ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA (ICAI)

INGENIERO INDUSTRIAL

# ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE VAPOR POR UN ORC EN CONFIGURACIONES DE CICLO COMBINADO

Autor: Ángel Solanas López
Director: José Ignacio Linares Hurtado

Madrid
Junio 2018



# ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE VAPOR POR UN ORC EN CONFIGURACIONES DE CICLO COMBINADO

Ángel Solanas López

**AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESINAS O MEMORIAS DE BACHILLERATO**

***1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.***

El autor D._ÁNGEL SOLANAS LÓPEZ_____

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra: ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE VAPOR POR UN ORC EN CONFIGURACIONES DE CICLO COMBINADO, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

***2º. Objeto y fines de la cesión.***

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor **CEDE** a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

***3º. Condiciones de la cesión y acceso***

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar "marcas de agua" o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
b) Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente).*

***4º. Derechos del autor.***

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma.
b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

***5º. Deberes del autor.***

El autor se compromete a:

a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que

pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.

d) Asumir la responsabilidad en el caso de que las instituciones fueran condenadas por infracción de derechos derivada de las obras objeto de la cesión.

***6º. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.***

La obra se pondrá a disposición de los usuarios para que hagan de ella un uso justo y respetuoso con los derechos del autor, según lo permitido por la legislación aplicable, y con fines de estudio, investigación, o cualquier otro fin lícito. Con dicha finalidad, la Universidad asume los siguientes deberes y se reserva las siguientes facultades:

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusive del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Madrid, a 18 de Junio de 2018

**ACEPTA**



Fdo.: ÁNGEL SOLANAS LÓPEZ

Motivos para solicitar el acceso restringido, cerrado o embargado del trabajo en el Repositorio Institucional:

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título

ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE VAPOR POR UN ORC EN CONFIGURACIONES DE CICLO COMBINADO

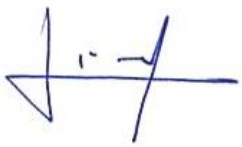
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico 2017-2018 es de mi autoría, original e inédito y no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: ÁNGEL SOLANAS LÓPEZ Fecha: 18/ 06/ 2018

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: JOSÉ IGNACIO LINARES HURTADO Fecha: 18/ 06/ 2018

# ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE LA SUSTITUCIÓN DEL CICLO DE VAPOR POR UN ORC EN CONFIGURACIONES DE CICLO COMBINADO

**Autor: Solanas López, Ángel**
Director: Linares Hurtado, José Ignacio
Entidad colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

## RESUMEN DEL PROYECTO

El presente proyecto pretende evaluar la viabilidad técnico-económica de aplicar ciclos Orgánicos Rankine (ORC) como sustitutos del tradicional ciclo de vapor de un ciclo combinado, tanto a centrales comerciales (200-400MW) como a microturbinas de gas (30-200kW). En primer lugar, se realizan modelos para distintas configuraciones de microturbinas de gas (100kW), turbina mediana (40MW) y turbina grande de gas (300MW), analizando la integración de un regenerador en el ciclo de gas así como el acoplamiento de un ciclo ORC subcrítico/supercrítico regenerado/sin regenerar al mismo. Asimismo, se lleva a cabo un estudio de selección de fluidos para el ciclo ORC entre los que se incluyen: HFC, aceites siliconados, hidrocarburos, tolueno, benceno, etc. En segundo lugar, se realiza un análisis económico, según el método de los costes normalizados, de aquellos modelos que han resultado viables técnicamente. Para ello, se analiza la rentabilidad de dichas configuraciones en aplicaciones de uso exclusivo de producción eléctrica, cogeneración empleando el calor del condensador y/o caldera de recuperación, o una combinación de ambas.

Los niveles de demanda de energía térmica se encuentran altamente en incremento por lo que cada vez más, grandes cantidades de calor son disipadas al ambiente procedentes de plantas industriales, yacimientos geotérmicos, calderas de biomasa o combustiones internas de motores y turbinas de gas, entre otras. Si dicho calor disipado se encontrase a altas temperaturas, se podría aprovechar directamente para instalar plantas de cogeneración, por ejemplo para calefacción urbana. Sin embargo, ante temperaturas moderadas o si no se pudiera aprovechar el calor localmente, se podrían utilizar ciclos ORC para transformarlo en trabajo mecánico y/o electricidad en aplicaciones de menor escala.

Los ciclos Orgánicos Rankine están basados en los mismos principios termodinámicos y componentes que los ciclos de vapor (turbina, regenerador, condensador y bomba). Por contra, permiten trabajar con fluidos distintos al agua/vapor como fluidos secos, los cuales presentan una pendiente positiva de la línea de saturación del vapor en el diagrama T-s (orgánicos, refrigerantes, aceites siliconados, etc.). En conclusión, a pesar de estar basado en los mismos principios que el ciclo de vapor, presentan las siguientes ventajas:

1. Los ciclos ORC pueden operar con fuentes de calor residual de menor temperatura (a partir de 55ºC) puesto que se necesita menos calor para evaporar el fluido orgánico, obteniéndose eficacias razonables.
2. Las dimensiones de turbina y tubería son inferiores debido a la densidad del fluido caloportador, contribuyendo así a una reducción del coste de la instalación.
3. No resulta necesario instalar equipos de vacío puesto que la presión de condensación es cercana a la ambiente.
4. No es necesario realizar un sobrecalentamiento tras la expansión puesto que el vapor permanece en esa zona al salir de la turbina.

En la práctica, los ciclos ORC resultan beneficiosos para aplicaciones en renovables tales como la producción de energía eléctrica a partir de yacimientos geotérmicos (75-300ºC) y plantas pequeñas de biomasa. Sin embargo, debido a que sus aplicaciones hoy día aún son incipientes, resulta necesaria una revisión de los equipos y fluidos de trabajo, así como una valoración económica del acoplamiento de estos ciclos ORC para aplicaciones industriales ya que sus costes dependen de las horas de operación, precio de la electricidad en el mercado, costes de integración, etc.

Para realizar dicho análisis técnico-económico se ha seguido la siguiente metodología. Se ha utilizado el software EES (Engineering Equation Solver) para realizar los modelos técnicos de los tres tipos de turbinas a analizar: microturbinas de gas (100kW), turbina mediana de gas (40MW) y turbina grande de gas (300MW), analizando la integración de un regenerador en el ciclo de gas así como el acoplamiento de un ciclo ORC subcrítico o supercrítico con o sin regenerador al mismo. En primer lugar, se ha realizado un modelo para ajustar los parámetros conforme a las características comerciales de cada tipo de turbina extraídas del NREL (National Renewable Energy Laboratory) [4].

En el caso de la microturbina de gas se han ajustado los parámetros del modelo hasta obtener curvas de rendimiento de turbina y trabajo específico en función de la relación de presiones y temperatura de entrada en turbina similares a las del NREL. Una vez ajustadas, se ha seleccionado una temperatura de entrada media y escogido la relación de presiones que maximiza el rendimiento para poder resolver el ciclo. Se han analizado distintas configuraciones de microturbina con o sin regenerador (**Figura 0. 1**), y acoplada a un ciclo ORC subcrítico o supercrítico regenerado (**Figura 0. 2**).

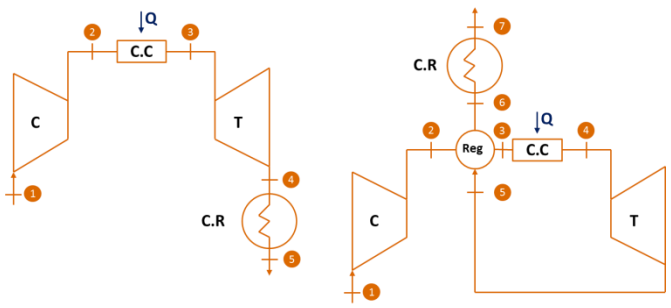



*Figura 0. 1. Esquema configuraciones microturbina de gas con o sin regenerar*

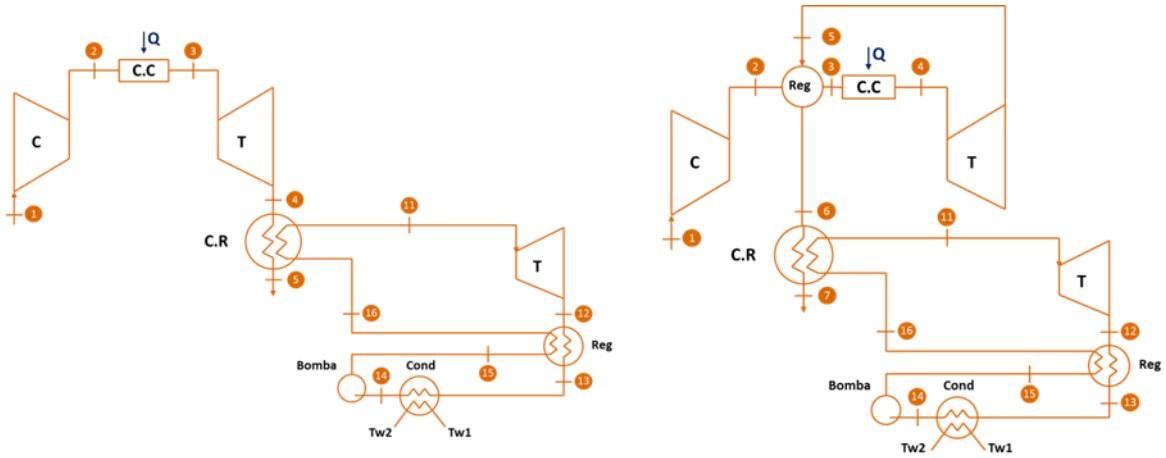



*Figura 0. 2. Esquema configuraciones microturbina de gas sin/con regenerador y ciclo ORC regenerado acoplado*

En el caso de turbina mediana, se selecciona como condiciones de partida del modelo la presión de gas requerida a la entrada de la cámara de combustión, la temperatura de escape de los gases de la turbina y la relación de compresión establecidas por NREL para una turbina de 40MW. En base a estos datos, se ajusta el modelo de turbina, se añade la caldera de recuperación y se resuelve el ciclo. En este caso, se analizan configuraciones de turbina mediana sin regenerar (**Figura 0. 3**) ya que la mayoría de las turbinas medianas comerciales no lo incorporan en su ciclo de gas, acopladas a un ciclo ORC supercrítico con o sin regenerador.

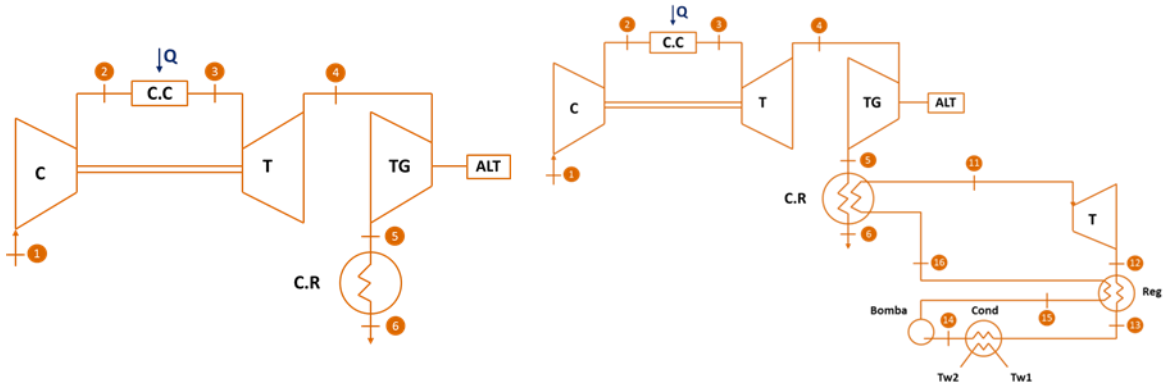



*Figura 0. 3. Esquemas turbina mediana sin regenerar y turbina mediana sin regenerar acoplada a un ciclo ORC regenerado*

Por último, se ha seleccionado una turbina grande de 329MW, modelo Siemens 50Hz SGT5-4000F. Del mismo modo que para los casos anteriores, se realiza un modelo de ajuste de los parámetros de turbina con las siguientes condiciones de partida: potencia de la turbina, ratio de compresión, temperatura de salida de turbina, flujo de salida y rendimiento del alternador (98%). A continuación, se añade la caldera de recuperación y se resuelve el ciclo. Se analizan configuraciones de turbina grande sin regenerador en el ciclo de gas ya que la mayoría de turbinas comerciales no lo integran, generando irreversibilidades, que pueden estar acopladas a un ciclo ORC supercrítico regenerado (**Figura 0. 4**).

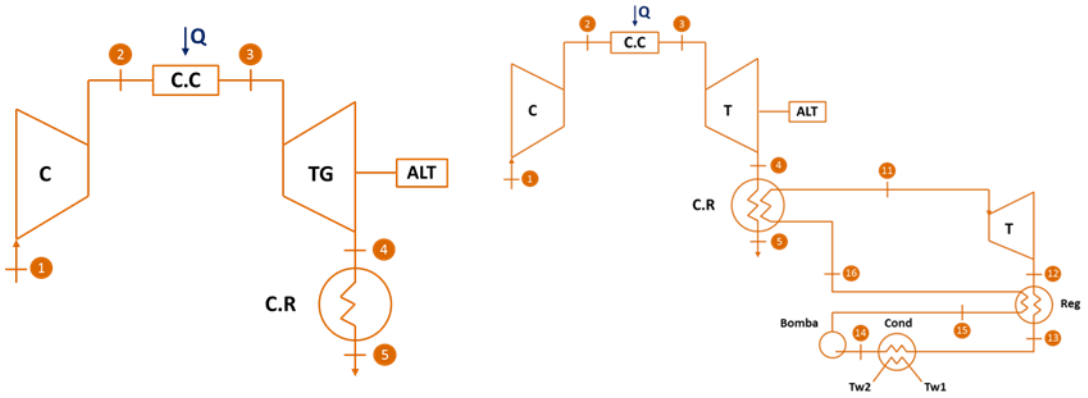



*Figura 0. 4. Esquema turbina grande sin regenerar y turbina grande sin regenerar acoplada a un ciclo ORC regenerado*

A raíz de los resultados técnicos mostrados en la **Tabla 0. 1** para diversas configuraciones de los tres tipos de turbinas analizadas, se puede comprobar que el acoplamiento de un ciclo ORC supone una mejora del rendimiento y potencia del ciclo, obteniéndose resultados óptimos para ciclos ORC supercríticos regenerados.

*Tabla 0. 1. Resultados técnicos según configuraciones de microturbina de gas, turbina mediana y turbina grande*

| | $\eta_{HHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **mTG(sin reg)+C.R.** | 15,35% | | | 100kW | | 100kW |
| **mTG(reg)+C.R.** | 28,78% | | | 100kW | | 100kW |
| **mTG(sin reg)+ORC sub reg** | 15,35% | 18,1% | 26,78% | 100kW | 39,72kW | 139,72kW |
| **mTG(reg)+ORC sub reg** | 31,93% | 18,03% | 34,87% | 100kW | 21,95kW | 121,95kW |
| **mTG(sin reg)+ORC sup reg** | 15,35% | 37,83% | 22,51% | 100kW | 46,64kW | 146,64kW |
| **mTG(reg)+ORC sup reg** | 31,93% | 21,08% | 40,97% | 101,3kW | 27,03kW | 128,33kW |

| | $\eta_{LHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **TGMed sin reg** | 38,41% | | | 37,78MW | | 37,78MW |
| **TGMed(sin reg)+ORC sup reg** | 38,41% | 31,77% | 46,3% | 38,76MW | 7,76MW | 46,52MW |
| **TGMed(sin reg)+ORC sup (sin reg)** | 38,41% | 19,53% | 47,54% | 38,76MW | 8,99MW | 47,74MW |
| **TGMed(sin reg)+ORC sup reg Cog** | 36,32% | 16,71% | 44,57% | 36,65MW | 8,12MW | 44,77MW |

| | $\eta_{LHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **TGGrande sin reg** | 38,89% | | | 313MW | | 313MW |
| **TGGrande(sin reg)+ORC sup reg** | 38,89% | 31,92% | 50,56% | 313MW | 93,9MW | 406,9MW |

A continuación, se realiza un análisis económico según el método de los costes normalizados de aquellas configuraciones que han resultado viables técnicamente. Para ello, se calculan los costes normalizados derivados de la operación durante la vida útil de la turbina (LCOE) en comparación con la tarifa de venta de electricidad actual en el mercado español (LROE). Los principales costes considerados han sido los costes de inversión, combustible, operación y mantenimiento, y los de emisión de $CO_2$. No se analizan las configuraciones de turbina grande puesto que su respectivo ciclo de vapor presenta altos

rendimientos y no sería necesario sustituirlo por un ciclo ORC. Por ello, el estudio se centra en turbinas de menor escala (medianas y microturbinas).

Por tanto, se analiza la rentabilidad de las siguientes configuraciones en aplicaciones de uso exclusivo de producción eléctrica ($\dot{V} = 0$), cogeneración empleando el calor del condensador y/o caldera de recuperación($\dot{V}_{cond}, \dot{V}_{CRV} > 0$) o una combinación de ambas:

1. Microturbina de gas (con regenerador) para cogeneración.
2. Microturbina de gas (con regenerador) para producción eléctrica.
3. Microturbina de gas (con regenerador) acoplada a un ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica.
4. Turbina mediana de gas (sin regenerador) para cogeneración.
5. Turbina mediana de gas (sin regenerador) para producción eléctrica.
6. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica.
7. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).
8. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera).
9. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).

Se comprueba finalmente que las configuraciones de microturbinas de gas no resultan económicamente rentables puesto que los costes son superiores al LROE (**Tabla 0. 2**). A pesar de ello, el mejor resultado se obtiene para la configuración destinada exclusivamente para cogeneración, siendo necesarias primas a la producción para alcanzar la rentabilidad. En la segunda configuración de microturbina destinada sólo para producción eléctrica, se obtiene el coste más alto, sobre todo en términos del coste normalizado de combustible debido a que no se está dejando de consumir combustible por aprovechar calor en ciclo como ocurre en modo cogeneración. Por último, la configuración relativa al acoplamiento de un ciclo ORC subcrítico regenerado, presenta un coste intermedio entre ambas soluciones ya que la inversión aumenta al integrar un ciclo ORC, pero los costes de combustible y $CO_2$ se reducen al aumentar el rendimiento de la microturbina.

*Tabla 0. 2. Resultados económicos configuraciones de microturbina de gas*

| | mTG_Cog. | mTG_E+ | mTG+ORC_E+ | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 54,18 | 48,27 | 84,95 | €/MWh |
| Comb. | 82,20 | 132,98 | 91,12 | €/MWh |
| OM | 22,56 | 22,56 | 19,01 | €/MWh |
| CO2 prod. | 5,11 | 8,27 | 5,66 | €/MWh |
| **LCOE** | **164,05** | **212,07** | **200,74** | **€/MWh** |

En cuanto al análisis económico de configuraciones de turbina mediana (**Tabla 0. 3**), se observa una reducción de los costes normalizados totales (LCOE) de aproximadamente la mitad en configuraciones análogas a las de microturbina. Esto es debido a que los costes unitarios de instalación y operación y mantenimiento son tres veces inferiores, el rendimiento de turbina mediana es un 10% superior y el calor aprovechado es muy superior en el caso de turbina mediana (MW frente a kW en microturbinas). A pesar de dicha notable reducción en costes, estas configuraciones de turbina mediana de gas, análogas a las de microturbina, continúan sin ser rentables económicamente.

*Tabla 0. 3. Resultados económicos configuraciones turbina mediana de gas*

| | TG_Cog. | TG_E+ | TG+ORC_E+ | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 22,76 | 18,13 | 19,58 | €/MWh |
| Comb. | 48,35 | 95,30 | 70,36 | €/MWh |
| OM | 6,32 | 6,32 | 5,73 | €/MWh |
| CO2 prod. | 2,98 | 5,92 | 4,33 | €/MWh |
| **LCOE** | **80,40** | **125,67** | **100,01** | **€/MWh** |

| | TG+ORC_E+Vcond | TG+ORC_E+Vcond+Vcrv | TG+ORC (Sin Reg.)_E+Vcond | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 19,58 | 23,55 | 19,69 | €/MWh |
| Comb. | 54,78 | 32,53 | 33,08 | €/MWh |
| OM | 5,73 | 5,68 | 5,66 | €/MWh |
| CO2 prod. | 3,37 | 2,00 | 2,04 | €/MWh |
| **LCOE** | **83,47** | **63,77** | **60,46** | **€/MWh** |

Sin embargo, existen dos configuraciones de turbina mediana que presentan costes inferiores al LROE y por tanto, además de ser viables técnicamente también lo son en términos económicos: turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera); y turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador), **Figura 0. 5**.

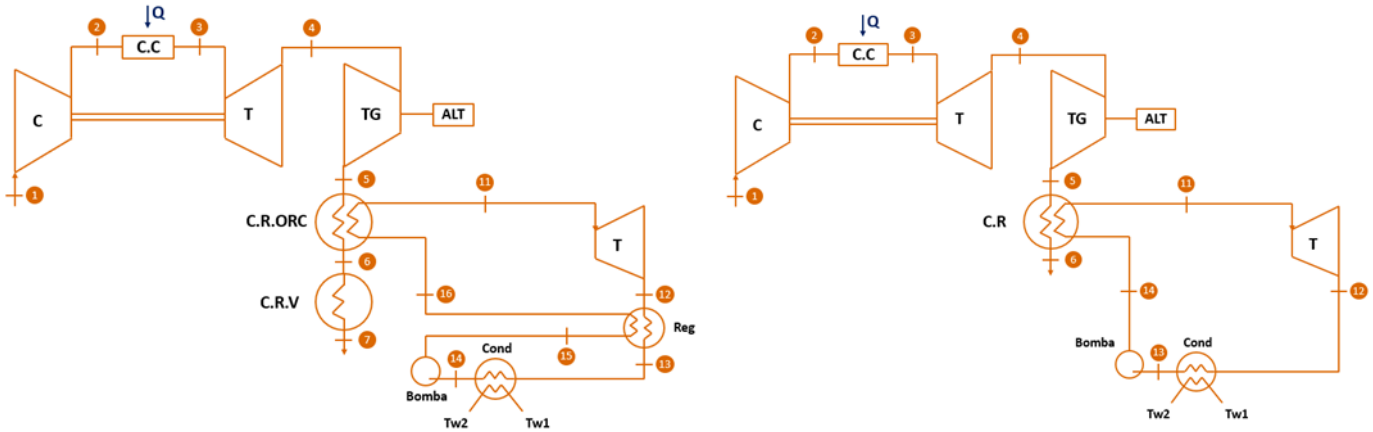



*Figura 0. 5. Esquema turbinas mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera) y para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)*

Debido a que la diferencia en costes no resulta diferenciadora, se decide calcular la exergía de ambas configuraciones para determinar la solución óptima, obteniéndose una mayor cantidad de energía que puede convertirse en trabajo para la última de ellas (**Tabla 0. 4**).

*Tabla 0. 4. Resultados técnico-económicos*

| | TG+ORC_E+Vcond+Vcrv | TG+ORC(SinReg.)_E+Vcond |
|---|---|---|
| $\boldsymbol{LCOE}$ | $63{,}77€/MWh$ | $60{,}46€/MWh$ |
| $\boldsymbol{A_Q}$ | $12MW$ | $13{,}25MW$ |
| $\boldsymbol{V/W}$ | 0,9 | 0,78 |

Tras realizar el análisis técnico-económico, se propone como mejor alternativa del estudio acoplar a una turbina mediana de gas existente un ciclo ORC supercrítico sin regenerador para producción eléctrica y cogeneración, aprovechando el calor intercambiado en el condensador. El esquema a instalar vendría representado por la **Figura 0. 6**.

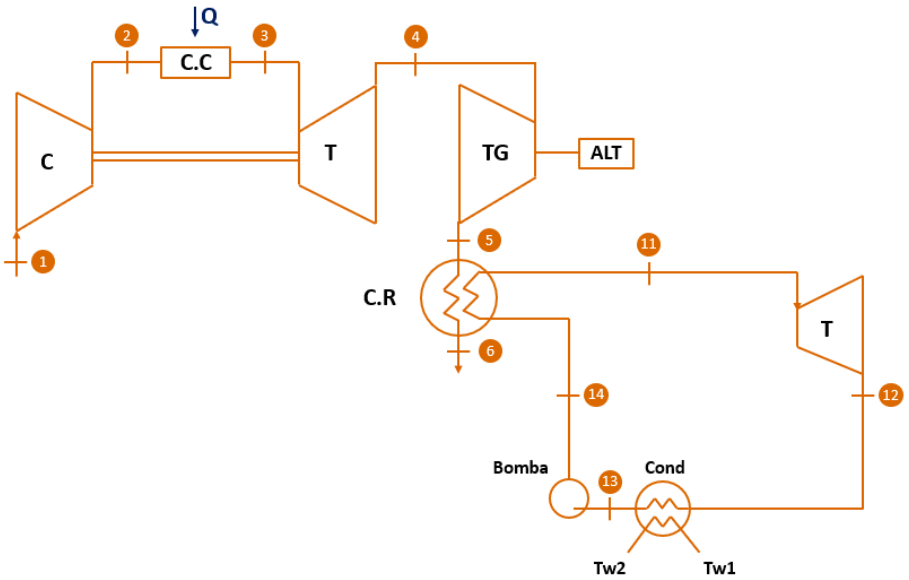



*Figura 0. 6. Esquema turbina mediana de gas sin regenerar acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerador para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)*

TECHNICAL-ECONOMIC ANALYSIS OF THE STEAM CYCLE REPLACEMENT BY AN ORC IN COMBINED CYCLE CONFIGURATIONS

**Author: Solanas López, Ángel**
Director: Linares Hurtado, José Ignacio
Collaborating entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

## PROJECT SUMMARY

The present project aims to evaluate the technical-economic feasibility of applying Organic Rankine Cycles (ORC) as substitutes of the traditional steam cycle of a combined cycle, both for commercial power plants (200-400MW) and micro gas-turbines (30-200kW). Firstly, models are made for different configurations of micro gas-turbines (100kW), small gas turbines (40MW) and large gas turbines (300MW) by analyzing the integration of a regenerator in the gas cycle as well as the coupling of a subcritical/supercritical ORC with/without regenerator. In addition, a fluid selection study is carried out for the ORC cycle, comprising: HFC, silicone oils, hydrocarbons, toluene, benzene, etc. Secondly, an economic analysis is developed, according to the levelized cost method, for those models that have resulted technically viable. To achieve this, the profitability of these configurations is analyzed for applications of uniquely electrical production, cogeneration by using the condenser's and/or the recovery boiler's heat, or a combination of both.

The demand levels of thermal energy are highly increasing so that increasingly large amounts of heat are dissipated into the environment from industrial plants, geothermal deposits, biomass boilers or internal combustion engines and gas turbines, among others. If this dissipated heat was found at high temperatures, it could be used directly to install cogeneration plants for district heating, for instance. However, in the case of moderate temperatures or if the heat could not be used locally, ORC cycles could be useful for transforming that heat into mechanical work and/or electricity for smaller scale applications.

The Rankine Organic cycles (ORC) are based on the same thermodynamic principles and have the same components as the steam cycles (turbine, regenerator, condenser and pump). In contrast, ORC cycles allow working with fluids other than water / steam such as dry fluids, which present a positive slope of the steam saturation line in the T-s diagram (organic, refrigerants, silicone oils, etc.). In conclusion, despite being based on the same principles as the steam cycle, ORC cycles have the following advantages:

1. ORC cycles can operate with residual heat sources of lower temperature (from 55ºC), since less heat is required to evaporate the organic fluid, obtaining reasonable efficiencies.
2. The turbine and pipe dimensions are lower due to the density of the heat transfer fluid, contributing to a reduction in the installation cost.

3. It is not necessary to install vacuum equipment since the condensing pressure is close to the environment.
4. It is not necessary to overheat after the expansion since the steam remains in that area when leaving the turbine.

In practice, ORC cycles are beneficial for renewable applications such as the production of electricity from geothermal reservoirs (75-300ºC) and small biomass plants. However, due to its applications are still incipient today, it is necessary to review the equipment and working fluids. Furthermore, it is relevant to carry out an economic valuation of the ORC cycles' coupling for industrial applications since their costs depend on the operation hours, electricity market prices, integration costs, etc.

