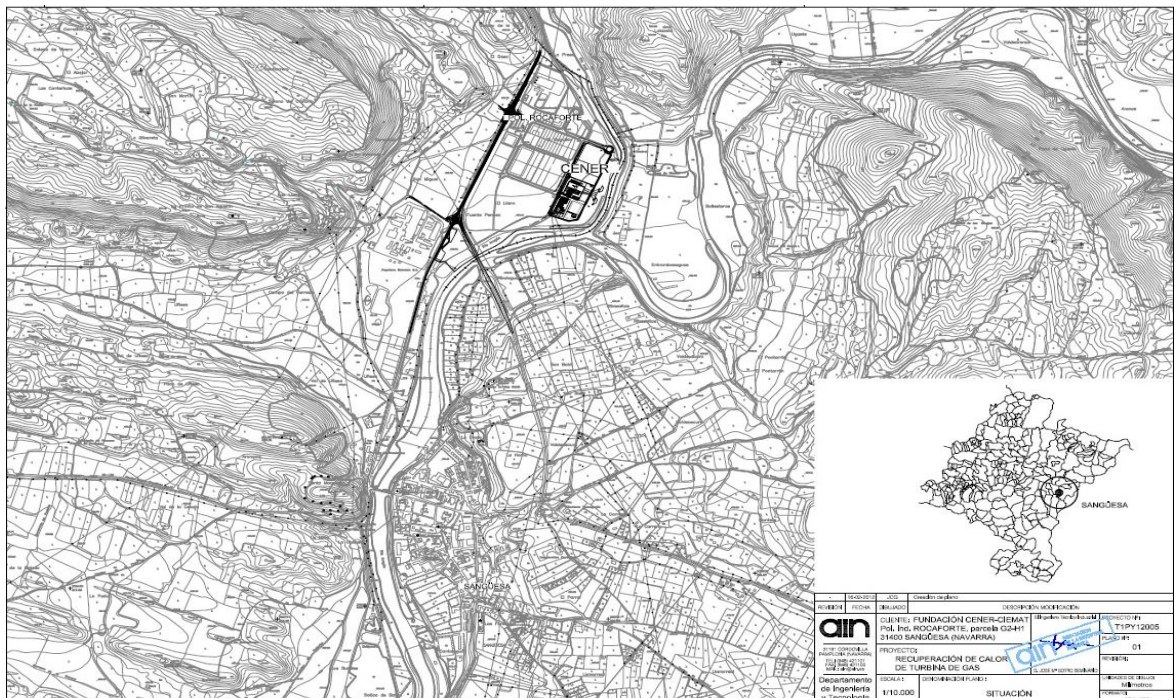


Fig 62. Plano ubicación microrred

A efectos de cálculo, según el CTE HE-1, la zona climática de la vivienda es D1, ya que es la misma de la capital de provincia (Pamplona, h=400m)





La nave de la microrred se construyó para albergar actividad de escala industrial, fue concebida para dar servicio a parte de las cargas eléctricas del Laboratorio de Ensayo de Aerogeneradores, así como a parte del alumbrado del Polígono de Rocaforte, además de servir como banco de ensayos para nuevos equipos, sistemas de generación y estrategias de control.

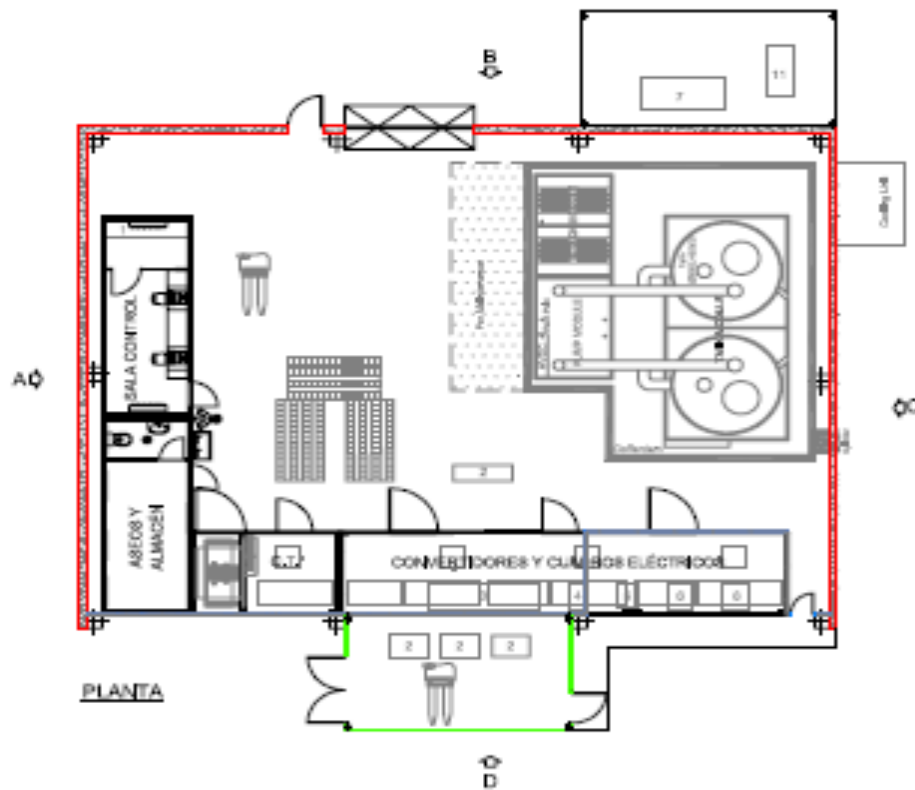


Fig 63. Plano nave microrred

La fase de ejecución de la obra fue terminada en el año 2009 y se trata de un edificio cuya superficie útil es 290.65 m² distribuidos en la planta baja de la siguiente manera.

Cuadro de sup. Útiles (m ²)	PB (m ²)	ENTREPLANTA (m ²)
Sala de control	12,76	
Aseos y almacén	12,76	
Centro transformación	9,12	
Convertidores y cuadros eléctricos	25,96	
Baterías de flujo	28,8	
Resto nave	201,25	
Total	290,65	-
290,65		

Fig 64. Distribución planta baja de la microrred





En la tercera pestaña del programa es donde se describe la “**Envolvente térmica**” del edificio que se define mediante los distintos elementos que la componen: cubiertas, muros, suelos, particiones interiores en contacto con espacios no habitados, huecos/lucernarios y puentes térmicos. Se define la envolvente del edificio como los sistemas constructivos encargados de proteger, desde un punto de vista acústico, térmico y funcional, el conjunto interior del edificio del medio exterior.

La envolvente térmica ha sido introducida según la librería del catálogo de elementos constructivos de Código Técnico de la Edificación.

3.3.1 Cubierta

Las características de los distintos materiales que componen la cubierta han sido introducidas en la librería de ce3x según el presupuesto de obra de la microrred y se describen a continuación:

CUBIERTA PANEL NERVADO 50 mm

Cubierta ejecutada con panel nervado tipo Aceralis de 50 mm de espesor, formado por dos chapas de acero galvanizado y lacado exteriormente de 0.5mm de espesor de alma de polisocianurato (PIR) de 50 mm de espesor y densidad 40 kg/m³ unión mediante tapajuntas (homologado según norma UNE 41950-1 con clasificación ante la reacción al fuego como mínimo C-s3d0 según euroclases EN 13501-01, colocado sobre correas según disposición.

Material	Grupo	R (m2 K...)	Espesor...	λ (W/mK)	ρ (kg/m3)
Acero	Metales	0.0	0.0005	50	7800
MW Lana mineral [0.031 W/[mK]]	Aislantes	1.613	0.05	0.031	40
Acero	Metales	0.0	0.0005	50	7800

Fig 65. Librería elementos constructivos CE3X





CENER

CENTRO NACIONAL DE
ENERGÍAS RENOVABLES

3.3.2 Cerramientos

Han sido introducidos 4 muros de fachada en Ce3x según las dimensiones de los planos y los materiales constructivos del presupuesto.

Fachada A Orientación Oeste

Fachada B Orientación Norte

Fachada C Orientación Este

Fachada D Orientación Sur

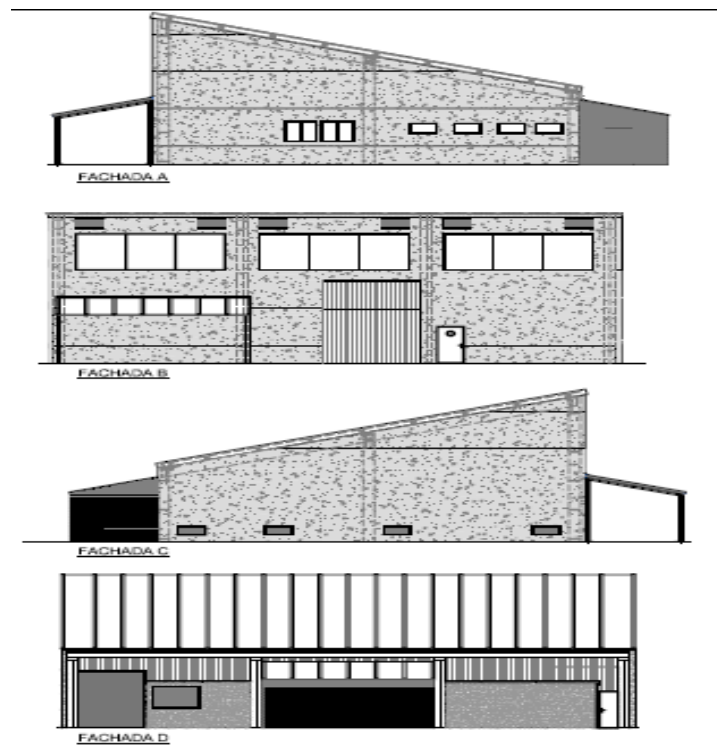


Fig 66. Fachadas nave microrred

Las características de los cerramientos según el presupuesto de obra:

CIERRES PANEL HORMIGÓN GRIS LISO x4

Cerramiento con panel sándwich de poliestireno en hormigón prefabricado de 20 cm de espesor en color GRIS LISO pintado por las dos caras para su colocación Entre Pestañas y una disposición de paneles en HORIZONTAL.





3.3.3 Suelo:

Para el suelo en contacto con el terreno se compone de dos capas, una primera capa de hormigón que corresponde a la solera y una capa exterior de PVC, se describen los materiales en el presupuesto de obra de la siguiente forma:

SOLERA HA-30/p/20/IIa 20cm

Solera de 20 cm de espesor de hormigón armado HA-30/P/20/IIa con doble mallazo 150 x150 D 8, trabajada mecánicamente, terminación fratasado-pulida. Barrera de vapor polietileno, sellado de juntas de corte con masilla de poliuretano. Totalmente nivelada.

SUELO SINTÉTICO DE PVC

Suministro y colocación de suelo sintético de PVC, incluso preparación de paramento con capa de nivelación, cortes e ingletes entre piezas y limpieza incluso parte proporcional de rodapié con canto superior redondeado del mismo material de 7 cm de altura. Tendrá un comportamiento al fuego del tipo Cfl-s1 como mínimo.

Datos administrativos | Datos generales | Envolvente térmica | Instalaciones

Edificio Objeto

- Cubierta con aire
- Muro de fachada B
 - Ventana1
 - Ventana2
 - Ventana3
- Puerta acceso
- Muro de fachada C
- Muro de fachada A
 - Ventana4
 - Ventana5
 - Ventana6
 - Ventana7
 - Ventana8
 - Ventana9
- Muro de fachada D
- Suelo con terreno

Envolvente térmica del edificio

Cubierta

Muro

Suelo En contacto con el terreno En contacto con el aire exterior

Partición interior

Hueco/Lucernario

Puente térmico

Suelo en contacto con el terreno

Nombre: Zona:

Dimensiones

Superficie: m²

Longitud: m

Anchura: m

Características

Profundidad: Menor o igual que 0.5 m Mayor que 0.5 m m

Parámetros característicos del cerramiento

Propiedades térmicas: *Transmitancia térmica* W/m²K

Perímetro: m

Tiene aislamiento térmico

Características del aislamiento térmico

Tipo de aislamiento:

Definir Ra:

Espesor aislamiento m

Ra m²K/W

Zonas:

Fig 67. Pestaña envolvente térmica de CE3X





3.3.4 Huecos

Se han introducido en el muro de fachada B como huecos: 3 ventanas de gran tamaño, una puerta grande y otra pequeña de acceso. En el muro de fachada A los huecos corresponden a 6 ventanas de pequeño tamaño.

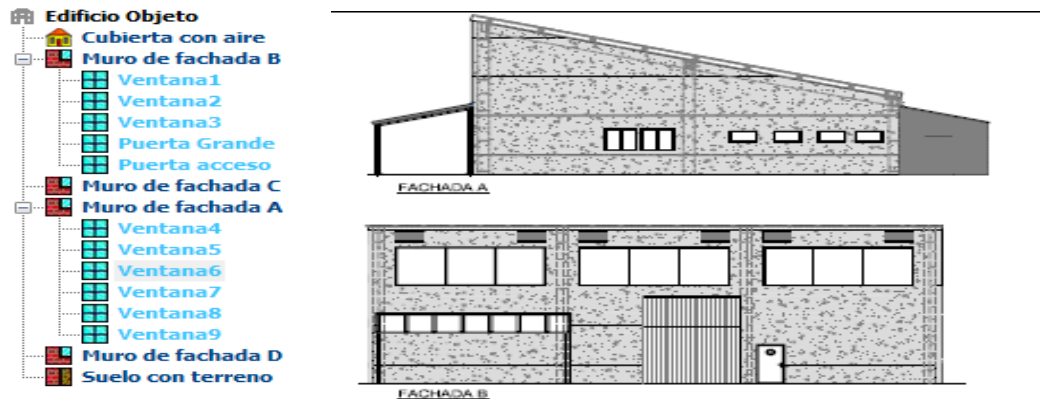


Fig 68. Huecos de la microrred

PUERTA ACCESO

Muro cortina trama horizontal de aluminio de hueco 1600 x 2210 mm con puerta de 1 m. de paso sistema MECANO de TECHNAL, realizado con perfiles de aluminio extruido con aleación 6063 según Norma.

PUERTA GRANDE ACCESO INTERIOR

Puerta exterior según UNE 38.337 o bien 6060. El aluminio de hueco 5000 x 4000 mm tendrá un acabado lacado según el sello de calidad QUALICOAT (espesor de la capa de pintura poliéster entre 50 y 120 micras), color GRAFITO o a definir por la dirección facultativa.

VENTANA GRANDE MURO CORTINA x3

Muro cortina trama horizontal de aluminio de hueco 4500 x 2500 mm sistema MECANO de TECHNAL, realizado con perfiles de aluminio extruido con aleación 6063 según Norma UNE 38.337 o bien 6060

VENTANA MURO CORTINA x2

Muro cortina trama horizontal de aluminio de hueco 1000 x 1100 mm sistema MECANO de TECHNAL, realizado con perfiles de aluminio extruido con aleación 6063 según Norma UNE 38.337 o bien 6060

VENTANA MURO CORTINA x4.

Muro cortina trama horizontal de aluminio de hueco 800 x 400 mm sistema MECANO de TECHNAL, realizado con perfiles de aluminio extruido con aleación 6063



A continuación un cuadro resumen con las dimensiones de todos los elementos introducidos en la envolvente térmica, así como la transmitancia calculada por el programa al introducir los elementos constructivos en la librería del programa CE3X, el modo de obtención ha sido conocido o estimado debido a que hemos introducido los materiales del presupuesto buscándolos en las librerías del programa.

Cerramientos opacos

Nombre	Tipo	Superficie [m ²]	Transmitancia [W/m ² ·K]	Modo de obtención
Cubierta con aire	Cubierta	299.0	0.57	Conocidas
Muro de fachada B	Fachada	89.8	0.19	Conocidas
Muro de fachada C	Fachada	69.96	0.19	Conocidas
Muro de fachada A	Fachada	75.78	0.19	Conocidas
Muro de fachada D	Fachada	79.26	0.19	Conocidas
Suelo con terreno	Suelo	299.0	0.37	Estimadas

Tabla 4. Cerramientos opacos de la microrred

Huecos y lucernarios

Nombre	Tipo	Superficie [m ²]	Transmitancia [W/m ² ·K]	Factor solar	Modo de obtención. Transmitancia	Modo de obtención. Factor solar
Ventana1	Hueco	11.25	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana2	Hueco	11.25	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana3	Hueco	11.25	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Puerta Grande	Hueco	20.0	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Puerta acceso	Hueco	3.54	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana4	Hueco	1.1	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana5	Hueco	1.1	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana6	Hueco	0.32	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana7	Hueco	0.32	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana8	Hueco	0.32	3.78	0.63	Estimado	Estimado
Ventana9	Hueco	0.32	3.78	0.63	Estimado	Estimado

Tabla 5. Huecos de la microrred

En la pestaña de “**Instalaciones**” es donde se deben introducir los sistemas de ACS, calefacción, refrigeración, contribuciones energéticas y, en los casos de edificio terciario, iluminación, aire primario, ventiladores, sistemas de bombeo y/o torres de refrigeración.

Para nuestro estudio se introduce un equipo mixto de calefacción, refrigeración y ACS que correspondería a la microturbina y máquina de absorción.

Cuando ya hemos elegido el sistema, se le debe dar un nombre y aplicarlo a una de las zonas definidas o al edificio objeto. Se le deben dar las características del sistema: tipo de generador, tipo de combustible, rendimiento medio, potencia, mantenimiento y estado de la instalación,... Se debe añadir cada uno de los sistemas al edificio objeto para terminar de definirlo.



Se ha elegido:

Tipo de generador: Equipo de rendimiento constante

Tipo de combustible: Gas natural

Con rendimiento estacional conocido

ACS rendimiento medio estacional 80%

Calefacción rendimiento medio estacional 54%. Es la eficiencia térmica obtenida con el modelo en el [capítulo2]

Refrigeración rendimiento medio estacional 37,8%. Es la eficiencia térmica calculada con el COP = 0.7 que fue calculado en el [Capítulo4]. Por tanto, el rendimiento del sistema de refrigeración es $0.54 \cdot 0.7 = 0.38$

Para la iluminación, se ha consultado el informe de obra de la microrred.

Potencia instalada 2200 W

Iluminancia media horizontal 500 lux

Una vez definidos todos los parámetros del edificio, ya podemos proceder al cálculo de la certificación: pulsamos el botón “califica el proyecto” e inmediatamente aparece una nueva pestaña con el nombre “**Calificación Energética**”, en la que se nos muestran los resultados de demanda de calefacción y refrigeración, y las emisiones de CO₂ de calefacción, refrigeración y ACS, así como la calificación global de la vivienda.

Calificación parcial del consumo de energía primaria: Por energía primaria se entiende la energía consumida por el edificio procedente de fuentes renovables y no renovables que no ha sufrido ningún proceso de conversión o transformación, expresada en kWh/(m²año), y calificada con la letra correspondiente.

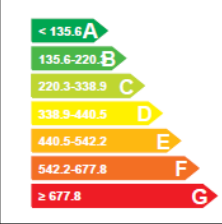
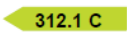
INDICADOR GLOBAL		INDICADORES PARCIALES			
 < 135.6 A 135.6-220 B 220.3-338.9 C 338.9-440.5 D 440.5-542.2 E 542.2-677.8 F ≥ 677.8 G	 312.1 C	CALEFACCIÓN		ACS	
		Energía primaria calefacción [kWh/m ² año]	D	Energía primaria ACS [kWh/m ² año]	C
		216.76		0.20	
		REFRIGERACIÓN		ILUMINACIÓN	
Consumo global de energía primaria no renovable [kWh/m ² año] ¹		Energía primaria refrigeración [kWh/m ² año]	G	Energía primaria iluminación [kWh/m ² año]	B
		42.65		52.48	

Tabla 6. Consumo global de energía primaria no renovable



3.4 Demanda de calefacción y refrigeración

La demanda de calefacción y refrigeración indica las necesidades de calefacción y refrigeración del edificio certificado a lo largo del año, para unas condiciones normales de funcionamiento y ocupación. Este valor dependerá de las características de la envolvente del edificio, zona climática donde se ubique, uso,...

Se expresa en kWh/ (m²año), y se califica con la letra correspondiente.

DEMANDA DE CALEFACCIÓN		DEMANDA DE REFRIGERACIÓN	
	98.4 C		13.6 C
<i>Demanda de calefacción [kWh/m² año]</i>		<i>Demanda de refrigeración [kWh/m² año]</i>	

Tabla 7. Demanda de calefacción y refrigeración kWh/ (m²año)

Una vez calculada la demanda de calefacción y refrigeración anual

$$98.4 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{año}} \cdot 290.65 \text{ m}^2 = 28599.9 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \text{ Calefacción}$$

$$13.6 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{año}} \cdot 290.65 \text{ m}^2 = 3952.8 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \text{ Refrigeración}$$

Ce3x no tiene en cuenta los fines de semana, quitamos los fines de semana debido a que la simulación con Homer no los vamos a incluir.

$$28599.9 \cdot \frac{5}{7} = 20428.5 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \text{ Calefacción}$$

$$3952.8 \cdot \frac{5}{7} = 2823.4 \frac{\text{kWh}}{\text{año}} \text{ Calefacción}$$

Estos dos datos representan la demanda de calefacción y refrigeración expresada en kWh a lo largo de un año, esta demanda debe ser repartida en 365 días, para realizarlo se distribuyen diariamente utilizando las temperaturas medias de los datos climatológicos del año 2015 de la estación meteorológica más cercana a la microrred (Aibar MAGRAMA).





Este perfil ha sido creado a partir de la temperatura media de cada día cubriendo la demanda anual de calefacción y refrigeración

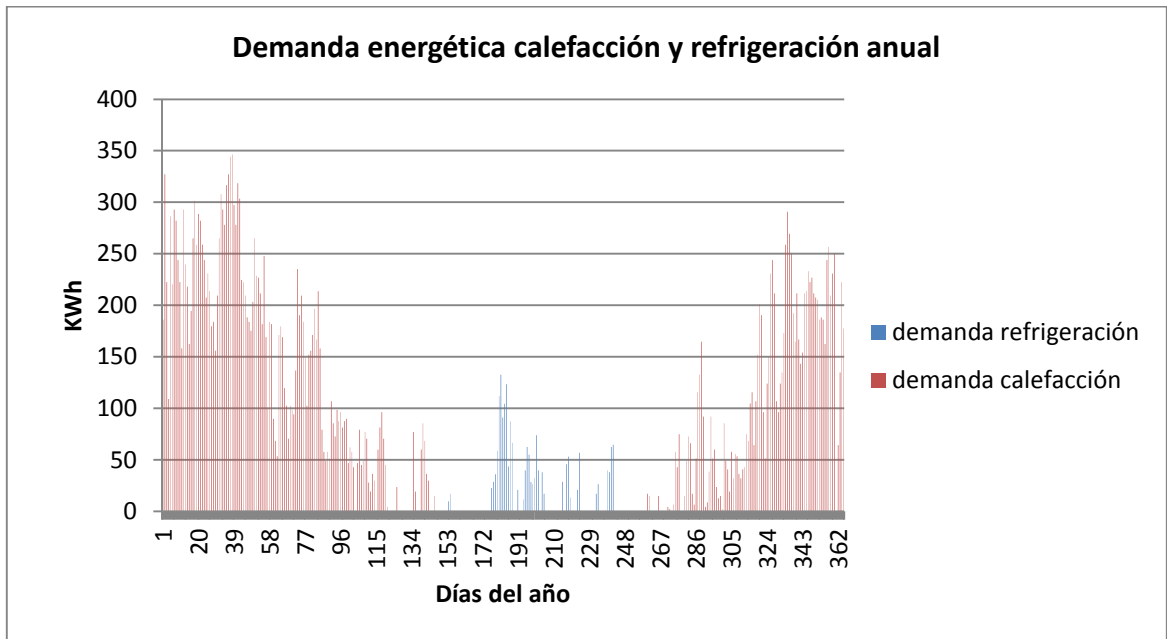


Fig 69. Demanda energética calefacción y refrigeración anual

Si se suman las demandas diarias y se agrupa los datos según los meses del año se obtiene el siguiente perfil con la demanda de calefacción y refrigeración mensual

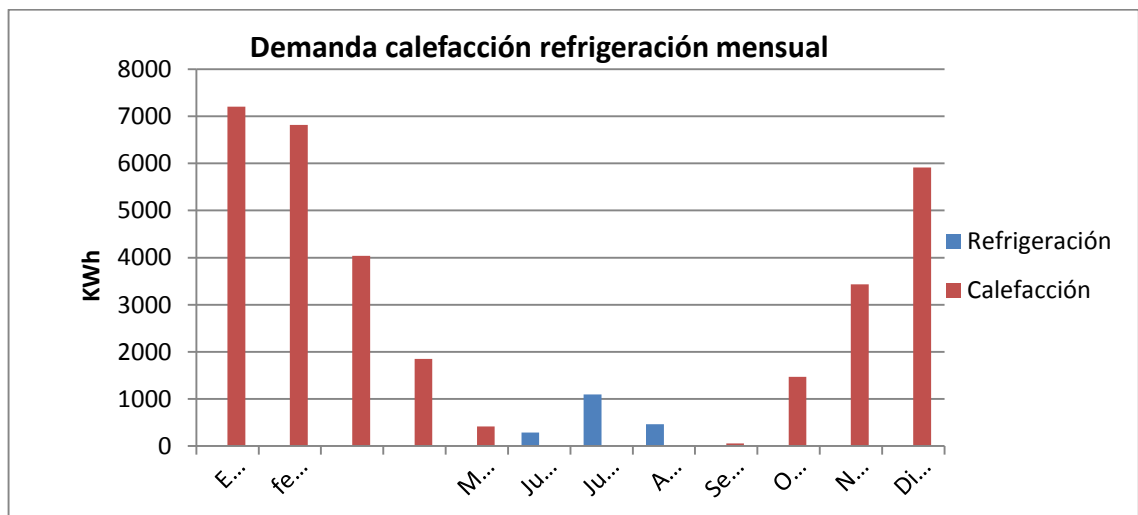


Fig 70. Demanda calefacción y refrigeración anual





Si dividimos entre 12 horas que es el número de horas del perfil de uso, se obtiene la carga térmica total (kW) a lo largo de un año.

$$28599.9 \frac{kWh}{año} \div 12h = 2383.3 \frac{kW}{año}$$

$$3952.8 \frac{kWh}{año} \div 12h = 329.4 \frac{kW}{año}$$

La carga térmica de calefacción y refrigeración anual la repartiremos diariamente

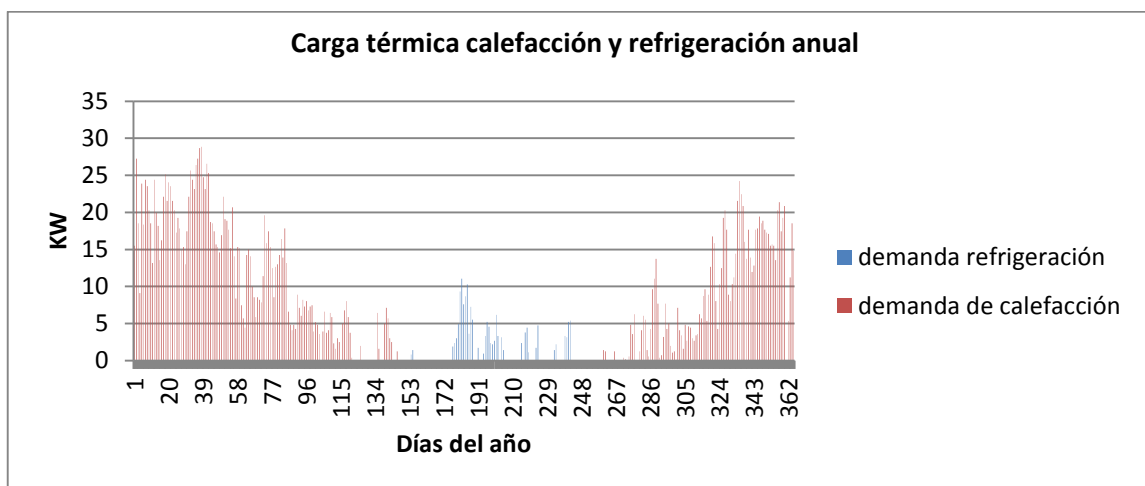


Fig 71. Carga térmica calefacción y refrigeración anual

Si se agrupan los datos según los meses del año se obtiene el siguiente perfil con la carga térmica de calefacción y refrigeración mensual.

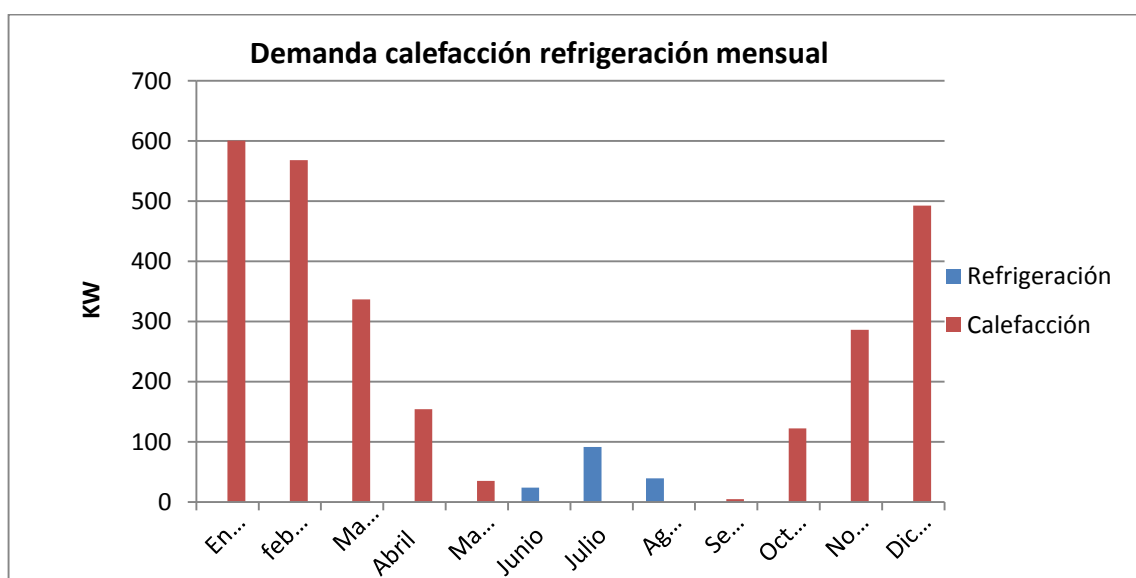


Fig 72. Carga térmica calefacción y refrigeración mensual





A continuación, se representa la carga térmica media de calefacción de 3 días del año con distinta demanda térmica, para representar como podría ser la carga térmica por horas que sería necesaria para cubrir la demanda de la microrred en ese determinado día.

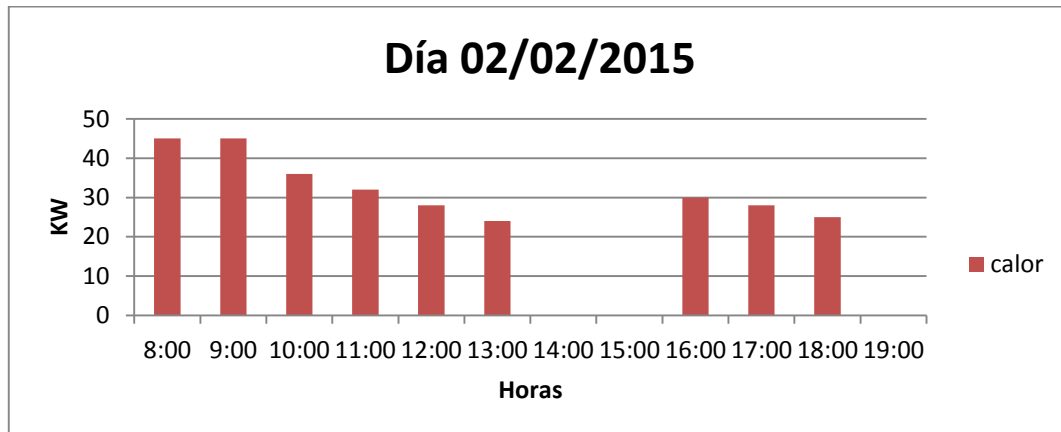


Fig 73. Día de invierno con alta demanda de calefacción, día con carga térmica media 24.41 kW

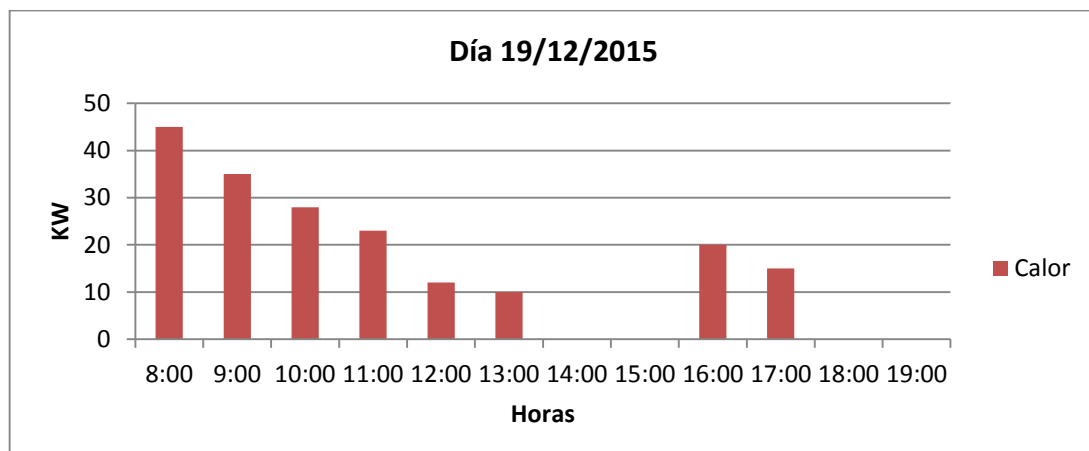


Fig 74. Día de invierno con demanda media de calefacción, día con carga térmica media 15.68 kW

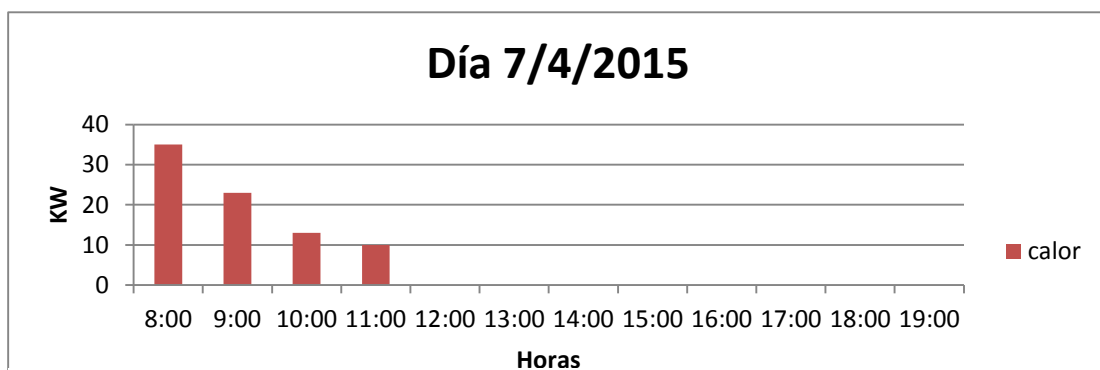


Fig 75. Día de invierno con demanda baja de calefacción, día con carga térmica media 6.77 kW





3.5 Simulación diaria de calefacción

A continuación se simularán los perfiles en el modelo de simulación Matlab/Simulink.

Se crea el perfil en un archivo de Matlab llamado dia02_02_2015 y se introduce en la entrada del modelo de simulink

Se carga en simulink se puede observar en el scope del modelo

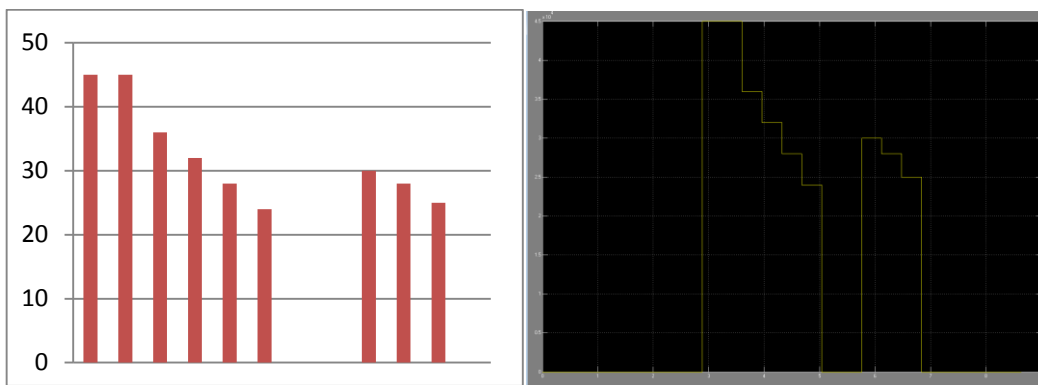


Fig 76 Simulación perfil 02_02_2015

De igual forma se simulan los otros días

Según el modelo de simulación descrito en el [capítulo2] lo que nos interesaría obtener de una simulación larga en el tiempo es la energía eléctrica producida (kWh) eléctricos para la exportación a la red eléctrica, el consumo de combustible (m³) y la producción de calor (kWh) térmicos para calefacción del sistema de cogeneración.

La simulación se realiza en tiempo real con los siguientes parámetros de simulación:

Fixed-step y solver Discrete (no continuous states)

El sample time utilizado en la simulación es

Ts= 0.5

La simulación corresponde en tiempo real a segundos el tiempo final de la simulación son los segundos que corresponden a un día entero

Día=24horas* 60 min/1h*1min/60s=86400 segundos



Los resultados de las simulaciones son:

Simulación día 02/02/2015 día demanda alta de calefacción

Energía eléctrica: 93.88 kWh
Consumo de combustible: 47.94 m³
Energía térmica: 275.1 kWh

Simulación día 19/12/2015 día demanda media de calefacción

Energía eléctrica: 37.95 kWh
Consumo de combustible: 26.95 m³
Energía térmica: 175.7 kWh

Simulación día 07/04/2015 día demanda baja de calefacción

Energía eléctrica: 10.81 kWh
Consumo de combustible: 10.66m³
Energía térmica: 75.96 kWh

Simulación día 06/07/2015 día demanda baja de calefacción

Energía eléctrica: 23.65 kWh
Consumo de combustible: 16.77m³
Energía térmica: 87.88 kWh



3.6 Simulación de un año de calefacción

Para finalizar, realizaremos una simulación larga en el tiempo con los siguientes parámetros de simulación

Fixed-step y solver Discrete (no continuous states)

El sample time utilizado en la simulación es

$T_s = 0.001$

La simulación corresponde en tiempo real en horas, el tiempo final de la simulación son las horas que corresponden a un año

$\text{Año} = 365 \text{ días} * 24 \text{ h} / 1 \text{ día} = 8760 \text{ segundos}$

Se realizará en el modelo la simulación de un año de calefacción y refrigeración por separado y lo introduciremos en simulink mediante un perfil generado en un archivo en Matlab.

Para realizar este perfil en Matlab se empleará el programa Homer energy, en el cual para cada mes se introduce un día medio calculado según los datos de la estación meteorológica e introduciendo una variabilidad de los días de invierno, en el caso de la calefacción

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Octubre	Noviembre	Diciembre
8:00	40	45	35	22	22	0	0	0	22	24	31
9:00	35	45	25	21	22	0	0	0	20	22	26
10:00	30	36	21	20	0	0	0	0	20	20	24
11:00	25	32	21	20	0	0	0	0	0	20	23
12:00	24	28	20	0	0	14,6	14,6	14,6	0	0	22
13:00	22	24	0	0	0	0	0	0	0	0	20
14:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16:00	30	30	25	0	0	0	14,6	0	0	20	22
17:00	24	28	20	0	0	0	0	0	0	20	20
18:00	0	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19:00	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	19,1666667	24,4166667	13,9166667	6,91666667	3,66666667	1,21666667	2,43333333	1,21666667	5,16666667	10,5	15,6666667

Tabla 8. Días medios

En la tabla se representa los días medios de cada mes introducidos en homer que han sido calculados con las temperaturas medias de la estación meteorológica.

Los días medios anteriores fueron introducidos en homer y se calculó la variabilidad de las temperaturas medias de cada mes como la desviación típica.

En la figura se observa cómo se introducen en Homer las cargas térmicas de un día medio

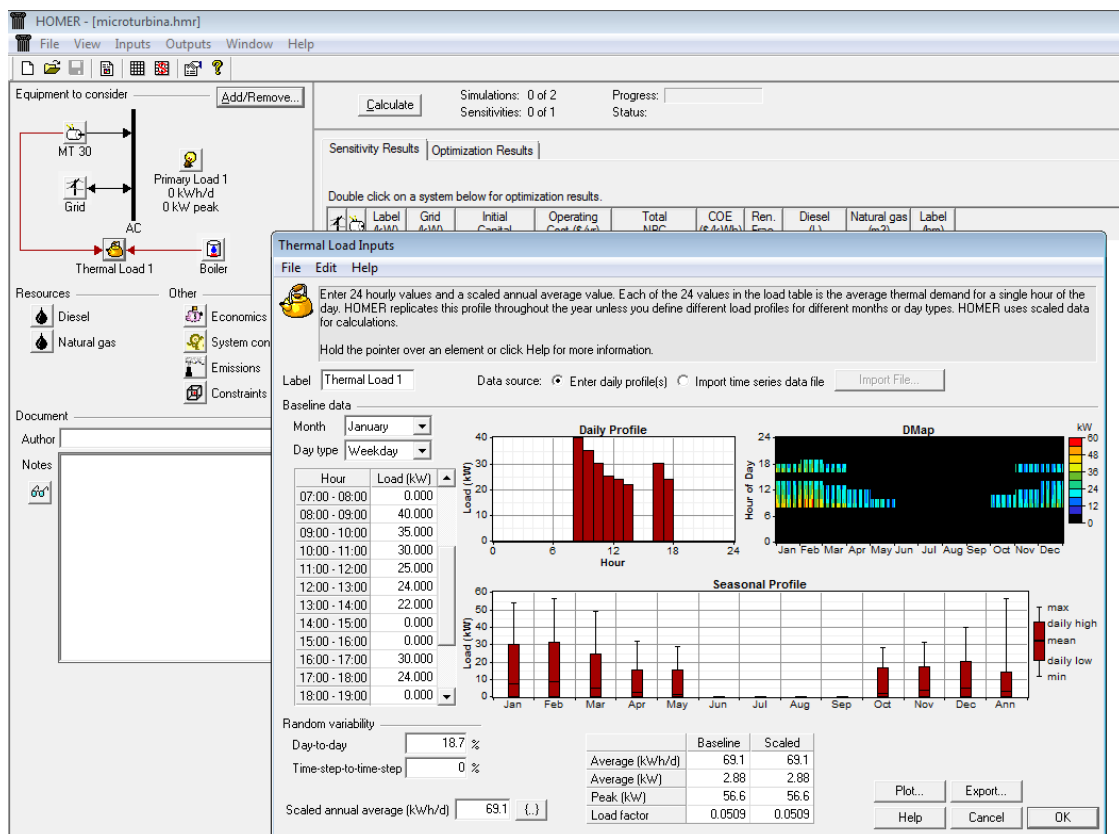


Fig 77. Homer las cargas térmicas de un día medio

Como resultado de introducir todos los meses de calefacción en homer se exporta el fichero, el fichero obtenido se transpone en Excel y se introduce directamente en Matlab que creará un archivo que será el perfil de entrada para el modelo en simulink.