To carry out the present technical-economic analysis, the following methodology has been followed. The software EES (Engineering Equation Solver) has been used to technically model the three types of analyzed turbines: micro gas-turbine (100kW), small gas turbine (40MW) and large gas turbine (300MW), analyzing the integration of a regenerator in the gas cycle as well as the coupling of a subcritical or supercritical ORC cycle with or without regeneration. First of all, a model has been made to adjust the parameters according to the commercial turbine characteristics extracted from the NREL (National Renewable Energy Laboratory) [4].

In the case of the micro gas-turbines, the parameters of the model have been adjusted in order to obtain the turbine electrical efficiency and the specific mechanical work curves versus the turbine inlet temperature and pressure ratio specified by the NREL. Once adjusted, an average inlet temperature has been selected. The selected pressure ratio is the one which maximizes the electrical efficiency. Then, the cycle is solved. Different configurations of microturbines with or without regenerator have been analyzed (**Figure 0. 1**), and coupled to a subcritical or supercritical regenerated ORC cycle (**Figure 0. 2**).

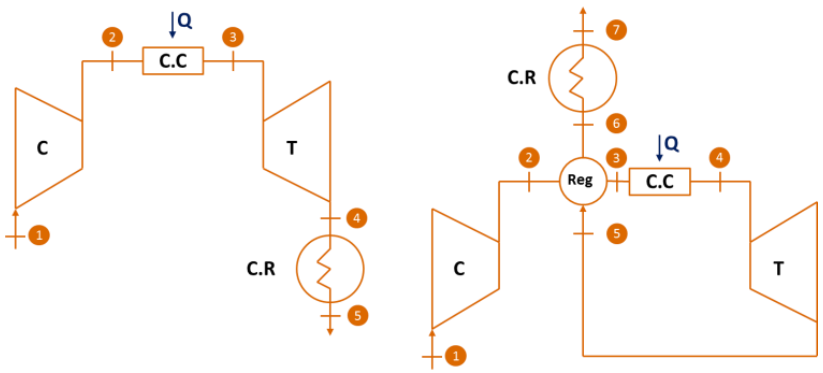



*Figure 0. 1. Configuration scheme of a micro gas-turbine with or without regenerator*

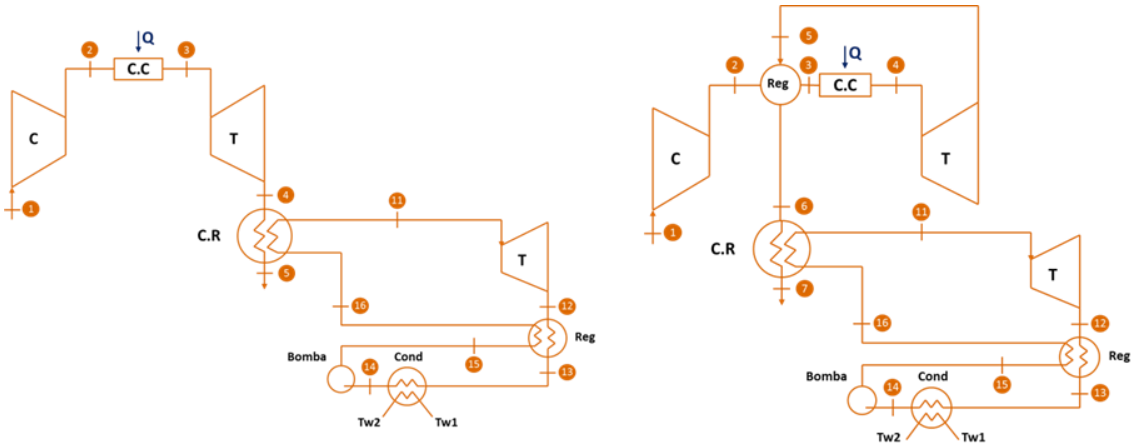



*Figure 0. 2. Configuration scheme of a micro gas-turbine with/without regenerator and a coupled regenerated ORC*

In the case of small gas turbines, the starting conditions for the model are the following ones: the gas pressure required at the inlet of the combustion chamber, the exhaust temperature of the turbine gases and the compression ratio established by NREL for a 40 MW gas turbine. Based on these data, the turbine model is adjusted, the recovery boiler is included in the scheme and the cycle is solved. In this case, configurations of small regenerated gas turbines without regeneration are analyzed (**Figure 0. 3**), since the majority of commercial small turbines do not integrate a regenerator in their gas cycle, coupled to a supercritical ORC cycle with or without regenerator.

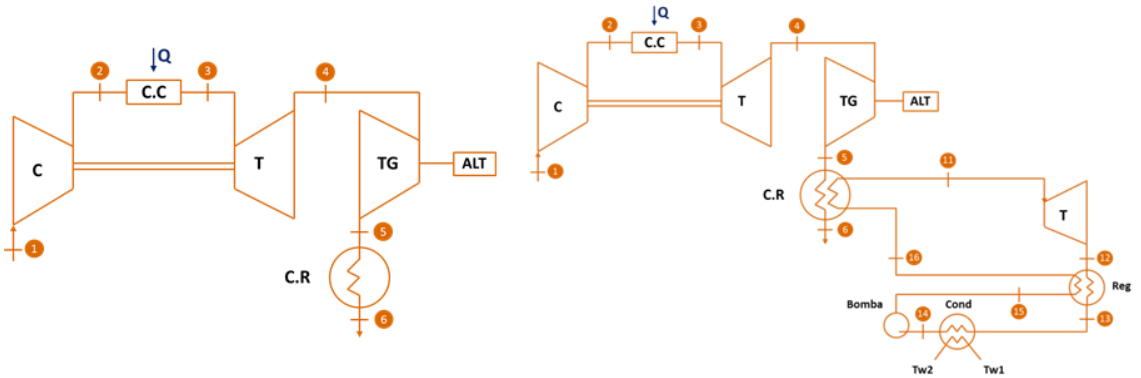



*Figure 0. 3. Configuration schemes of a small gas turbine without regeneration and small gas turbine without regeneration coupled to a regenerated ORC cycle*

Lastly, a large 329MW gas turbine (Siemens 50Hz SGT5-4000F) has been selected. In the same way as for the previous cases, a model is developed to adjust the turbine parameters. In this case, the starting conditions are: the turbine power, the compression ratio, the turbine outlet temperature, the output flow and the alternator efficiency (98%). Then, the recovery boiler is added and the cycle is solved. Configurations of large regenerated gas turbines without regeneration are analyzed (since most commercial gas turbines do not integrate regenerator because of generating irreversibilities), which can be coupled to a regenerated supercritical ORC cycle (**Figure 0. 4**).

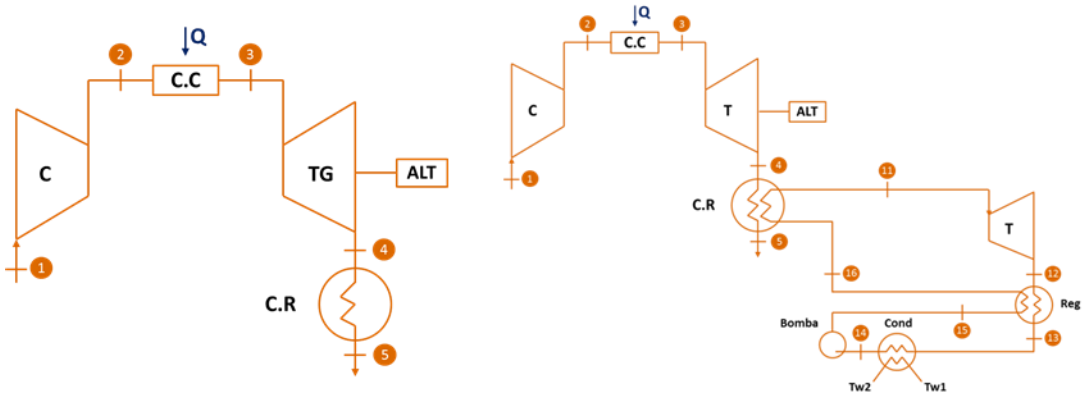



*Figure 0. 4. Configuration schemes of a large gas turbine without regeneration and large gas turbine without regeneration coupled to a regenerated ORC cycle*

Base on the technical results shown in **Table 0. 1** for diverse configurations of the three types of turbines analyzed, it can be proven that the coupling of an ORC cycle provokes an improvement in the electrical efficiency of the turbine and the mechanical power of the whole cycle, achieving optimum results for supercritical regenerated ORC cycles' configurations.

*Table 0. 1. Technical results for micro, small and large gas turbines' configurations*

| | $\eta_{HHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **mGT(no reg)+C.R.** | 15,35% | | | 100kW | | 100kW |
| **mGT(reg)+C.R.** | 28,78% | | | 100kW | | 100kW |
| **mGT(no reg)+ORC sub reg** | 15,35% | 18,1% | 26,78% | 100kW | 39,72kW | 139,72kW |
| **mGT(reg)+ORC sub reg** | 31,93% | 18,03% | 34,87% | 100kW | 21,95kW | 121,95kW |
| **mGT(no reg)+ORC sup reg** | 15,35% | 37,83% | 22,51% | 100kW | 46,64kW | 146,64kW |
| **mGT(reg)+ORC sup reg** | 31,93% | 21,08% | 40,97% | 101,3kW | 27,03kW | 128,33kW |

| | $\eta_{LHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **SmallGT no reg** | 38,41% | | | 37,78MW | | 37,78MW |
| **SmallGT(no reg)+ORC sup reg** | 38,41% | 31,77% | 46,3% | 38,76MW | 7,76MW | 46,52MW |
| **SmallGT(no reg)+ORC sup (no reg)** | 38,41% | 19,53% | 47,54% | 38,76MW | 8,99MW | 47,74MW |
| **SmallGT(no reg)+ORC sup reg Cog** | 36,32% | 16,71% | 44,57% | 36,65MW | 8,12MW | 44,77MW |

| | $\eta_{LHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **LargeGT no reg** | 38,89% | | | 313MW | | 313MW |
| **LargeGT(no reg)+ORC sup reg** | 38,89% | 31,92% | 50,56% | 313MW | 93,9MW | 406,9MW |

Then, an economic analysis is carried out, according to the levelized cost method, for those configurations that have resulted technically feasible. To achieve this, the levelized costs during the turbine life (LCOE) are compared to the current electricity sale price within the Spanish market (LROE). The main costs considered were investment, fuel, operation and maintenance costs, and $CO_2$ emissions. The large gas turbine configurations are not analyzed since their respective steam cycle efficiency is

quite high and it would not be necessary to replace it for an ORC cycle. Therefore, the economic study focuses on smaller scale gas turbines (small and micro gas-turbines).

Therefore, the profitability of the following configurations is analyzed for applications of exclusively use of electrical production($\dot{V} = 0$), cogeneration by using the condenser's and/or the recovery boiler's heat ($\dot{V}_{cond}, \dot{V}_{CRV} > 0$) or a combination of both:

1. Micro gas-turbine (regenerated) for cogeneration.
2. Micro gas-turbine (regenerated) for the production of electricity.
3. Micro gas-turbine (regenerated) coupled to a regenerated subcritical ORC cycle for electrical production.
4. Small gas turbine (without regenerator) for cogeneration.
5. Small gas turbine (without regenerator) for electrical production.
6. Small gas turbine (without regenerator) coupled to a regenerated supercritical ORC cycle for electrical production.
7. Small gas turbine (without regenerator) coupled to a regenerated supercritical ORC cycle for both electrical production and cogeneration (condenser's heat).
8. Small gas turbine (without regenerator) coupled to a regenerated supercritical ORC cycle for both electrical production and cogeneration (condenser's and recovery boiler's heat).
9. Small gas turbine (without regenerator) coupled to a non-regenerated supercritical ORC cycle for both electrical production and cogeneration (condenser's heat).

Finally, it can be observed that micro gas-turbine configurations are not economically profitable since the levelized costs are higher than the LROE (**Table 0. 2**). In spite of this, the best results are obtained for the micro gas-turbine configuration exclusively used for cogeneration. In this sense, incentives become necessary to achieve profitability. In the second configuration of micro gas-turbine (only for electrical production), the highest cost is obtained. This is mainly because of fuel costs since fuel is not leaving to be consumed due to heat utilization as it happens in cogeneration. Lastly, the configuration relating to the coupling of a regenerated subcritical ORC cycle presents an intermediate cost between both solutions since the investment increases when integrating an ORC cycle whereas fuel and $CO_2$ costs are reduced due to micro gas-turbine electrical efficiency increase.

*Table 0. 2. Economic results regarding micro gas-turbine*

| | mGT_Cog. | mGT_E+ | mGT+ORC_E+ | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 54,18 | 48,27 | 84,95 | €/MWh |
| Comb. | 82,20 | 132,98 | 91,12 | €/MWh |
| OM | 22,56 | 22,56 | 19,01 | €/MWh |
| CO2 prod. | 5,11 | 8,27 | 5,66 | €/MWh |
| **LCOE** | **164,05** | **212,07** | **200,74** | **€/MWh** |

Regarding the economic analysis of small turbine configurations (**Table 0. 3)**, a reduction in the total levelized costs (LCOE) of about a half is observed for the analogous micro gas-turbine configurations. This is because the unit costs of installation and operation and maintenance are three times lower, the average turbine performance is 10% higher and the heat used in the case of small turbines is much higher (MW versus kW in micro gas-turbines). In spite of such a reduction in costs, these three configurations of small gas turbine, analogous to those three of micro gas-turbines, are not economically profitable yet.

*Table 0. 3. Economic results regarding small gas turbine*

| | SGT_Cog. | SGT_E+ | SGT+ORC_E+ | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 22,76 | 18,13 | 19,58 | €/MWh |
| Comb. | 48,35 | 95,30 | 70,36 | €/MWh |
| OM | 6,32 | 6,32 | 5,73 | €/MWh |
| CO2 prod. | 2,98 | 5,92 | 4,33 | €/MWh |
| **LCOE** | **80,40** | **125,67** | **100,01** | **€/MWh** |

| | SGT+ORC_E+Vcond | SGT+ORC_E+Vcond+Vcrv | SGT+ORC (Sin Reg.)_E+Vcond | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 19,58 | 23,55 | 19,69 | €/MWh |
| Comb. | 54,78 | 32,53 | 33,08 | €/MWh |
| OM | 5,73 | 5,68 | 5,66 | €/MWh |
| CO2 prod. | 3,37 | 2,00 | 2,04 | €/MWh |
| **LCOE** | **83,47** | **63,77** | **60,46** | **€/MWh** |

However, there are two small turbine configurations which present lower costs than the LROE and therefore, they are not only technically but also economically feasible: small gas turbine (without regenerator) coupled to a regenerated supercritical ORC cycle for electrical production and cogeneration (using condenser's and recovery boiler's heat); and small gas turbine (without regenerator) coupled to a non-regenerated supercritical ORC cycle for electrical production and cogeneration (using the condenser's heat), **Figure 0. 5**.

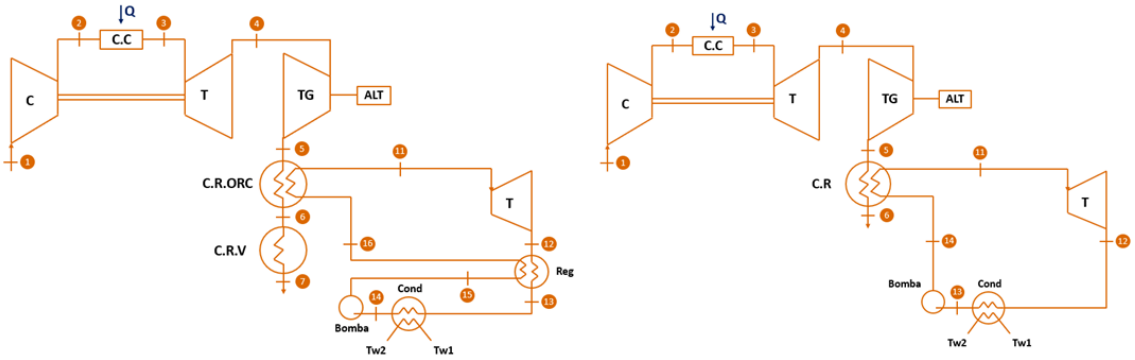



*Figure 0. 5. Configuration schemes of a small gas turbine (without regenerator) coupled to a regenerated supercritical ORC cycle for electrical production and cogeneration (condenser's and recovery boiler's heat), and a small gas turbine (without regenerator) coupled to a non-regenerated supercritical ORC cycle for electrical production and cogeneration (condenser's heat)*

Because of the difference in terms of costs is not differentiating, it is required to calculate the exergy of both configurations in order to determine the optimal solution. The amount of energy which can be turn into mechanical work is greater for the last configuration (**Table 0. 4**).

*Table 0. 4. Technical-economic results*

| | SGT+ORC_E+Vcond+Vcrv | SGT+ORC(SinReg.)_E+Vcond |
|---|---|---|
| $\boldsymbol{LCOE}$ | $63{,}77€/MWh$ | $60{,}46€/MWh$ |
| $\boldsymbol{A_Q}$ | $12MW$ | $13{,}25MW$ |
| $\boldsymbol{V/W}$ | 0,9 | 0,78 |

After carrying out the technical-economic analysis, it can be concluded that the best solution is connecting an existing small gas turbine to a supercritical non-regenerated ORC cycle for electrical production and cogeneration applications, taking advantage of the heat exchanged in the condenser. The scheme to be installed is represented in **Figure 0. 6**.

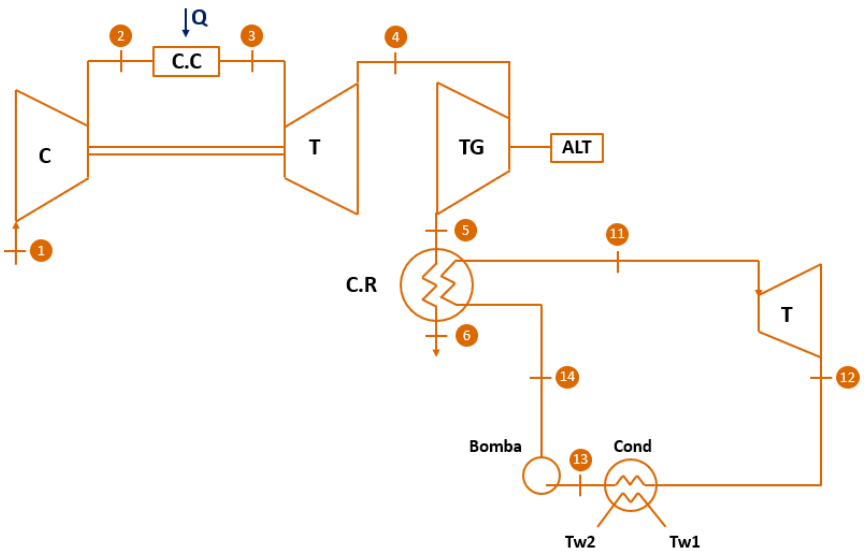



*Figure 0. 6. Configuration scheme of non-regenerated small turbine coupled to a non-regenerated supercritical ORC cycle for electrical production and cogeneration (condenser heat)*

# Índice

**1 Introducción ..... 15**

1.1 Motivación ..... 16

1.2 Objetivos ..... 16

1.2.1 Objetivo principal ..... 16

1.2.2 Objetivos secundarios ..... 16

**2 Estado del arte ..... 19**

2.1 Sistemas de conversion de potencia y limitaciones ..... 19

2.2 Tecnologías de expansion en ciclos ORC ..... 20

2.3 Aplicaciones de ciclos ORC ..... 22

**3 Metodología ..... 25**

3.1 Modelo técnico ..... 25

3.1.1 Modelo técnico microturbina de gas ..... 25

3.1.2 Microturbina de gas regenerada con caldera de recuperación ..... 33

3.1.3 Microturbina de gas en ciclo simple con caldera de recuperación ..... 34

3.1.4 Microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 36

3.1.5 Microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 42

3.1.6 Microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 43

3.1.7 Microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 47

3.1.8 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador ..... 49

3.1.9 Turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico ..... 51

3.1.10 Modelo técnico otras configuraciones turbina mediana de gas ..... 53

3.1.11 Modelo turbina grande de gas sin regenerar ..... 56

3.1.12 Turbina grande de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico ..... 58

3.2 Modelo económico ..... 61

3.2.1 Microturbina de gas (con regenerador) para cogeneración ..... 65

3.2.2 Microturbina de gas (con regenerador) para producción eléctrica ..... 68

3.2.3 Microturbina de gas (con regenerador) acoplada a un ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica ..... 69

3.2.4 Turbina mediana de gas (sin regenerador) para cogeneración.....71
3.2.5 Turbina mediana de gas (sin regenerador) para producción eléctrica .....73
3.2.6 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica .....74
3.2.7 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).....77
3.2.8 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera) .....79
3.2.9 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).....81

**4 Análisis de resultados.....83**

**5 Conclusiones.....93**

**6 Bibliografía.....99**

**7 Anexo 1: Ajuste parámetros modelo técnico.....101**

**8 Anexo 2.....105**
8.1 Modelo técnico microturbina de gas regenerada con caldera de recuperación .....105
8.2 Modelo técnico microturbina de gas en ciclo simple con caldera de recuperación108

**9 Anexo 3.....111**
9.1 Modelo técnico microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado .....111
9.2 Modelo técnico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado .....116
9.3 Modelo técnico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico...121
9.4 Modelo técnico microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico....127

**10 Anexo 4.....133**

10.1 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador .....133

10.2 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico .....136

10.3 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerador .....141

10.4 Modelo turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico con regenerador para cogeneración .....146

**11 Anexo 5.....151**

11.1 Modelo turbina grande de gas sin regenerar.....151

11.2 Modelo turbina grande de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico.....154

**12 Anexo 6.....159**

12.1 Modelo económico microturbina de gas con regenerador para cogeneración .....159

12.2 Modelo económico microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica.....161

12.3 Modelo económico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica .....163

**13 Anexo 7.....167**

13.1 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador para cogeneración ..167

13.2 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica.....169

13.3 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica .....171

13.4 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).....174

13.5 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera) .....177

13.6 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).....180

# Índice de tablas

**Tabla 1**. Resumen rendimientos eléctricos y trabajos específicos óptimos de microturbina según temperatura entrada turbina ..... 27

**Tabla 2**. Tabla paramétrica temperatura entrada turbina 843,33ºC ..... 31

**Tabla 3**. Tabla paramétrica temperatura entrada turbina 898,89ºC ..... 32

**Tabla 4**. Tabla paramétrica temperatura entrada turbina 954,44ºC ..... 33

**Tabla 5**. Resumen principales resultados técnicos para configuraciones de microturbina de gas ..... 59

**Tabla 6**. Resumen principales resultados técnicos para configuraciones de turbina mediana de gas ..... 60

**Tabla 7**. Resumen principales resultados técnicos para configuraciones de turbina grande de gas ..... 60

**Tabla 8**. Datos característicos modelo microturbina de gas con regenerador para cogeneración ..... 65

**Tabla 9**. Indicadores CEPCI 2001-2016 ..... 66

**Tabla 10**. Precios gas natural según tipo de consumidor (2016, referidos a PCS) ..... 67

**Tabla 11**. Derechos de emisión de $CO_2$ ..... 67

**Tabla 12**. Datos característicos modelo microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica ..... 68

**Tabla 13**. Datos característicos modelo microturbina de gas regenerada con ORC subcrítico regenerado ..... 69

**Tabla 14**. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador ..... 71

**Tabla 15**. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica ..... 73

**Tabla 16**. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerar con ORC supercrítico regenerado ..... 74

**Tabla 17**. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado ..... 77

**Tabla 18**. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado y caldera adicional a la salida ..... 79

**Tabla 19**. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico sin regenerar ..... 81

**Tabla 20**. Resumen resultados económicos para configuraciones de microturbina de gas 93

**Tabla 21**. Resumen resultados económicos para configuraciones de turbina mediana de gas ..... 94

**Tabla 22**. Resumen técnico-económico dos últimas configuraciones turbina mediana..... 97

**Tabla 23**. Resumen costes normalizados microturbina de gas con regenerador para cogeneración..... 160

**Tabla 24**. Resumen costes normalizados microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica ..... 162

**Tabla 25**. Resumen costes normalizados microturbina de gas con regenerador con ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica ..... 165

**Tabla 26**. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador para cogeneración..... 168

**Tabla 27**. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica ..... 170

**Tabla 28**. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica ..... 173

**Tabla 29**. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador) ..... 176

**Tabla 30**. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y caldera de salida) ..... 179

**Tabla 31**. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico sin regenerador ..... 182

# Índice de figuras

**Figura 1**. Características comerciales microturbina de gas de 100kW ..... 26

**Figura 2**. Rendimientos eléctricos típicos de microturbina de gas en función de la relación de presiones en el compresor y la temperatura de entrada en turbina. ..... 26

**Figura 3**. Trabajos específicos típicos de microturbina de gas en función de la relación de presiones en el compresor y temperatura de entrada en turbina. ..... 27

**Figura 4**. Esquema de partida de microturbina de gas a modelar en EES ..... 28

**Figura 5**. Parámetros modelo microturbina de gas ..... 29

**Figura 6**. Comparación curvas rendimientos eléctricos teóricos y modelado en función temperatura entrada turbina ..... 30

**Figura 7**. Comparación curvas trabajo específico teórico y modelado en función temperatura entrada turbina ..... 30

**Figura 8**. Esquema modelo microturbina de gas con regenerador ..... 34

**Figura 9**. Esquema modelo microturbina de gas sin regenerador ..... 35

**Figura 10**. Diagrama T-Q caldera de recuperación microturbina regenerada ..... 36

**Figura 11**. Esquema de partida de microturbina de gas sin regenerar acoplada a ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 36

**Figura 12**. Diagramas T-s fluidos ORC ..... 38

**Figura 13**. Esquema modelo microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 39

**Figura 14**. Diagrama T-Q caldera de recuperación ciclo microturbina de gas sin regenerar y ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 40

**Figura 15**. Diagrama T-s ciclopentano ..... 41

**Figura 16**. Diagrama T-Q caldera de recuperación modelo microturbina de gas sin regenerar y ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 41

**Figura 17**. Diagrama T-Q condensador ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 42

**Figura 18**. Esquema modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 43

**Figura 19**. Diagrama T-s n-Pentano ..... 44

**Figura 20**. Diagrama T-Q caldera ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 44

**Figura 21**. Esquema modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 45

**Figura 22**. Diagrama T-Q caldera de recuperación modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 46

**Figura 23**. Diagrama T-Q regenerador ciclo ORC modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 46

**Figura 24**. Diagrama T-Q regenerador ciclo ORC modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 47

**Figura 25**. Esquema modelo microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 48

**Figura 26**. Características comerciales turbina mediana de gas de 40MW ..... 49

**Figura 27**. Parámetros modelo turbina mediana de gas ..... 50

**Figura 28**. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerador ..... 51

**Figura 29**. Diagrama T-s benceno ..... 52

**Figura 30**. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico ..... 53

**Figura 31**. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerador ..... 54

**Figura 32**. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico con regenerador para cogeneración ..... 55

**Figura 33**. Características comerciales turbina grande de gas modelo Siemens 50Hz SGT5-4000F. ..... 56

**Figura 34**. Esquema de partida modelo turbina grande de gas ..... 57

**Figura 35**. Esquema modelo turbina grande de gas sin regenerar ..... 58

**Figura 36**. Esquema modelo turbina grande de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico ..... 59

**Figura 37**. Precio medio del mercado diario español ..... 63

**Figura 38**. Esquema configuración microturbina de gas con regenerador y caldera de recuperación ..... 65

**Figura 39**. Parámetros típicos de comportamiento de una microturbina de gas ..... 66

**Figura 40**. Esquema configuración microturbina de gas con regenerador sin caldera de recuperación ..... 68

**Figura 41**. Esquema configuración microturbina de gas con regenerador acoplada a un ciclo ORC subcrítico regenerado ..... 69

**Figura 42**. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador y caldera de recuperación ..... 71

**Figura 43**. Parámetros típicos de comportamiento de una turbina mediana de gas ..... 72

**Figura 44**. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador ni caldera de recuperación ..... 73

**Figura 45**. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 74

**Figura 46**. Costes de inversión de ciclos orgánicos Rankine según potencia nominal ..... 75

**Figura 47**. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado con caldera adicional a la salida para cogeneración ... 79

**Figura 48**. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerar acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerar ..... 81

**Figura 49**. Representación gráfica LCOE frente al número de horas de operación anuales de la turbina ..... 88

**Figura 50**. Representación gráfica LCOE frente a la tasa de incremento de la tarifa de combustible ..... 89

**Figura 51**. Representación gráfica LCOE frente a la tasa de incremento de la tarifa de $CO_2$ ..... 89

**Figura 52**. Esquema turbina mediana de gas para cogeneración (calor caldera de recuperación) ..... 90

**Figura 53**. Representación gráfica LCEO frente a la tarifa de emisión de $CO_2$ ..... 90

**Figura 54**. Diagrama T-Q caldera C.R.V turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 96

**Figura 55**. Diagrama T-Q condensador ORC turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico regenerado ..... 96

**Figura 56**. Diagrama T-Q condensador ORC turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico sin regenerar ..... 97

# 1 Introducción

La mayoría de la energía demandada se genera a partir de energía térmica. En la actualidad, grandes cantidades de calor se disipan al ambiente procedentes de plantas industriales, yacimientos geotérmicos, calderas de biomasa o combustiones internas de motores y turbinas de gas. Para convertir dicho calor en electricidad se pueden aplicar tanto los conocidos ciclos de vapor como nuevas tecnologías surgidas, como es el caso de los Ciclos Orgánicos Rankine (ORC).

Como se ha mencionado anteriormente, los ciclos termodinámicos de los motores de combustión, turbinas de gas o turbinas de vapor requieren fuentes térmicas a alta temperatura y producen rendimientos del 25-55%. Asimismo, desprenden una gran cantidad de calor normalmente a media y alta temperatura, sobre todo en el caso de los motores de combustión y turbinas de gas.

Si dichas cantidades de calor se encuentran a alta temperatura, se puede aprovechar la energía directamente mediante la instalación de plantas de cogeneración, para calefacción urbana por ejemplo. Por otro lado, en el caso de que no se pudiera aprovechar localmente o si su temperatura fuera menor, se podrían utilizar ciclos ORC para transformarla en trabajo mecánico o en electricidad para aplicaciones de menor escala.

Se ha demostrado que los ciclos de Rankine Orgánicos (ORC) permiten alcanzar eficiencias razonables cuando se trabaja con fuentes térmicas de moderada temperatura. Además, son muy apropiados para plantas de pequeña potencia (del orden de kW).

Durante las últimas décadas, los ciclos ORC se han utilizado con éxito para generar electricidad en yacimientos geotérmicos (75-300ºC) y en plantas de biomasa de menor escala. Sin embargo, sus aplicaciones son todavía incipientes.

Para favorecer su desarrollo, es necesario realizar una revisión tecnológica reemplazando los equipos y fluidos de trabajo, estudios de viabilidad tanto económica como técnica, así como simulaciones y comparaciones de los ciclos de vapor frente a los orgánicos.

No obstante, los ciclos ORC no resultan siempre económicamente rentables, puesto que dependen de factores como el tamaño de los equipos, los costes de integración, horas de operación, los beneficios obtenidos de la producción de electricidad o las ayudas del estado. En general, se ha demostrado que los ciclos ORC son beneficiosos para aplicaciones en renovables, mientras que para aplicaciones industriales dependen de los costes anteriormente mencionados (integración de equipos, horas de operación, precios de la electricidad, etc.).

## 1.1 Motivación

La demanda creciente de energía térmica y de grandes cantidades de calor disipadas al ambiente como consecuencia, han motivado el desarrollo de nuevas tecnologías alternativas tales como los Ciclos Orgánicos Rankine (ORC) frente a los convencionales ciclos de vapor con el objetivo de transformar dicha energía en electricidad.

Cuando la temperatura del calor disipado no es muy alta o en el caso de que no se pueda instalar localmente una planta de cogeneración para calefacción urbana por ejemplo, cobra sentido la integración de un ciclo Rankine Orgánico puesto que permite alcanzar eficiencias razonables con fuentes térmicas de temperatura moderada. Asimismo, los ciclos ORC resultan muy apropiados para plantas de pequeña potencia (del orden de kW).

El proyecto propuesto pretende por tanto valorar la viabilidad tanto técnica como económica de aplicar ciclos ORC como sustitutos del ciclo de vapor de un ciclo combinado. Resulta de especial interés su aplicación no sólo a centrales comerciales (200 a 400 MWe) sino también a turbinas de menor tamaño, como las industriales (10 a 40 MWe) y las microturbinas de gas (30 a 200 kWe), con objeto de analizar su mejora de la rentabilidad. El proyecto incluye el estudio de diferentes modelos de configuraciones, para lo cuál se empleará el software EES (Engineering Equation Solver).

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivo principal

El objetivo principal del proyecto propuesto es valorar la viabilidad técnico-económica de aplicar ciclos ORC como sustitutos del ciclo de vapor de un ciclo combinado, tanto a centrales comerciales de ciclos combinados (del orden de 200-400 MWe), como a turbinas de menor tamaño, ya sean industriales (10 a 40 MWe) como microturbinas de gas con potencias comprendidas entre los 30 y 200 kWe.

### 1.2.2 Objetivos secundarios

Como parte de la metodología para alcanzar el objetivo principal, se concretarán los siguientes objetivos secundarios:

## 1. Análisis de diferentes configuraciones

Se analizarán distintas propuestas relativas tanto a la configuración del ciclo Brayton para la turbina (instalada en el ciclo combinado o para aplicaciones de menor escala en el caso de microturbinas) como a la configuración del ciclo ORC. En el caso del ciclo ORC, se optará por una configuración de ciclo supercrítico o subcrítico atendiendo a su rendimiento. Para todos los ciclos, se evaluará el impacto de incorporar un regenerador sobre el rendimiento de la turbina, ciclo ORC y ciclo combinado.

## 2. Estudio y selección de fluidos

Se realizará un estudio de distintos fluidos de trabajo como medios caloportadores a incorporar en el ciclo ORC. Se considerarán los siguientes parámetros para la selección del fluido: la temperatura crítica no debe ser muy alta para facilitar la adaptación a fuentes de media temperatura, la temperatura de saturación a una presión de 1 bar, la temperatura de evaporación, la temperatura y presión de condensación, pendiente positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s (fluidos orgánicos secos) así como el hecho de que sean fluidos puros (no se considerarán mezclas como los refrigerantes R400 o R500 puesto que presentan deslizamiento por cambio de fase).

Se tendrán en cuenta los siguientes fluidos: HFC (con alto potencial de calentamiento GWP y nulo potencial de destrucción de ozono ODP), aceites siliconados, hidrocarburos (ciclo-pentanos, heptanos), tolueno, benceno, etc.

## 3. Mejorar prestaciones de la turbina

Selección óptima del rendimiento de la turbina para mejorar sus prestaciones así como el rendimiento del ciclo de gas mediante el ajuste parámetros tales como la temperatura de entrada a la turbina, el Pitch Point (PP) del regenerador, la relación de presiones a la entrada y salida de la turbina y el rendimiento del compresor.

## 4. Aplicación: eléctrica o cogeneración

Observar si con la fuente térmica de entrada, el ciclo ORC es capaz sólo de producir electricidad o, en el caso de que la temperatura sea elevada, comprobar si se podría utilizar para cogeneración o trigeneración. Por ejemplo, la trigeneración quedaría justificada si la temperatura fuese similar a los 100ºC y se pudiera trabajar con una máquina de absorción.

## 5. Comparación coste-prestaciones

Comparar la mejora de las prestaciones del ciclo frente a los costes de inversión a considerar en una futura implantación de mejora.

# 2 Estado del arte

## 2.1 Sistemas de conversion de potencia y limitaciones

Los ciclos de vapor tradicionales están integrados por una caldera, turbina de vapor, generador, condensador, torre de refrigeración y bomba de alimentación. El fluido de trabajo es el agua, empleándose en grandes centrales térmicas. Sin embargo, utilizar agua/vapor como fluido de trabajo presenta las siguientes desventajas, tal y como desarrollan Vans et al.[1]:

- Se necesita una presión baja si se quiere condensar a una temperatura cercana a la ambiente. Una presión baja implica un alto volumen específico, por lo que se necesita un gran diámetro a la salida de la turbina de vapor y condensador. Además, si la presión está por debajo de la ambiente se facilita la entrada de aire.
- El diseño de la turbina es más complejo debido a la alta relación entre la presión de entrada y salida de la turbina, necesitándose varias etapas.
- Es necesario sobrecalentar el vapor para evitar la formación de humedad en las últimas etapas de la turbina, lo que afecta al diseño y selección del material de la turbina e intercambiadores.
- Requiere gran cantidad de energía térmica a alta temperatura (alto calor de evaporación).

Por estas razones, se deduce que la aplicación de agua/vapor como fluido de trabajo no resulta adecuada para aplicaciones donde exista una fuente de calor residual a temperaturas relativamente bajas. En estos casos, un ciclo ORC resultaría más apropiado.

Los Ciclos Orgánicos Rankines (ORC) se basan en los mismos principios termodinámicos y componentes que los ciclos de vapor, pero el fluido de trabajo es distinto. Se utilizan fluidos secos tales como fluidos orgánicos (tolueno, benceno, ciclo-pentanos), refrigerantes, aceites siliconados, etc. [2]. Los fluidos secos se caracterizan por tener una pendiente positiva de la línea de saturación del vapor en el diagrama T-s. Por este motivo, no necesitan un sobrecalentamiento ya que después de la expansión el vapor permanece en la zona de sobrecalentamiento. Tal y como explican Vank et al. [2] y Vans et al. [1], las principales ventajas de los fluidos orgánicos se resumen a continuación:

- Se pueden utilizar para temperaturas y presiones de evaporación menores.
- No es necesario realizar un sobrecalentamiento, aunque a veces se aplica un sobrecalentamiento pequeño en la práctica.
- El calor de evaporación es aproximadamente diez veces menor al del agua.

Por tanto, se deduce que los ciclos ORC pueden operar con fuentes de calor residual de menor temperatura puesto que se necesita menos calor para evaporar el fluido orgánico. En concreto, la mínima temperatura para la que se podría llegar a aplicar un ciclo ORC es de unos 55ºC. Se han realizado ensayos en los que se ha demostrado que ciclos ORC operando con fuentes de calor de baja temperatura y presiones de evaporación bajas o moderadas, conseguían mejores rendimientos que los tradicionales ciclos de vapor [2].

Asimismo, otra de las ventajas de los ciclos ORC es la sencillez y menor tamaño con respecto a la turbina y tuberías debido a la densidad del fluido de trabajo, con la correspondiente reducción en coste que ello implica. Además, la presión de condensación suele estar cercana a la ambiente por lo que no se requiere instalar equipos de vacío.

La eficiencia del ciclo depende de la diferencia entre la temperatura de evaporación y condensación. La eficiencia del ciclo será mayor contra mayor sea diferencia de temperaturas. También depende de las características del fluido seleccionado. Así, los refrigerantes se utilizan en fuentes de calor a baja temperatura, mientras que los fluidos orgánicos (tolueno, benceno) se pueden emplear en fuentes de mayor temperatura como gases de escape de un motor de combustión, con rendimiento de ciclo entre 20-25%.

Tal y como se ha comentado anteriormente, el vapor permanece en la zona de sobrecalentamiento tras la expansión, por lo que no es necesario un sobrecalentamiento. Para incrementar la eficiencia del ciclo, se coloca un regenerador antes del condensador con el objetivo de enfriar el vapor antes de la condensación puesto que sino, se disiparía una gran cantidad de calor en el condensador que penalizaría el rendimiento del ciclo.

## 2.2 Tecnologías de expansion en ciclos ORC

Los ciclos ORC se pueden clasificar atendiendo a los siguientes criterios, considerados también por Vans et al. [1]:

- Rango de potencia. Se distingue entre micro (0,5-10 kWe), pequeños (100 kWe), medio (100-300 kWe) y grandes sistemas (300kWe-3MWe).
- La temperatura requerida en la fuente de calor. Se distingue entre baja (55-150ºC), media (150-300ºC) y alta (mayor de 300ºC).
- En función de la temperatura del condensador. Se distingue entre temperatura ambiente o ciertos niveles de temperatura, entre 50-90ºC para cogeneración.
- La tecnología utilizada para la expansión, la cual está muy relacionada con la potencia y el rango de temperaturas.

A continuación, se va a describir en detalle los diferentes tipos de tecnología de expansión que se están utilizando en la práctica.

- **Turbinas**

  Se pueden obtener altos rendimientos debido a que son diseñadas para cada ORC, utilizándose en aplicaciones que requieran altas temperaturas. Entre los fabricantes más relevantes de componentes especializados para un ciclo ORC concreto, se encuentran la firma holandesa Tri-O-Gen, Turboden [16], Ormat o Maxxtec.

- **Enfriadores centrífugos inversos**

  El proceso de transformación de un enfriador centrífugo (ciclo de enfriamiento) en un ciclo de potencia se explica en el modelo PureCycle 280 del fabricante Pratt & Whitny, donde el motor se sustituye por un generador, la válvula de expansión por una bomba y el compresor por una turbina. El ciclo de compresión de vapor utilizaba R134a como fluido orgánico, lo que permitía condensar a muy bajas temperaturas y por ello, se aplicaba a las centrales geotérmicas en Alaska. Al sustituir dicho fluido, por el refrigerante R245fa, descubrieron que el ciclo ORC se podría utilizar para fuentes de calor residuales entre 90 y 140 ºC debido a que la temperatura de evaporación aumentaba. Por tanto, la ventaja del ORC reside en un menor precio y una alta fiabilidad puesto que todos los componentes presentan una tecnología demostrada y mantenimiento conocido.

- **Compresores Lyshom y compresores de tornillo doble/simple**

  Los turbocompresores Lyshom surgieron en 1934 como aplicación en los motores de combustión debido a que evitaban la fricción en la expansión térmica y a su buena lubricación. Asimismo, este tipo de compresores son muy robustos, pueden soportar vertidos a la entrada e incluso permiten utilizar fluidos puros. Este tipo de ciclos ORC se podrían clasificar como ciclos de bajas temperaturas puesto que en ningún momento la temperatura de operación del ciclo puede sobrepasar la temperatura del compresor.

  Por otro lado, los compresores con tornillo doble están disponibles en el mercado para un rango cercano a los megavatios, por lo que se podrían implantar en ciclos ORC donde se requieran compresores del orden de megavatios o 250 kilovatios. Entre los principales fabricantes de este tipo de compresores se encuentran Electratherm, BEP Europe y Opcon.

- **Compresores scroll**

  Los compresores scroll, utilizados en equipos de aire acondicionado y refrigeración, pueden invertirse para actuar como mecanismo de expansión e integrarse en ciclos ORC, aunque dicha tecnología se sigue desarrollando

actualmente. El rango de potencia de estos compresores se restringe a 30kWe. Los fabricantes más conocidos son Eneftech y Energetix.

- **Turbinas de gas**

  Las turbinas de gas también se pueden incorporar en los ciclos ORC, destacándose en este caso fabricantes como Atlas Copco o WOW Energies.

## 2.3 Aplicaciones de ciclos ORC

La principal ventaja de este tipo de ciclos es que cualquier fuente de calor que se encuentre como mínimo a una temperatura de 55ºC, se podría llegar a utilizar técnicamente como entrada para el ciclo ORC. Las principales áreas de aplicación de los ciclos ORC [1] se detallan a continuación:

- **Recuperación del calor disipado por las industrias**

  Actualmente, existen grandes cantidades de calor a relativamente baja temperatura que se desprenden en las plantas industriales, procedentes de torres de refrigeración, por ejemplo. A veces, se utilizan como aplicaciones locales para la propia planta o calefacción urbana. Si no existiese una aplicación directa, se podría aplicar un ciclo ORC para la producción de electricidad.

  En la industria, también se pueden encontrar aplicaciones en postquemadores de gas residual, gases de vertedero, gases de baja calidad, vapor de baja presión, hornos de fusión o procesos de refrigeración del agua entre otras [17].

- **Motores de combustión interna y turbinas de gas**

  La eficiencia de los motores de combustión interna y turbinas de gas suele estar comprendida entre 20-50%, sin embargo, gran parte de la energía se disipa en forma de calor en los gases de escape y refrigeración de camisas. Los gases de escape se suelen encontrar a una temperatura cercana a los 300ºC, mientras que el agua de camisas presenta temperaturas de 90ºC, por lo que ambos se pueden emplear como fuente de entrada para un ciclo ORC. Al incorporar el ciclo ORC al motor, se puede generar un 10% de energía eléctrica adicional.

  Actualmente, se están realizando desarrollos en el sector de la automoción para incorporar el calor de los gases de combustión desprendidos de los motores de los automóviles a un ciclo ORC. Asimismo, se están intentando implementar ciclos ORC a pequeña escala (del orden de pequeñas cifras de kW) para alimentar directamente al compresor de aire acondicionado del automóvil.

- **Centrales de energía renovable**

  Los ciclos ORC se han integrado con éxito en centrales de energía renovables, tales como solares, geotérmicas o de biomasa.

  La energía solar concentrada en los paneles parabólicos se puede utilizar como entrada tanto para un ciclo de vapor convencional como para un ciclo ORC. Por otro lado, también se podría aplicar en plantas desalinizadoras [1].

  En cuanto a su aplicación en geotermia [3,16], los ciclos ORC se han utilizado con éxito para generar electricidad en yacimientos geotérmicos tanto a baja como a alta temperatura (75-300ºC). En la actualidad, más de 700 MWe se producen aproximadamente a través de plantas geotérmicas en varios países.

  Por último, en una planta de biomasa [18], el calor desprendido en el condensador se utiliza para calefacción urbana.

# 3 Metodología

En este apartado se va a describir la metodología empleada así como las expresiones utilizadas para realizar los modelos de microturbina, turbina mediana y grande de gas, procediendo posteriormente a analizar su viabilidad económica.

## 3.1 Modelo técnico

Se ha seleccionado un modelo comercial de microturbina de gas (100kW), turbina mediana (40MW) y turbina grande (300MW) conforme a las especificaciones técnicas recogidas en NREL [4]. En general, se ha realizado un modelo utilizado el software EES (Engineering Equation Solver) para distintos tipos de configuraciones: integrando regenerador o un ciclo ORC acoplado al ciclo de gas original, por ejemplo.

De este modo, se han ajustado los parámetros de entrada de cada modelo haciéndolos coincidir con las características comerciales de su correspondiente turbina, permitiendo el análisis de resultados del ciclo en su conjunto: rendimiento, calor disipado, trabajo neto, temperatura de entrada y salida de turbina y caldera de recuperación, etc.

A continuación, se desarrollan los pasos seguidos para realizar cada uno de los siguientes modelos.

### 3.1.1 Modelo técnico microturbina de gas

Las características técnicas de la microturbina de gas comercial seleccionada de 100kW, extraídas de NREL [4], se pueden observar en la **Figura 1**. Asimismo, la **Figura 2** muestra las curvas de rendimiento eléctrico de microturbina en función de la relación de presiones en el compresor y de la temperatura de entrada en la turbina. Por otro lado, la **Figura 3** representa los valores estimados de trabajos específicos de microturbina de gas según la relación de presiones en el compresor y de la temperatura de entrada en turbina.

El rango de relación de presiones en el compresor varía entre 2 y 6, mientras que se dan tres temperaturas de entrada en turbina características: 843,33ºC (1550ºF), 898,89ºC (1650ºF) y 954,44ºC (1750ºF).

| Cost and Performance Characteristics[4] | System 1 | System 2 | System 3 | System 4 |
|---|---|---|---|---|
| Nominal Electricity Capacity (kW) | 30 kW | 70 kW | 80 kW | 100 kW |
| Microturbine Characteristics | | | | |
| Net Electrical Capacity (kW)[5] | 28 | 67 | 76 | 100 |
| Electrical Efficiency (%), LHV | 25.1 | 28.0 | 26.9 | 28.9 |
| Electric Heat Rate (Btu/kWh), HHV[6] | 15,071 | 13,544 | 14,103 | 13,127 |
| Electrical Efficiency (%), HHV[7] | 22.6 | 25.2 | 24.2 | 26.0 |
| Fuel Input (MMBtu/hr) | 0.423 | 0.91 | 1.09 | 1.31 |
| Installed Cost – Power Only (2003 $/kW) | 2,263 | 1,708 | 1,713 | 1,576 |
| Installed Cost - CHP (2003 $/kW)[8] | 2,636 | 1,926 | 1,932 | 1,769 |
| O&M Costs (2003 $/kWh) | 0.02 | 0.015 | 0.013 | 0.015 |
| Required Fuel Gas Pressure (psig)[9] | 55 | 70 | 85 | 90 |
| Required Fuel Gas Pressure w/GBC (psig)[10] | 0.2-15 | 0.2-15 | 0.2-15 | 0.3-15 |
| CHP Characteristics | | | | |
| Exhaust Flow (lbs/sec) | 0.68 | 1.60 | 1.67 | 1.76 |
| Turbine Exhaust Temperature (°F) | 530 | 450 | 500 | 520 |
| Heat Exchanger Exhaust Temperature (°F)[11] | 220 | 220 | 220 | 220 |
| Heat Output (MMBtu/hr) | 0.186 | 0.325 | 0.412 | 0.466 |
| Heat Output (kW equivalent) | 54 | 95 | 121 | 136 |
| Total CHP Efficiency (%), HHV[12] | 67 | 61 | 63 | 62 |
| Heat/Fuel Ratio[13] | 0.44 | 0.36 | 0.38 | 0.35 |
| Power/Heat Ratio[14] | 0.52 | 0.70 | 0.63 | 0.73 |
| Net Heat Rate (Btu/kWh)[15] | 6,795 | 7,485 | 7,320 | 7,300 |

*Figura 1. Características comerciales microturbina de gas de 100kW. Fuente: NREL [4]*

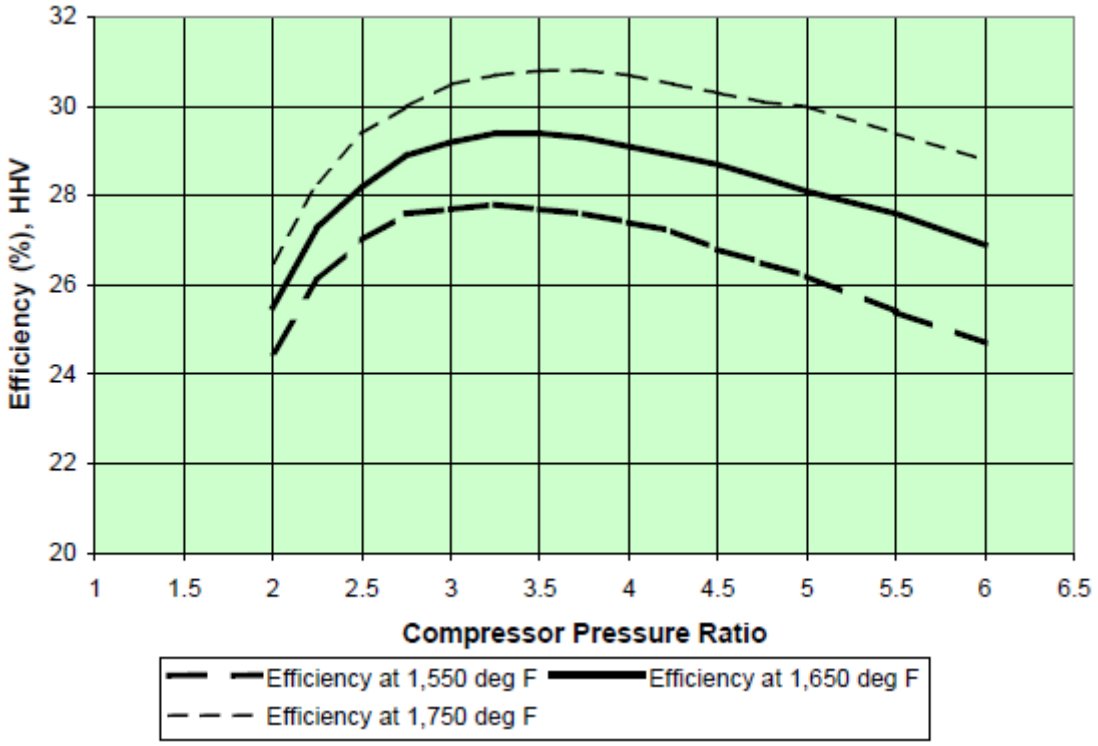



*Figura 2. Rendimientos eléctricos típicos de microturbina de gas en función de la relación de presiones en el compresor y la temperatura de entrada en turbina. Fuente: NREL [4]*

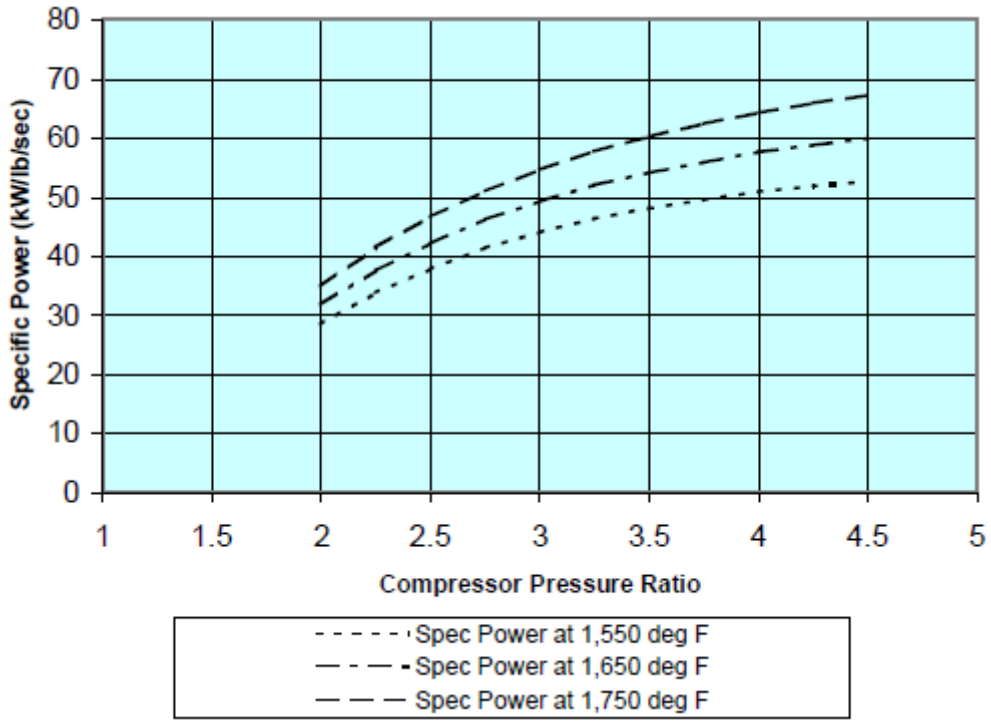



*Figura 3. Trabajos específicos típicos de microturbina de gas en función de la relación de presiones en el compresor y temperatura de entrada en turbina. Fuente: NREL [4]*

De este modo, los valores óptimos de rendimiento y trabajo específico de microturbina conforme a las gráficas superiores vienen resumidos en la **Tabla 1**.

*Tabla 1. Resumen rendimientos eléctricos y trabajos específicos óptimos de microturbina según temperatura entrada turbina*

| $T_4$ | 843,33ºC (1550ºF) | 898,89ºC (1650ºF) | 954,44ºC (1750ºF) |
|---|---|---|---|
| $\eta_{HHV}$ | 27,8% | 29% | 30,5% |
| Wn | 45 [kW/lb/s] | 50 [kW/lb/s] | 55 [kW/lb/s] |

Las características estimadas por [4] para el caso de microturbinas de gas han sido obtenidas partiendo de una configuración con regenerador. Por tanto, el esquema del ciclo de partida que se va a modelar en EES viene representado por la **Figura 4**. La nomenclatura representada en el ciclo se corresponde con la utilizada en el modelo de EES.

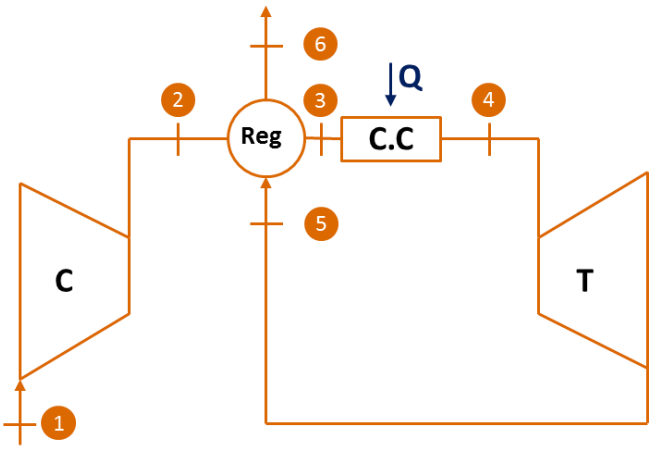



*Figura 4. Esquema de partida de microturbina de gas a modelar en EES*

A continuación, se va a explicar el procedimiento llevado a cabo para ajustar los parámetros de entrada del modelo hasta cumplir con las características de dicha microturbina comercial.