En este primer gráfico se observa la demanda de calefacción que es necesaria. Es decir, es el perfil demandado por el programa homer energy, que es el perfil de entrada. Es la demanda de calefacción de cada hora del año. Tras un largo periodo de simulación 30 minutos, se obtienen las siguientes gráficas.

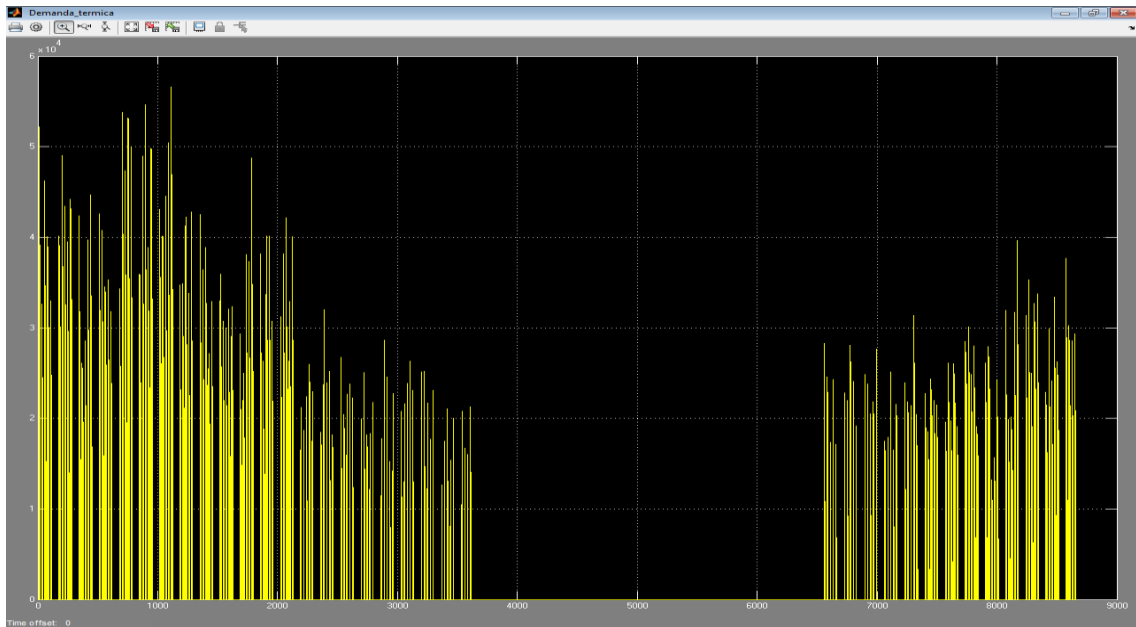


Fig 78. Matlab demanda de calefacción que es necesaria

Con esta demanda el modelo calcula la potencia de funcionamiento de la microturbina para cada hora del año, en la siguiente gráfica

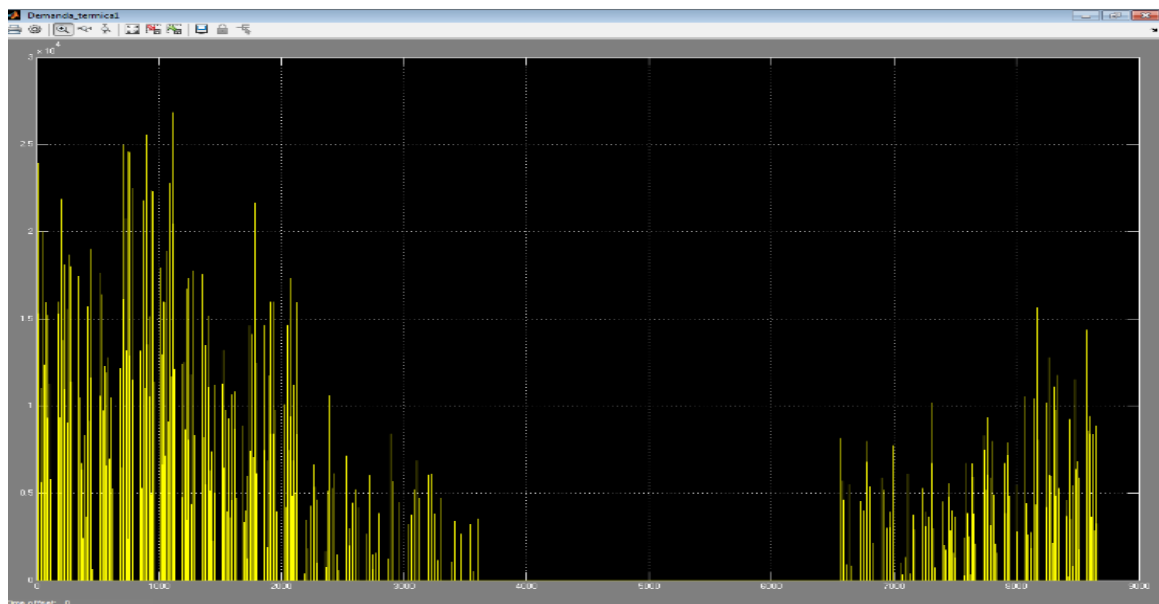


Fig 79. Matlab potencia de funcionamiento de la microturbina





Por último, la tercera grafica muestra el calor suministrado por el aerotermo a la sala que ha sido calculado con el modelo descrito en el [capítulo2]. Este calor producido por el aerotermo debe cubrir la demanda pedida por homer.

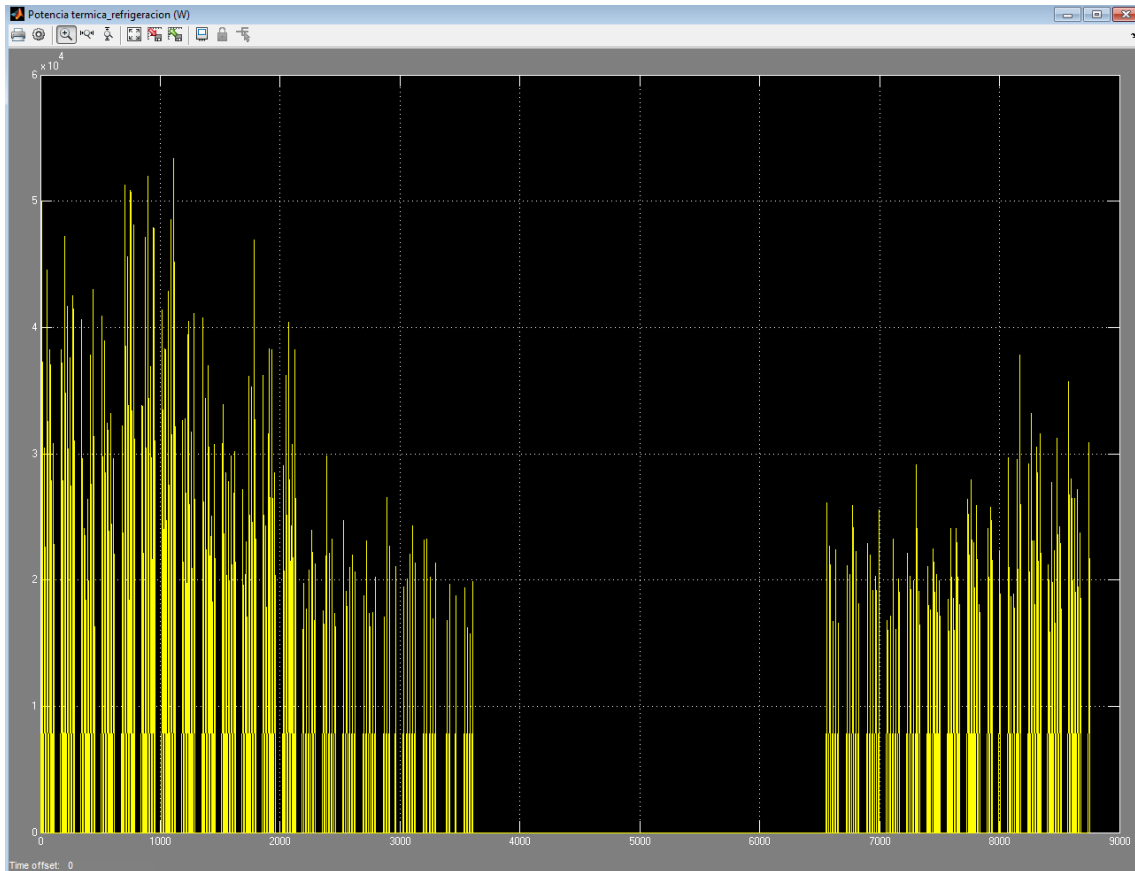


Fig 80. Calor suministrado por el aerotermo a la sala

Conclusiones: Si comparamos la gráfica demanda térmica con la gráfica de calor producido por el aerotermo a la sala. Se observa que el modelo cubre con la demanda de calefacción exigida por el programa Homer energy.

Además se producen al año

Energía eléctrica: 4875 kWh

Consumo de combustible: 3434 m³

Energía térmica: 20120 kWh

Simulación 20120 kWh ~ 20418 kWh demanda calefacción de Ce3x



3.7 Simulación de un año de refrigeración

Se procede de igual forma para la simulación de un año de refrigeración. Una vez obtenido el día medio de los meses de refrigeración y su variabilidad. Introducimos los tres meses de refrigeración Junio, Julio y Agosto.

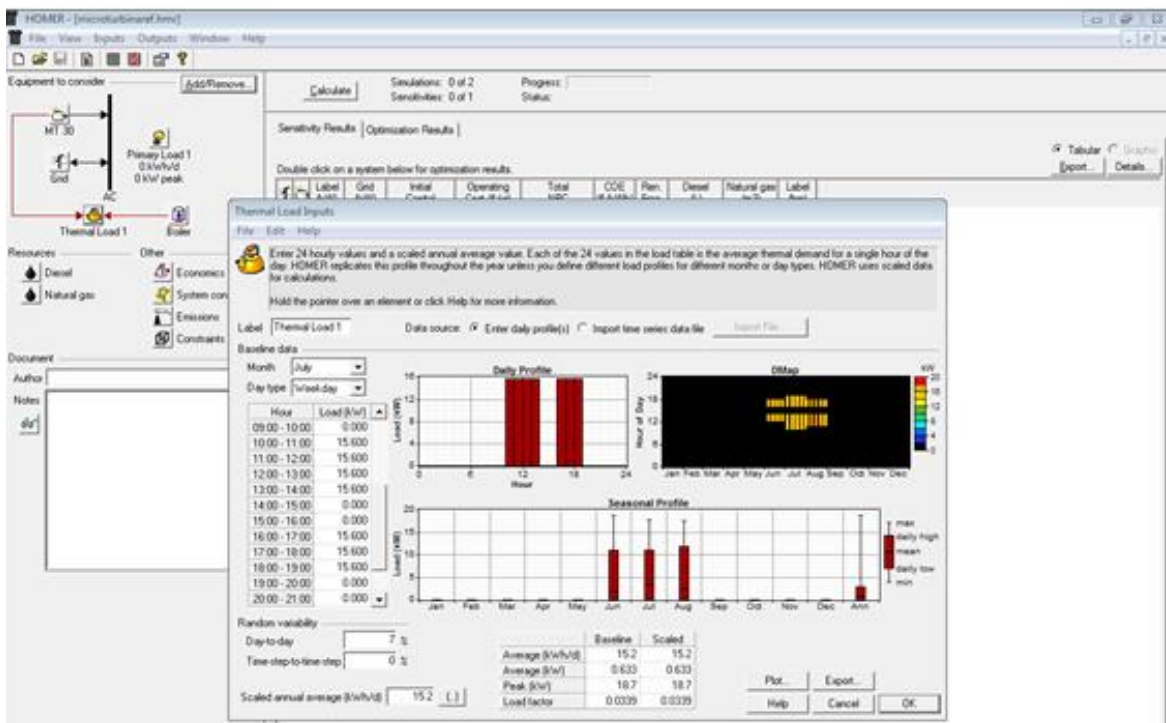


Fig 81. Días medios de verano

Se exporta el archivo a Matlab para introducir la demanda de refrigeración en el modelo de simulación



En el primer gráfico se observa el perfil de refrigeración demandado por el programa homer energy, que es la perfil de entrada al modelo. Es la necesaria que debe de suministrar el aerotemo para refrigerar la sala. Tras un largo periodo de simulación 30 minutos, se obtienen las siguientes gráficas.

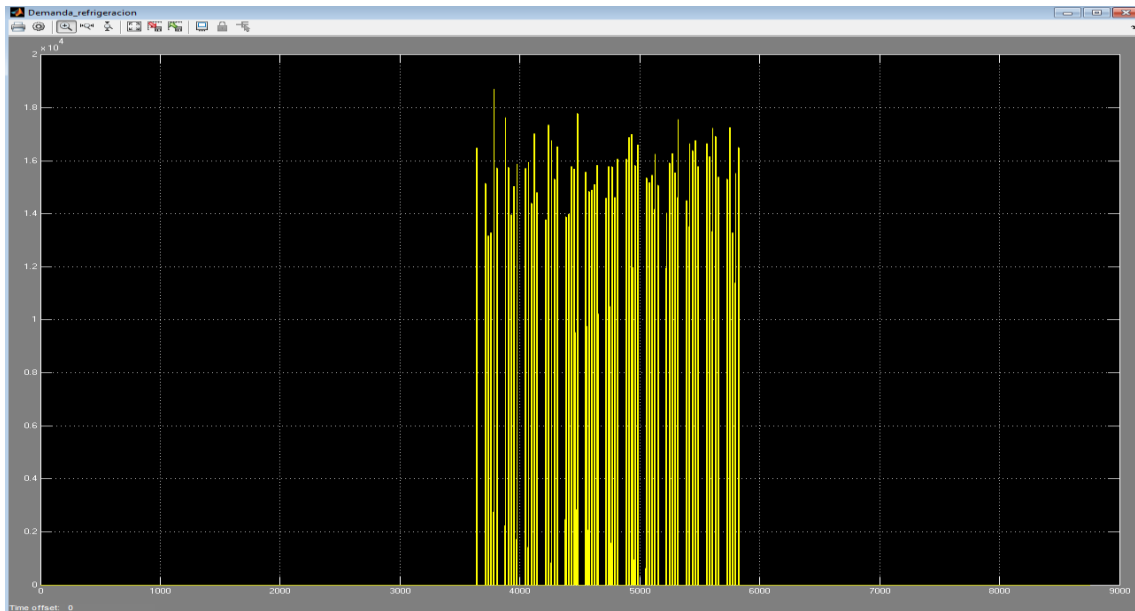


Fig 82. Matlab demanda de refrigeración que es necesaria

A continuación se representa la demanda de potencia a la que la microturbina debe funcionar para cubrir la demanda de refrigeración.

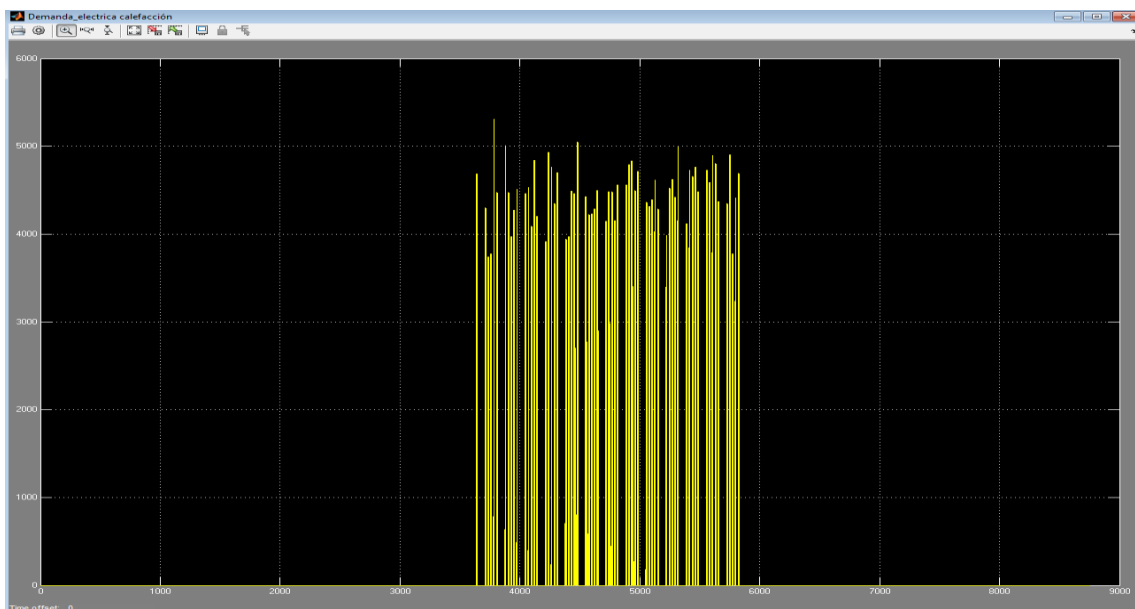


Fig 83. Matlab potencia de funcionamiento de la microturbina





CENER

CENTRO NACIONAL DE
ENERGÍAS RENOVABLES

Por último se representa el frío generado por la máquina de absorción por el aerotermo que debe satisfacer la demanda exigida por el programa homer energy.

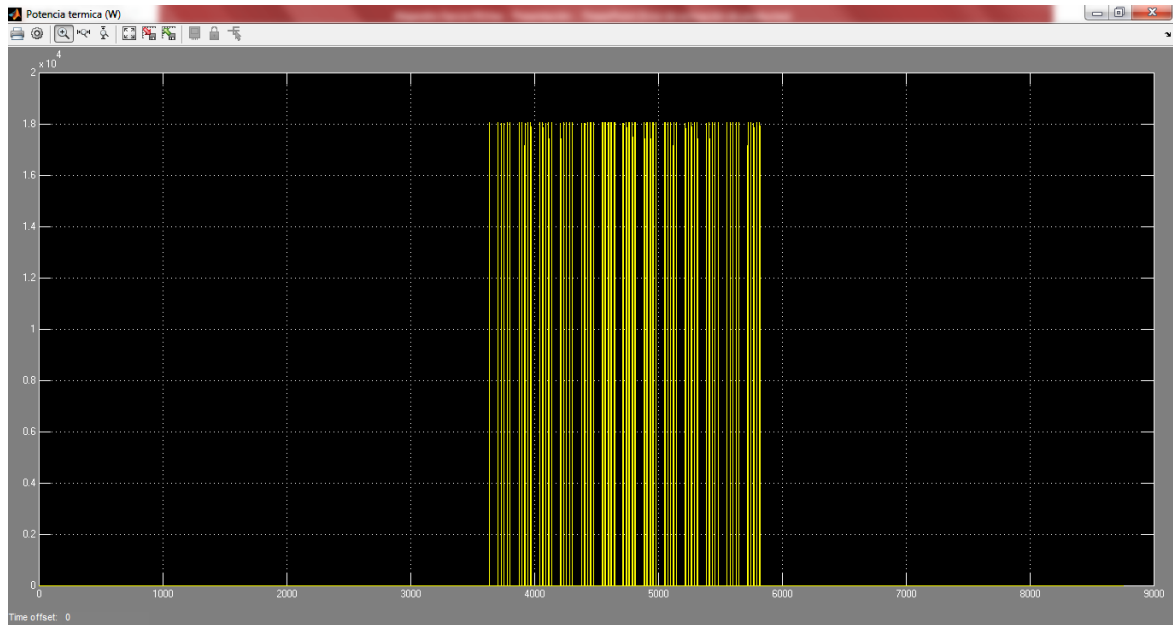


Fig 84. Frío suministrado por el aerotermo

Conclusiones: Si comparamos la gráfica demanda térmica de refrigeración con la gráfica de frío producido por el aerotermo a la sala. Se observa que el modelo cubre con la demanda de calefacción exigida por el programa Homer energy, y que para este caso es constante debido a que la potencia simulada por el aerotermo en modo refrigeración siempre será muy cerca de 17.6 kW.

Además se producen al año como resultado de la simulación:

Energía eléctrica: 345.1 kWh
Consumo de combustible: 512.1 m³
Energía térmica: 3040 kWh

Simulación 3040 kWh ~ 2823.4 kWh demanda refrigeración de Ce3x





4. Ensayos y validaciones

4.1 Ensayos y validación microturbina. Scada

Los ensayos fueron realizados en la microrred que se encuentra situada en el polígono de Rocaforte, en Sangüesa. En este capítulo se explica cada uno de los ensayos y validaciones del modelo de simulación.

Lo primero que fue validado en el modelo fueron los parámetros de salida del modelo de simulación de la microturbina de gas, los cuales fueron medidos con el scada variando la consigna de potencia. El scada fue configurado para acceder remotamente y cambiar las consignas de potencia a 5,10,15,20,25 kW. Los datos fueron registrados y se obtuvieron los siguientes parámetros en una hoja Excel y son representados en color azul, en rojo los valores de la simulación se obtienen según el modelo de simulación de la microturbina descrito en el [capítulo2].

Potencia del generador fue medida directamente por el scada y los valores de la simulación se obtienen según el modelo de simulación.