El rendimiento del ciclo de una turbina de gas viene determinado por la relación de presiones en el compresor, la temperatura de entrada en turbina, el rendimiento del compresor y el rendimiento de la turbina de gas.

$$\eta_{ciclo} = f(r, T_{ET}, \eta_C, \eta_T)$$

Por tanto, se van a fijar los siguientes parámetros de cara a poder resolver el ciclo de gas como primera iteración, graficando el rendimiento eléctrico y el trabajo específico de la microturbina respecto a la relación de presiones en el compresor para comprobar si las curvas son similares a las comerciales.

- Relación de presiones en el compresor (r): 3, siendo el cociente entre presión a la salida del compresor ($p_2$) y la presión a la entrada del mismo ($p_1$).
- Temperatura de entrada en turbina ($T_4$). Se comienza por 843,33ºC (1550ºF) para obtener las curvas inferiores de rendimiento y trabajo específico frente a la relación de presiones en el compresor. Más tarde, se repetirán los mismos supuestos escogiendo el resto de temperaturas (898,89ºC-1650ºF- y 954,44ºC -1750ºF-) para obtener las curvas intermedias y superiores.
- Relación entre el rendimiento de la turbina y del compresor. En general, los rendimientos de turbinas oscilan entre 80-90% mientras que los rendimientos de los compresores varían entre 70-85%. Por tanto, se ha supuesto una relación:

$$\frac{\eta_T}{\eta_C} = \frac{0{,}9}{0{,}85}$$

- Rendimiento de turbina. Se ha supuesto un rendimiento de microturbina del 85% como punto de partida para la primera iteración.
- Pitch Point (PP) del regenerador. Se ha seleccionado como punto de partida un PP=10ºC, representando la diferencia entre la temperatura de entrada ($T_5$) y salida ($T_3$) del regenerador de las dos corrientes.

A su vez, se han establecido los siguientes supuestos para poder resolver el ciclo termodinámico de microturbina de gas, tal y como se presentan en la **Figura** 5:

- Se introduce 1 kmol/s de aire en la entrada del compresor en unas condiciones de 15ºC y 1 bar.
- La caída de presión relativa para las dos corrientes en el regenerador es de un 5%.
- En la cámara de combustión se introduce gas natural (aproximando a $CH_4$) en condiciones ambientales de 25ºC y 1 bar. Por tanto, se planteará la combustión y se determinará el valor de λ para obtener la temperatura fijada a la salida de la cámara de combustión, asumiendo combustión completa. Una vez conocida λ (6,815), se calcula la relación aire-combustible (A/C) y los moles de combustible necesarios.
- Finalmente, la presión a la salida del regenerador será la misma de entrada, es decir, 1 bar.

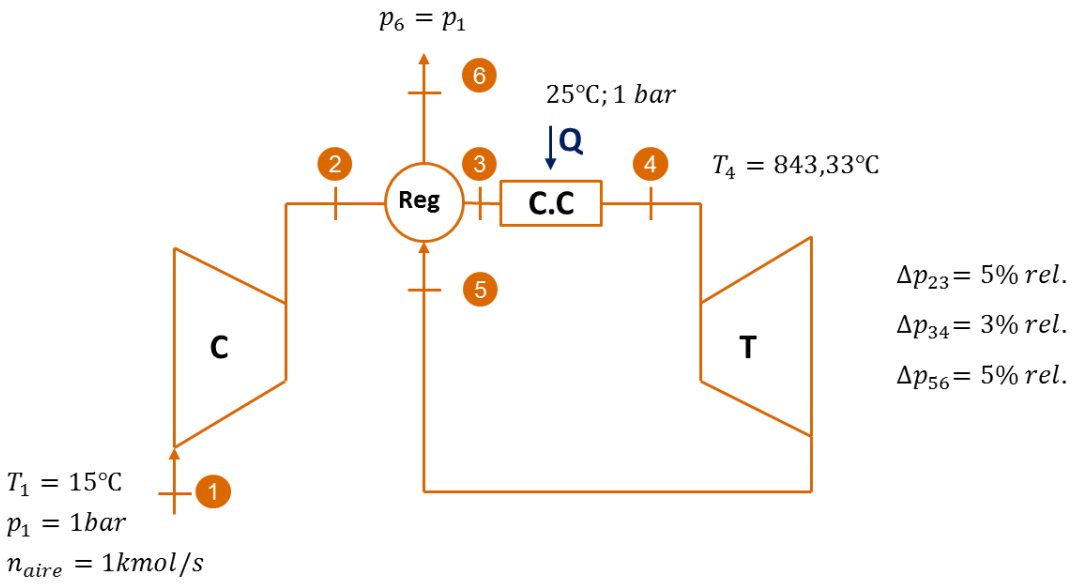



*Figura 5. Parámetros modelo microturbina de gas*

Los parámetros anteriores junto con las expresiones termodinámicas de los elementos y balances de entalpía y entropía, permiten resolver el ciclo de gas y comparar su similitud con los resultados comerciales. En el **Anexo 1: Ajuste parámetros modelo técnico** se indica en detalle del modelado en EES de la microturbina de gas regenerada.

Debido a que las curvas que se obtuvieron como resultado de esta primera iteración diferían sustancialmente de las comerciales, se decide ir variando los valores del PP del

regenerador y del rendimiento de la turbina hasta obtener unas curvas similares a las comerciales.

Variaciones en el PP del regenerador afectan al rendimiento del ciclo, puesto que al aumentar el PP la curva de rendimientos disminuye y se desplaza hacia la derecha. Además, interesan PP altos ya que implican un menor tamaño de los equipos y menor coste como consecuencia. Por otro lado, variaciones en el rendimiento de turbina afectan notablemente al rendimiento del ciclo y al trabajo específico. Al aumentar el rendimiento de turbina disminuye la curva de rendimientos mientras que aumenta la curva de trabajo específico. Se trata por tanto de un balance entre ambos parámetros hasta conseguir que las curvas sean similares.

Tal y como muestran las **Figura 6** y **Figura 7,** se ha conseguido un modelado bastante similar a las curvas características comerciales ajustando los valores de PP y $\eta_T$.

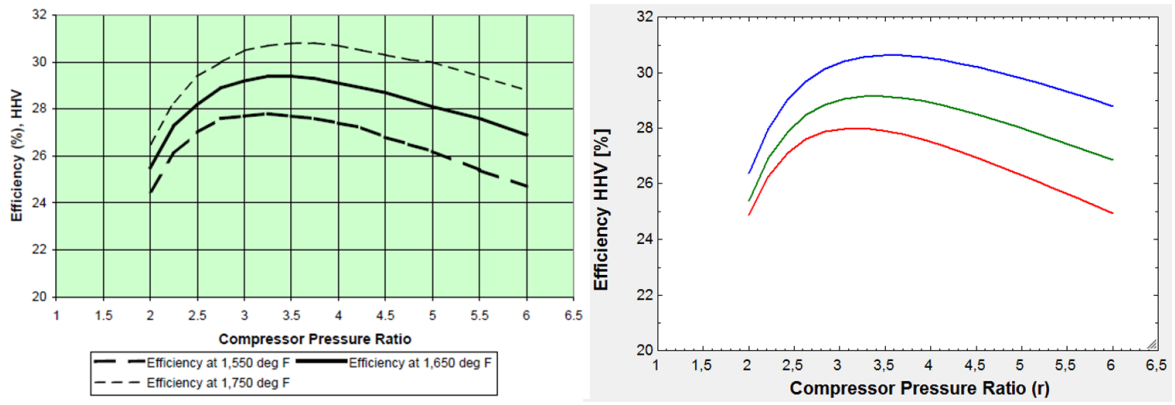



*Figura 6. Comparación curvas rendimientos eléctricos teóricos y modelado en función temperatura entrada turbina*

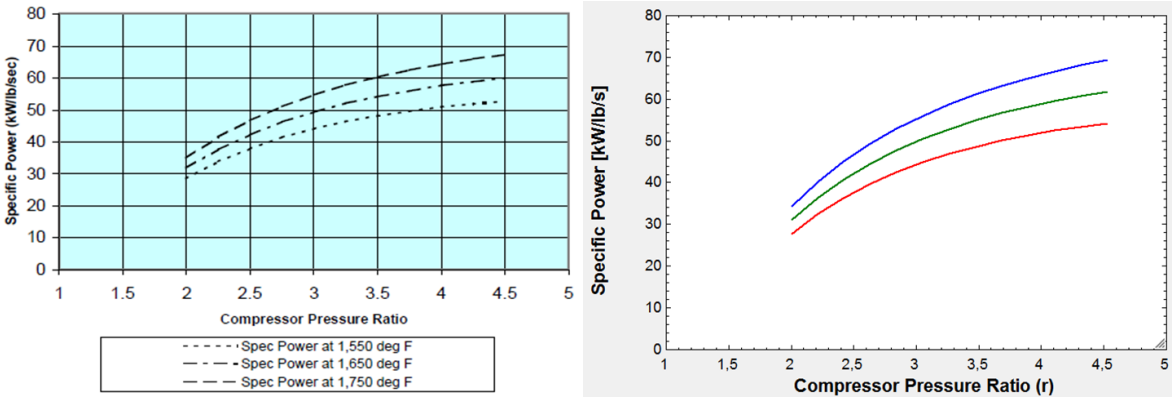



*Figura 7. Comparación curvas trabajo específico teórico y modelado en función temperatura entrada turbina*

Una vez se han ajustado los valores de PP y $\eta_T$ para que las curvas sean lo más parecidas posibles, se va a realizar una tabla paramétrica variando la relación de presiones del compresor (r) y observando los rendimientos obtenidos para cada uno de dichos valores. El

objetivo es determinar para qué relación de presiones se obtiene el rendimiento eléctrico óptimo en cada caso.

Las **Tabla 2**, **Tabla 3** y **Tabla 4** muestran las tablas paramétricas realizadas para las tres temperaturas distintas en donde se observan cómo varían los parámetros característicos del modelo según el rango descrito de relación de presiones en el compresor. Se ha recuadrado aquella relación de presiones (r) que implica un rendimiento óptimo y será con la cuál se trabaje en adelante.

*Tabla 2. Tabla paramétrica temperatura entrada turbina 843,33ºC*

| T4 [ºC] | PP [ºC] | ηT | r | W esp. [kW] | ηHHV [%] |
|---|---|---|---|---|---|
| 843,3 | 60 | 0,835 | 2 | 27,68 | 24,87 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 2,211 | 32,41 | 26,27 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 2,421 | 36,35 | 27,11 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 2,632 | 39,67 | 27,6 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 2,842 | 42,47 | 27,87 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 3,053 | 44,85 | 27,98 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 3,263 | 46,88 | 27,99 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 3,474 | 48,61 | 27,91 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 3,684 | 50,1 | 27,78 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 3,895 | 51,37 | 27,61 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 4,105 | 52,45 | 27,4 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 4,316 | 53,38 | 27,17 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 4,526 | 54,16 | 26,92 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 4,737 | 54,82 | 26,66 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 4,947 | 55,36 | 26,39 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 5,158 | 55,82 | 26,11 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 5,368 | 56,18 | 25,82 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 5,579 | 56,47 | 25,53 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 5,789 | 56,68 | 25,23 |
| 843,3 | 60 | 0,835 | 6 | 56,84 | 24,94 |

*Tabla 3. Tabla paramétrica temperatura entrada turbina 898,89ºC*

| T4 [ºC] | PP [ºC] | ηT | r | W esp. [kW] | ηHHV [%] |
|---|---|---|---|---|---|
| 898,9 | 70 | 0,835 | 2 | 30,98 | 25,38 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 2,211 | 36,27 | 26,9 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 2,421 | 40,71 | 27,86 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 2,632 | 44,47 | 28,47 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 2,842 | 47,69 | 28,84 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 3,053 | 50,44 | 29,04 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 3,263 | 52,82 | 29,13 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 3,474 | 54,88 | 29,14 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 3,684 | 56,66 | 29,08 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 3,895 | 58,22 | 28,98 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 4,105 | 59,56 | 28,84 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 4,316 | 60,73 | 28,67 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 4,526 | 61,75 | 28,48 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 4,737 | 62,63 | 28,27 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 4,947 | 63,39 | 28,06 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 5,158 | 64,04 | 27,83 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 5,368 | 64,6 | 27,59 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 5,579 | 65,07 | 27,34 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 5,789 | 65,46 | 27,1 |
| 898,9 | 70 | 0,835 | 6 | 65,78 | 26,85 |

*Tabla 4. Tabla paramétrica temperatura entrada turbina 954,44ºC*

| T4 [ºC] | PP [ºC] | ηT | r | W esp. [kW] | ηHHV [%] |
|---|---|---|---|---|---|
| 954,4 | 75 | 0,835 | 2 | 34,27 | 26,37 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 2,211 | 40,11 | 27,98 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 2,421 | 45,05 | 29,02 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 2,632 | 49,27 | 29,7 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 2,842 | 52,89 | 30,13 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 3,053 | 56,03 | 30,4 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 3,263 | 58,75 | 30,55 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 3,474 | 61,13 | 30,61 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 3,684 | 63,22 | 30,61 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 3,895 | 65,05 | 30,55 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 4,105 | 66,66 | 30,45 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 4,316 | 68,08 | 30,33 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 4,526 | 69,33 | 30,18 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 4,737 | 70,44 | 30,02 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 4,947 | 71,41 | 29,83 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 5,158 | 72,26 | 29,64 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 5,368 | 73,01 | 29,44 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 5,579 | 73,66 | 29,23 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 5,789 | 74,23 | 29,02 |
| 954,4 | 75 | 0,835 | 6 | 74,71 | 28,8 |

De este modo, se ha obtenido un modelo en EES que represente de la forma más fiel posible el comportamiento de la microturbina de gas. Los parámetros obtenidos serán el punto de partida de los modelos posteriores a realizar.

### 3.1.2 Microturbina de gas regenerada con caldera de recuperación

Para resolver el modelo de microturbina de gas, se ha impuesto un trabajo neto de 100kW, se ha seleccionado una temperatura media de 898,89ºC de entrada en turbina ($T_4$) así como una presión de salida de la caldera idéntica a la de entrada del aire en el compresor. Por tanto, se han escogido como parámetros característicos de entrada los óptimos calculados anteriormente para dicha temperatura:

$$W_{neto} = 100kW \quad T_4 = 898{,}89°C \quad r = 3{,}474 \quad \eta_T = 83{,}5\% \quad PP = 70°C$$

La principal diferencia radica en que, en este caso, se ha añadido una caldera de recuperación a la salida del regenerador. La pérdida de presión en la caldera se ha fijado en un 1% relativa.

Asimismo, se ha impuesto una temperatura de salida de la caldera ($T_7$) igual a 120ºC, siendo ésta la temperatura de rocío por debajo de la cual los fluidos ácidos (óxidos de nitrógeno y azufre -$NO_x$ y $SO_x$-) condensan. De esta forma, se evita que se produzcan deterioros en el interior de la caldera de recuperación.

Los supuestos anteriores del modelado se mantienen, esto es, condiciones de entrada del aire y del combustible, caídas de presión, etc., tal y como muestra la **Figura 8**.

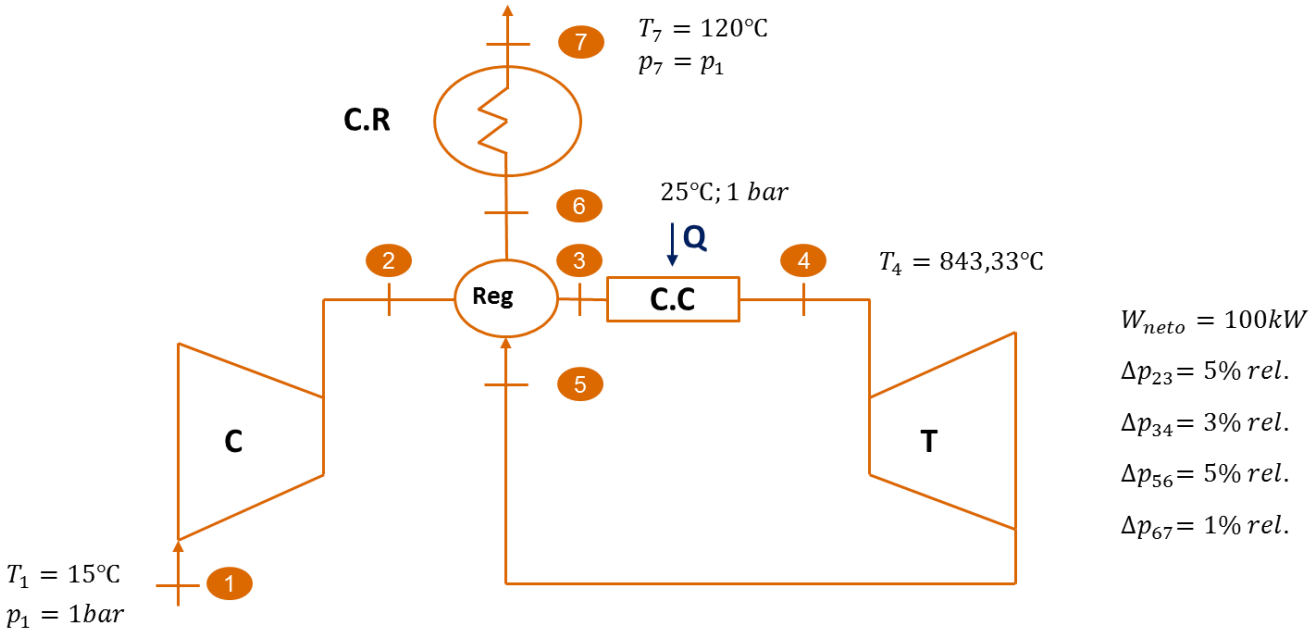



*Figura 8. Esquema modelo microturbina de gas con regenerador*

Los detalles implementados en EES de este modelo se recogen en el **Anexo 2** apartado **8.1 Modelo técnico microturbina de gas regenerada con caldera de recuperación**. Se comprueba a su vez que la temperatura de entrada en caldera obtenida ($T_6$) es de 256,8ºC, la cual es razonable para ciclos ORC puesto que los fluidos orgánicos soportan temperaturas inferiores.

### 3.1.3 Microturbina de gas en ciclo simple con caldera de recuperación

Del mismo modo que para el apartado anterior, se ha impuesto un trabajo neto de 100kW, se ha seleccionado una temperatura media de 898,89ºC de entrada en turbina ($T_3$) así como una presión de salida de la caldera idéntica a la de entrada del aire en el compresor. Por tanto, se han escogido como parámetros característicos de entrada los óptimos calculados anteriormente para dicha temperatura:

$$W_{neto} = 100kW \quad T_3 = 898{,}89°C \quad r = 3{,}474 \quad \eta_T = 83{,}5\%$$

El resto de supuestos tales como caídas de presión o condiciones de entrada del gas y combustible se mantienen como en el apartado anterior. La temperatura a la salida de la caldera (T5) se fija también a 120ºC por las razones comentadas en el aparatado anterior.

La principal diferencia con el modelo anterior reside en que, en este caso, el ciclo de microturbina no contiene un regenerador. Nótese que el valor de la relación de presiones no se ha modificado, puesto que lo que se quiere modela es una turbina comercial regenerada a la que se retira el regenerador. El esquema de este modelo se presenta en la **Figura 9**.

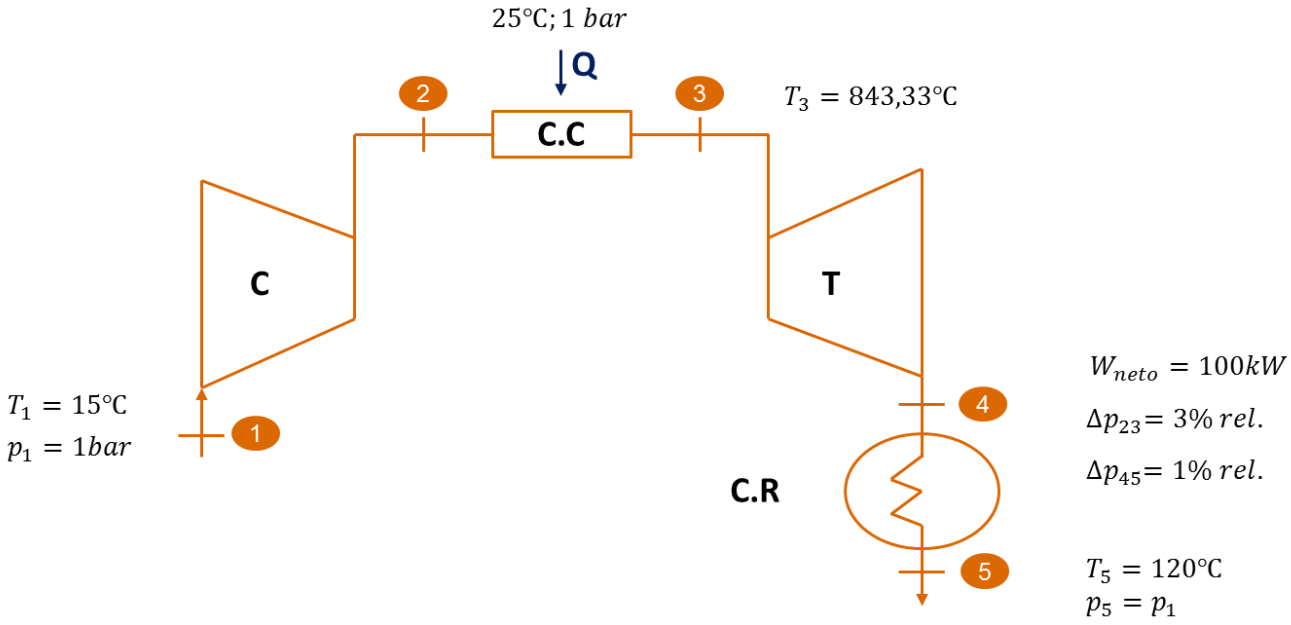



*Figura 9. Esquema modelo microturbina de gas sin regenerador*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 2** apartado **8.2 Modelo técnico microturbina de gas en ciclo simple con caldera de recuperación**.

Tras analizar analizar estas dos configuraciones de microturbina regenerada y sin regenerar, se observa que los gases que entran en la caldera de recuperación se enfrían aproximadamente desde unos 250ºC (si es regenarada) o 650ºC (sin regenerar) hasta los 120ºC fijados (**Figura 10**). Sin embargo, conviene plantearse si existen otras opciones para aprovechar dicho calor intercambiado en la caldera hasta el límite de condensación de los gases. Es en este momento, se decide acudir a configuraciones de ciclos ORC subcríticos y supercríticos acoplados al ciclo de gas de la microturbina.

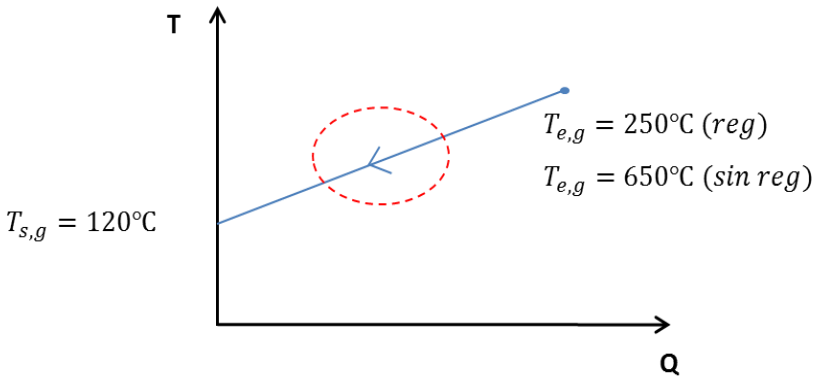



*Figura 10. Diagrama T-Q caldera de recuperación microturbina regenerada*

### 3.1.4 Microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado

La principal diferencia respecto al modelo anterior radica en que se ha acoplado un ciclo ORC subcrítico regenerado al ciclo de gas con el objeto de aprovechar el calor intercambiado en la caldera de recuperación, ya bien sea para fines de cogeneración y/o producción eléctrica como se estudiará en el apartado del modelo económico.

Tal y como se ha explicado en apartados anteriores, los ciclos ORC están formados por una turbina, un regenerador, un condensador y una bomba. El esquema de este ciclo ORC regenerado acoplado al ciclo de gas sin regenerar viene representado por la **Figura 11**. La nomenclatura descrita en dicha figura será la empleada para la resolución del ciclo termodinámico.

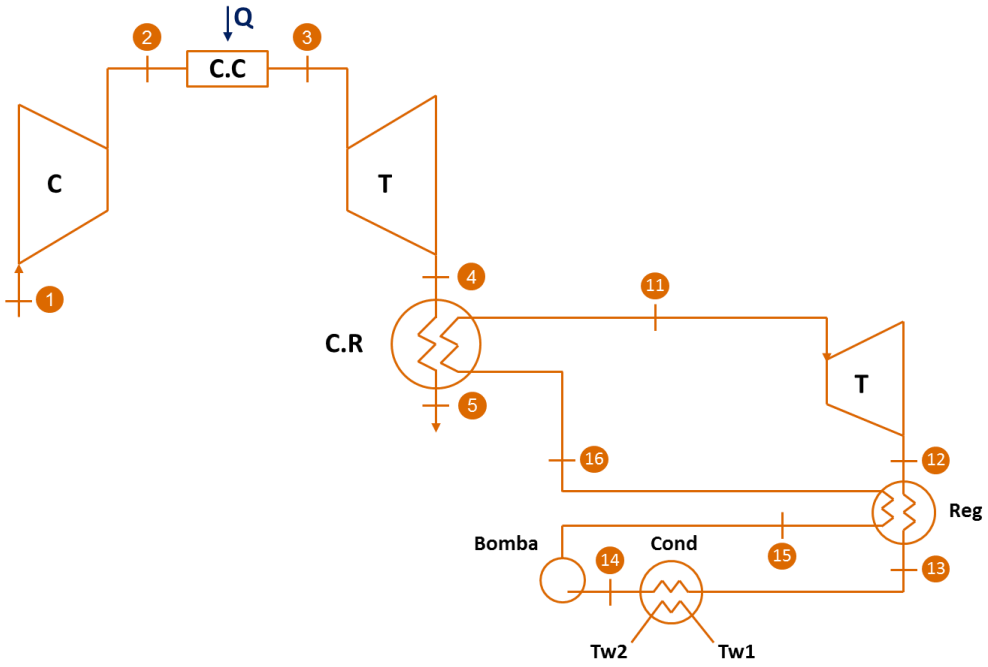



*Figura 11. Esquema de partida de microturbina de gas sin regenerar acoplada a ciclo ORC subcrítico regenerado*

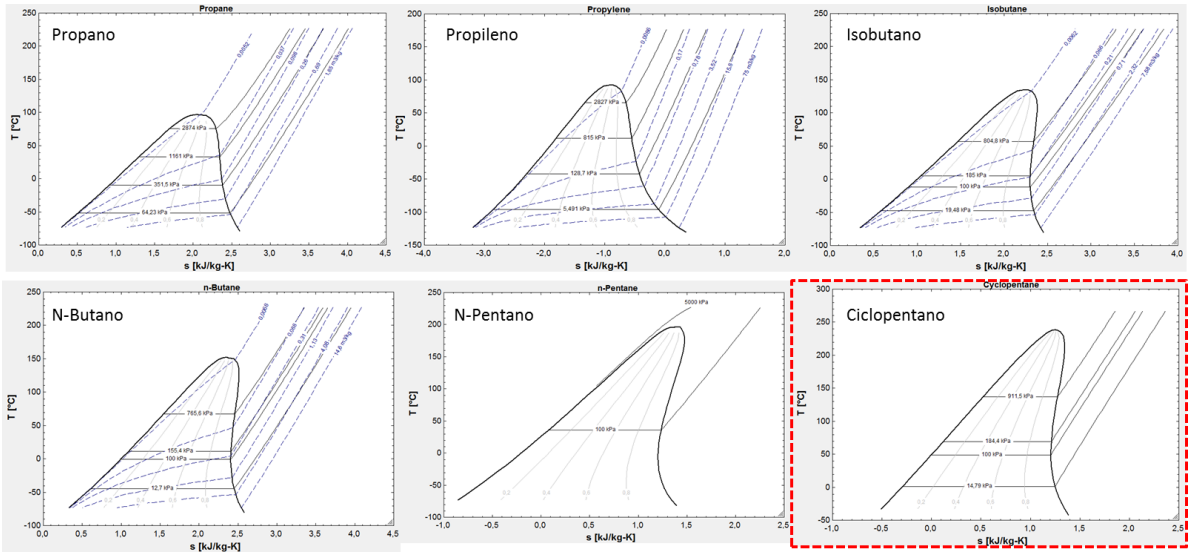
Una de las principales diferencias de los ciclos ORC respecto a los tradicionales es la posibilidad de que pueda circular por ellos fluidos distintos al agua/vapor. Se trata de fluidos secos (orgánicos, refrigerantes, aceites siliconados, etc.) cuya pendiente de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s es positiva. Por tanto, no se requiere sobrecalentamiento debido a que permanece en esa zona tras expandirse en la turbina. Además, estos fluidos presentan una entalpía de vaporización mucho menor que la del agua, por lo que el intercambio de calor en la zona monofásica adquiere mayor importancia, facilitando un mayor acercamiento de los perfiles de temperatura entre el fluido orgánico y el de gases calientes que le cede calor en la caldera de recuperación.

A continuación, se va a determinar qué fluido resulta el idóneo para esta configuración de ciclo ORC subcrítico regenerado. Para ello, el fluido caloportador ha de cumplir las siguientes condiciones:

1. Los fluidos han de ser **fluidos orgánicos** (hidrocarburos, R245, etc.) con pendiente positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s.
2. Los **fluidos** tienen que ser **puros**. No sirven mezclas como el R400-500 puesto que presentarían desplazamiento en el cambio de fase. Tampoco sirven aquellos compuestos que contengan cloro por problemas ambientales.
3. La presión de saturación, a la temperatura de condensación del fluido, debe ser superior a 1 bar. Si la presión fuese inferior a la atmosférica, entraría aire del exterior y se daría una mala expansión, por lo que habría que colocar un desaireador y se complicaría la instalación así como su coste.

$$\boldsymbol{p_{sat}(T_{cond} = 35℃) > 1bar}$$

Se han analizado una gran cantidad de fluidos, contenidos en la biblioteca del software EES, de los cuales se han recogido los siguientes diagramas T-s.



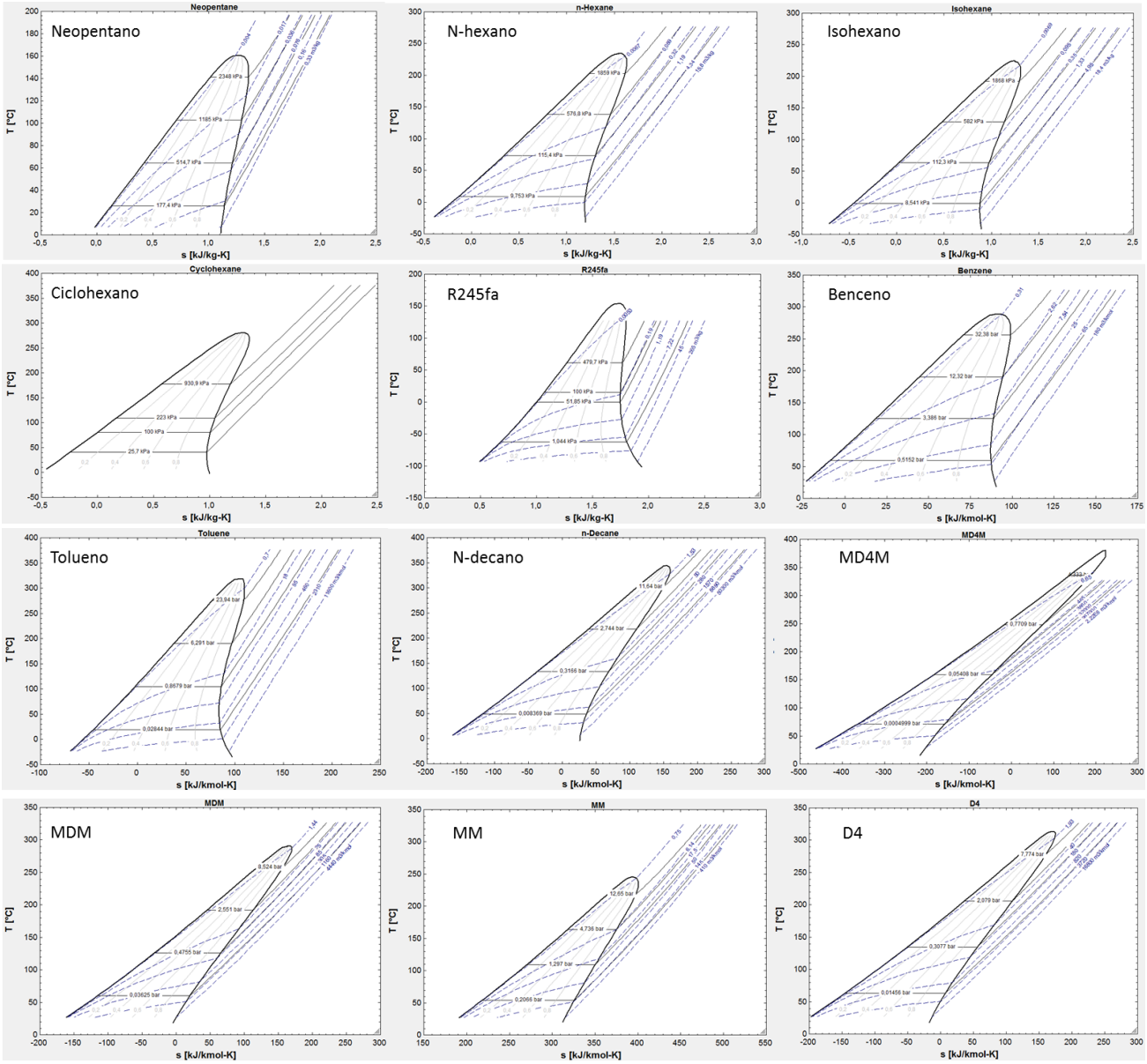



*Figura 12. Diagramas T-s fluidos ORC*

Tras analizarse que los fluidos anteriores cumplieran con las tres condiciones descritas, finalmente se barajó la posibilidad de emplear benceno o ciclopentano.

Para decidir entre ambos fluidos, se tuvo en cuenta que la mayoría de fluidos orgánicos se descomponen en un rango de temperaturas comprendido entre 350-500ºC. Por tanto, se decidió instalar aquél cuya temperatura crítica estuviese cerca de los 200ºC ($T^a_{crítica}$(1bar)~200ºC).

La temperatura crítica del ciclopentano está próxima a los 240ºC mientras que la del benceno está cercana a los 350ºC. Además, al realizar una simulación con benceno se observaron temperaturas muy altas en el ciclo ORC ($T_{11}$=450ºC). Por este motivo, se

decidió elegir ciclopentano como fluido caloportador del ciclo ORC subcrítico regenerado, ya que no presentará problemas de descomposición al trabajar a 250ºC.

Una vez seleccionado el fluido de trabajo, se establecen los siguientes supuestos para poder resolver el ciclo termodinámico.

- **Ciclo de gas**

Para resolver el modelo de microturbina de gas, se ha seleccionado una temperatura media de 898,89ºC de entrada en turbina ($T_4$) así como una presión de salida de la caldera idéntica a la de entrada del aire en el compresor ($p_5$=$p_1$). Por tanto, se han escogido como parámetros característicos de entrada los óptimos calculados anteriormente para dicha temperatura. La principal diferencia respecto a los casos anteriores reside en que no se impone el trabajo neto sino que se establece el caudal de combustible hallado en el modelo inicial de microturbina, obteniéndose el Wneto como resultado.

$$n_{comb} = 0{,}0007317 kmol/s \quad T_3 = 898{,}89ºC \quad r = 3{,}474 \quad \eta_T = 83{,}5\%$$

Del mismo modo que para los casos anteriores, se sigue fijando una temperatura de salida a la caldera de 120ºC y las mismas pérdidas de carga entre elementos (**Figura 13**).

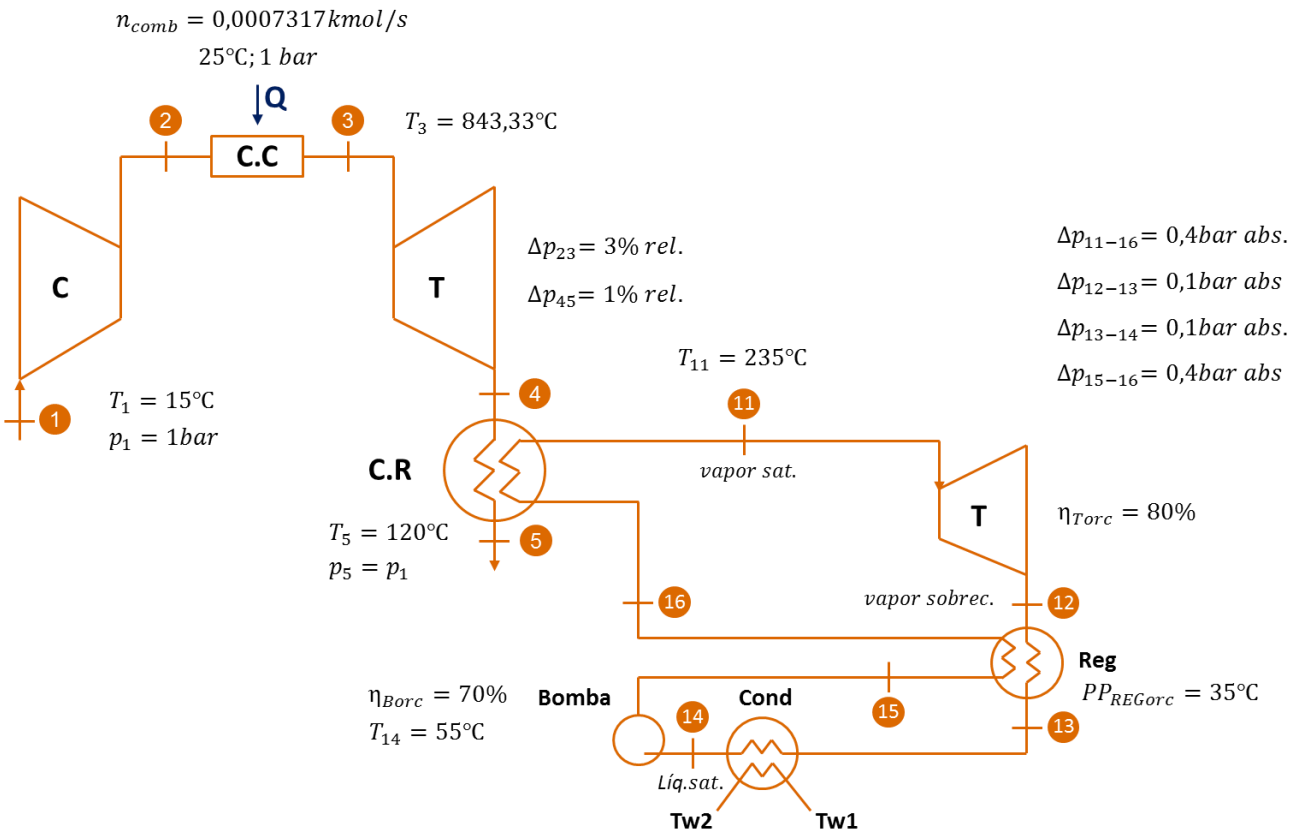



*Figura 13. Esquema modelo microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado*

- **Ciclo ORC subcrítico regenerado**

El fluido caloportador seleccionado es el ciclopentano. El fluido en estado de vapor saturado (x=1) se expande en la turbina de gas de rendimiento 81% saliendo como vapor sobrecalentado. En este momento, se introduce en un regenerador con un Pitch Point (PP) de 35ºC ($T_{13}$-$T_{15}$). A continuación, se condensa en el condensador debido al intercambio con la corriente que entra y sale a 35 y 20ºC. A la salida del mismo, se obtiene el líquido saturado a una temperatura de 55ºC. Más tarde, atraviesa una bomba con un rendimiento isoentrópico del 70%, retorna al regenerador y a la caldera de recuperación, cerrándose el ciclo ORC.

Las caídas de presión entre elementos del ciclo ORC se especifican en la **Figura 13**.

La metodología para la resolución el ciclo se resume a continuación. En primer lugar se establecen las expresiones para resolver el ciclo de gas hasta realizar el balance de energía en la caldera de recuperación entre las dos corrientes de los dos ciclos. La cantidad de calor intercambiada también será dato para el ciclo ORC. El diagrama T-Q de la caldera de recuperación se describe en la **Figura 14**.

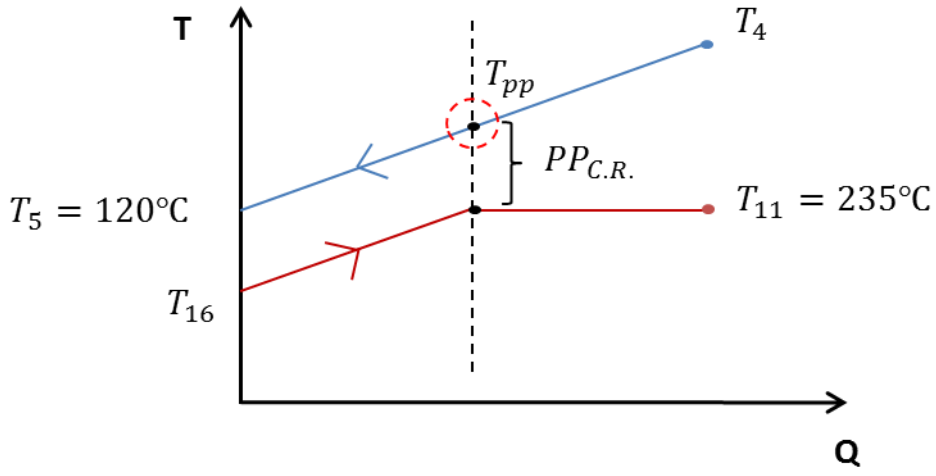



*Figura 14. Diagrama T-Q caldera de recuperación ciclo microturbina de gas sin regenerar y ciclo ORC subcrítico regenerado*

En el diagrama T-Q superior se puede comprobar cómo la temperatura $T_5$ ha sido impuesta a 120ºC por las razones comentadas en anteriores apartados, mientras que la $T_{11}$ se ha fijado en 235ºC. La selección de dicha temperatura en T11 viene justificada a raíz el diagrama T-s del ciclopentano (**Figura 15**).

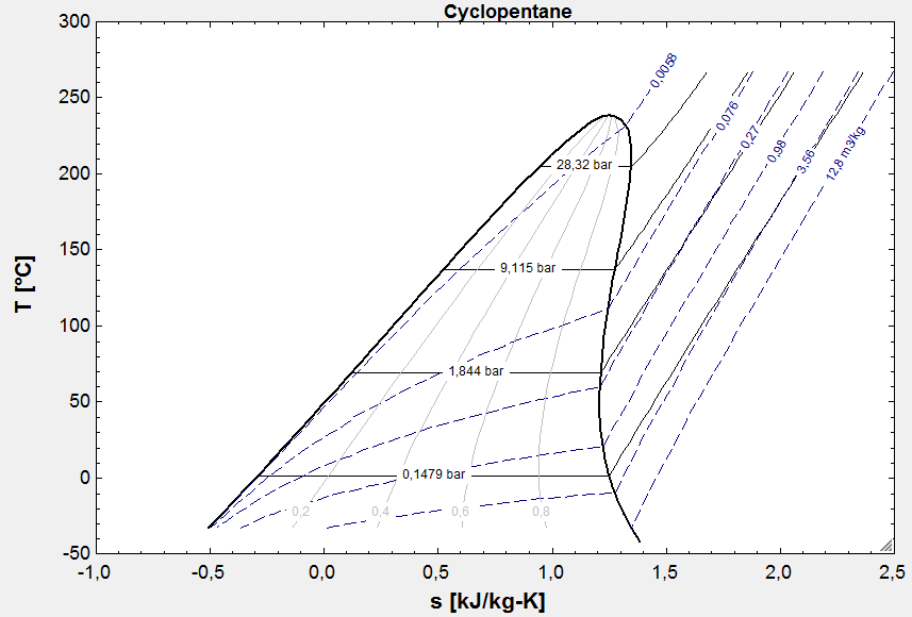



*Figura 15. Diagrama T-s ciclopentano*

Como la temperatura crítica del ciclopentano está cercana a los 250ºC, se fija una temperatura $T_{11}$ un poco por debajo de la crítica para que la mayor cantidad de calor intercambiado sea la sensible. De este modo, cuanto menor sea el tramo del PP, menores serán las irreversibilidades.

De este modo, se realiza un balance de energía en el lado izquierdo de las dos corrientes que intercambian calor en la caldera de recuperación, obteniéndose la temperatura en el punto $T_{pp}$. Una vez conocida $T_{pp}$, el cálculo del PP de la caldera es inmediato puesto que $T_{11}$ es conocida:

$$PP_{C.R.} = T_{pp} - T_{11}$$

El diagrama T-Q de la caldera de recuperación, obtenido para este modelo, se presenta en la **Figura 16**.

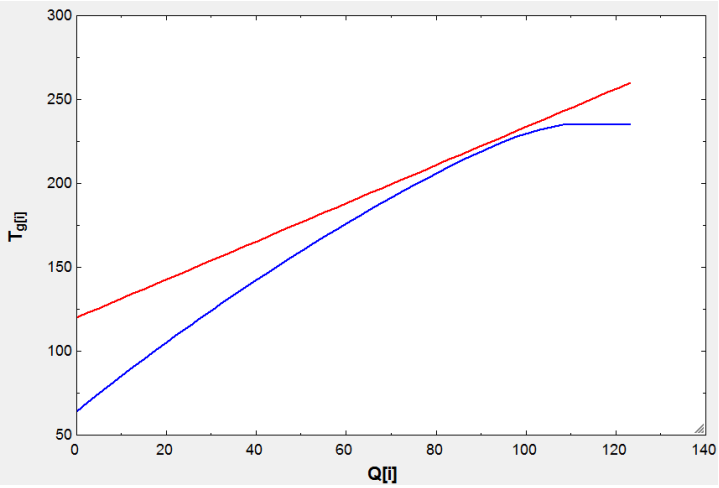



*Figura 16. Diagrama T-Q caldera de recuperación modelo microturbina de gas sin regenerar y ciclo ORC subcrítico regenerado*

En segundo lugar, se procede a realizar un método similar en el condensador del ciclo ORC. Se realiza un balance de energía entre las dos corrientes que atraviesan el condensador, en el lado izquierdo, tal y como muestra el diagrama T-Q la **Figura 17**. De este modo, conocidas las temperaturas $T_{w1}$, $T_{w2}$ y $T_{14}$ (fijada como temperatura de condensación a la que sale el líquido), se obtiene la temperatura del punto $T_{ppcond}$. Una vez conocida $T_{ppcond}$, el cálculo del PP del condensador es inmediato:

$$PP_{CONDorc} = T_{14} - T_{ppcond}$$

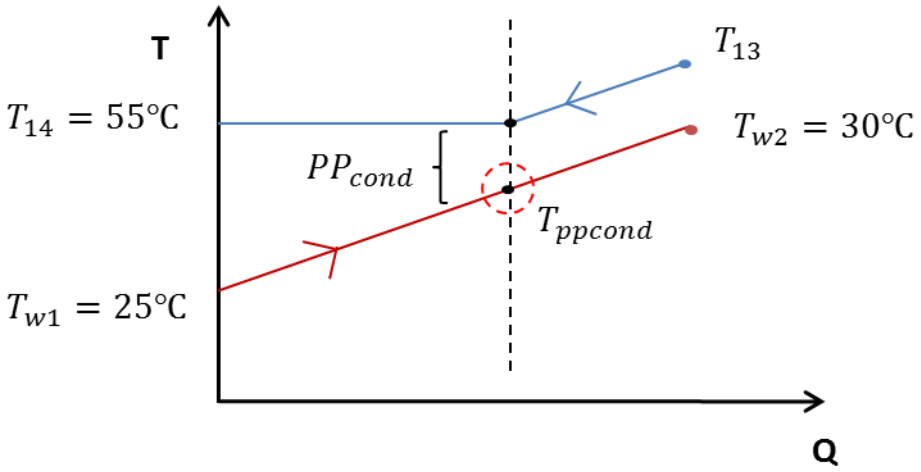



*Figura 17. Diagrama T-Q condensador ciclo ORC subcrítico regenerado*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 3** apartado **9.1 Modelo técnico microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado.**

### 3.1.5 Microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado

Para la resolución de este modelo, se parte de los mismos supuestos que para el apartado anterior, en cuanto a parámetros óptimos seleccionados para la temperatura media de entrada en turbina ($T_4$ en este caso), se fija el caudal de combustible (en este caso para microturbina regenerada es de 0,0003902kmol/s) para obtener el trabajo neto y se seleccionan las mismas condiciones iniciales para el ciclo ORC.

$$n_{comb} = 0{,}0003902 kmol/s \quad T_4 = 898{,}89°C \quad r = 3{,}474 \quad \eta_T = 83{,}5\% \quad PP_{REG_TG} = 70°C$$

Como se puede comprobar en el esquema de la **Figura 18**, la principal diferencia respecto al caso anterior reside en la integración de un regenerador en el ciclo de gas con una caída

de presión en el mismo de un 5% relativa. Asimismo, se fija un Pitch Point en el regenerador de 70ºC ($PP_{REG}=T_5-T_3$) para poder resolver el ciclo. El fluido utilizado es el ciclopentano, al igual que en el caso anterior.

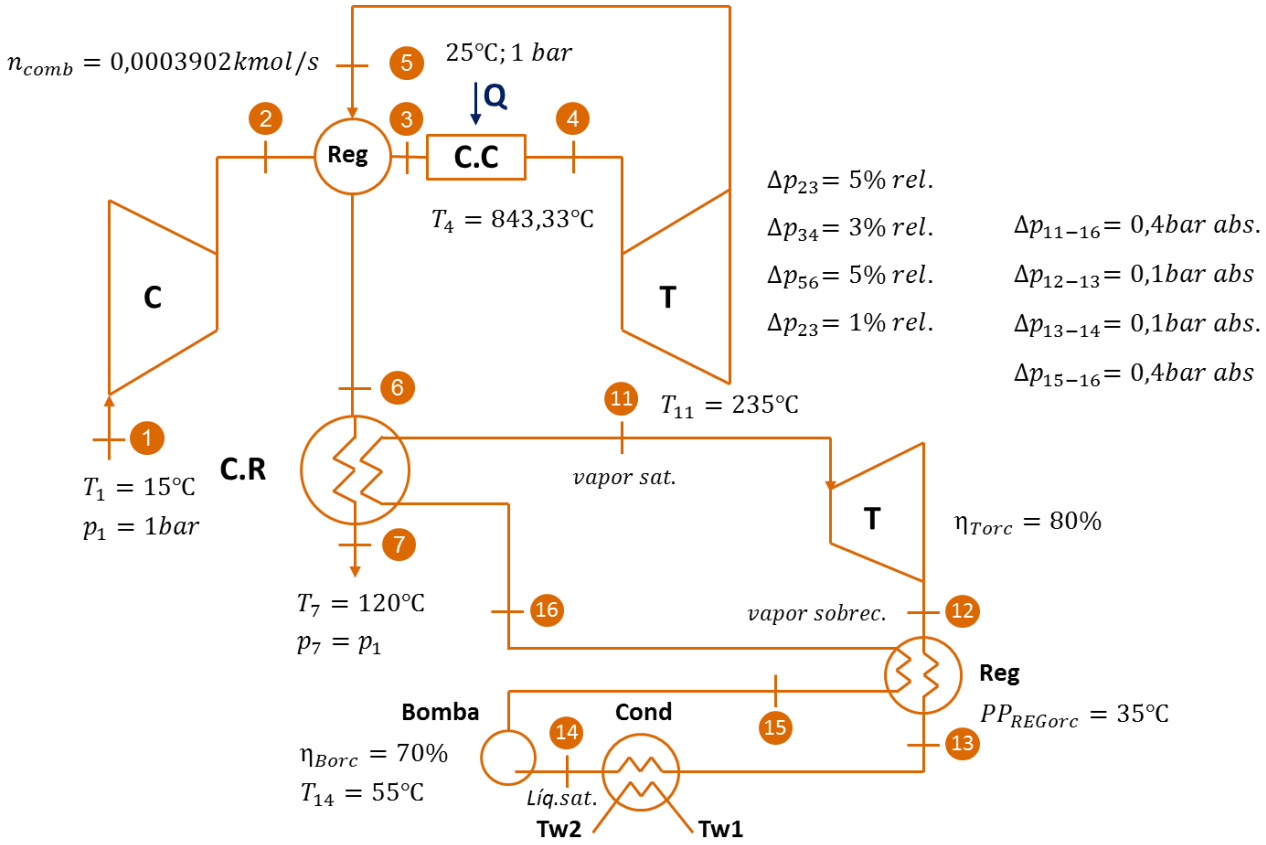



*Figura 18. Esquema modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 3** apartado **9.2 Modelo técnico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado**.

### 3.1.6 Microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado

En lo relativo al ciclo de gas, se parte de los mismos supuestos (temperaturas, condiciones entrada, caídas de presión) que en el caso de microturbina regenerada y ciclo ORC subcrítico regenerado.

$$n_{comb} = 0{,}0003902 kmol/s \quad T_4 = 898{,}89\text{ºC} \quad r = 3{,}474 \quad \eta_T = 83{,}5\% \quad PP_{REG_TG} = 70\text{ºC}$$

Sin embargo, la principal diferencia entre el ciclo ORC subcrítico y subcrítico reside en el diagrama T-Q de la caldera de recuperación y en el fluido de trabajo del ciclo ORC.

En cuanto al fluido, se sigue la misma metodología de analizar varios fluidos, sólo que en este caso además de ser puro y orgánico, ha de cumplir las siguientes condiciones:

- Tener una temperatura crítica similar a los 200ºC.
- Presentar una temperatura de saturación a 1 bar superior a 30ºC.

De todos los fluidos analizados según **Figura 12**, se observa que el que mejor cumple con las especificaciones comentadas es el n-pentano, cuyo diagrama T-s se observa en la **Figura 19**.