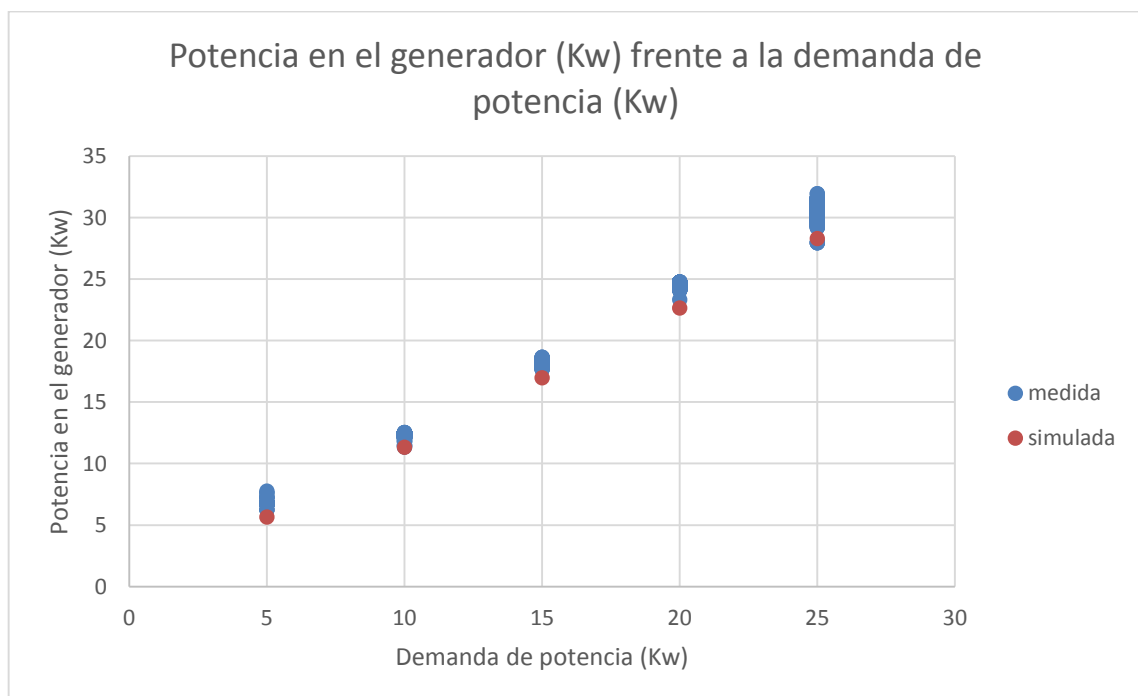


Fig 85. Potencia en el generador





Potencia de salida fue medida directamente por el scada, los datos simulados se obtienen según el modelo de control de la microturbina.

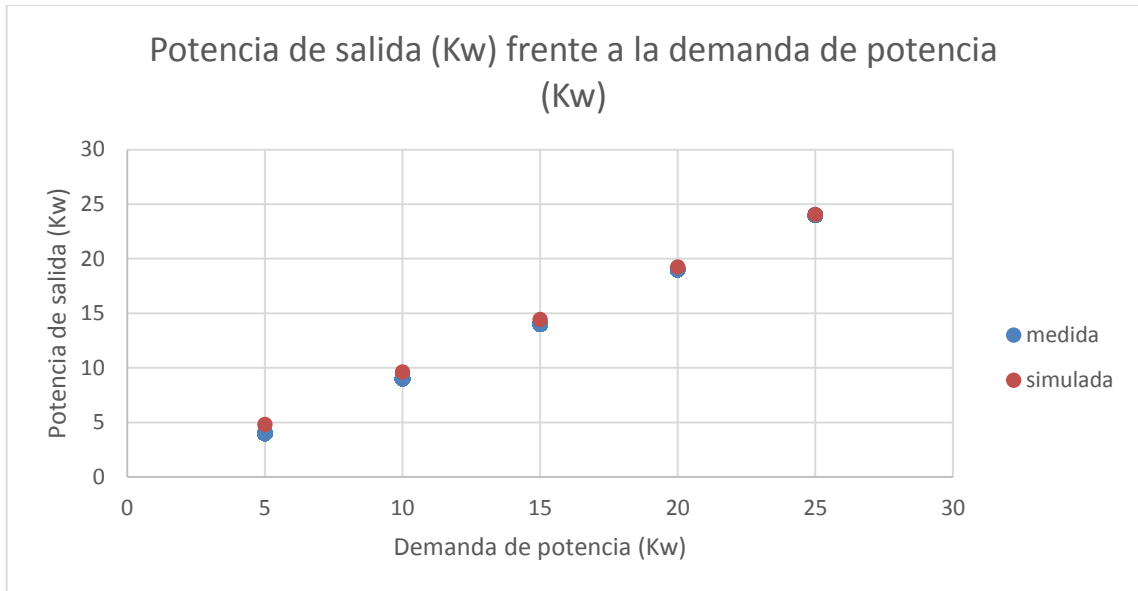


Fig 86. Potencia de salida

Velocidad en el rotor. Las revoluciones se miden también directamente del scada y los valores simulados para la velocidad del rotor se hallan según el modelo desarrollado.

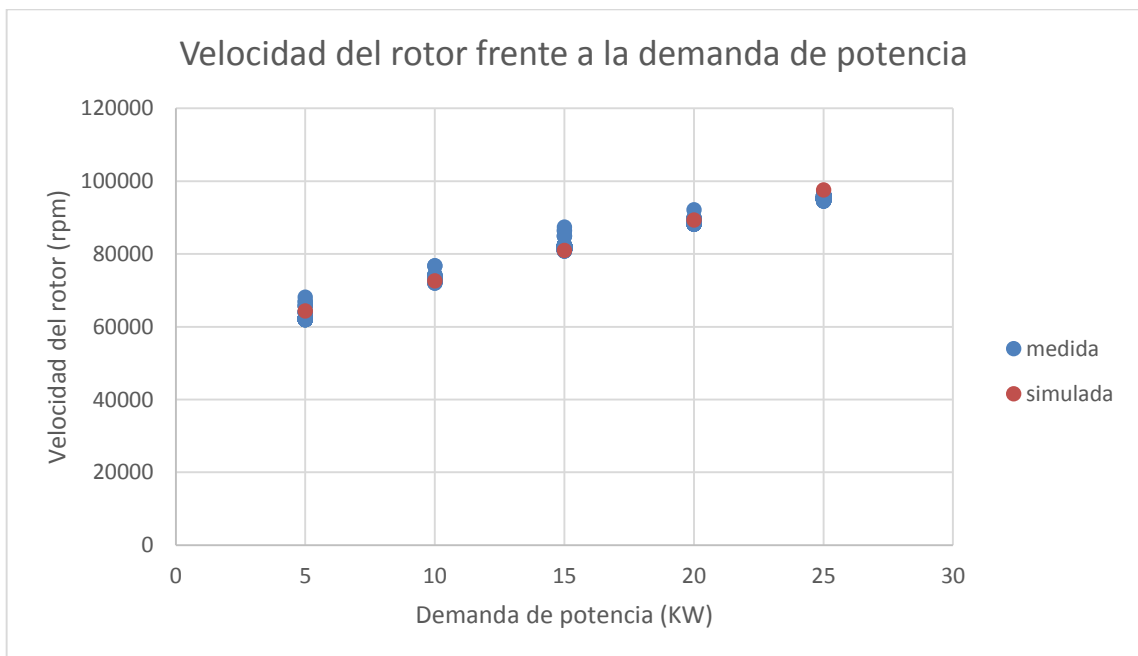


Fig 87. Velocidad en el rotor





Par mecánico y de Par de carga Los datos medidos no se obtienen directamente del scada sino mediante la siguiente ecuación con los parámetros que han sido medidos previamente con la potencia del generador y la velocidad del rotor.

$$\text{Par(Nm)} = \frac{\text{Potencia del generador (w)}}{\text{Revoluciones(rpm)}}$$

El par mecánico y el par de carga son iguales cuando se estabiliza la máquina, por ello ambos parámetros se validan con los mismos datos obtenidos cuando la máquina es estable.

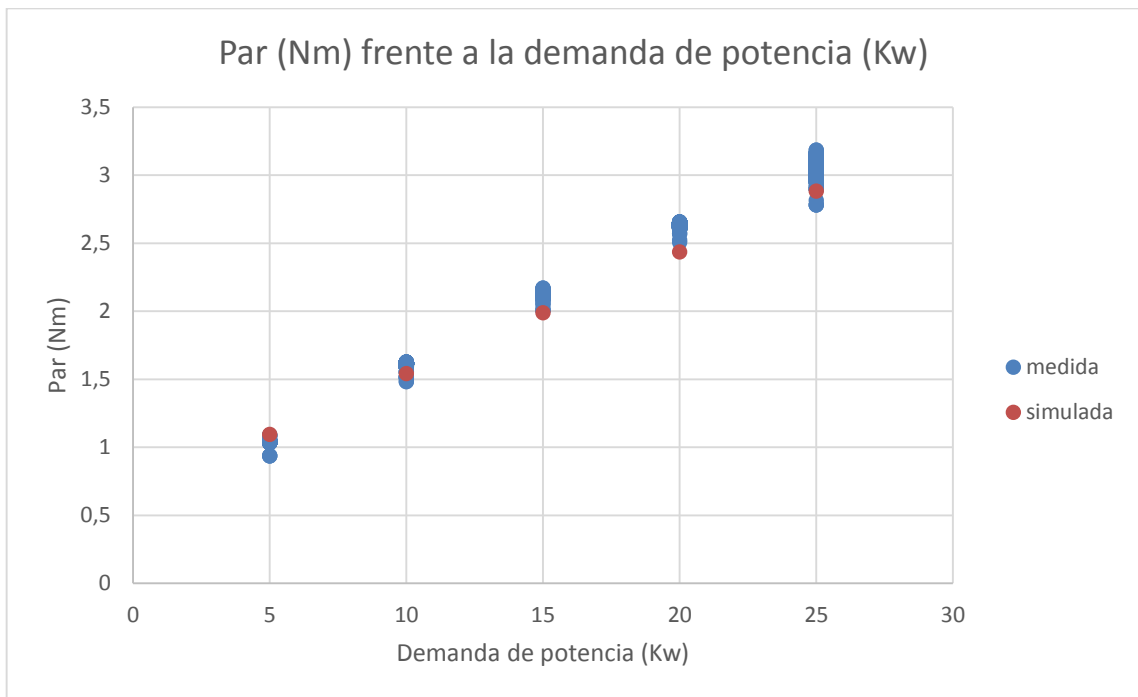


Fig 88. Par de carga y par mecánico





Flujo de combustible se mide con el contador de gas, se realizaron 2 ensayos en días distintos para medir el flujo de combustible, en estos ensayos se midió el gas consumido durante un período de tiempo para cada potencia de referencia. La fórmula para el cálculo del flujo de combustible:

$$\text{flujo de combustible} \left(\frac{m^3}{h}\right) = \frac{\text{final del contador}(m^3) - \text{inicio del contador}(m^3)}{\text{tiempo transcurrido (minutos)}} \cdot \frac{60 \text{ minutos}}{1 \text{ hora}}$$

Potencia	inicio del contador m3	final del contador m3	tiempo transcurrido (mi)	flujo de combustible (m3/h)
5	608.44	609.07	12 minutos	3.15
10	609.85	611.45	20 minutos	4.8
15	611.95	614.26	20 minutos	6.93
20	614.68	617.28	20 minutos	7.8
25	617.98	620.18	14 minutos	9.42

Tabla 9. Consumo de combustible 2º ensayo

Utilizamos la misma fórmula para el segundo ensayo:

Potencia	inicio del contador m3	final del contador m3	tiempo transcurrido (mi)	flujo de combustible (m3/h)
5	624.02	625.05	12 minutos	3.09
10	625.27	626.83	20 minutos	4.68
15	630.09	632.5	20 minutos	7.23
20	632.56	629.89	20 minutos	8.01
25	633.16	636.33	14 minutos	9.51

Tabla 10. Consumo de combustible 3º ensayo

La validación del flujo de combustible se muestra en la siguiente gráfica, los valores simulados se obtienen directamente del modelo desarrollado.

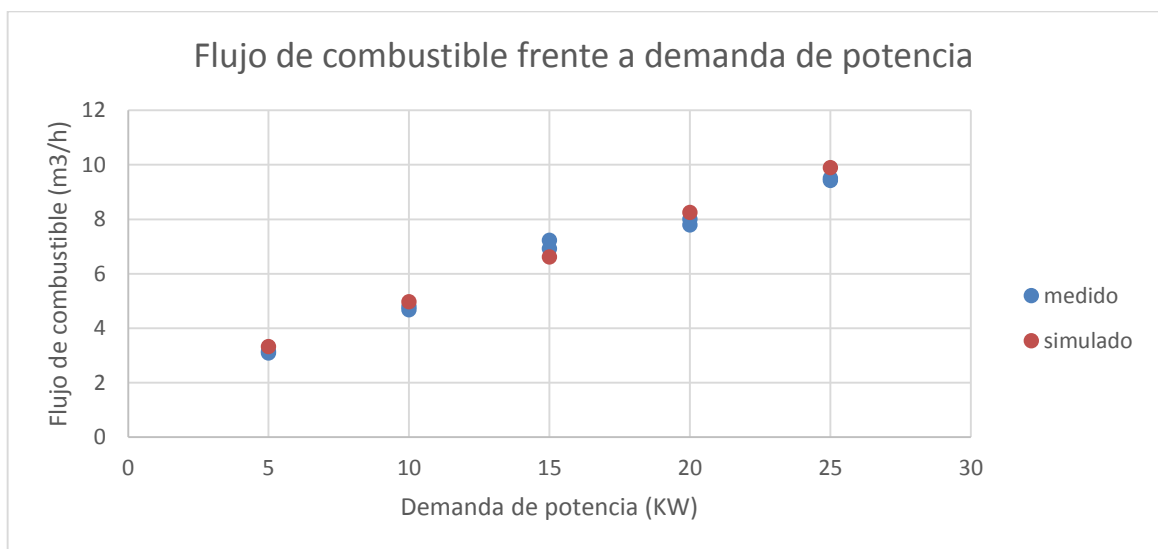


Fig 89. Flujo de combustible





Temperatura de salida de la turbina. Se mide directamente del scada y se compara con la medida simulada del modelo. A partir de este ensayo se obtendrá la temperatura de entrada al intercambiador que será descrito en el siguiente ensayo.

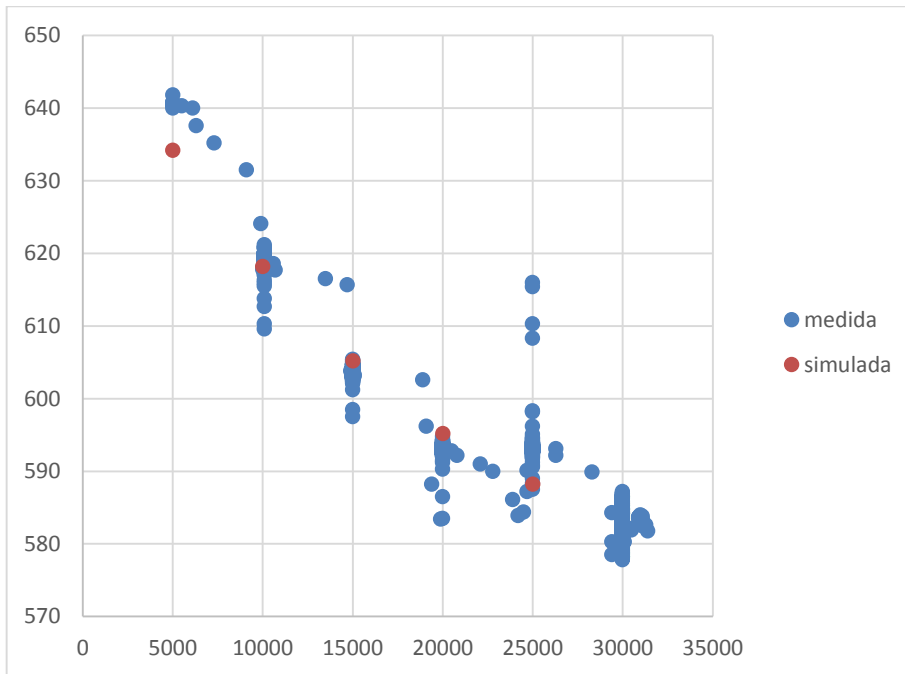


Fig 90. Temperatura de salida de la microturbina

Conclusión: todos los parámetros de salida del modelo de la microturbina que vienen descritos en el modelo han sido probados y validados experimentalmente con el scada de la microrred de CENER y con mediciones directas en el contador para el consumo de gas, por lo tanto podemos asegurar que el modelo desarrollado en simulink se aproxima al comportamiento real de una microturbina.



4.2 Ensayos intercambiador

Para el intercambiador de calor se realizaron 3 ensayos distintos, en el primer ensayo se variaron las consignas de potencia en intervalos de 2 kW cada 5 minutos para ver las evoluciones de las temperaturas de salida. En el segundo ensayo se fijaron consignas de potencia en intervalos de 5 kW y se dejó más tiempo para que se estabilizaran las temperaturas de los circuitos de agua, este tiempo fue de 20 minutos y con estas medidas se obtuvieron las funciones de partida para el modelo del intercambiador. Por último se realizó otro ensayo en el que se tomaron 3 medidas de cada consigna de potencia para tener más datos de comprobación.

Los ensayos se realizan con el contador Superstatic que es un caudalímetro de agua estático que en combinación con la cabeza electrónica multifuncional 531 con microprocesador que puede medir la potencia térmica (calor y frío), en este caso solo se utilizará para medir el calor, garantiza una medición precisa y estable del caudal de agua y la potencia térmica así como también puede medir las temperaturas de entrada y salida de agua.



Fig 91.caudalímetro y cabeza electrónica multifuncional 531



Las variables que se miden en los tres ensayos son:

Entradas

Demanda de potencia: es la potencia de consigna de la microturbina en vatios.

TET Temperatura de salida de la turbina medida con el scada

Flujo de agua: Es el flujo de entrada al intercambiador, se obtiene la medida con la cabeza electrónica supercal 531, el flujo se mide en (m³/h), esta medida es convertida en kg/s multiplicando por la densidad del agua y dividiendo entre 3600.

Flujo de aire: Este valor no lo obtendremos directamente del ensayo sino de las tablas del fabricante medido en kg/s [Fig. 45]

Tea: Temperatura de entrada de agua: Es la temperatura de entrada al intercambiador, esta temperatura la mediremos directamente con la cabeza electrónica supercal 531.

Teg Temperatura de entrada del gas: Se obtiene directamente de la tabla de fabricante [Fig 45].

Salidas

Q: Potencia térmica de calor: es la potencia en forma de calor en kW que se mide con la cabeza electrónica supercal 531, este parámetro lo utilizaremos para calcular la eficiencia del intercambiador.

Tsa: Temperatura de salida de agua: Es la temperatura de salida al intercambiador, esta temperatura será primero calculada con las ecuaciones del modelo y luego será medida con la cabeza electrónica para hacer la validación de la temperatura de salida del modelo.

Tsg Temperatura de salida del gas: se obtiene a partir de las variables medidas anteriores calor, flujo de agua y gas, temperatura a la entrada y salida del agua. Se despeja Tsg directamente de los resultados del ensayo aplicando la siguiente fórmula.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{gas} \cdot c_{p_{gas}} \cdot (Teg - Tsg) = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p_{agua}} \cdot (Tsa - Tea)$$





4.2.1 primer ensayo 14/04/2016

Las medidas obtenidas del primer ensayo se representan en la siguiente tabla

Potencia (w)	TET(°C)	Potencia térmica (w)	tea (°C)	t _{sa} (°C)	teg (°C)	t _{sg} (°C)	flujo (kg/s)	flujo aire (kg/s)
2000	673.1	17880	32.9	39.5	200.1	46.32	0.591	0.109
4000	648.8	19780	36.4	43.7	201.7	49.75	0.591	0.122
6000	635	24870	37	46.1	207.2	51.81	0.597	0.15
8000	625.4	28420	38.2	48.6	213.3	54.75	0.597	0.168
10000	618.1	31400	39.1	50.4	218.9	56.31	0.608	0.181
12000	612.1	35020	39.7	52.3	225.9	57.58	0.608	0.195
14000	607.1	37830	42.7	56.2	231.1	61.46	0.613	0.209
16000	602.9	40920	45.6	60.2	237.2	64.45	0.613	0.222
18000	599.1	43240	51.4	66.7	242.2	70.48	0.619	0.236
20000	595.8	44700	57.1	72.6	247.8	76.8	0.633	0.245
22000	592.8	47870	60.2	76.6	253.3	80.07	0.641	0.259
24000	590	50790	63	80.4	258.9	83.89	0.641	0.272
26000	587.5	54290	65.2	83.8	265	87.09	0.641	0.286
28000	585.2	56420	67.9	87.1	270.1	90.85	0.647	0.295
30000	583.1	60260	69.1	89.5	276.1	92.73	0.647	0.308

Tabla 11. Primer ensayo 14/04/2016

En este ensayo se va a calcular los datos de salida (Q, T_{sa}, T_{sg}) con las ecuaciones del modelo del intercambiador de calor y luego van a ser comparados con las medidas experimentales del ensayo. Para ello lo primero es hallar la eficiencia del intercambiador de calor.

El cálculo de la eficiencia del intercambiador

Se calcula la eficiencia del intercambiador como dato de entrada al intercambiador, la eficiencia del intercambiador de calor se considera constante y su fórmula es la siguiente:

$$e = \frac{Q_{real}}{Q_{max}} = \frac{Q_{real}}{C_{gas} \cdot (T_{eg} - T_{ea})}$$



A continuación, se va a obtener la eficiencia del intercambiador a partir de los ensayos para ello se va a utilizar las potencias térmicas medidas, los flujos de gas y agua y también se necesitará la temperatura de entrada de gas y agua.