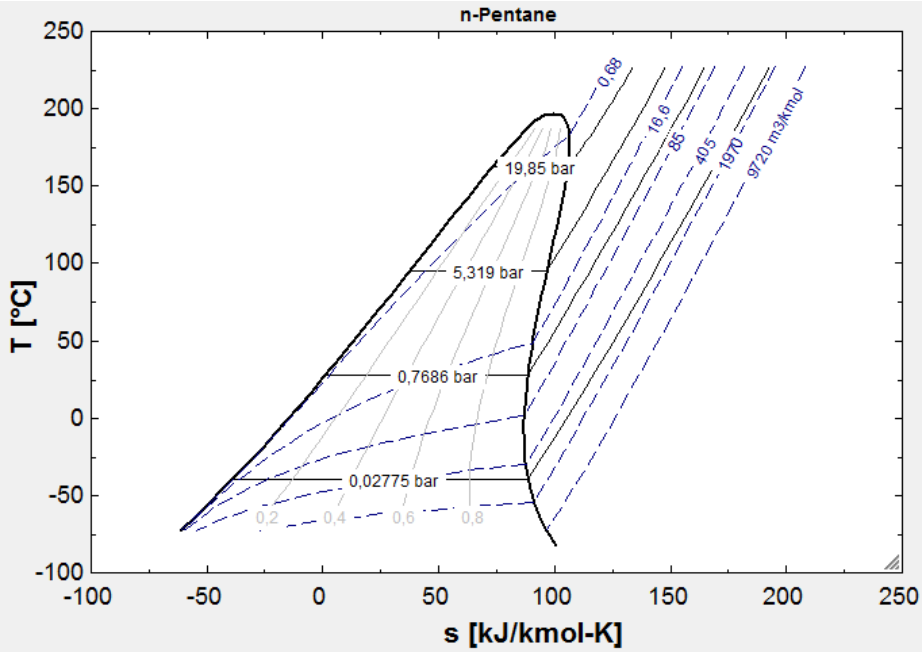



*Figura 19. Diagrama T-s n-Pentano*

En cuanto al diagrama T-Q de la caldera de recuperación, difiere respecto al caso subcrítico, presentado la siguiente forma:

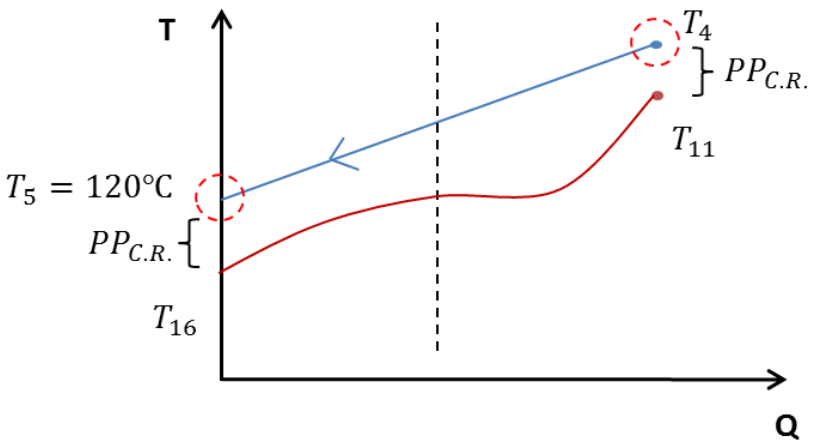



*Figura 20. Diagrama T-Q caldera ciclo ORC supercrítico regenerado*

La metodología seguida es la siguiente. Se impone un Pitch Point igual a 15ºC en ambos extremos. A continuación, se realiza un barrido con 50 puntos por todo el diagrama y se calcula el PP mínimo. Por último, se compara el PP fijado con el PP real obtenido. El objetivo es que, a pesar de que pueda darse dentro, éste no se inferior a un cierto valor establecido.

$$PP_{C.R.} = T_5 - T_{16}$$

$$PP_{C.R.} = T_4 - T_{11}$$

En cuanto a los datos del ciclo ORC supercrítico, se diferencian del ciclo subcrítico en las siguientes condiciones:

- $PP_{REGorc}$=5ºC, en vez de 30ºC como ocurría en el subcrítico.
- $T_{14}$=38ºC, a diferencia de los 55ºC en el subcrítico. Esto es debido a que en este modelo, la corriente $T_{w1}$=28ºC y $T_{w2}$=33ºC procede de la red de distribución y se estima una condensación con agua a 38ºC.
- $P_{11}$=65 bar. En vez de imponer $T_{11}$, se fija $p_{11}$ y al ser vapor saturado (x=1) se obtiene la temperatura $T_{11}$.

El esquema y demás parámetros del modelo vienen representados por la **Figura 21**.

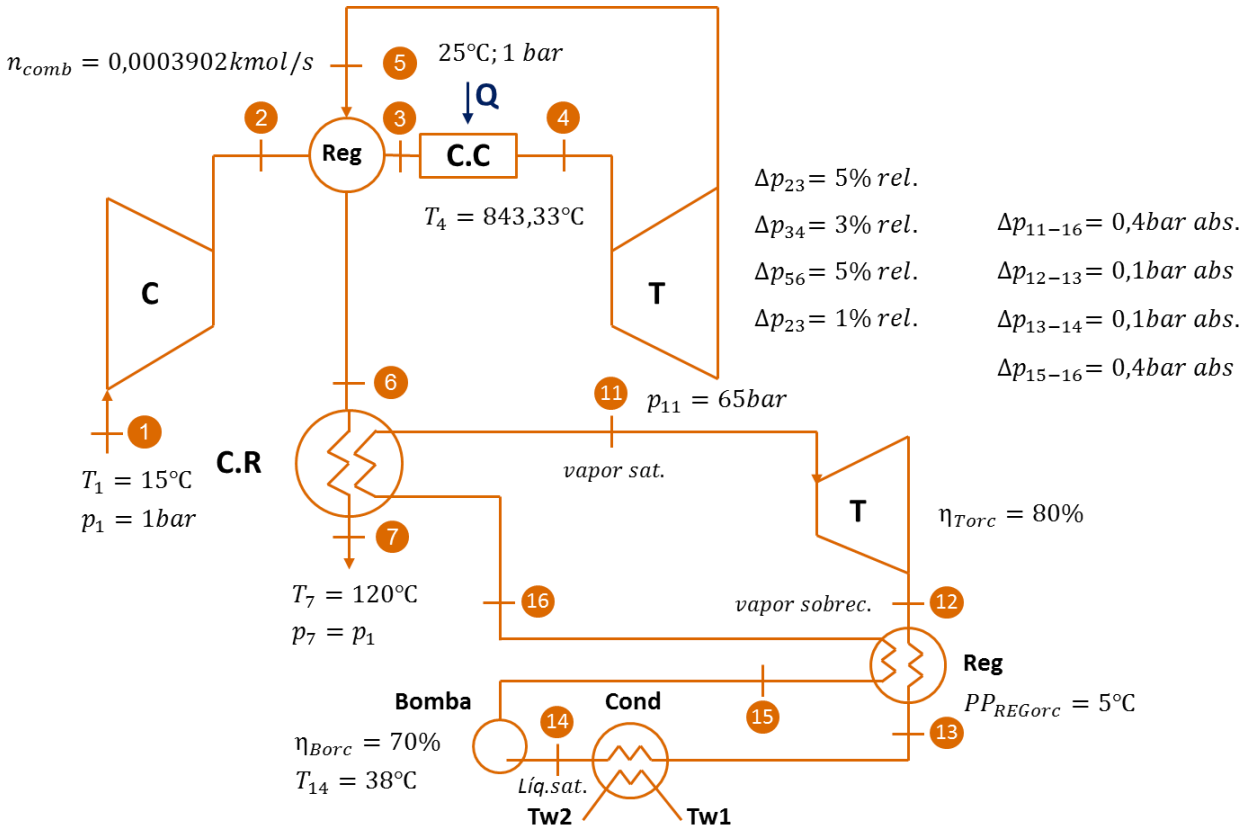



*Figura 21. Esquema modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado*

Los diagramas T-Q obtenidos en la caldera, regenerador y condensador del ORC tras realizar la simulación, se muestran en las **Figura 22, Figura 23** y **Figura 24**, respectivamente.

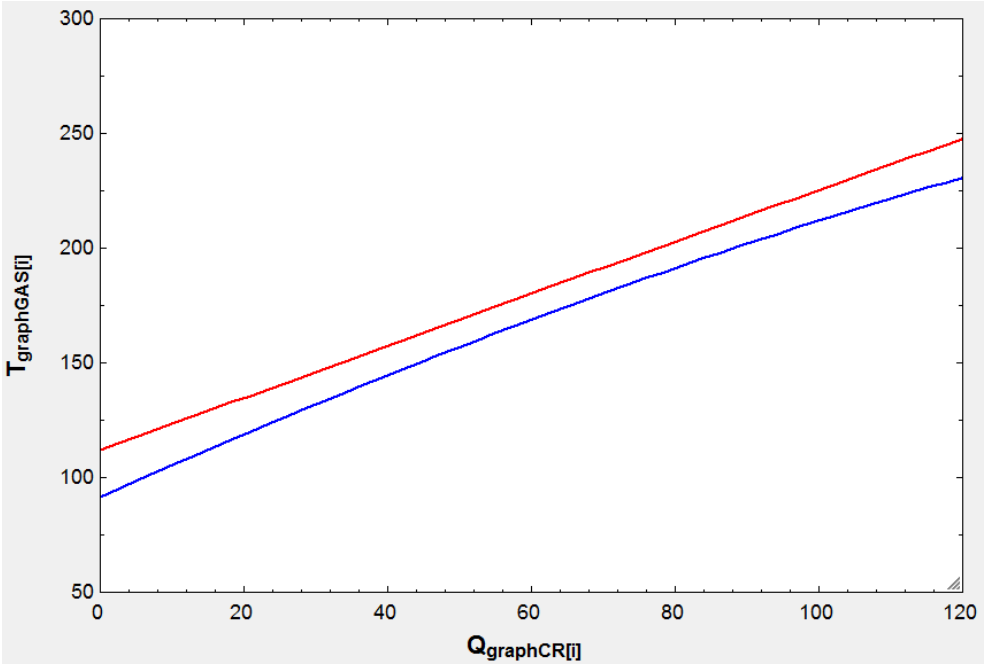



*Figura 22. Diagrama T-Q caldera de recuperación modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado*

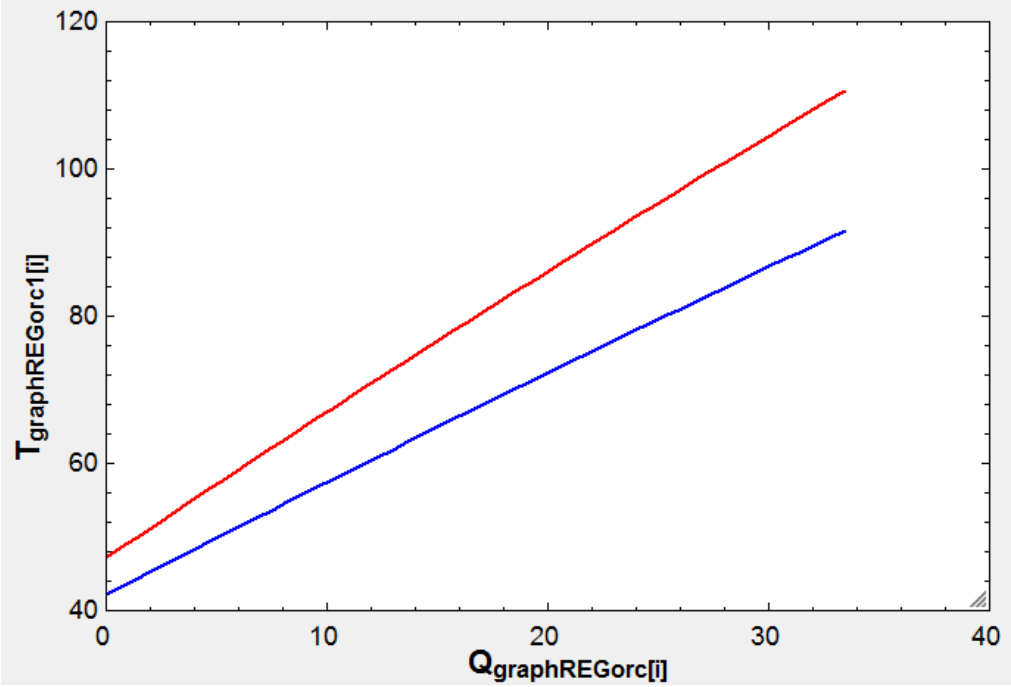



*Figura 23. Diagrama T-Q regenerador ciclo ORC modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado*

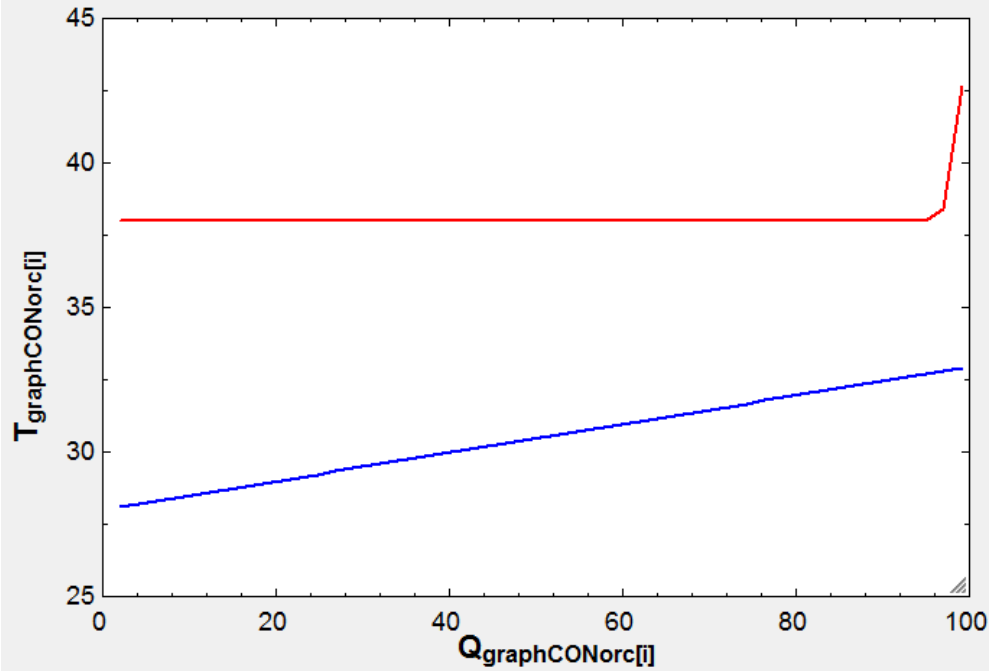



*Figura 24. Diagrama T-Q regenerador ciclo ORC modelo microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 3** apartado **9.3 Modelo técnico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico**.

### 3.1.7 Microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado

Para la resolución de este modelo, se parte de los mismos supuestos que para el apartado anterior, en cuanto a parámetros óptimos seleccionados para la temperatura media de entrada en turbina ($T_3$ en este caso), se fija el caudal de combustible (en este caso para microturbina sin regenerar es de 0,0007317kmol/s) para obtener el trabajo neto y se seleccionan las mismas condiciones iniciales para el ciclo ORC.

$$n_{comb} = 0{,}0007017 kmol/s \quad T_4 = 898{,}89℃ \quad r = 3{,}474 \quad \eta_T = 83{,}5\%$$

Como se puede comprobar en el esquema de la **Figura 25**, la principal diferencia respecto al caso anterior reside en que el ciclo de gas no contiene un regenerador. Se emplea el mismo fluido que para el caso anterior en el ORC, esto es, n-pentano. Sin embargo, se aprecian las siguientes diferencias con respecto al modelo anterior:

- $PP_{REGorc}$=10ºC, en vez de 5ºC.

- $T_{14}$=85ºC, a diferencia de los 38ºC. En este caso, las temperaturas de la corriente del condensador son $T_{w1}$=40ºC y $T_{w2}$=65ºC.

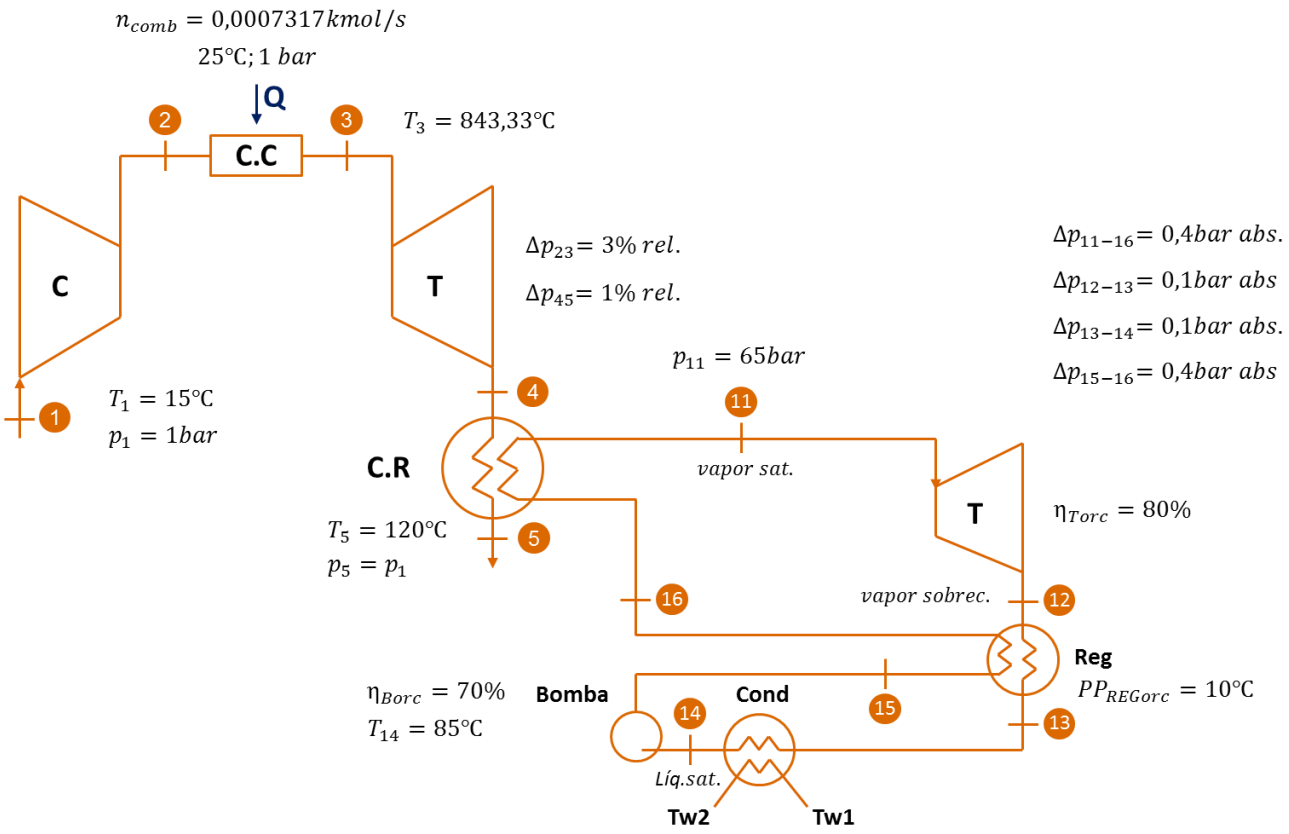



*Figura 25. Esquema modelo microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 3** apartado **9.4 Modelo técnico microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico**.

### 3.1.8 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador

En este aparatado se va a desarrollar la metodología seguida para realizar el modelo técnico de turbina mediana de gas. Se va a analizar sólo el caso de turbina mediana de gas sin regenerador puesto que la mayoría de las turbinas medianas comerciales no incorporan regenerador en su ciclo de gas.

Se ha seleccionado una turbina mediana de 40MW cuyas características comerciales vienen descritas conforme al NREL [4] y resumidas en la **Figura 26**.

| Cost and Performance Characteristics[3] | System 1 | System 2 | System 3 | System 4 | System 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| Nominal Capacity (kW) | 1,000 | 5,000 | 10,000 | 25,000 | 40,000 |
| Gas Turbine Characteristics | | | | | |
| Electrical Efficiency (%), LHV | 24.3 | 30.1 | 32.2 | 38.0 | 41.0 |
| Electric Heat Rate (Btu/kWh), HHV[4] | 15,580 | 12,590 | 11,765 | 9,945 | 9,220 |
| Electrical Efficiency (%), HHV | 21.9 | 27.1 | 29.0 | 34.3 | 37.0 |
| Fuel Input (MMBtu/hr) | 15.6 | 62.9 | 117.7 | 248.7 | 368.8 |
| Installed Cost - Power Only (2003 $/kW) | 1,403 | 779 | 716 | 659 | 592 |
| Installed Cost - CHP (2003 $/kW)[5] | 1,910 | 1,024 | 928 | 800 | 702 |
| O&M Costs (2003 $/kWh) | 0.0096 | 0.0059 | 0.0055 | 0.0049 | 0.0042 |
| Required Fuel Gas Pressure (psig) | 95 | 160 | 250 | 340 | 435 |
| CHP Characteristics | | | | | |
| Exhaust Flow (1,000 lb/hr) | 44 | 162 | 316 | 571 | 954 |
| Turbine Exhaust Temperature (°F) | 950 | 950 | 915 | 950 | 854 |
| HRSG Exhaust Temperature (°F) | 320 | 320 | 320 | 320 | 320 |
| Steam Output (MMBtu/hr) | 6.7 | 25.0 | 46.5 | 89.9 | 127.3 |
| Total CHP Efficiency[6] | 65 | 67 | 69 | 70 | 72 |
| Heat/Fuel Ratio[7] | 0.43 | 0.40 | 0.40 | 0.36 | 0.35 |
| Power/Heat Ratio[8] | 0.51 | 0.68 | 0.73 | 0.95 | 1.07 |
| Net Heat Rate (Btu/kWh)[9] | 7,205 | 6,343 | 5,953 | 5,453 | 5,242 |

| | System 1 | System 2 | System 3 | System 4 | System 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| Turbine Electric Capacity (kW) | 1,000 | 5,000 | 10,000 | 25,000 | 40,000 |
| Turbine Pressure Ratio | 6.5 | 10.9 | 17.1 | 23.1 | 29.6 |
| Required Compression Power (kW) | | | | | |
| 50 psig gas supply pressure | 17 kW | 125 kW | 310 kW | 650 kW | 1310 kW |
| 150 psig gas supply pressure | NA | 26 kW | 120 kW | 300 kW | 675 kW |
| 250 psig gas supply pressure | NA | NA | 40 kW | 150 kW | 380 kW |

*Figura 26. Características comerciales turbina mediana de gas de 40MW. Fuente: NRELL [4]*

En primer lugar, se va a realizar un modelo sin añadir la caldera de recuperación para calcular los parámetros característicos de la turbina mediana. De las características indicadas en [4], se han introducido como parámetros de entrada las siguientes:

- Trabajo neto igual a 40MW.
- Presión de gas requerida a la entrada de la cámara de combustión:

$$p_2 = 435psig = 30bar$$

- Temperatura de escape de los gases de la turbina:

$$T_5 = 854ºF = 456{,}67℃$$

- La relación de compresión:

$$\frac{p_4}{p_5} = 29{,}6$$

Asimismo, existe una turbina de gases que arrastra el compresor y una de potencia que, de forma separada, arrastra al alternador. Se ha supuesto un rendimiento del alternador del 97,5%. Estos parámetros junto con los usados típicamente en cuanto a condiciones de entrada y caídas de presión, se detallan en la **Figura 27**.

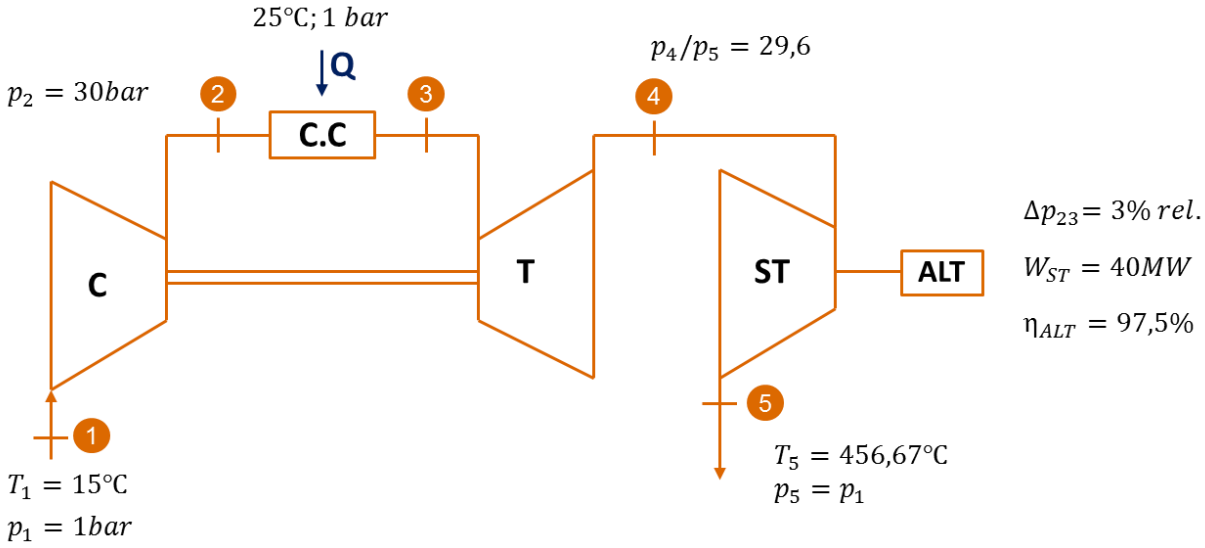



*Figura 27. Parámetros modelo turbina mediana de gas*

A continuación, se añade la caldera de recuperación a la salida de la turbina mediana de gas. Para ello, se utilizan los parámetros obtenidos en el modelo previo. De este modo, no se fija la temperatura de escape de los gases de la turbina ($T_5$) ni el trabajo neto (W), sino que se imponen los siguientes parámetros obtenidos en el modelado como condiciones de entrada:

$$n_{comb} = 0{,}1226 kmol/s \quad n_{aire} = 4{,}102 kmol/s \quad r = 31{,}45 \quad \eta_T = 87{,}97\%$$

Asimismo, se fija una caída de presión en la caldera de recuperación del 10% y una temperatura de salida de 120ºC ($T_6$). El esquema del modelo se describe en la **Figura 28**.

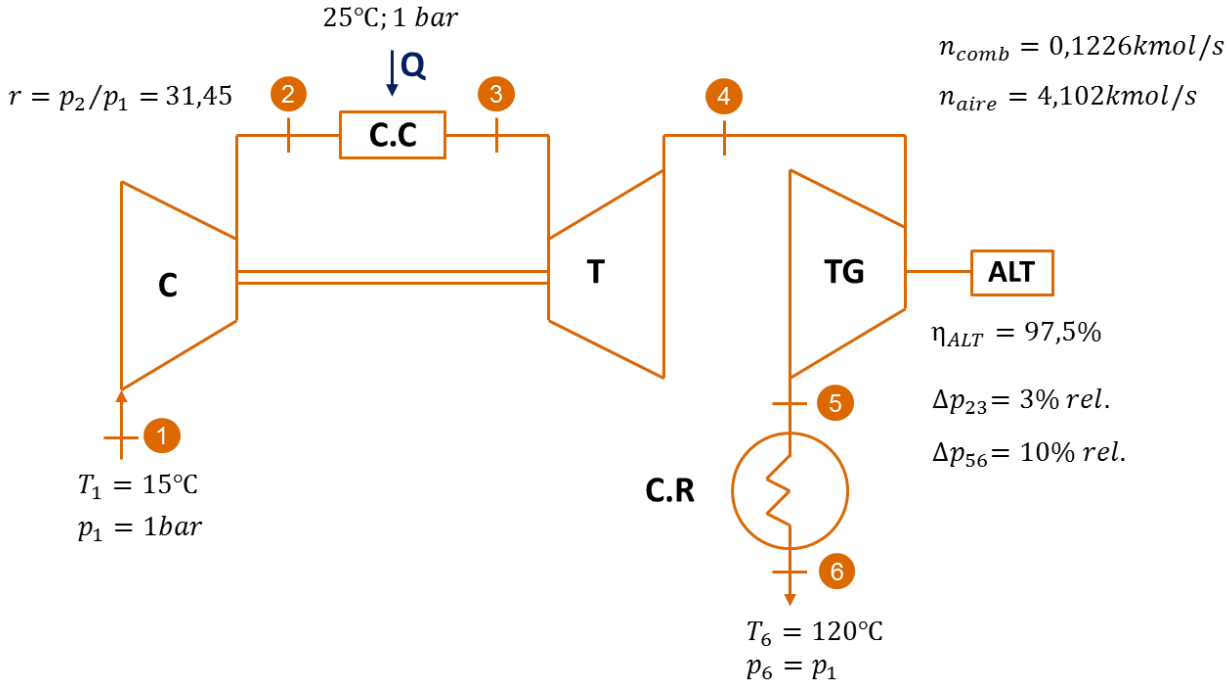



*Figura 28. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerador*

Se comprobó que el trabajo que se obtenía como resultado (37MW) era inferior al nominal debido a la caída de presión al añadir la caldera de recuperación.

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 4** apartado **10.1 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador.**

### 3.1.9 Turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico

A raíz de los resultados obtenidos para las distintas configuraciones de ciclos ORC en microturbinas de gas, se concluyó que el ciclo supercrítico producía mayores rendimientos que el subcrítico. Por este motivo, se ha decidido analizar la configuración de ciclo ORC supercrítico acoplado a la turbina mediana de gas.

El modelo es muy similar al de microturbina sin regenerar y ciclo ORC supercrítico, exceptuando el fluido de trabajo y el Pitch Point (PP) de la caldera de recuperación. Por un lado, el PP de la caldera de recuperación toma un valor de 35ºC a diferencia de los 15ºC en

el caso de microturbina. Por otro lado, el fluido del ciclo ORC es el benceno (**Figura 29**) ya que es el que mejor se adecúa a las siguientes condiciones:

- Presión a la temperatura de condensación superior a 1 bar: p(Tªsat)>1bar
- Temperatura de los gases a la salida de la caldera de recuperación superior a 250ºC para que se pueda utilizar para cogeneración industrial como posible aplicación.