Potencia(w)	Flujo agua(Kg/s)	Flujo aire(kg/s)	m*Cagua (W/°C)	m*Caire(w/°C)	Tea(°C)	Teg(°C)	Potencia (KW) medida	qmax	eficiencia	eficiencia
2000	0,59	0,11	2477,2	119,9	32,9	200,10	17780	20047,3	0,887	0,89
4000	0,59	0,12	2477,2	134,2	36,4	201,70	19680	22183,3	0,887	0,89
6000	0,60	0,15	2500,4	165,0	37,0	207,20	24770	28083,0	0,882	0,89
8000	0,60	0,17	2500,4	184,8	38,2	213,30	28320	32358,5	0,875	0,89
10000	0,61	0,18	2547,0	199,1	39,1	218,90	31300	35798,2	0,874	0,89
12000	0,61	0,20	2547,0	214,5	39,7	225,90	34920	39939,9	0,874	0,89
14000	0,61	0,21	2570,2	229,9	42,7	231,10	37730	43313,2	0,871	0,89
16000	0,61	0,22	2570,2	244,2	45,6	237,20	41020	46788,7	0,877	0,89
18000	0,62	0,24	2593,5	259,6	51,4	242,20	43140	49531,7	0,871	0,89
20000	0,63	0,25	2651,6	269,5	57,1	247,80	45100	51393,7	0,878	0,89
22000	0,64	0,26	2686,5	284,9	60,2	253,30	48170	55014,2	0,876	0,89
24000	0,64	0,27	2686,5	299,2	63,0	258,90	51690	58613,3	0,882	0,89
26000	0,64	0,29	2686,5	314,6	65,2	265,00	55190	62857,1	0,878	0,89
28000	0,65	0,30	2709,8	324,5	67,9	270,10	57320	65613,9	0,874	0,89
30000	0,65	0,31	2709,8	338,8	69,1	276,10	61160	70131,6	0,872	0,89

Tabla 12. Eficiencia calculada

La eficiencia del intercambiador ha sido calculada usando la fórmula anterior, que da como resultado columna en rojo de la tabla, suponiendo una eficiencia constante de **0.89** se obtienen los siguientes errores absolutos y relativos

ERROR	eficiencia	eficiencia	error absoluto	error relativo
	0,887	0,890	0,003	0,003
	0,887	0,890	0,003	0,003
	0,882	0,890	0,008	0,009
	0,875	0,890	0,015	0,017
	0,874	0,890	0,016	0,018
	0,874	0,890	0,016	0,018
	0,871	0,890	0,019	0,021
	0,877	0,890	0,013	0,015
	0,871	0,890	0,019	0,021
	0,878	0,890	0,012	0,014
	0,876	0,890	0,014	0,016
	0,882	0,890	0,008	0,009
	0,878	0,890	0,012	0,013
	0,874	0,890	0,016	0,018
	0,872	0,890	0,018	0,020

Tabla 13. Error de la eficiencia

El error máximo de tomar como eficiencia 0.89 es del 2%





Una vez medidos los datos de entrada al intercambiador se aplican las ecuaciones del modelo del intercambiador [capítulo2]. En la tabla se representan los resultados la temperatura de salida de agua (Tsa) y la temperatura de salida del gas (Tsg) que expresan resultado de aplicar dichas ecuaciones.

Tea(°C)	Teg(°C)	eficiencia	eficiencia	cr	A	B	Tsg calculada	Tsa calculada
32,90	200,10	0,89	0,89	0,05	8,70	0,95	51,29	40,10
36,40	201,70	0,89	0,89	0,05	8,65	0,95	54,58	44,37
37,00	207,20	0,88	0,89	0,07	8,56	0,93	55,72	47,00
38,20	213,30	0,88	0,89	0,07	8,49	0,93	57,46	49,72
39,10	218,90	0,87	0,89	0,08	8,46	0,92	58,88	51,61
39,70	225,90	0,87	0,89	0,08	8,41	0,92	60,18	53,66
42,70	231,10	0,87	0,89	0,09	8,37	0,91	63,42	57,70
45,60	237,20	0,88	0,89	0,10	8,32	0,90	66,68	61,80
51,40	242,20	0,87	0,89	0,10	8,28	0,90	72,39	68,40
57,10	247,80	0,88	0,89	0,10	8,27	0,90	78,08	74,35
60,20	253,30	0,88	0,89	0,11	8,23	0,89	81,44	78,43
63,00	258,90	0,88	0,89	0,11	8,19	0,89	84,55	82,42
65,20	265,00	0,88	0,89	0,12	8,14	0,88	87,18	86,02
67,90	270,10	0,87	0,89	0,12	8,12	0,88	90,14	89,45
69,10	276,10	0,87	0,89	0,13	8,08	0,87	91,87	92,13

Tabla 14. Tsa calculada

Se representa a continuación la temperatura de salida del agua medida directamente con el caudalímetro digital y la simulada es el resultado de aplicar las ecuaciones en el modelo.

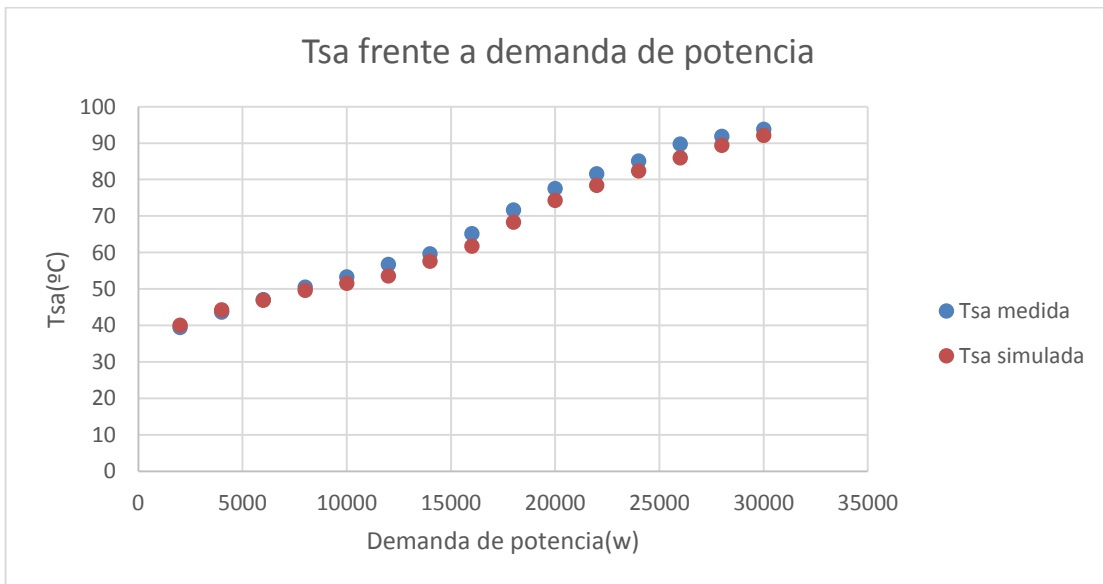


Fig 92. Tsa





Potencia(w)	Tsa calculada	Tsa medida	error absoluto	error relativo
2000	40,10	39,5	0,60	0,015
4000	44,37	43,7	0,67	0,015
6000	47,00	47,1	0,10	0,002
8000	49,72	50,6	0,88	0,017
10000	51,61	53,4	1,79	0,034
12000	53,66	56,8	3,14	0,055
14000	57,70	59,7	2,00	0,034
16000	61,80	65,2	3,40	0,052
18000	68,40	71,7	3,30	0,046
20000	74,35	77,6	3,25	0,042
22000	78,43	81,6	3,17	0,039
24000	82,42	85,1	2,68	0,032
26000	86,02	89,8	3,78	0,042
28000	89,45	91,9	2,45	0,027
30000	92,13	93,8	1,67	0,018

Tabla 15. Error Tsa

Se observan que en las medidas experimentales y las calculadas en el modelo de simulación el error máximo es entorno a un 5%, lo cual podemos considerar que el modelo se aproxima bastante a la realidad.

Conclusiones: Se observa que se ajustan ambas temperaturas con un pequeño error que se ha calculado en la tabla, este error es debido a las propias medidas y también es producido por considerar la eficiencia del intercambiador constante, otra posible fuente de error es que tanto el flujo del gas como la temperatura de salida del gas fueron tomadas de las tablas del fabricante [Fig.45].

De igual forma representamos ahora la temperatura de salida de los gases frente a la demanda de potencia y calculamos su error



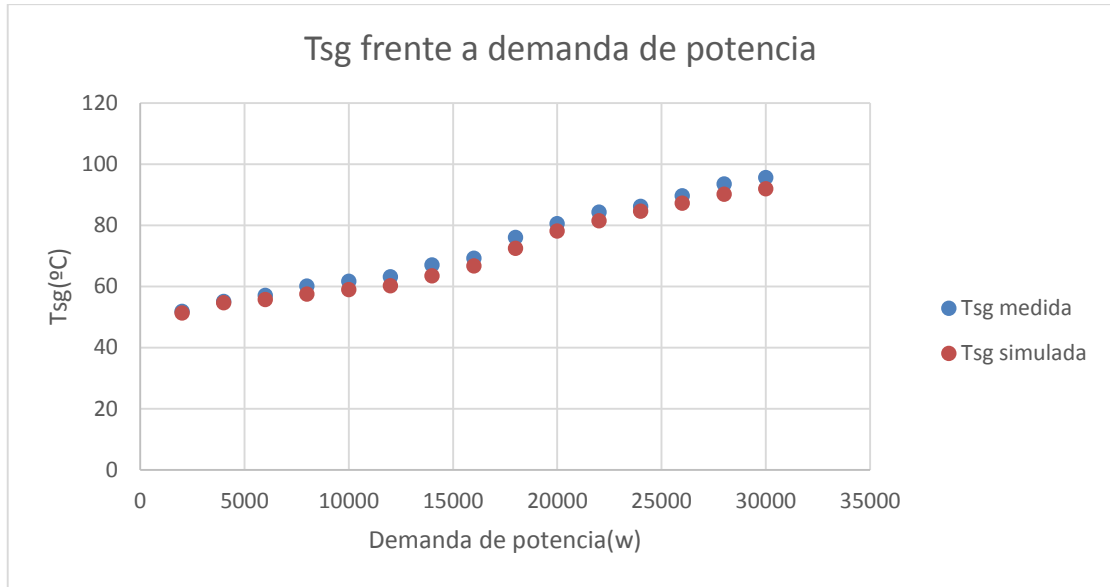


Fig 93. Tsg

El error viene determinado por:

Potencia(w)	Tsg calculada	Tsg medida	error absoluto	error relativo
2000	51,29	51,81	0,52	0,010
4000	54,58	55,05	0,47	0,009
6000	55,72	57,08	1,36	0,024
8000	57,46	60,05	2,59	0,043
10000	58,88	61,69	2,81	0,046
12000	60,18	63,10	2,92	0,046
14000	63,42	66,99	3,56	0,053
16000	66,68	69,22	2,55	0,037
18000	72,39	76,02	3,63	0,048
20000	78,08	80,45	2,38	0,030
22000	81,44	84,22	2,78	0,033
24000	84,55	86,14	1,59	0,018
26000	87,18	89,57	2,39	0,027
28000	90,14	93,46	3,32	0,035
30000	91,87	95,58	3,71	0,039

Fig 94. Error Tsg

Se observan que en las medidas experimentales y las calculadas en el modelo de simulación el error máximo es entorno a un 5%. Al igual que para la temperatura de salida del agua se puede considerar que el modelo aproxima bien las temperaturas de salida.



Si representamos las 4 temperaturas del intercambiador de calor

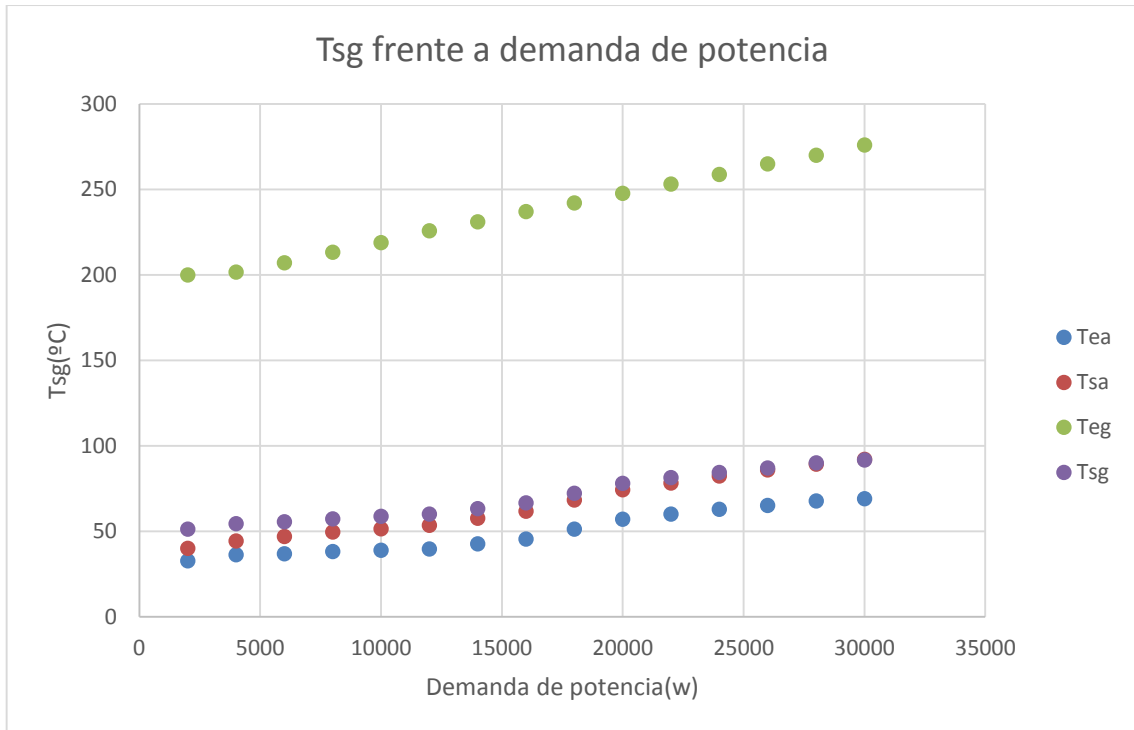


Fig 95. Tsg

Conclusiones: Se presenta un intercambiador a contracorriente. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Se observa que en el intercambiador la temperatura de salida fluido más frío se aproximará a la salida del fluido caliente siendo este un poco inferior.

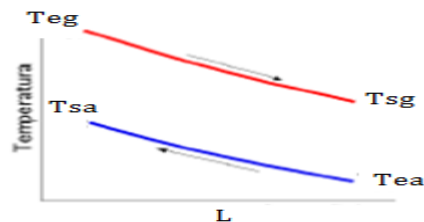


Fig 96. Temperatura Intercambiador

Si observamos la gráfica para las demandas de potencia más elevadas se comporta igualando la temperatura más alta en el fluido frío a la más baja en el fluido caliente al realizarse la transferencia de calor.



Una vez calculadas y validadas las temperaturas de salida en el modelo, las empleamos para calcular el calor transferido por el intercambiador del fluido caliente al fluido frío

m*Cagua (W/°C)	m*Caire(w/°C)	Tea(°C)	Teg(°C)	Tsg calculada	Tsa calculada	eficiencia	cr	NUT	LMTD	UA	
2477,2	119,9	32,9	200,1	51,3	40,1	0,89		0,048	2,27	65,46	272,57
2477,2	134,2	36,4	201,7	54,6	44,4	0,89		0,071	2,28	64,48	306,17
2500,4	165,0	37,0	207,2	55,7	47,0	0,89		0,087	2,30	65,91	379,24
2500,4	184,8	38,2	213,3	57,5	49,7	0,89		0,097	2,31	67,46	426,88
2547,0	199,1	39,1	218,9	58,9	51,6	0,89		0,103	2,32	69,09	461,16
2547,0	214,5	39,7	225,9	60,2	53,7	0,89		0,111	2,33	71,27	498,75
2570,2	229,9	42,7	231,1	63,4	57,7	0,89		0,118	2,33	71,87	536,36
2570,2	244,2	45,6	237,2	66,7	61,8	0,89		0,125	2,34	72,83	571,77
2593,5	259,6	51,4	242,2	72,4	68,4	0,89		0,132	2,35	72,29	609,83
2651,6	269,5	57,1	247,8	78,1	74,3	0,89		0,134	2,35	72,18	633,72
2686,5	284,9	60,2	253,3	81,4	78,4	0,89		0,139	2,36	72,88	671,86
2686,5	299,2	63,0	258,9	84,5	82,4	0,89		0,146	2,37	73,68	708,04
2686,5	314,6	65,2	265,0	87,2	86,0	0,89		0,154	2,38	74,86	747,29
2709,8	324,5	67,9	270,1	90,1	89,5	0,89		0,157	2,38	75,63	772,16
2709,8	338,8	69,1	276,1	91,9	92,1	0,89		0,164	2,39	77,15	809,01

$Q=m \cdot cp(Teg-Tsg)$	$Q= UA \cdot LMTD$	$Q=m \cdot cp(Tsa-Tea)$
17842,1	17842,1	17842,1
19743,1	19743,1	19743,1
24993,9	24993,9	24993,9
28799,0	28799,0	28799,0
31860,4	31860,4	31860,4
35546,5	35546,5	35546,5
38548,7	38548,7	38548,7
41642,0	41642,0	41642,0
44083,2	44083,2	44083,2
45740,3	45740,3	45740,3
48962,6	48962,6	48962,6
52165,8	52165,8	52165,8
55942,8	55942,8	55942,8
58396,4	58396,4	58396,4
62417,1	62417,1	62417,1

Tabla 16. Calor transferido al intercambiador



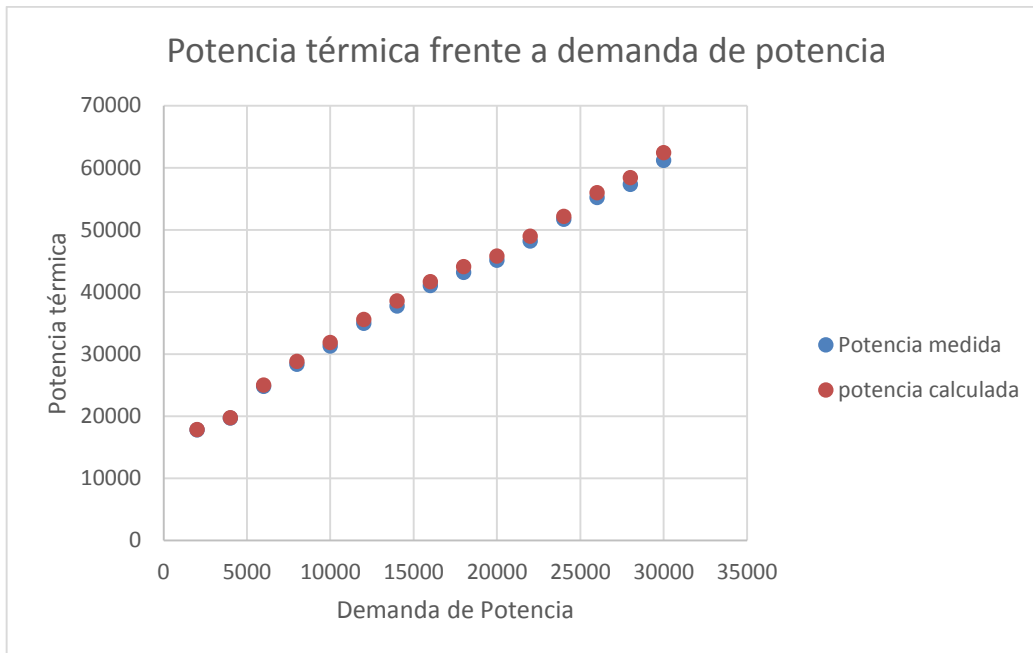


Fig 97. Calor intercambiador

Calculamos el error cometido:

Potencia(w)	Q calculada	Q medida	error absoluto	error relativo
2000	17842,1	17780	62,1	0,0035
4000	19743,1	19680	63,1	0,0032
6000	24993,9	24770	223,9	0,0090
8000	28799,0	28320	479,0	0,0169
10000	31860,4	31300	560,4	0,0179
12000	35546,5	34920	626,5	0,0179
14000	38548,7	37730	818,7	0,0217
16000	41642,0	41020	622,0	0,0152
18000	44083,2	43140	943,2	0,0219
20000	45740,3	45100	640,3	0,0142
22000	48962,6	48170	792,6	0,0165
24000	52165,8	51690	475,8	0,0092
26000	55942,8	55190	752,8	0,0136
28000	58396,4	57320	1076,4	0,0188
30000	62417,1	61160	1257,1	0,0206

Tabla 17. Error cálculo de calor

Se observan que en las medidas experimentales y las calculadas en el modelo de simulación el error máximo es entorno a un 2%, lo cual podemos considerar que el modelo es correcto. Se observa cómo se ajusta bastante bien y solo hay un pequeño error debido a que las medias tomadas no fueron bastante precisas.





4.2.2 segundo ensayo 29/04/2016

En el segundo ensayo se ensayaron en intervalos de 5 kW y se dejó más tiempo que se estabilizaran las temperaturas de este ensayo se tomaron las funciones de partida para el modelo del intercambiador.