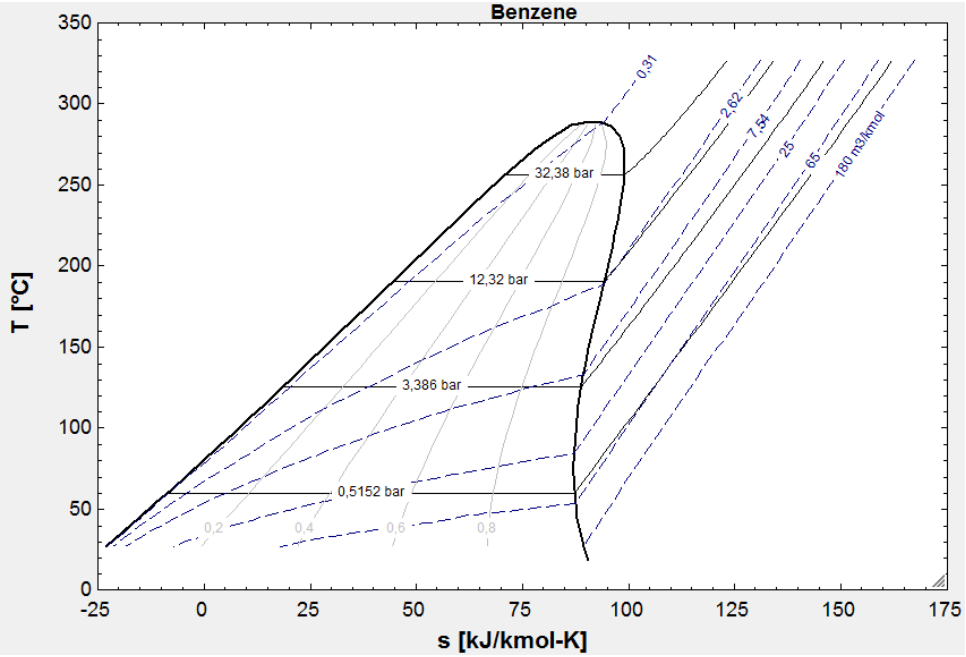



*Figura 29. Diagrama T-s benceno*

De este modo, al modelo anterior se le acopla un ciclo ORC supercrítico, cuyo esquema junto con las condiciones principales de partida se muestran en la **Figura 30**.

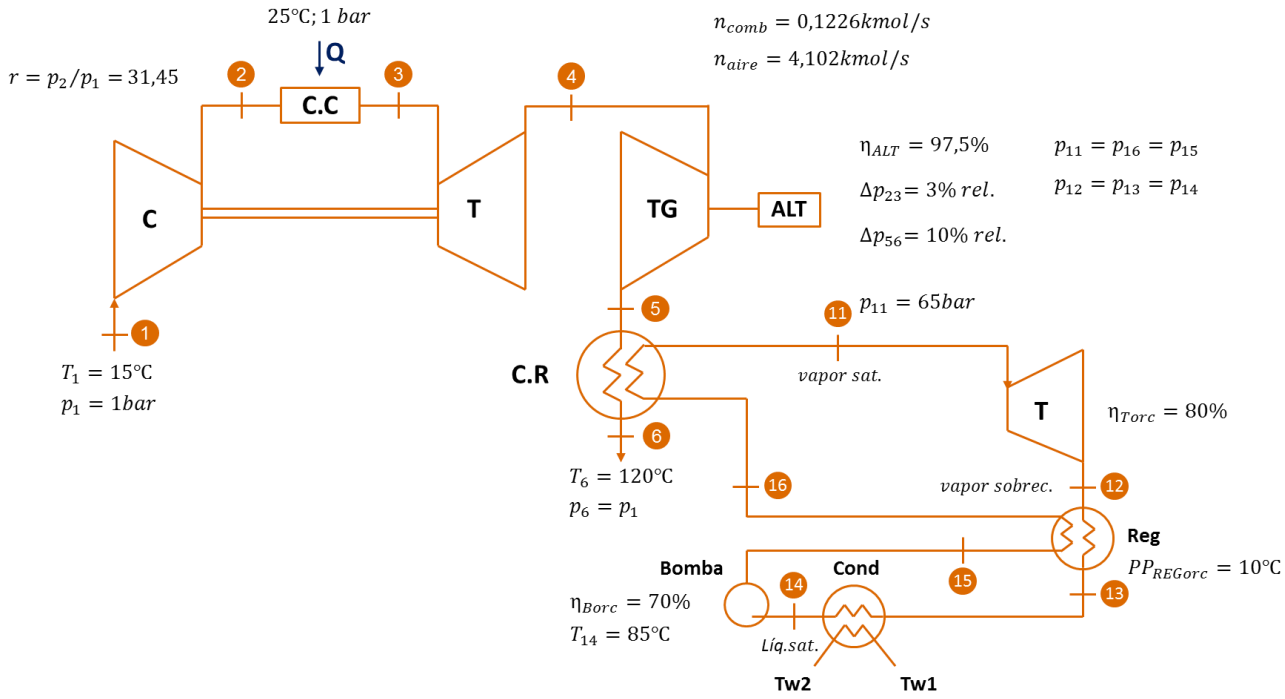



*Figura 30. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 4** apartado **10.2 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico.**

### 3.1.10 Modelo técnico otras configuraciones turbina mediana de gas

Tal y como se verá en el siguiente capítulo **3.2 Modelo económico**, se van a estudiar las siguientes dos configuraciones de turbina mediana de gas para valorar su rentabilidad económica en situaciones de cogeneración y/o producción eléctrica:

1. **Turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico sin regenerador**

   La principal diferencia a nivel técnico respecto al modelo anterior consiste en la eliminación del regenerador del ciclo ORC supercrítico. El resto de condiciones de entrada se mantiene igual, tal y como se puede comprobar en el esquema de la **Figura 31**.

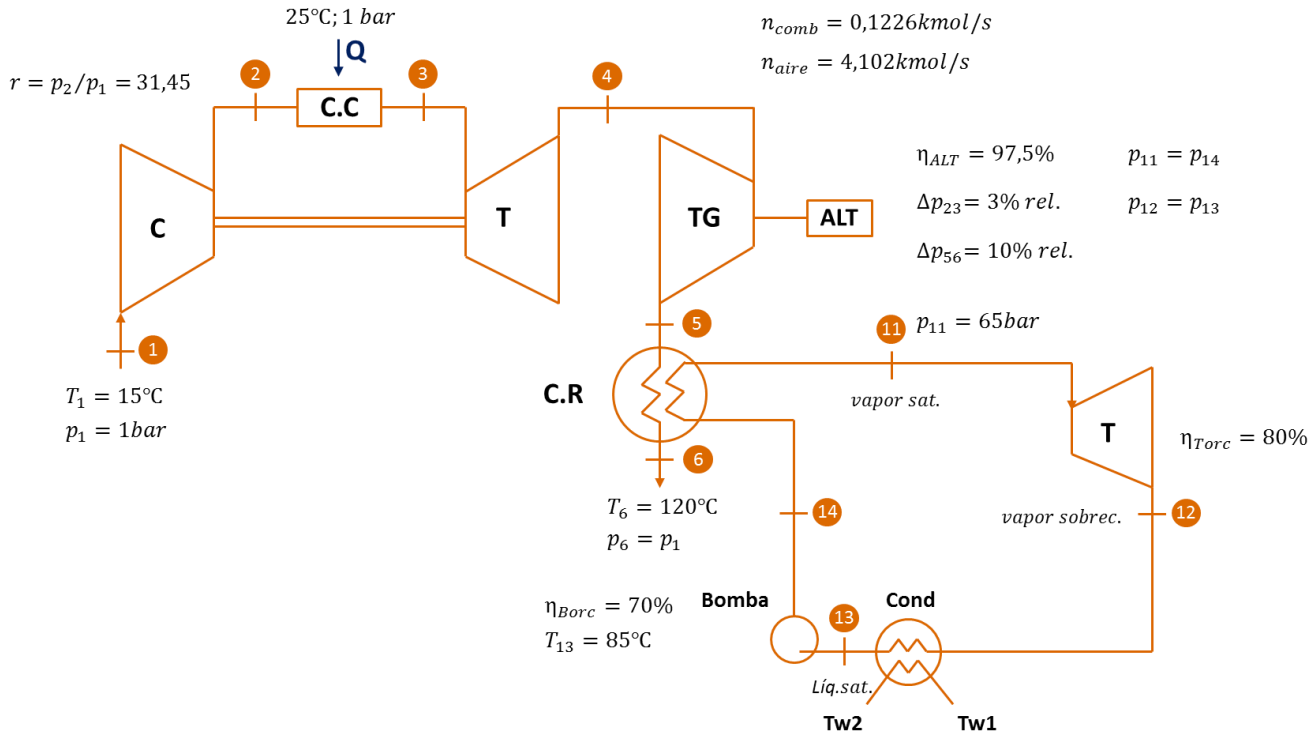



*Figura 31. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerador*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 4** apartado **10.3 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerador.**

## 2. Turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico con regenerador para cogeneración

En esta configuración, además de incluir el regenerador del ciclo ORC, se añade una caldera adicional ($CR_V$) a la salida de la caldera de recuperación del ciclo ORC ($CR_{ORC}$). El esquema del modelo junto con los parámetros de partida principales se presenta en la **Figura 32**.

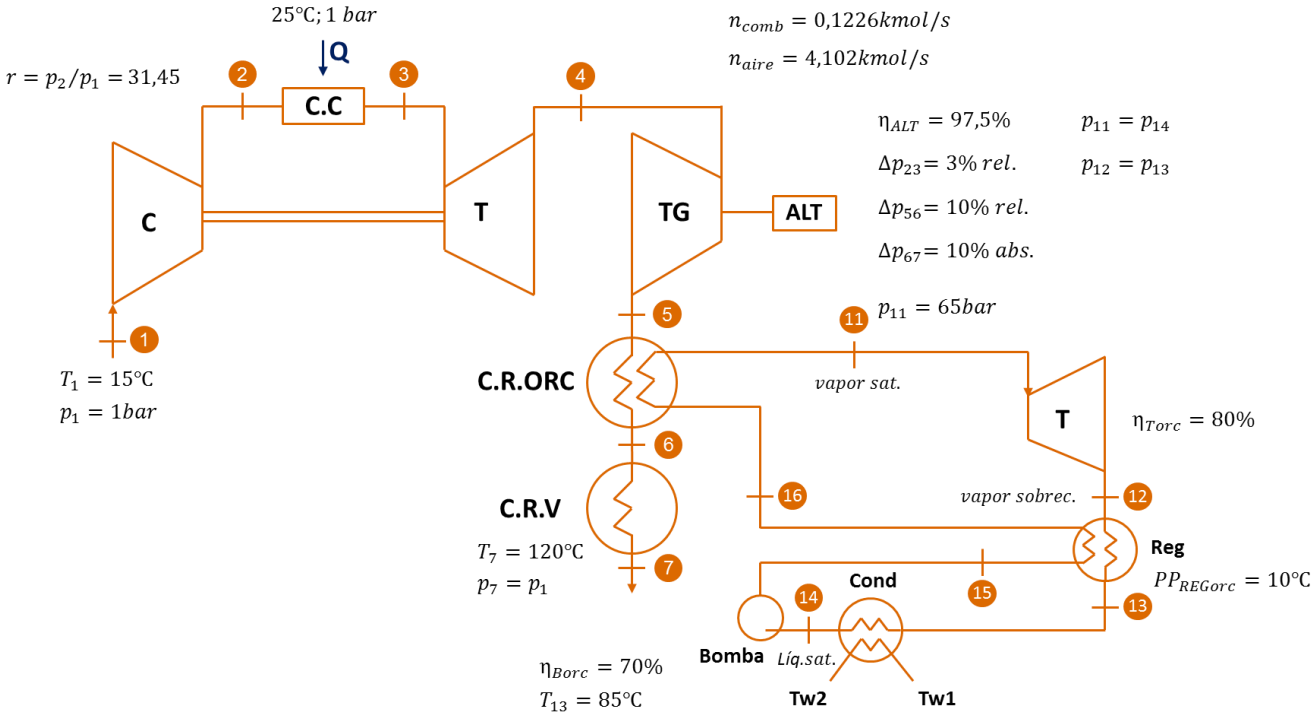



*Figura 32. Esquema modelo turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico con regenerador para cogeneración*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 4** apartado **10.4 Modelo turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico con regenerador para cogeneración.**

### 3.1.11 Modelo turbina grande de gas sin regenerar

En este aparatado se va a desarrollar la metodología seguida para realizar el modelo técnico de turbina grande de gas en configuraciones de ciclo combinado. Debido a que la mayoría de turbinas comerciales no presentan regenerador, no tiene sentido analizar modelos regenerados en los que habría además irreversibilidades. Por ello, se va a estudiar sólo el caso de turbina grande de gas sin regenerador.

Se ha seleccionado una turbina grande de 329MW modelo Siemens 50Hz SGT5-4000F cuyas características comerciales vienen descritas en el catálogo de dicho fabricante (**Figura 33**) [5].

| Simple cycle power generation | |
|---|---|
| Power output | 329 MW |
| Fuel (examples) | Natural gas, LNG, sour gases, distillate oil, bio-diesel, kerosene, jet fuel, condensate; other fuels on request |
| Frequency | 50 Hz |
| Gross efficiency | 41.0% |
| Heat rate | 8,780 kJ/kWh (8,322 Btu/kWh) |
| Turbine speed | 3,000 rpm |
| Pressure ratio | 20.1 : 1 |
| Exhaust mass flow | 724 kg/s (1,596 lb/s) |
| Exhaust temperature | 599 °C (1,110 °F) |
| $NO_x$ emissions | ≤ 25 ppmvd at 15% $O_2$ on fuel gas (without water injection for $NO_x$ control), ≤ 42 ppmvd at 15% $O_2$ on fuel oil (with water injection for $NO_x$ control), ≤ 58 ppmvd at 15% $O_2$ on fuel oil (without water injection for $NO_x$ control) |

*Figura 33. Características comerciales turbina grande de gas modelo Siemens 50Hz SGT5-4000F. Fuente: [5]*

En primer lugar se va a realizar un modelo para ajustar las características de la turbina grande sin regenerador. A continuación, se añadirá una caldera de recuperación a la salida introduciendo como parámetros de entrada los valores calculados en el primer modelo.

Para la realización del modelo de ajuste, se han considerado las siguientes prestaciones del modelo de turbina [5] seleccionado así como las siguientes condiciones de partida:

- Potencia de la turbina: 329MW.
- Ratio de compresión: $p_2/p_1$=20,1.
- Temperatura de salida de turbina ($T_4$): 599ºC.
- Flujo de salida: 724 kg/s.
- El rendimiento del alternador (98%) será un poco mayor que en el caso de turbinas medianas.
- Se mantiene la relación de rendimientos turbina-compresor: $\eta_T/\eta_C$=0.9/0.85.
- Se ha de comprobar que la temperatura de entrada en turbina no supere los 1600ºC conforme a las especificaciones de Mitsubishi [6].

A continuación, se muestra el esquema y condiciones de partida para el modelo de ajuste (**Figura 34**).

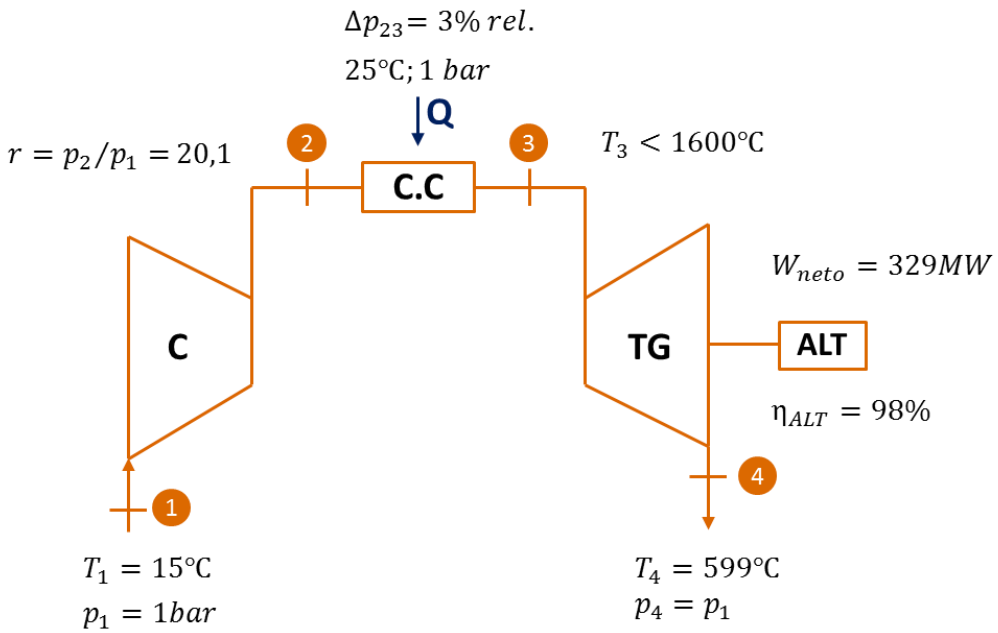



*Figura 34. Esquema de partida modelo turbina grande de gas*

Del modelo de ajuste se obtienen los siguientes parámetros que se incluirán como entradas para el siguiente modelo (con caldera de recuperación).

$$n_{comb} = 1{,}003kmol/s \quad n_{aire} = 24{,}54lmol/s \quad \eta_T = 90{,}53\%$$

Una vez realizado el ajuste de la turbina, se añade la caldera de recuperación al ciclo de turbina grande de gas sin regenerar. En este caso, se eliminan como parámetros de entrada la temperatura de salida de turbina ($T_4$), el flujo de salida y el trabajo neto. Se introducen como datos de entrada el caudal de combustible, el caudal de aire y el rendimiento de turbina junto con las condiciones representadas en la **Figura 35**.

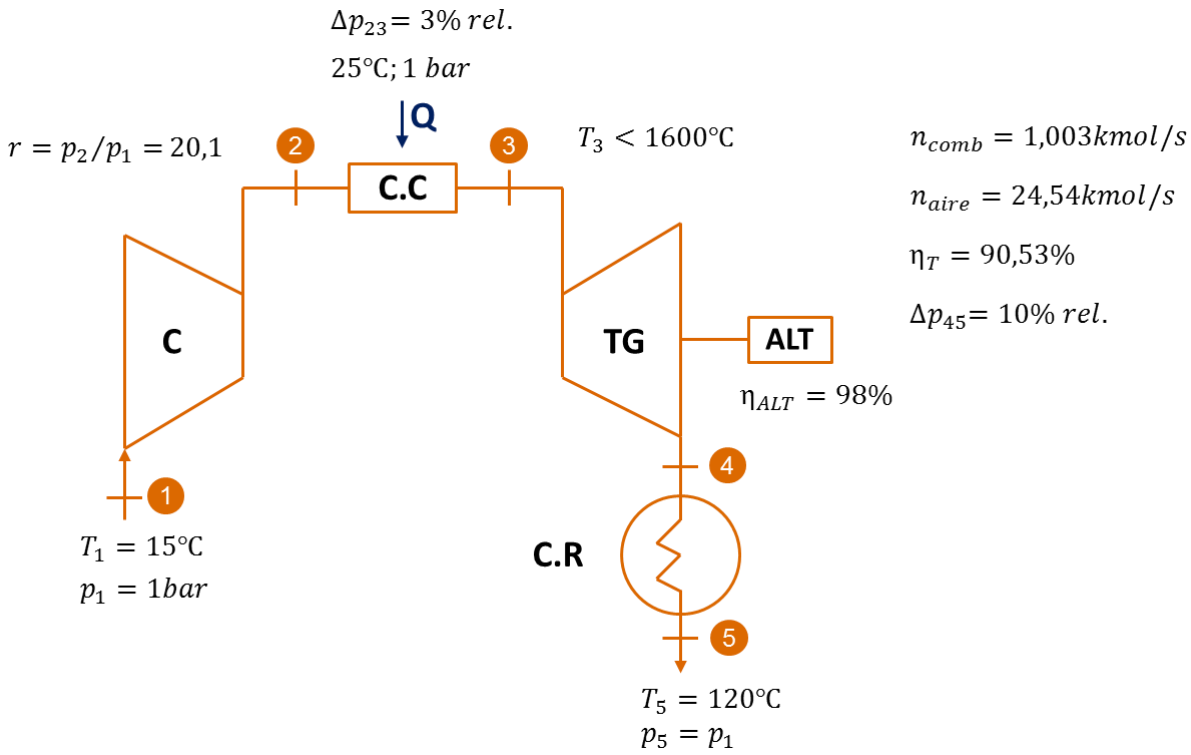



*Figura 35. Esquema modelo turbina grande de gas sin regenerar*

A raíz de los resultados, se comprueba que la temperatura de entrada en turbina (1324ºC) es inferior a 1600ºC, tal y como exigía la especificación [5].

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 5** apartado **11.1 Modelo turbina grande de gas sin regenerar.**

### 3.1.12 Turbina grande de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico

Debido a que el ciclo ORC supercrítico obtuvo mejores prestaciones que el subcrítico para microturbinas, se ha decidido analizar la configuración de ciclo ORC supercrítico acoplado a la turbina grande de gas en vez de uno subcrítico.

La metodología es muy similiar a la utilizada para la turbina mediana de gas, empleando el mismo fluido para el ciclo ORC, benceno. Las principales diferencias radican en que el Pitch Point (PP) de la caldera de recuperación vuelve a ser 15ºC como ocurría en configuraciones de microturbinas, y pequeñas variaciones como el rendimiento de la trubina del ORC (82%) o el hecho de que se imponga la temperatura y presión a la entrada de la turbina de ORC (punto 11). El esquema del modelo viene representado por la **Figura 36**.

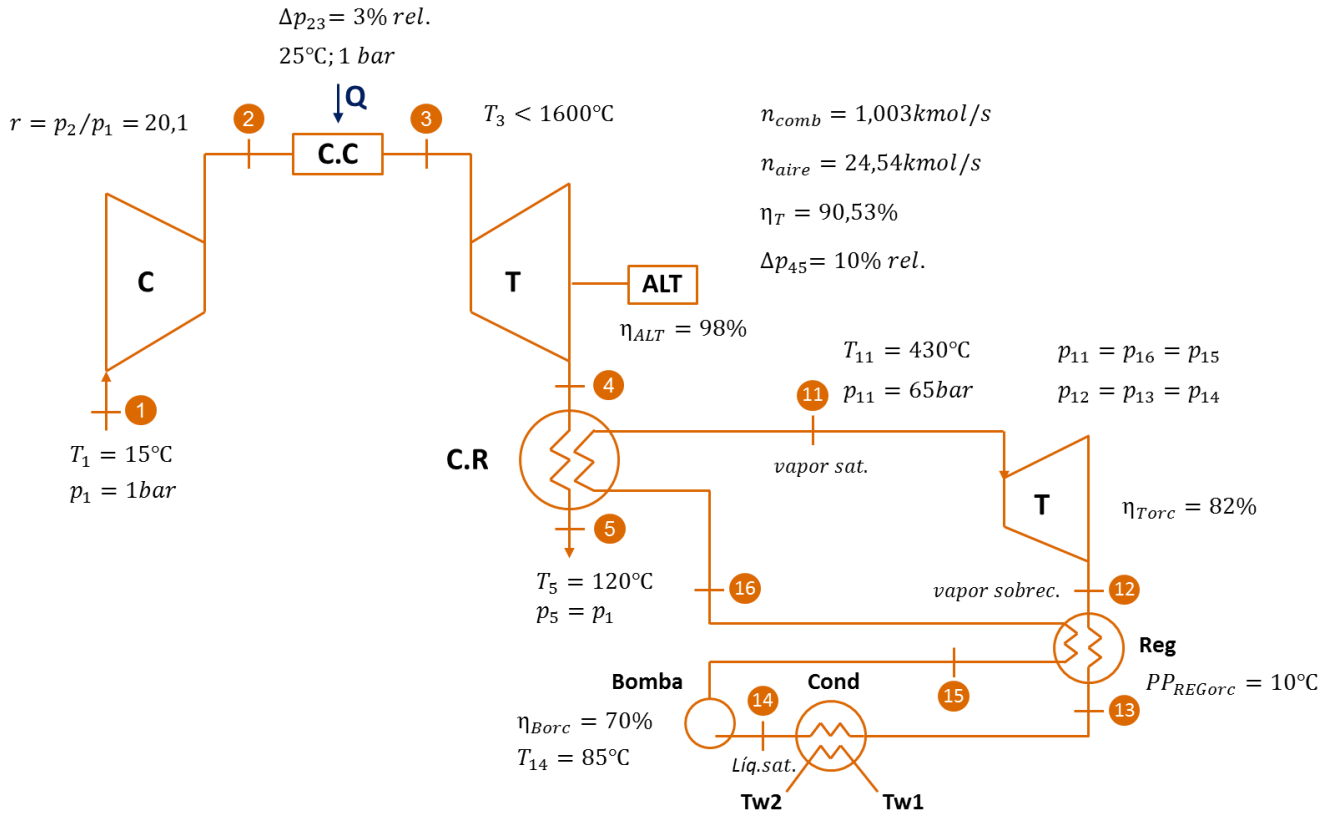



*Figura 36. Esquema modelo turbina grande de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico*

Las expresiones y balances termodinámicos de este modelo introducidos en EES se recogen en el **Anexo 5** apartado **11.2 Modelo turbina grande de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico.**

A continuación, se presetan los resultados técnicos (rendimientos y potencias eléctricas) para cada planta de gas conforme a las configuraciones planteadas anteriormente (**Tabla 5**, **Tabla 6** y **Tabla 7**). El resto de resultados del ciclo de gas y ciclo ORC se indicarán en al apartado **4 Análisis de resultados**.

*Tabla 5. Resumen principales resultados técnicos para configuraciones de microturbina de gas*

| | $\eta_{HHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **mTG(sin reg)+C.R.** | 15,35% | | | 100kW | | 100kW |
| **mTG(reg)+C.R.** | 28,78% | | | 100kW | | 100kW |
| **mTG(sin reg)+ORC sub reg** | 15,35% | 18,1% | 26,78% | 100kW | 39,72kW | 139,72kW |
| **mTG(reg)+ORC sub reg** | 31,93% | 18,03% | 34,87% | 100kW | 21,95kW | 121,95kW |
| **mTG(sin reg)+ORC sup reg** | 15,35% | 37,83% | 22,51% | 100kW | 46,64kW | 146,64kW |
| **mTG(reg)+ORC sup reg** | 31,93% | 21,08% | 40,97% | 101,3kW | 27,03kW | 128,33kW |

*Tabla 6. Resumen principales resultados técnicos para configuraciones de turbina mediana de gas*

| | $\eta_{LHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **TGMed sin reg** | 38,41% | | | 37,78MW | | 37,78MW |
| **TGMed(sin reg)+ORC sup reg** | 38,41% | 31,77% | 46,3% | 38,76MW | 7,76MW | 46,52MW |
| **TGMed(sin reg)+ORC sup (sin reg)** | 38,41% | 19,53% | 47,54% | 38,76MW | 8,99MW | 47,74MW |
| **TGMed(sin reg)+ORC sup reg Cog** | 36,32% | 16,71% | 44,57% | 36,65MW | 8,12MW | 44,77MW |

*Tabla 7. Resumen principales resultados técnicos para configuraciones de turbina grande de gas*

| | $\eta_{LHV}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{CC}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| **TGGrande sin reg** | 38,89% | | | 313MW | | 313MW |
| **TGGrande(sin reg)+ORC sup reg** | 38,89% | 31,92% | 50,56% | 313MW | 93,9MW | 406,9MW |

## 3.2 Modelo económico

En el siguiente apartado, se va a determinar la rentabilidad económica de las configuraciones de ciclo anteriormente descritas. El objetivo será determinar si dichas configuraciones, viables desde un punto de vista técnico, resultan a su vez rentables en términos económicos.