Potencia	Potencia (kw)	TET(°C)	tea(°C)	t _{sa} (°C)	teg(°C)	t _{sg} (°C)	flujo (m3/h)	flujo aire (kg/s)
5000	23.65	641.1	43.7	54.2	203.3	54.2	0.597	0.141
10000	32.56	618.1	46.8	62.7	218.9	62.7	0.597	0.181
15000	40.2	604.9	51.9	70.8	234.4	70.8	0.602	0.213
20000	46.82	595.8	61.2	82.6	247.8	80.6	0.613	0.245
25000	54.3	588.8	70.3	92.7	261.7	91.2	0.63	0.277

Tabla 18. Segundo ensayo 29/04/2016

Flujo de agua Este flujo lo mediremos en el ensayo para obtener la función representada en los datos de partida del modelo del intercambiador
A continuación, se representan las mediciones realizadas para las entradas. Se representa el flujo de agua en función de la potencia de referencia

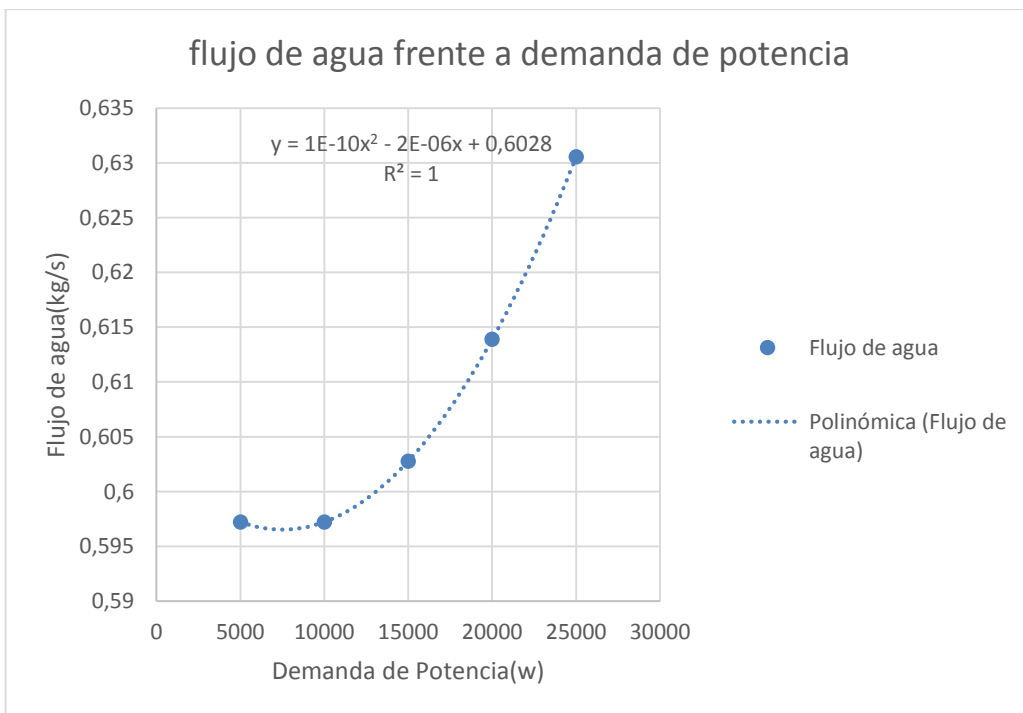


Fig 98. Flujo de agua





Para el flujo de aire en el intercambiador en función de la demanda de potencia

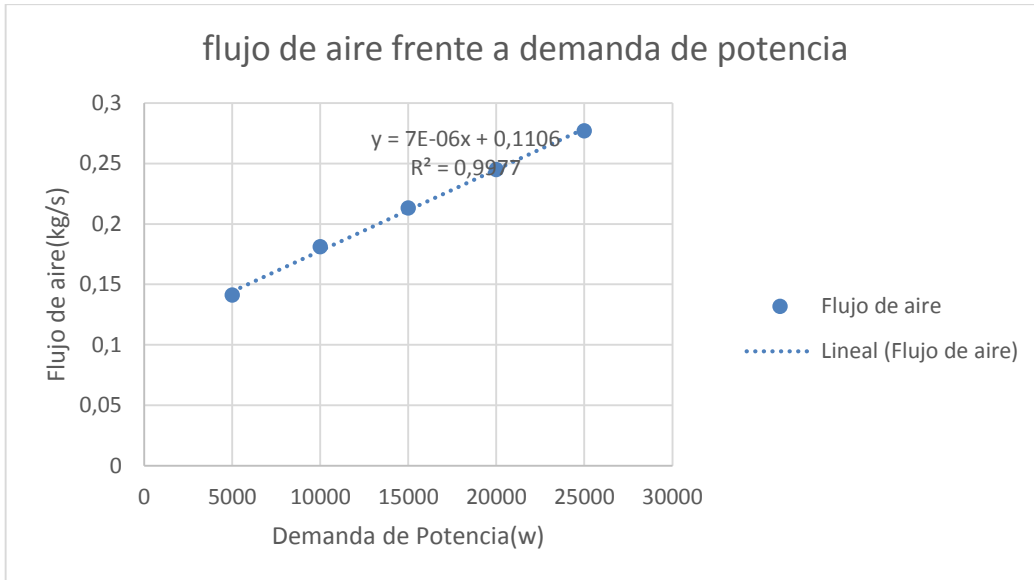


Fig 99. Flujo de aire

Si representamos la temperatura de entrada de agua frente a la demanda de potencia en el ensayo:

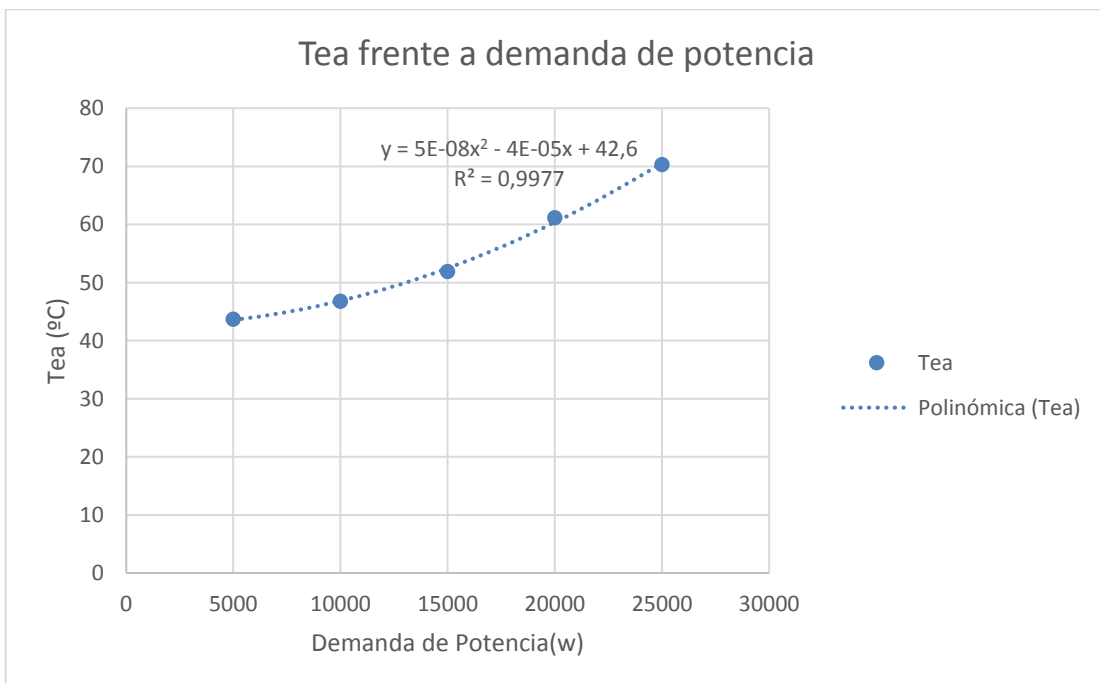


Fig 100. Tea 2º ensayo





Para la Tsg se calculará de las tablas y se representa con la temperatura de los gases de escape medidos directamente con el scada.

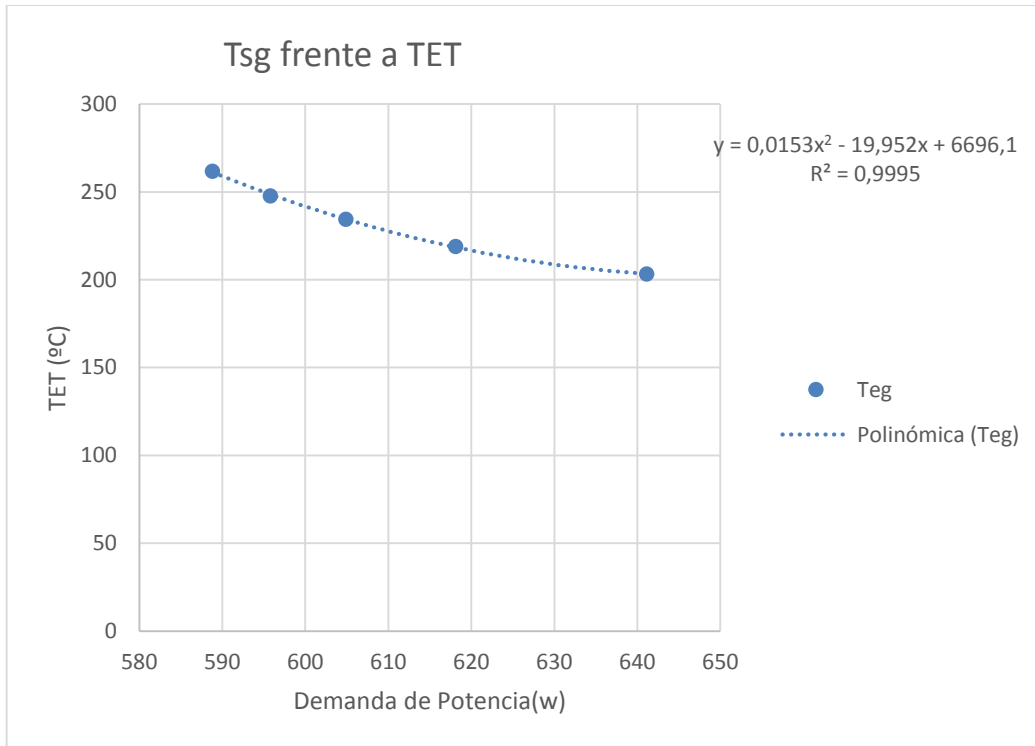


Fig 101. Tsg 2º ensayo

Se evalúan a continuación las temperaturas de salida y el calor transferido por el intercambiador con las mismas ecuaciones que el apartado anterior descritas en el modelo.

eficiencia	cr	A	B	Tsa medida	Tsg medida	Tsg calculada	Tsa calculada
0,89	0,062	8,589	0,938	54,2	63,713	61,256	52,51
0,89	0,080	8,447	0,920	61,7	66,414	65,731	59,00
0,89	0,093	8,340	0,907	69,8	70,508	71,975	66,98
0,89	0,105	8,243	0,895	80,6	80,861	81,726	78,61
0,89	0,115	8,157	0,885	91,2	88,415	91,354	89,96

Tabla 19. Tsa





Representamos ahora la validación de la temperatura de salida del agua medida directamente con el caudalímetro digital y la simulada en el modelo.

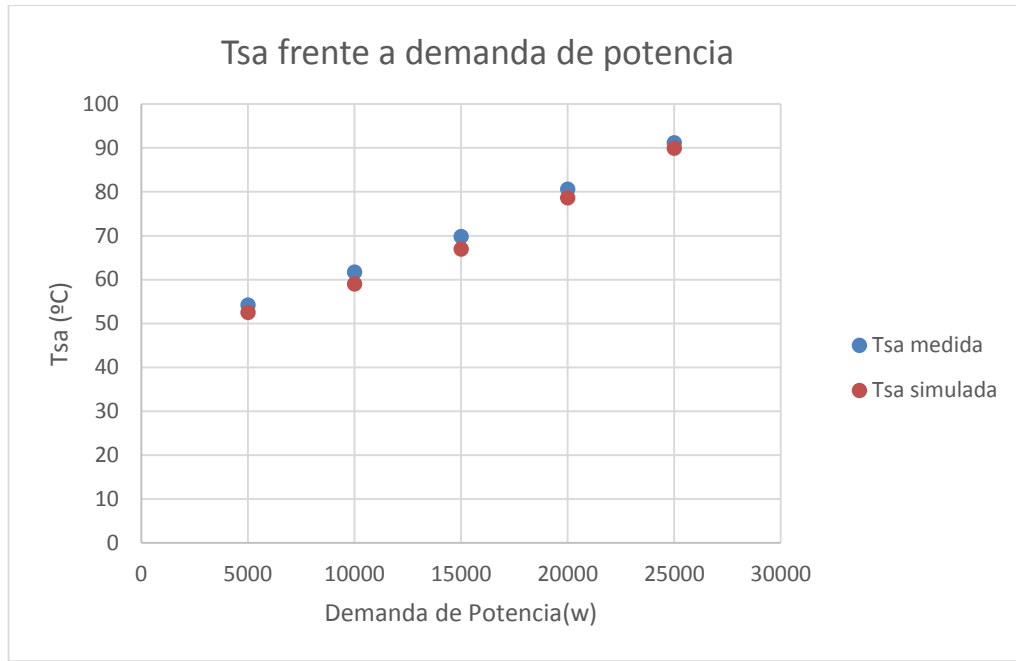


Fig 102. Validación Tsa

Representamos ahora la validación de la temperatura de salida del agua medida directamente con el caudalímetro digital y la simulada en el modelo.

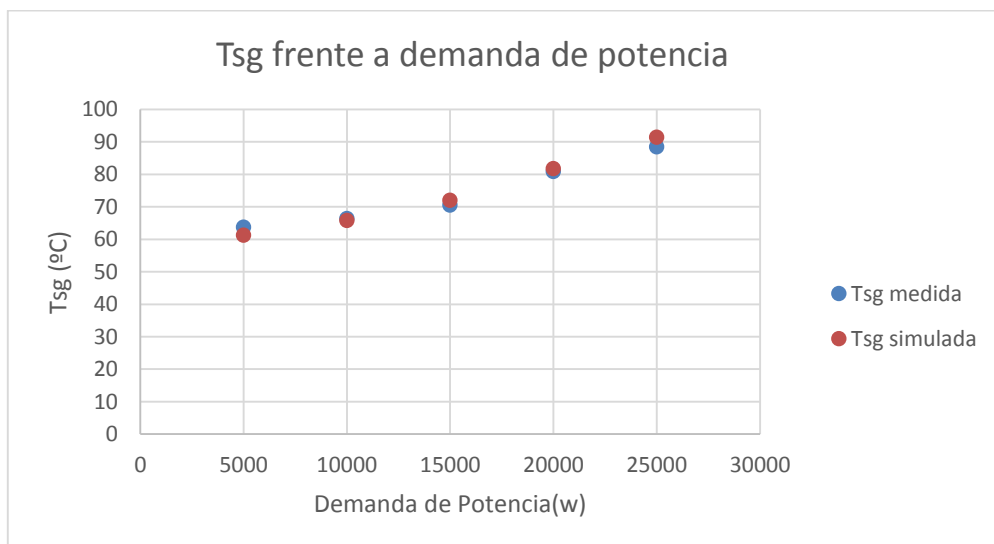


Fig 103. Validación Tsg



Las temperaturas de salida calculadas según el modelo se aproximan bien a las medidas experimentalmente. Se representan a continuación las cuatro temperaturas del intercambiador de calor

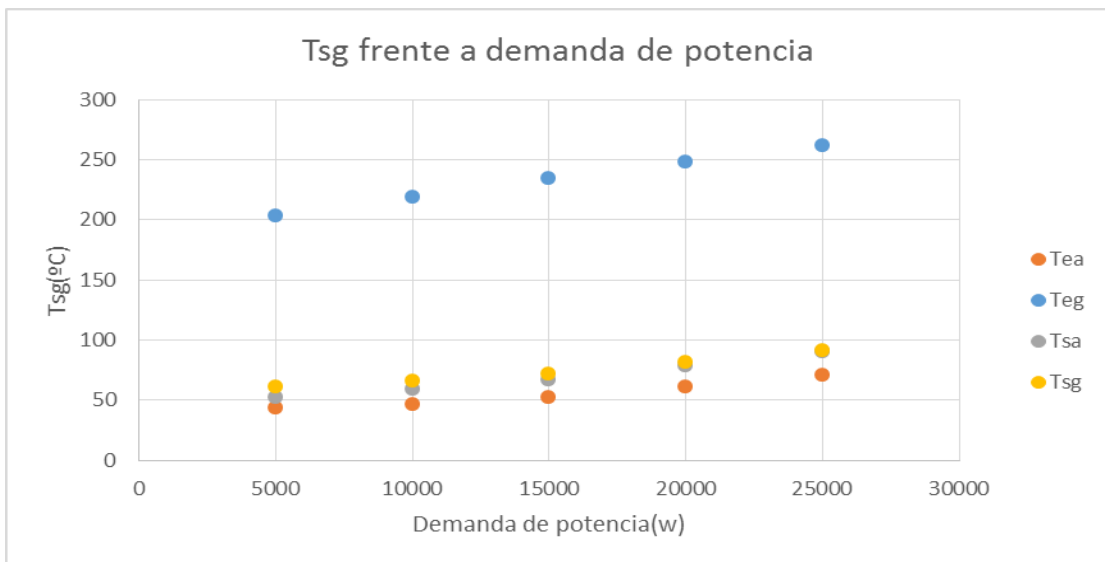
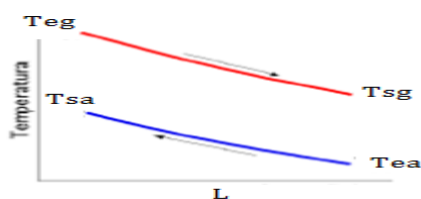
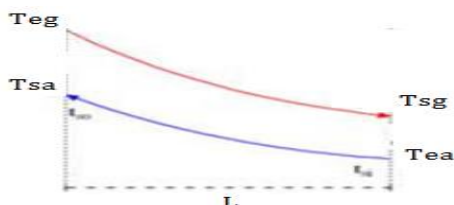


Fig 104. Temperaturas

Se cumple al igual que en el ensayo anterior que:



La temperatura de salida de los gases de escape es ligeramente superior a temperatura de salida del agua, llegando incluso a ser casi iguales cuando la potencia de referencia de la microturbina es elevada, se puede dar la situación en la que la temperatura de salida del agua sea superior a la de los gases de escape, el intercambiador al contrario de este ensayo sería:





Se representa ahora el calor simulado en el modelo calculado con los siguientes datos frente al calor que fue directamente medido con el caudalímetro supercal 531.

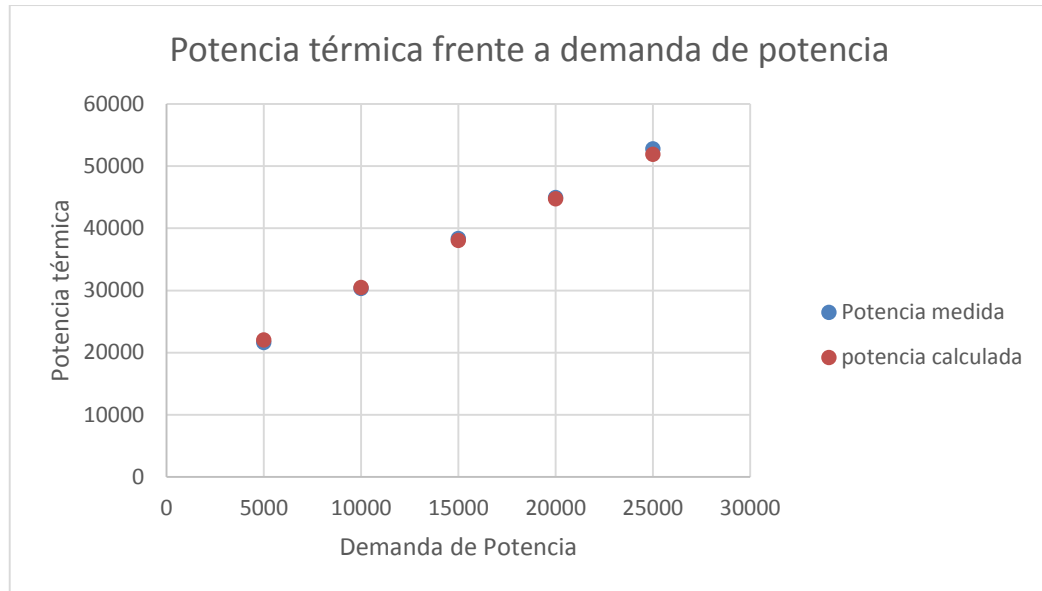


Fig 105. Potencia térmica

Se aprecia en la gráfica que la potencia medida y la que se calcula con el modelo se aproximan y se ajusta bastante bien. Por lo tanto de esta forma se valida que la simulación del calor del intercambiador se aproxima al calor real generado por el intercambiador.

Por último, se va a realizar una comparación de las temperaturas de salida calculadas en el primer ensayo con las del segundo. El primer ensayo se subió la potencia de referencia de la microturbina en intervalos de 2 kW cada 5 minutos en el segundo se subieron las consignas de potencia en intervalos de 5kW cada 20 minutos.



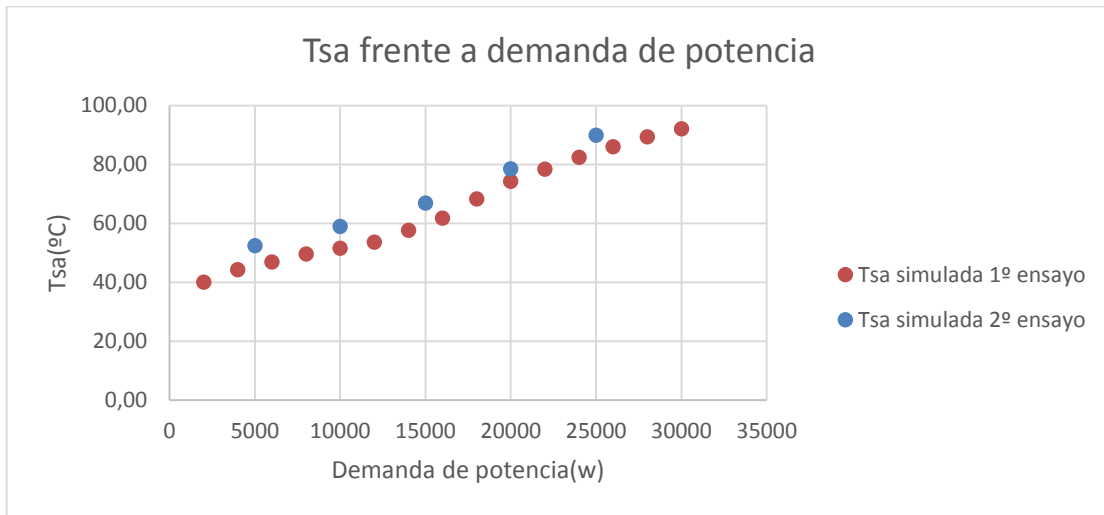


Fig 106. Comparación Tsa

Se observa que para el segundo ensayo la temperatura de salida del agua es más elevada debido a que el circuito de agua ha elevado su temperatura debido a que ha estado más tiempo expuesto a los gases de escape de la microturbina y por tanto el agua a la salida del intercambiador será más elevada. Para la salida de los gases de escape observamos el mismo fenómeno.

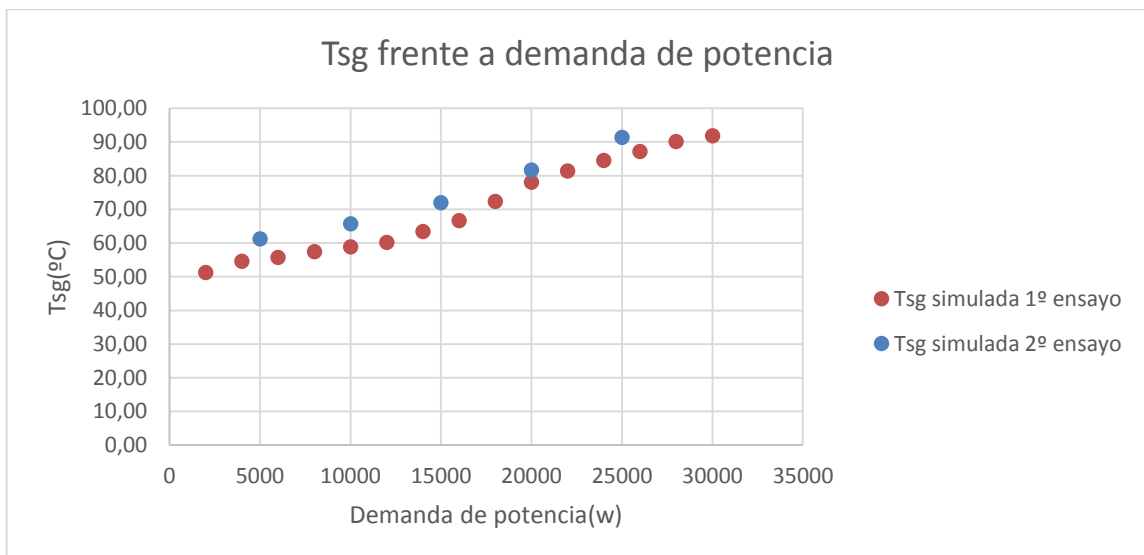


Fig 107. Comparación Tsg

La temperatura de salida de los gases de escape es más elevada debido a que el circuito de agua tiene una temperatura que en el primer ensayo, la temperatura de salida de los gases es más elevada debido a que ceden menos calor al circuito de agua porque este ha aumentado su temperatura al estar más tiempo calentándose.



4.2.3 tercer ensayo 04/05/2016

Este ensayo se tomará 3 medidas para cada potencia de referencia de la microturbina, se realizará al igual que el ensayo realizado en la semana anterior con incrementos de 5 kW. Este ensayo se realizará con el objetivo de tener más datos de medición para compararlos con el modelo. Se compararán los resultados calculados del ensayo2 con las mediciones de este ensayo y se calculará el error calculando la media de las tres mediciones.

Todos los datos fueron medidos de igual que los del ensayo 2

Potencia	Potencia	tea (°C)	t _{sa} (°C)	t _{eg} (°C)	t _{sg} (°C)	flujo agua (kg)	flujo gas (Kg)	flujo *C _{pa}	flujo *C _{pg}	
5000	23100	33,43	40,43		203,3	58,9	0,59	0,141	2469,74	155,1
	23700	37	41,7		203,3	54,4	0,59	0,181	2469,74	199,1
	25200	38,8	38,8		203,3	64,0	0,6	0,213	2511,6	234,3
10000	31500	42,6	43,6		218,9	69,2	0,61	0,245	2553,46	269,5
	32600	44,6	44,6		218,9	60,2	0,63	0,277	2637,18	304,7
	33930	46,9	48,9		218,9	63,6	0,59	0,141	2469,74	155,1
15000	38200	48,1	49,1		234,4	71,4	0,59	0,181	2469,74	199,1
	39300	50,9	50,9		234,4	66,7	0,6	0,213	2511,6	234,3
	40100	53,4	53,4		234,4	67,5	0,61	0,245	2553,46	269,5
20000	44200	56,1	58,1		247,8	83,8	0,63	0,277	2637,18	304,7
	45300	60,9	60,9		247,8	79,7	0,59	0,141	2469,74	155,1
	46500	63,4	63,4		247,8	75,3	0,59	0,181	2469,74	199,1
25000	50200	64	65,4		261,7	96,9	0,6	0,213	2511,6	234,3
	51600	68	68		261,7	92,4	0,61	0,245	2553,46	269,5
	52090	70,3	70,3		261,7	87,8	0,63	0,277	2637,18	304,7

Tabla 20. Medidas del tercer ensayo

Se van a comparar las siguientes medidas de los dos ensayos

Tea, T_{sa}, T_{eg}, T_{sg} y Q

En azul se representarán los resultados del ensayo 2

En rojo las mediciones del ensayo 3



Tea

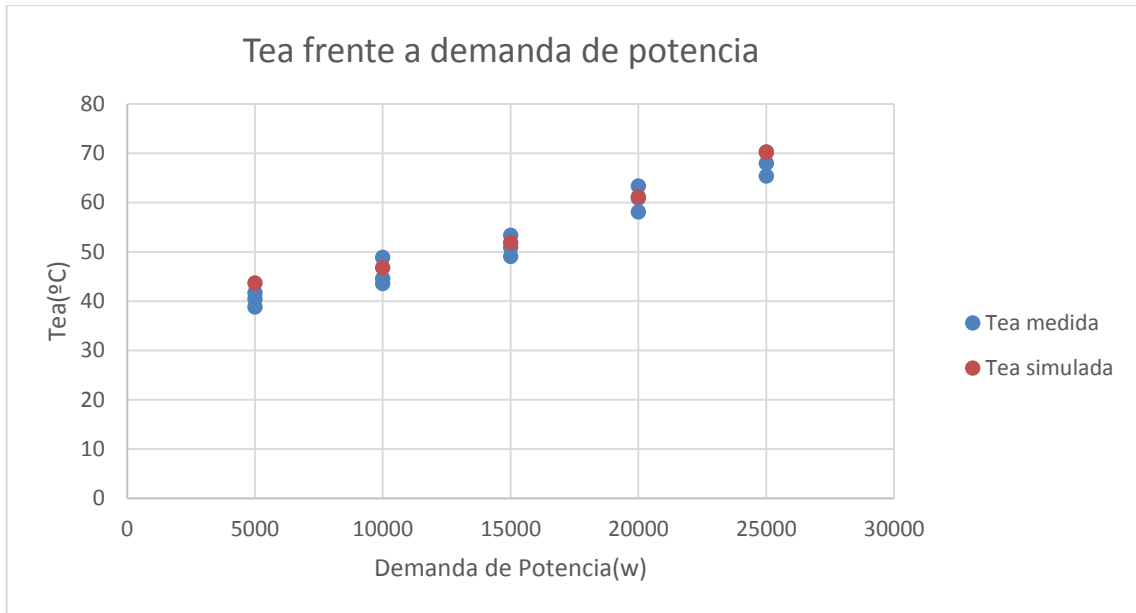


Fig 108. Tea tercer ensayo

El error obtenido para cada consigna de potencia:

Tea ensayo 3	Tea ensayo 3 media	Tea ensayo 2 simulada	error absoluto	error relativo
40,43	40,31	43,7	3,39	0,084
41,7				
38,8				
43,6	45,7	46,8	1,1	0,024
44,6				
48,9				
49,1	51,1	51,9	0,77	0,015
50,9				
53,4				
58,1	60,8	61,2	0,4	0,007
60,9				
63,4				
65,4	67,9	70,3	2,4	0,035
68				
70,3				

Tabla 21. Error 3º ensayo





Tsa

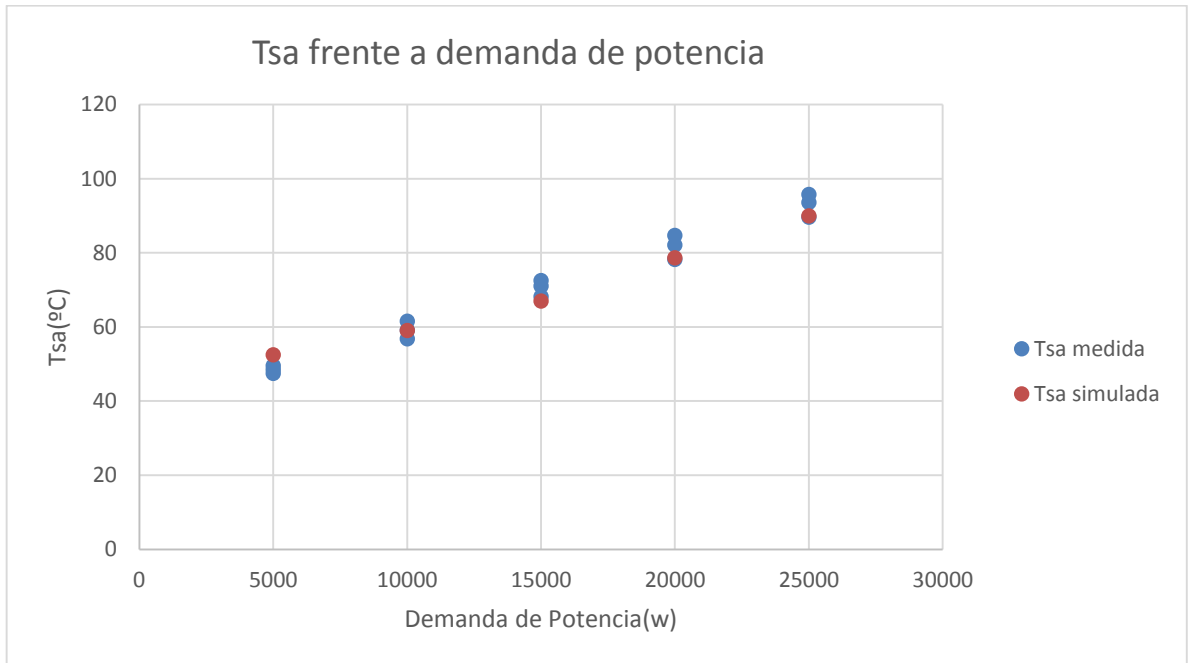


Fig 109. Tsa 3º ensayo

El error de la variable simulada en el modelo viene expresado en la siguiente tabla:

tsa (°C)	Tsa ensayo 3	Tsa ensayo 2 simulada	error absoluto	error relativo
48,5	48,5	52,51	4,01	0,0827
47,5				
49,5				
56,8	59,1	59,00	0,14	0,0023
59,1				
61,5				
68,2	70,6	66,98	3,59	0,0508
71				
72,5				
78,2	81,7	78,61	3,05	0,0374
82,1				
84,7				
89,6	93,0	89,96	3,01	0,0323
93,6				
95,7				

Tabla 22. Tsa 3º ensayo



Teg su error es cero debido a que no fue posible medir la temperatura a la entrada del intercambiador y el valor en ambos ensayo viene dado por la misma tabla[Fig.45]

Tsg

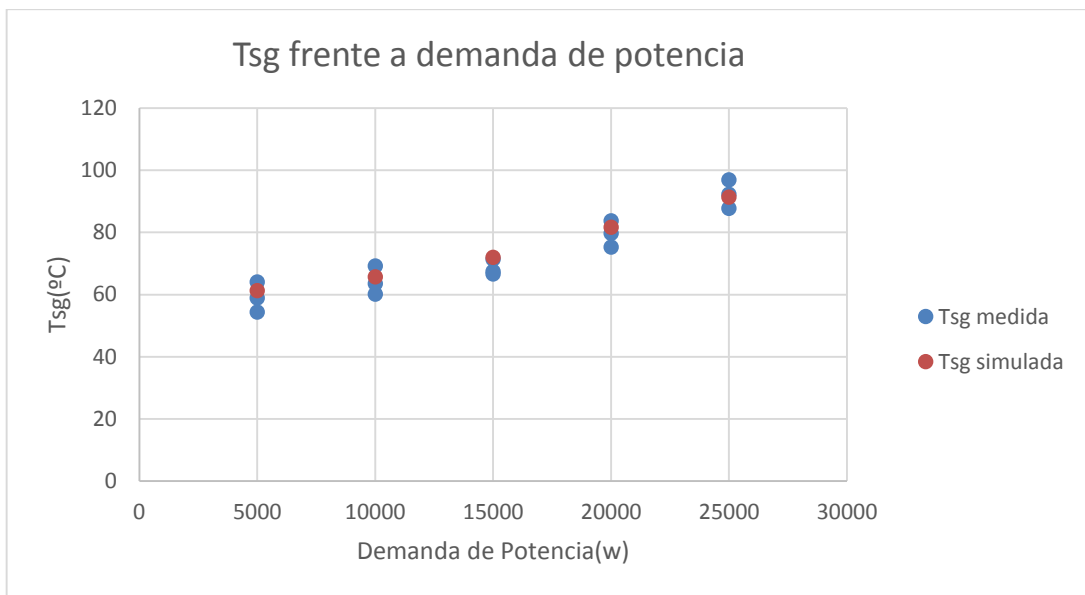


Fig 110. Tercer ensayo

El error para la temperatura de los gases de escape es alto, llegando 11.1 para las primeras tres medidas



Tsg	Tsg ensayo 3	Tsg ensayo 2 simulada	error absoluto	error relativo
58,88	59,09	52,51	6,58	0,1114
54,36				
64,04				
69,23	64,32	59,00	5,32	0,0828
60,19				
63,55				
71,36	68,52	66,98	1,54	0,0224
66,67				
67,52				
83,79	79,59	78,61	0,97	0,0122
79,71				
75,26				
96,95	92,36	89,96	2,40	0,0260
92,35				
87,79				

Tabla 23. Error Tsg

Q Por último la analizamos la variable simulada del calor para las 3 medidas del tercer ensayo

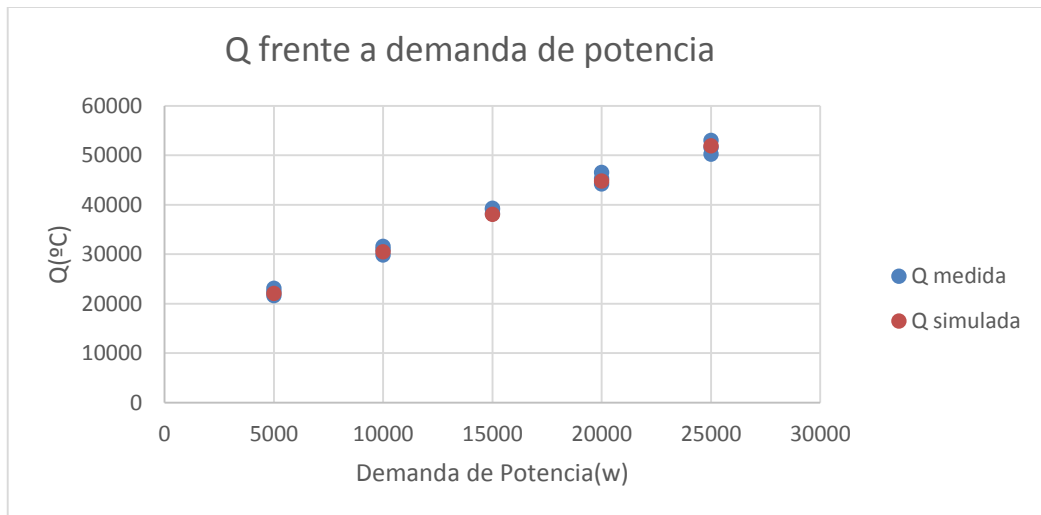


Fig 111. Validación calor





Y su error

Potencia (kw)	Q ensayo 3	Q ensayo 2 simulada	error absoluto	error relativo
22400	22366,7	22031,0	335,64	0,015
23100				
21600				
29800	30776,7	30495,9	280,72	0,009
31600				
30930				
38200	38866,7	38056,2	810,49	0,021
39300				
39100				
44200	45333,3	44756,9	576,39	0,013
45300				
46500				
50200	51596,7	51904,4	307,76	0,006
51600				
52990				

Tabla 24. Error cálculo de calor

Conclusión: en los tres ensayos hemos comprobado que a partir de los datos de partida que fueron aproximados mediante las funciones del ensayo 2, hemos aplicado las ecuaciones del modelo de simulación del [capítulo2] y para las medidas de cada ensayo se ha demostrado que el modelo de simulación simula correctamente las variables de salida, se ha calculado también el error que puede ser ocasionado por el modelo y se han comprobado también como afecta a las medidas el transcurso temporal al tomar medidas cada 5 minutos y comparar los resultados con las medidas tomadas en tiempos más largos de 20 minutos.





4.3 Máquina de absorción

4.3.1 primer ensayo 26/02/2016

El modelo de la máquina de absorción también fue descrito en el [capítulo2]. Se hicieron tres ensayos para este validar el modelo de simulación, el primer de ellos fue la puesta en marcha de la máquina, en este ensayo se comprobaron los circuitos hidráulicos de la unidad. El informe técnico del ensayo realizado es el siguiente:



Polígono Industrial Sangra C/ Loboseros, 20 - Talleres 5, Nave 4 68210 - BARBERA DEL VALLES Tel.: (+34) 937 194 304 Fax: (+34) 937 299 872 E-mail: absorsistem@absorsistem.com www.absorsistem.com

INFORME TÉCNICO

OBJETO DEL INFORME:	Puesta en marcha de la planta enfriadora de agua por ciclo de absorción accionada por agua caliente, marca Yazaki, modelo WFC SC05, número de serie 10527004, instalada en el Edificio de CENER, en el Polígono Industrial de Rocafort, en la localidad de Sanguesa.		
DESTINATARIO/S:	Sr. Pedro Irañeta		
FECHA:	29/02/2016	AUTOR:	Jordi Pol

En relación con la puesta en marcha objeto de este informe, realizada el pasado día 26 de febrero, le indicamos a continuación para su información los trabajos realizados:

- ✓ Se realiza el control de vacío de la unidad, obteniéndose 300 cm³ hidrógeno en el absorbedor, y 250 cm³ gases incondensables en el acumulador.
- ✓ Se comprueban los caudales en los circuitos hidráulicos de la unidad:
 - En el circuito del evaporador la pérdida de carga de la placa de la unidad es de 48,05 kPa y la pérdida de carga medida es de 60,0k Pa, lo que indica que el caudal en circulación es de 0,86 l/s (3,98 m³/h), siendo el nominal es de 0,77 l/s (2,77 m³/h), por lo que el caudal es el adecuado.
 - En el circuito del absorbedor la pérdida de carga de la placa de la unidad es de 32,36 kPa y la pérdida de carga medida es de 40,0k Pa, lo que indica que el caudal en circulación es de 1,48 l/s (5,11 m³/h), siendo el nominal es de 1,22 l/s (4,39 m³/h), por lo que el caudal es el adecuado.
 - En el circuito del condensador la pérdida de carga de la placa de la unidad es de 33,34 kPa y la pérdida de carga medida es de 45,0kPa, lo que indica que el caudal en circulación es de 1,42 l/s (5,32 m³/h), siendo el nominal es de 1,33 l/s (4,39 m³/h), por lo que el caudal es el adecuado.
 - En el circuito del generador la pérdida de carga de la placa es de 60,63 kpa y la medida es de 60 kPa, lo que indica que el caudal en circulación es de 1,11 l/s (3,99 m³/h), siendo éste suficiente ya que el nominal es de 1,20 l/s (4,32 m³/h).
- ✓ Se ha ajustado la consigna de impulsión del agua refrigerada a 6,5°C.
- ✓ No estan instaladas las tomas peterson para poder medir las presiones de entrada y salida de cada circuito. Recomendamos que se instalen.
- ✓ La unidad se ha dejado funcionando en modo refrigeración tras realizar las pruebas y comprobaciones oportunas.
- ✓ Recomendamos que realicen las revisiones prescritas por el fabricante de la unidad, para controlar los siguientes aspectos, entre otros:

Fig 112. Informe técnico máquina de absorción

De este informe técnico obtenemos los flujos de agua que se emplean como datos de entrada en modelo de simulación. Estos flujos son para el generador (1,11 Kg/s), evaporador (0.86 kg/s) y refrigerador (2.9 kg/s) que se obtiene como suma del condensador (1,48 kg/s) y (1,42 kg/s).





4.3.2 segundo ensayo 11/05/2016

El segundo ensayo se realizó en el mes de mayo, cuando aumentaron las temperaturas en la localidad de Sangüesa, la máquina de absorción es un bloque compacto el cual no es posible medir ni registrar datos y no dispone de ningún caudalímetro con cabeza electrónica supercal 531 como el instalado en el circuito del intercambiador. Por este motivo solo fue posible medir visualmente las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los tres circuitos de agua. El circuito de agua procedente del generador, evaporador y refrigerador



Fig 113. Sensores de temperatura máquina de absorción

Para realizar el ensayo se fijó la consigna de potencia de la microturbina mediante el scada a 5000 kW, potencia necesaria para que se generen 25100 watios de calor aprovechables por el generador para que a través de este calor y mediante el proceso descrito en el [capítulo2] se genere refrigeración en el evaporador que se disipará en el aerotermo. El ensayo se realizara variando la temperatura de entrada al circuito del generador y eso se realizará subiendo ligeramente la potencia de referencia de la microturbina para obtener temperatura de entrada al generador mayores de 80°C y para obtener temperaturas de entrada al generador menores de 78°C, lo que se hará es abrir válvulas para que se mezcle con agua fría.



Este día se realizaron pocas medidas debido a que no hubo mucho tiempo para realizar ensayos a causa de un problema técnico con la microturbina. Los resultados del ensayo se muestran en la siguiente tabla:

Columna	Te gen (°C)	Ts gen (°C)	Te eva (°C)	Ts eva (°C)	Te ref (°C)	Ts ref (°C)
1º medida	81	74	16	9.6	27	29.5
2º medida	70	62	15	8.9	26.5	28
3º medida	75	65	14	8.3	26	27.5
4º medida	82	70	12.5	7.1	25	27

Tabla 25. Medidas segundo ensayo

En las siguientes gráficas se representan los datos medidos experimentalmente frente a los datos obtenidos con el sistema de simulación, se muestran solo las salidas del modelo de simulación y también se calcula el error cometido en la simulación **Ts gen (°C)** Temperatura de salida del generador

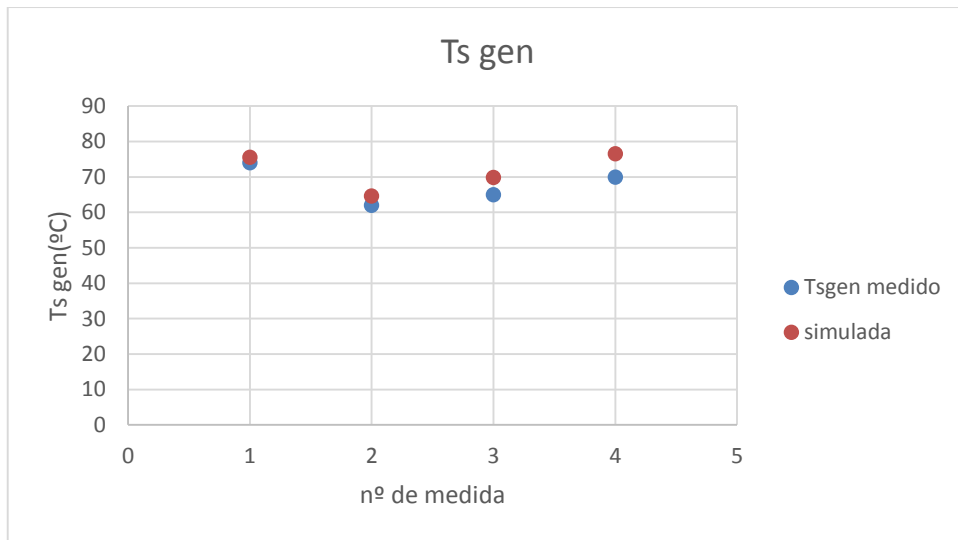


Fig 114. Gráfica Ts gen

El error de estas medidas

Ts gen (°C) medida	Ts gen (°C) simulada	error absoluto	error relativo
74	75,53	1,53	0,021
62	64,63	2,63	0,042
65	69,92	4,92	0,076
70	76,58	6,58	0,094

Tabla 26. Error Ts gen





Ts eva (°C) es la temperatura de salida del evaporador

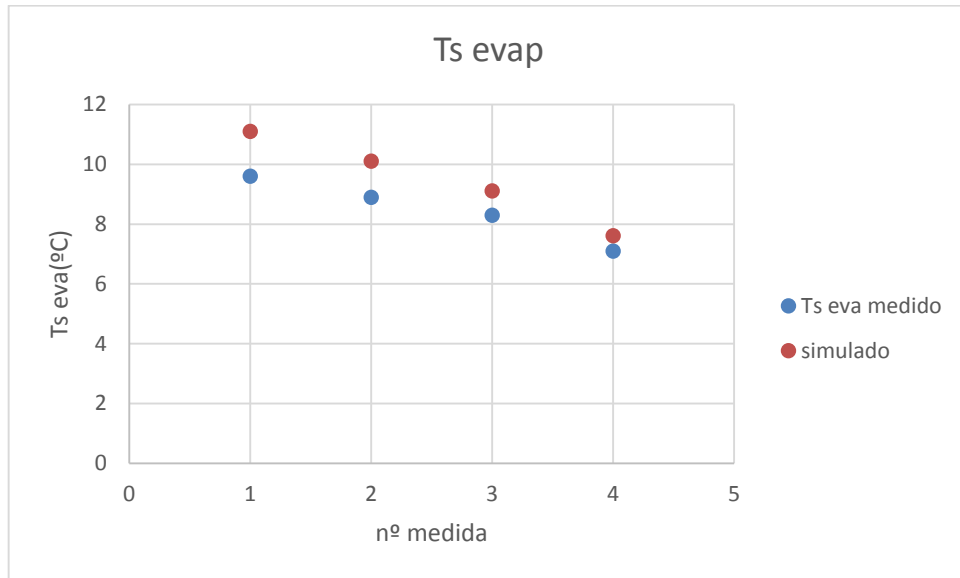


Fig 115 Ts evaporador

Los errores de los datos simulados con respecto a los medidos experimentalmente son:

Ts eva (°C)	Ts eva (°C)		
9,6	11,10	1,50	0,156
8,9	10,11	1,21	0,136
8,3	9,11	0,81	0,098
7,1	7,61	0,51	0,072

Tabla 27. Error Ts evaporador

Este error puede ser debido a múltiples factores entre ellos la calibración del instrumento o un error de lectura visual también el error puede ser debido a que hemos supuesto en el modelo un caudal constante que fue medido en el primer ensayo de puesta en marcha. El error tampoco llega a ser muy elevado, por lo que se considera que el modelo es correcto.



La última temperatura que comprobaremos será:

Ts ref (°C) es la temperatura de salida del refrigerador:

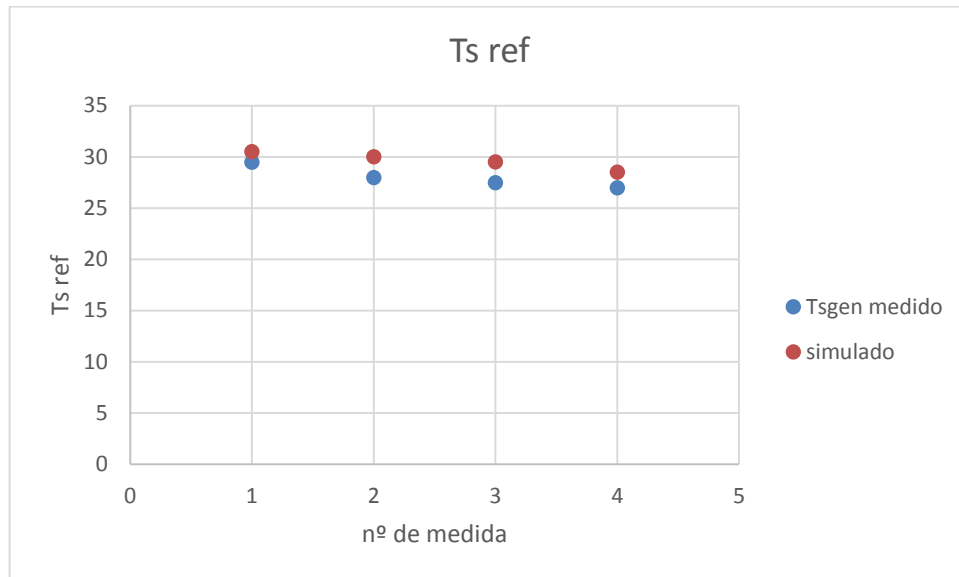


Fig 116. Ts ref

Su error viene determinado por:

Ts ref (°C)	Ts ref (°C)		
29,5	30,52	1,02	0,035
28	30,02	2,02	0,072
27,5	29,52	2,02	0,073
27	28,52	1,52	0,056

Fig 117. Error Ts ref



4.3.3 tercer ensayo 20/05/2016

Este ensayo se basa en el ensayo anterior pero se realizaron más medidas, la temperatura mínima de funcionamiento de la máquina de absorción es de 70°C en la entrada al generador y la temperatura máxima de funcionamiento es 95°C, en este ensayo se tomarán medidas de funcionamiento desde 70°C hasta 84°C en incrementos de 2°C, se realiza el ensayo hasta los 84°C debido a que a partir de 85°C está fijada la consigna máxima en el controlador del circuito y no pudiendo el circuito sobrepasar esta temperatura. A diferencia del ensayo anterior para obtener medidas precisas fue necesario calibrar manualmente los sensores de temperatura de la instalación. Una vez calibrados todos los sensores de temperatura, se representan las medidas realizadas en el ensayo y las simuladas en el modelo. Los datos del ensayo son los siguientes para la temperatura de salida del generador

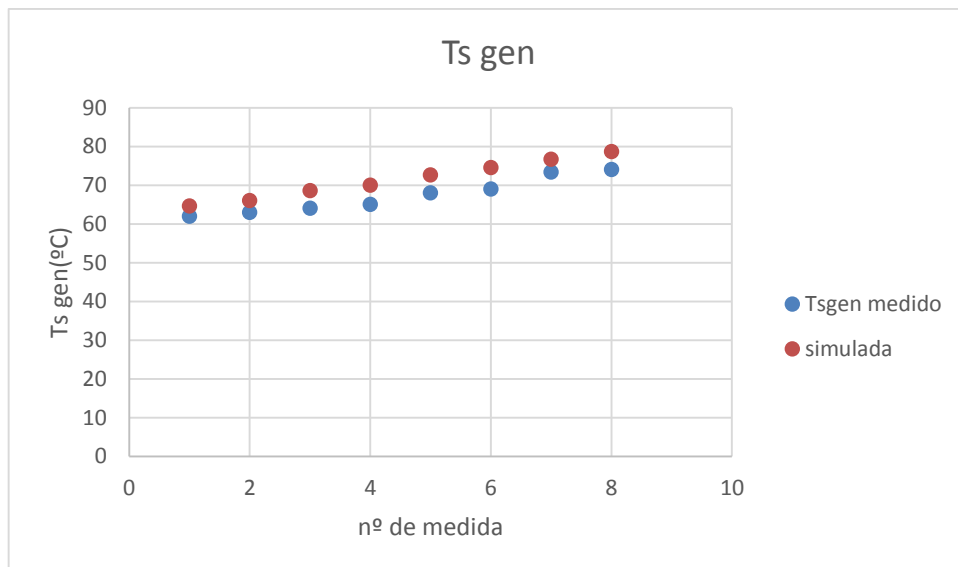


Fig 118. Ts gen tercer ensayo

Y su error viene dado en la siguiente tabla:

Ts gen (°C) medida	Ts gen (°C) simulada	error absoluto	error relativo
62	64,6	2,63	0,042
63	66,0	3,00	0,048
64	68,6	4,58	0,072
65	70,0	5,00	0,077
68	72,6	4,60	0,068
69	74,5	5,54	0,080
73,4	76,7	3,25	0,044
74	78,6	4,62	0,062

Tabla 28. Error Ts gen 3º ensayo





Para la temperatura de salida del evaporador

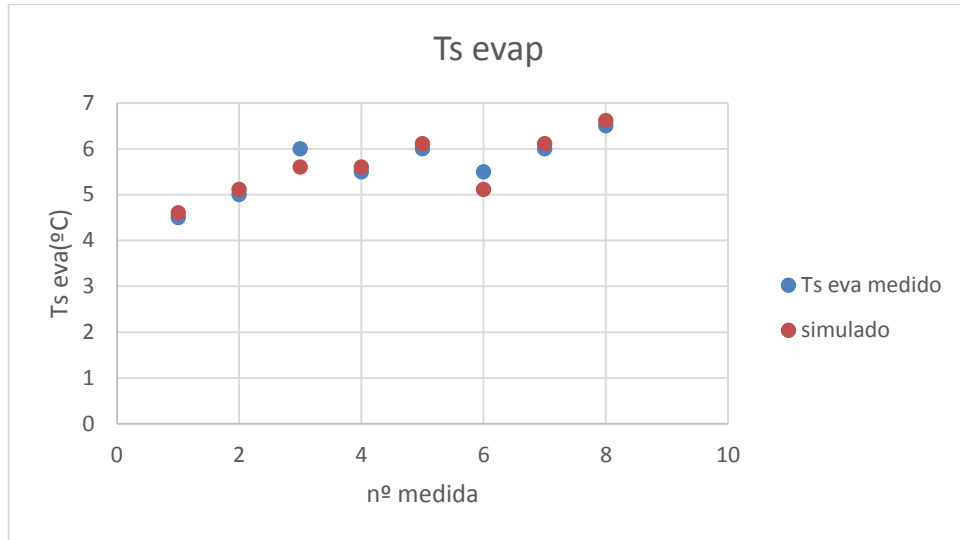


Fig 119. Ts evaporador 3º ensayo

Tabla

Y el error

Ts eva (°C) medida	Ts eva (°C) simulada	error absoluto	error relativo
4,5	4,6	0,10	0,022
5	5,1	0,11	0,022
5	5,6	0,60	0,120
5,5	5,6	0,10	0,018
5,5	6,1	0,61	0,111
5,5	5,1	0,39	0,071
6	6,1	0,11	0,018
6,5	6,6	0,11	0,017

Tabla 29. Ts evaporador 3º ensayo

Como se observa los errores han disminuido en líneas generales han bajado debido a que los sensores de medidas hicieron que las medidas fueran más precisas y se pudieran ajustar mejor con los valores calculados en la simulación, pudiendo variar las medias incluso en 4°C si se comparan con las medidas obtenidas en el segundo ensayo.





Por último se presentan las medidas para la temperatura de salida del refrigerador

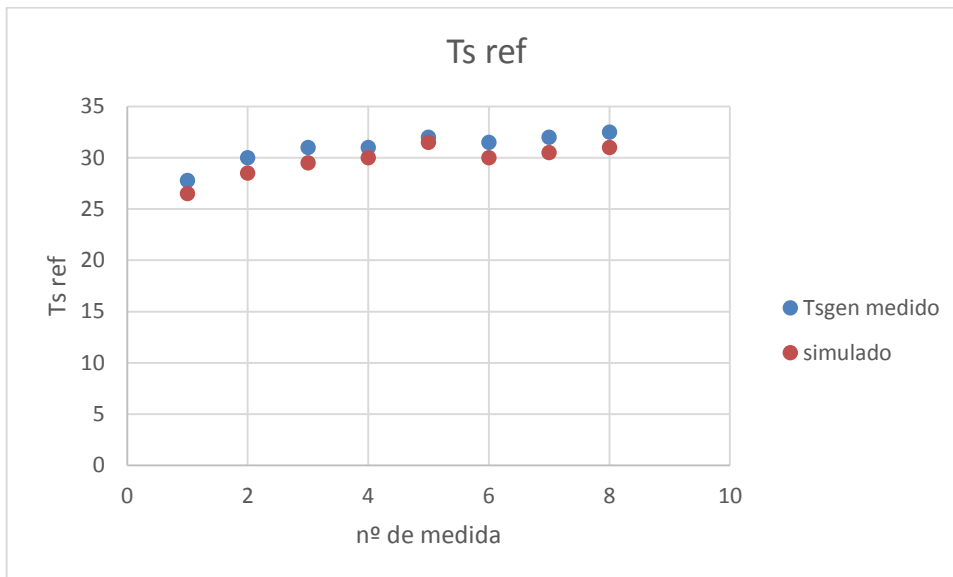


Fig 120. Ts ref 3º ensayo

El error viene expresado

Ts ref (°C) medida	Ts ref (°C) simulada	error absoluto	error relativo
27,8	26,5	1,28	0,046
30	28,5	1,48	0,049
31	29,5	1,50	0,048
31	30,0	1,00	0,032
32	31,5	0,50	0,016
31,5	30,0	1,50	0,048
32	30,5	1,50	0,047
32,5	31,0	1,50	0,046

Tabla 30. Ts ref 3º ensayo

Conclusiones: Se comprueba que las temperaturas de salida del modelo descrito en el [capítulo2] de la máquina de absorción se asemejan a la realidad con pequeños errores. De esta forma se valida que los balances termodinámicos realizados consiguen alcanzar las temperaturas que la máquina lograría con su funcionamiento.



5. Conclusiones y recomendaciones

Mediante este trabajo se proponía crear el modelo Matlab Simulink de un sistema de trigeneración constituido por microturbina de gas, intercambiador y máquina absorción, para que forme parte de la plataforma de simulación que está siendo creada por el Departamento de Integración en Red de CENER para que en ella se encuentren modelizados todos los equipos de la microrred. En las siguientes figuras aparece el modelo implementado el cual por motivos confidenciales no he podido aportar a la universidad ni hacerlo público. Para futuros trabajos se propone debido a que el modelo es capaz de simular la producción de energía eléctrica, la energía térmica en forma de calor o frío y el consumo de combustible de gas natural en periodos largos de tiempo, varios años, hacer un estudio económico del sistema para analizar su rentabilidad, estudiar el coste de la instalación y analizar cuando se podría amortizar la inversión. Se pueden analizar los precios de gas, de factura de luz y ver cuánto se podría ahorrar con un sistema cogeneración en lugar de tener un sistema convencional de producción de energía térmica.

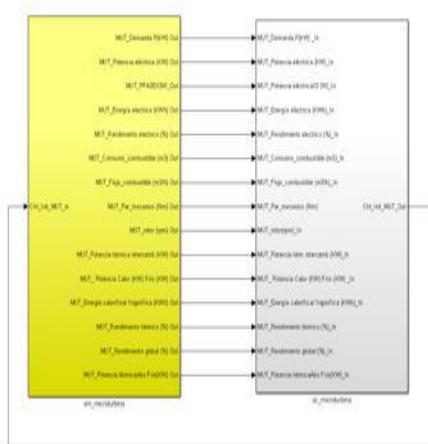


FIGURA 4-18 MODELO SIMULINK-RT-LAB DE LA MICROTURBINA

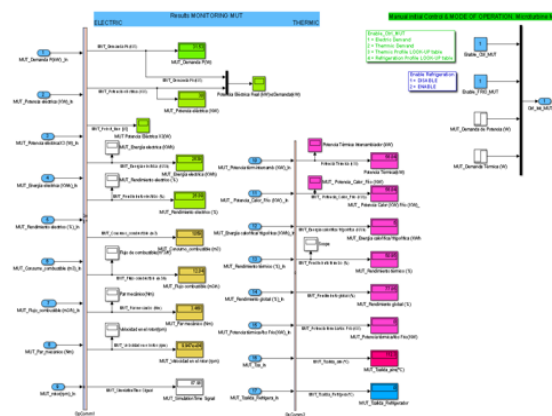


FIGURA 4-19 SUBSISTEMA CONTROL DEL MODELO RT DE LA MICROTURBINA

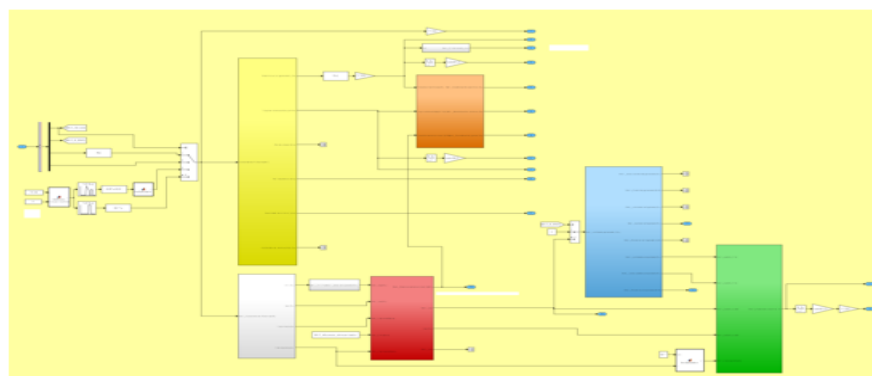


FIGURA 4-20 SUBSISTEMA MASTER DEL MODELO RT DE LA MICROTURBINA

Fig 121. Modelo implementado en CENER



6. Bibliografía

- [1] W.I. Rowen “Simplified mathematical representations of heavy duty gas turbine” 1983
- [2] Dynamic modelling of microturbine generation system Abdollahi
- [3] Performance of microturbine Generation system in grid connected and islanding modes operation Gaonkar
- [4] The modelling and simulation of a microturbine generation system Godswill
- [5] A simulink model for distributed Generation studies. Guda
- [6] Desenvolvimento de modelos matemáticos para a configuração de sistema de gas-vapor do tipo single-shaft
- [7] Dynamic modelling and simulation of microturbine generation system for parallel microgrid
- [8] Modelling and Analysis of MTG Based Isolated and grid connected system
- [9] Modelagem e simulação do sistema de controle de uma microturbina a gas. Manuel Arturo Rendón
- [10] Fuel Cell/Micro-Turbine Combined Cycle, Larry J. Chaney 1999
- [11] Intercambiador de Calor O. A. Jaramillo 2007
- [12] Análisis de los intercambiadores de calor Mg. Amancio R. Rojas Flores
- [13] Use of a test-bed to study the performance of microgas turbine for generation system application
- [14] Modelado y simulación de una máquina de absorción de doble efecto en una planta de refrigeración solar. Víctor Salguero Fernández 2011