Para ello, se van a calcular los costes normalizados derivados de la operación durante la vida útil de la turbina (LCOE) en comparación con la tarifa de venta de electricidad actual en el mercado español (LROE). Los costes normalizados comprenden la inversión, combustible, operación y mantenimiento, y la tasa de emisión de gases contaminantes como el dióxido de carbono. De este modo, si los costes normalizados resultan inferiores a los ingresos por electricidad, la inversión en dicha configuración sería rentable.

$$LROE \geq LCOE$$

A continuación, se va a calcular el LCOE y LROE para el conjunto de disposiciones de ciclo en el caso de la microturbina de gas y turbina mediana. No se han analizado las configuraciones de turbina grande puesto que su respectivo ciclo de vapor presenta altos rendimientos y no sería necesario sustituirlo por un ciclo ORC (**Tabla 7**). Por ello, se centrará el estudio en turbinas de menor escala. De este modo, las configuraciones a analizar son las siguientes:

1. Microturbina de gas (con regenerador) para cogeneración.
2. Microturbina de gas (con regenerador) para producción eléctrica.
3. Microturbina de gas (con regenerador) acoplada a un ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica.
4. Turbina mediana de gas (sin regenerador) para cogeneración.
5. Turbina mediana de gas (sin regenerador) para producción eléctrica.
6. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica.
7. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).
8. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera).
9. Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).

Los datos de partida para el estudio económico se resumen a continuación:

- **Coste promedio ponderado de capital (WACC).** La tasa de descuento WACC (Weighted Average Capital Cost) representa la rentabilidad que el accionista exige a su inversión considerando el ahorro de impuestos derivado de la deuda. A pesar de que depende de los costes de la deuda y de los fondos propios, se ha estimado un valor representativo para este tipo de proyectos del 10%.

- **Vida útil de la turbina.** Se ha estimado una vida útil para la turbina próxima a los 15 años conforme a las especificaciones técnicas provistas por distintos fabricantes.

- **Horas de operación de la turbina.** Se ha estimado, a efectos de cálculo, un número de horas efectivas de trabajo de la turbina equivalente a 5500 horas anuales.

- **Factor de amortización ($f_a$).** Cada coste presente acumulado se anualiza a lo largo de la vida de la turbina mediante el factor de amortización.

$$f_a = \frac{WACC \cdot (1+WACC)^N}{(1+WACC)^N - 1} = \frac{0{,}1 \cdot (1+0{,}1)^{15}}{(1+0{,}1)^{15} - 1} = 0{,}1315$$

- **Factor de acumulación ($f_\Sigma$).** Cada coste se acumula y se proyecta hacia el futuro mediante el factor de amortización. De este modo, representaría el sumatorio de todas las contribuciones de gastos constantes durante los años de la inversión, proyectadas hacia el futuro.

$$f_\Sigma = \frac{k \cdot (1-k^N)}{1-k}$$

- **Tasa nominal de incremento de la tarifa de combustible ($r_f$).** Se ha estimado un incremento del precio de la tarifa de combustible durante la vida de la turbina de un 5%.

$$r_f = 5\% \rightarrow k_f = \frac{1+r_f}{1+WACC} = \frac{1+0{,}05}{1+0{,}1} = 0{,}9545$$

$$f_f = \frac{k_f \cdot (1-k_f^N)}{1-k_f} = \frac{0{,}9545 \cdot (1-0{,}9545^{15})}{1-0{,}9545} = 10{,}5487$$

- **Tasa nominal de incremento de los costes de operación y mantenimiento ($r_{om}$).** Se prevé que los cotes relativos al mantenimiento y operación de la turbina se incrementen un 2,5% durante la vida útil de la misma.

$$r_{om} = 2{,}5\% \rightarrow k_f = \frac{1+r_{om}}{1+WACC} = \frac{1+0{,}025}{1+0{,}1} = 0{,}9318$$

$$f_{om} = \frac{k_{om} \cdot (1-k_{om}^N)}{1-k_{om}} = \frac{0{,}9318 \cdot (1-0{,}9318^{15})}{1-0{,}9318} = 8{,}9282$$

- **Tasa nominal de incremento de la tarifa de emisión de dióxido de carbono ($r_{CO2}$).** Se ha estimado que la tarifa de penalización por emisión de CO2 a la atmósfera se agrave en los próximos años, incrementándose un 5% aproximadamente.

$$r_{CO2} = 5\% \rightarrow k_{CO2} = \frac{1+r_{CO2}}{1+WACC} = \frac{1+0{,}05}{1+0{,}1} = 0{,}9545$$

$$f_{CO2} = \frac{k_{CO2} \cdot (1 - k_{CO2}^{N})}{1 - k_{CO2}} = \frac{0{,}9545 \cdot (1 - 0{,}9545^{15})}{1 - 0{,}9545} = 10{,}5487$$

- **Tasa nominal de incremento de la tarifa de venta eléctrica ($r_v$).** Se ha estimado un incremento del precio medio del pool del mercado español correspondiente a un 5%.

$$r_v = 5\% \rightarrow k_v = \frac{1 + r_V}{1 + WACC} = \frac{1 + 0{,}05}{1 + 0{,}1} = 0{,}9545$$

$$f_V = \frac{k_V \cdot (1 - k_V^{N})}{1 - k_V} = \frac{0{,}9545 \cdot (1 - 0{,}9545^{15})}{1 - 0{,}9545} = 10{,}5487$$

Una vez establecidos los puntos de partida, se va a determinar en primer lugar los ingresos actualizados (LROE). La tarifa eléctrica se ha calculado como el valor medio mensual de la energía en el pool durante el año 2017 (**Figura 37**), resultando un valor de 52,24 [€/MWh]. Asimismo, se han considerado el factor de amortización y la tasa de incremento de la tarifa eléctrica tal y como se ha explicado anteriormente.

**Energía mensual y precio medio del mercado diario**
Zona Española

| | Precio Medio Mensual (€/MWh) | | Energía Adquirida (GWh) | |
|---|---|---|---|---|
| | **2017** | 2016 | **2017** | 2016 |
| Ene | 71,49 | 36,53 | 17.753 | 15.561 |
| Feb | 51,74 | 27,50 | 14.935 | 16.003 |
| Mar | 43,19 | 27,80 | 14.722 | 15.291 |
| Abr | 43,69 | 24,11 | 13.783 | 13.653 |
| May | 47,11 | 25,77 | 15.532 | 13.981 |
| Jun | 50,22 | 38,90 | 17.053 | 14.325 |
| Jul | 48,63 | 40,53 | 17.696 | 15.979 |
| Ago | 47,46 | 41,16 | 16.569 | 15.669 |
| Sep | 49,15 | 43,59 | 15.029 | 15.382 |
| Oct | 56,77 | 52,83 | 15.589 | 14.719 |
| Nov | 59,19 | 56,13 | 16.557 | 16.390 |
| Dic | 57,94 | 60,49 | 16.997 | 17.018 |
| **Año** | **52,24** | **39,67** | **192.214** | **183.970** |

*Figura 37. Precio medio del mercado diario español. Fuente: OMIE (Operador del Mercado Ibérico de Energía) [7]*

De este modo, el LROE resultante se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\boldsymbol{LROE} = T_v \cdot f_a \cdot f_v = 52{,}24 \cdot 0{,}1315 \cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{72{,}45 €/MWh}$$

Por otro lado, se van a calcular los costes normalizados para obtener el LCOE, los cuales están agrupados en las siguientes categorías conforme a las siguientes expresiones:

1. **Inversión.** Costes derivados del importe de la compra de la turbina y/o del ciclo ORC acoplado.

$$CN_{INV} = \frac{INV[€]}{E[MWhe]} \cdot f_a$$

2. **Combustible.** Representan los costes derivados de la compra del combustible que es necesario quemar en la cámara de combustión en el ciclo de gas de la turbina. El sustraendo representa los costes relativos a dejar de consumir combustible por aprovechamiento del calor en el ciclo (modo cogeneración), lo que supondrá un ingreso.

$$CN_F = T_F\left[\frac{€}{MWht}\right] \cdot \frac{PCS}{PCI} \cdot \left( \frac{\frac{E_{TG}[MWhe]}{\eta_{TG}\left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}}{E_{TOTAL}[MWhe]} - \frac{\frac{V_{TOTAL}[MWht]}{\eta_{ref}}}{E_{TOTAL}[MWhe]} \right) \cdot f_a \cdot f_f$$

3. **Operación y Mantenimiento.** Incluye los costes derivados de la operación y el mantenimiento tanto del ciclo de turbina como del ciclo orgánico, en el caso de que este último estuviese acoplado.

$$CN_{OM} = T_{OM} \cdot f_a \cdot f_{om}$$

Siendo:

$$T_{OM} = \frac{\left(T_{OM_ORC}[€/MWhe] \cdot \dot{W_{ORC}}[MWe]\right) + \left(T_{OM_TG}[€/MWhe] \cdot \dot{W_{TG}}[MWe]\right)}{\dot{W_{TOTAL}}[MWe]}$$

4. **Emisión $CO_2$.** Se engloban los costes derivados de la emisión de $CO_2$ al ambiente. El sustraendo representa el ahorro que supone dejar de consumir combustible para la producción de calor útil (funcionamiento en cogeneración).

$$CN_{CO2} = T_{CO2}\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left( \frac{\dot{W_{TG}}[MWe] \cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{\eta_{TG}\left[\frac{kWe}{kWt}\right] \cdot PCI\left[\frac{kWt \cdot s}{kg}\right]} \cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right] \cdot \frac{1[kmol]}{16[kg]} \cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right] \cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right] \cdot \frac{1}{\dot{W_{TG}} + \dot{W_{ORC}}[MWe]} \right) \cdot f_a \cdot f_{CO2}$$

$$- T_{CO2}\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left( \frac{\dot{V_{TOTAL}}[MWt] \cdot 1000\left[\frac{kWt}{MWt}\right]}{\eta_{ref} \cdot PCI\left[\frac{kWt \cdot s}{kg}\right]} \cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right] \cdot \frac{1[kmol]}{16[kg]} \cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right] \cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right] \cdot \frac{1}{\dot{W_{TG}} + \dot{W_{ORC}}[MWe]} \right) \cdot f_a \cdot f_{CO2}$$

De este modo, el LCOE se obtiene como el sumatorio de los cuatro tipos de costes normalizados mencionados anteriormente:

$$LCOE = CN_{INV} + CN_F + CN_{OM} + CN_{CO2}$$

Una vez se han explicado los costes, se va a proceder al cálculo de los mismos para el caso de las configuraciones relativas a la microturbina y turbina mediana de gas para compararlos posteriormente con el LROE y comprobar si resultan rentables. En primer lugar, se va a analizar los costes relativos a las siguientes configuraciones para el caso de microturbinas de gas:

### 3.2.1 Microturbina de gas (con regenerador) para cogeneración

El esquema de la configuración viene representado en la **Figura 38**. En este caso, todo el calor producido en la caldera de recuperación se utiliza exclusivamente para cogeneración. Los parámetros característicos del modelo se reflejan en la **Tabla 8**.

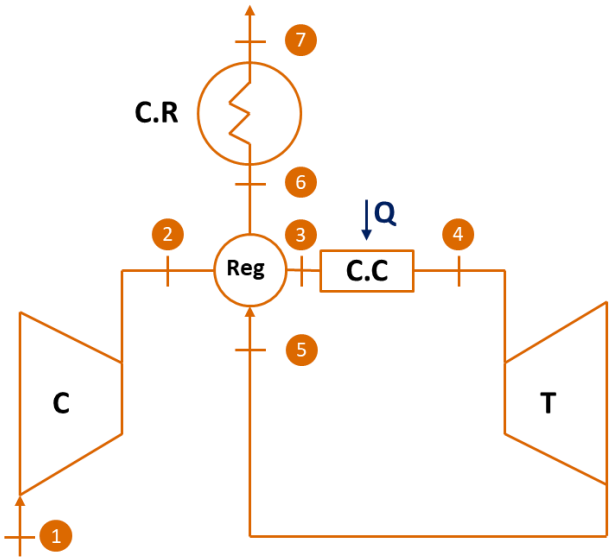



*Figura 38. Esquema configuración microturbina de gas con regenerador y caldera de recuperación*

*Tabla 8. Datos característicos modelo microturbina de gas con regenerador para cogeneración*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{neto}$ | $\mathbf{100kWe}$ |
| $\dot{V}$ | $121{,}8kWt$ |
| $\eta_{HHV}$ | 28,78% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |
| $T_{salida}$ | 120ºC |

A continuación, se van a analizar la metodología e información necesaria para el cáluclo de los costes normalizados para dicho modelo.

1. **Inversión**. La inversión de una microturbina de gas se ha calculado conforme a los parámetros característicos presentados en el NREL [4] para cogeneración (CHP),

tal y como se presentan en la **Figura 39**. De este modo, se ha estimado un coste de instalación equivalente a 1.769$/kW (2003). Se utilizará un tipo de cambio obtenido a 30/12/2016 de 1,0517 EURUSD [8]. Para actualizar dicha inversión de 2003 al año 2016, se ha utilizado el indicador económico CEPCI (Chemical Engineering Plant Cost Index) como se muestra en la **Tabla 9**.

| Cost and Performance Characteristics[4] | System 1 | System 2 | System 3 | System 4 |
|---|---|---|---|---|
| Nominal Electricity Capacity (kW) | 30 kW | 70 kW | 80 kW | 100 kW |
| Microturbine Characteristics | | | | |
| Net Electrical Capacity (kW)[5] | 28 | 67 | 76 | 100 |
| Electrical Efficiency (%), LHV | 25.1 | 28.0 | 26.9 | 28.9 |
| Electric Heat Rate (Btu/kWh), HHV[6] | 15,071 | 13,544 | 14,103 | 13,127 |
| Electrical Efficiency (%), HHV[7] | 22.6 | 25.2 | 24.2 | 26.0 |
| Fuel Input (MMBtu/hr) | 0.423 | 0.91 | 1.09 | 1.31 |
| Installed Cost – Power Only (2003 $/kW) | 2,263 | 1,708 | 1,713 | 1,576 |
| Installed Cost - CHP (2003 $/kW)[8] | 2,636 | 1,926 | 1,932 | 1,769 |
| O&M Costs (2003 $/kWh) | 0.02 | 0.015 | 0.013 | 0.015 |
| Required Fuel Gas Pressure (psig)[9] | 55 | 70 | 85 | 90 |
| Required Fuel Gas Pressure w/GBC (psig)[10] | 0.2-15 | 0.2-15 | 0.2-15 | 0.3-15 |
| CHP Characteristics | | | | |
| Exhaust Flow (lbs/sec) | 0.68 | 1.60 | 1.67 | 1.76 |
| Turbine Exhaust Temperature (°F) | 530 | 450 | 500 | 520 |
| Heat Exchanger Exhaust Temperature (°F)[11] | 220 | 220 | 220 | 220 |
| Heat Output (MMBtu/hr) | 0.186 | 0.325 | 0.412 | 0.466 |
| Heat Output (kW equivalent) | 54 | 95 | 121 | 136 |
| Total CHP Efficiency (%), HHV[12] | 67 | 61 | 63 | 62 |
| Heat/Fuel Ratio[13] | 0.44 | 0.36 | 0.38 | 0.35 |
| Power/Heat Ratio[14] | 0.52 | 0.70 | 0.63 | 0.73 |
| Net Heat Rate (Btu/kWh)[15] | 6,795 | 7,485 | 7,320 | 7,300 |

*Figura 39. Parámetros típicos de comportamiento de una microturbina de gas. Fuente: NREL [4]*

*Tabla 9. Indicadores CEPCI 2001-2016. Fuente: www.chemengoonline.com [9]*

| Año | Indicador CEPCI |
|---|---|
| **2001** | 394,3 |
| **2002** | 395,6 |
| **2003** | 402 |
| **2004** | 444,2 |
| **2005** | 488,2 |
| **2006** | 499,6 |
| **2007** | 525,4 |
| **2008** | 575,4 |
| **2009** | 521,9 |
| **2010** | 550,8 |
| **2011** | 585,7 |
| **2012** | 584,6 |
| **2013** | 567,3 |
| **2014** | 576,1 |
| **2015** | 556,8 |
| **2016** | 541,7 |

2. **Combustible**. La tarifa de combustible de gas natural, referida a 2016 en PCS (Poder Calorífico Superior), para consumidores industriales en España asciende a 25,4€/MWht conforme a los precios de gas recogidos por Eurostat [10] (**Tabla 10**). Por otro lado, el Poder Calorífico Inferior (PCI) del gas natural toma un valor de 50.157[kJ/kg], existiendo una relación de 1,11 entre PCS/PCI.

*Tabla 10. Precios gas natural según tipo de consumidor (2016, referidos a PCS). Fuente: Eurostat [10]*

| Tipo de consumidor | Domésticos | Industriales |
|---|---|---|
| **Europa** | 46,9€/MWht | 26,7€/MWht |
| **España** | 68,5€/MWht | 25,4€/MWht |

3. **Operación y mantenimiento**. Los costes de operación y mantenimiento, recogidos en la **Figura 39**, toman un valor de 15$/MWhe en 2003. Siguiendo un proceso análogo al desarrollado en la inversión, se actualizan dichos costes.

4. **Emisión $CO_2$.** Se ha considerado una tarifa de emisión de $CO_2$ correspondiente a 8,8€/ton$CO_2$ actuales conforme al valor de los derechos de emisión (EUAs) según el Sistema Europeo de Negociación de $CO_2$ [11] (**Tabla 11**).

*Tabla 11. Derechos de emisión de $CO_2$. Fuente: www.sendeco2.com*

| Año | EUA (media anual) |
|---|---|
| **2016** | 5,35€/tonCO2 |
| **2017** | 5,83€/tonCO2 |
| **2018** | 8,80€/tonCO2 |

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 6 12.1 Modelo económico microturbina de gas con regenerador para cogeneración.**

### 3.2.2 Microturbina de gas (con regenerador) para producción eléctrica

El esquema de esta configuración viene representado por la **Figura 40**. La principal diferencia reside en que la microturbina sólo se emplea en generación eléctrica, sin recuperar calor útil ($\dot{V} = 0$). De este modo, los parámetros característicos del modelo se reflejan en la **Tabla 12**.

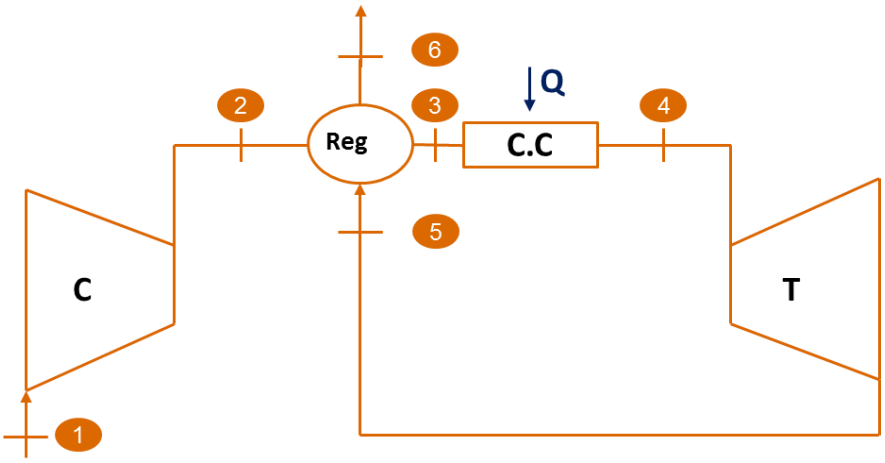



*Figura 40. Esquema configuración microturbina de gas con regenerador sin caldera de recuperación*

*Tabla 12. Datos característicos modelo microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{neto}$ | $\mathbf{100kWe}$ |
| $\dot{V}$ | $0kWt$ |
| $\eta_{HHV}$ | 29,14% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |

Para el cálculo de los costes normalizados se procede de forma análoga al procedimiento detallado en el apartado anterior, utilizando las mismas tarifas. Sin embargo, los costes de instalación de la microturbina difieren puesto que va a ser utilizada únicamente para electricidad ("power only", NREL [4]) en vez de para cogeneración. Por tanto, debido a que $\dot{V} = 0$, el sustraendo del cálculo de los costes normalizados del combustible y del $CO_2$ no afecta a efectos de cálculo. Esto es debido a que no se descuenta del coste el ahorro que supone dejar de producir calor útil y dejar de emitir $CO_2$.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 6 12.2 Modelo económico microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica.**

### 3.2.3 Microturbina de gas (con regenerador) acoplada a un ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica

En el esquema de la configuración representado en la **Figura 41**, se presenta el ciclo orgánico Rankine (ORC) acoplado al ciclo de gas de la microturbina. El siguiente modelo considera que todo el trabajo producido por el ciclo ORC junto con el producido por la microturbina se utilizan sólo para producción eléctrica ($\dot{V} = 0$). Sin embargo, no se ha considerado aprovechable el calor del condensador del ORC ($\dot{V}_{cond} = 0$) para cogeneración en este modelo.

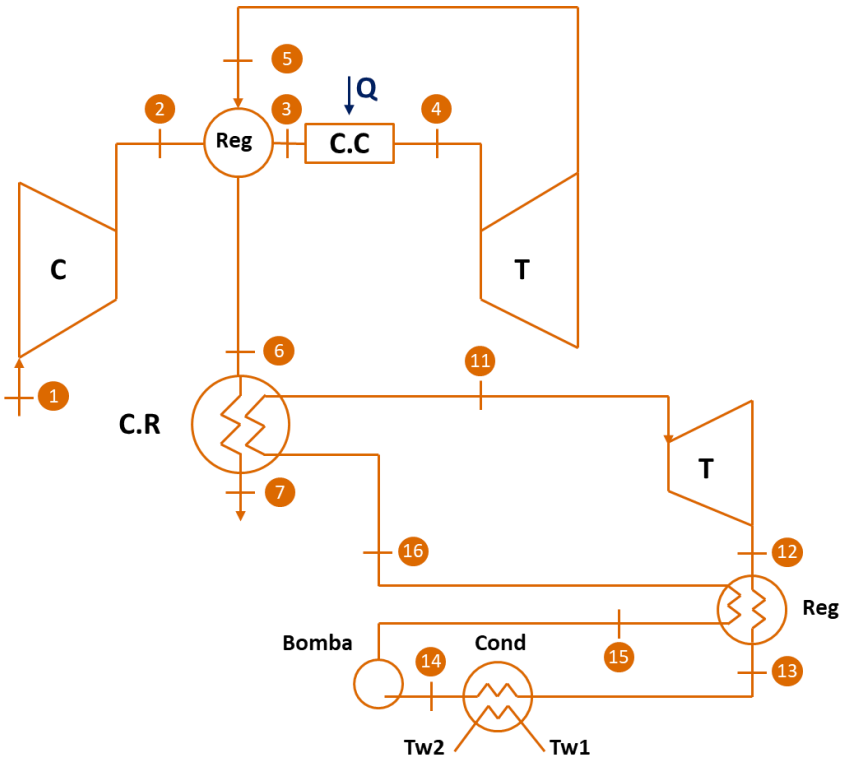



*Figura 41. Esquema configuración microturbina de gas con regenerador acoplada a un ciclo ORC subcrítico regenerado*

Los parámetros característicos de este modelo se presentan en la **Tabla 13**. Asimismo, se puede comprobar un aumento del rendimiento como consecuencia del acoplamiento del ciclo ORC.

*Tabla 13. Datos característicos modelo microturbina de gas regenerada con ORC subcrítico regenerado*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{TG}$ | **100kWe** |
| $\dot{W}_{ORC}$ | 21,95kWe |
| $\dot{W}_{TOTAL}$ | 121,95kWe |
| $\dot{V}$ | 0kWt |
| $\eta_{HHV}$ | 34,87% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |
| $T_{salida}$ | 120ºC |

El procedimiento es similar al empleado en los dos modelos anteriores, sin embargo, hay que considerar que el ORC está acoplado al ciclo de gas de la microturbina y por tanto analizar los costes considerando la suma de ambos ciclos (inversiones, trabajos/energías, etc.).

1. **Inversión.** En esta situación, hay que distinguir entre la inversión de la microturbina de gas y la que supondría la instalación del ORC.

   Del mismo modo que para el apartado anterior, se ha estimado una inversión de 1.576$/kWe conforme al NREL [4], considerando solo potencia.

   Por otro lado, de acuerdo con el informe técnico económico de Quoilin et al. [14] sobre los costes de implantación de un ciclo ORC en 2002 a una planta de biomasa de 1000kWe, se ha considerado una inversión de ciclo ORC de 7.700€/kWe. Dicha inversión incluye el coste de la caldera de recuperación.

2. **Combustible**. El procedimiento es igual que para el modelo anterior puesto que la microturbina se utiliza sólo para producción eléctrica ($\dot{V} = 0$), sin embargo, el rendimiento de la microturbina ha ascendido debido al acoplamiento del ciclo ORC.

3. **Operación y mantenimiento.** Será necesario distinguir los costes de operación y mantenimiento de la microturbina de gas respecto a los del ORC para el cálculo del coste total.

   Los costes de operación y mantenimiento correspondientes a la microturbina de gas presentan el mismo valor que en los dos modelos anteriores (15$/MWhe [4]). Por otro lado, dichos costes de operación y mantenimiento relativos al ciclo ORC toman el valor actualizado de 2,4€/MWhe [13] para configuraciones WHP (Waste Heat to Power). De este modo, el coste total de operación y mantenimiento se obtiene mediante la siguiente expresión:

4. **Emisión $CO_2$**. Estos costes se calcularán del mismo modo que en el apartado anterior puesto que todo el calor se utiliza para producir energía eléctrica y no existe cogeneración. Sin embargo, se ha de considerar en este caso el aporte de potencia que realiza el ciclo ORC y el aumento del rendimiento de la microturbina, a diferencia del modelo anterior.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 6 12.3 Modelo económico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica.**

### 3.2.4 Turbina mediana de gas (sin regenerador) para cogeneración

El esquema de la configuración viene representado en la **Figura 42**. En este caso, todo el calor producido en la caldera de recuperación se utiliza exclusivamente para cogeneración.

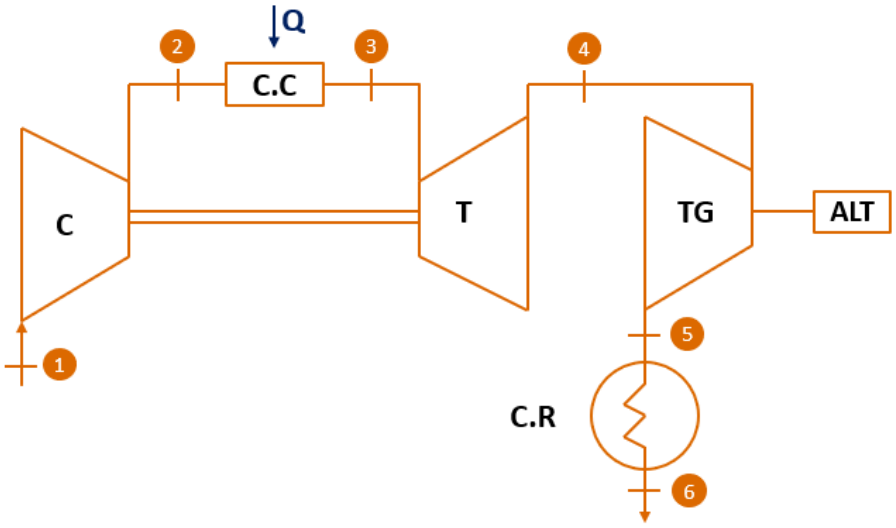



*Figura 42. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador y caldera de recuperación*

Los parámetros característicos del modelo se presentan en la **Tabla 14**.

*Tabla 14. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{neto}$ | $\mathbf{37,78MWe}$ |
| $\dot{V}$ | $46{,}49MWt$ |
| $\eta_{HHV}$ | 38,41% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |
| $T_{salida}$ | 120℃ |

A continuación, se van a analizar los costes normalizados para este modelo de turbina mediana de gas.

1. **Inversión**. La inversión de una turbina mediana de gas se ha calculado conforme a los parámetros característicos presentados en el NREL [4] para cogeneración (CHP), tal y como se presentan en la **Figura 43**. De este modo, se ha estimado un coste de instalación equivalente a 702$/kW (2003) para una turbina con capacidad nominal de 40MWe. Se ha utilizado el mismo tipo de cambio que para el caso de la microturbina de gas, obtenido a 30/12/2016 de 1,0517 EURUSD [8]. Del mismo modo, se ha utilizado el indicador económico CEPCI (**Tabla 9)** para actualizar dicha inversión de 2003 al año 2016.

| Cost and Performance Characteristics[3] | System 1 | System 2 | System 3 | System 4 | System 5 |
|---|---|---|---|---|---|
| Nominal Capacity (kW) | 1,000 | 5,000 | 10,000 | 25,000 | 40,000 |
| Gas Turbine Characteristics | | | | | |
| Electrical Efficiency (%), LHV | 24.3 | 30.1 | 32.2 | 38.0 | 41.0 |
| Electric Heat Rate (Btu/kWh), HHV[4] | 15,580 | 12,590 | 11,765 | 9,945 | 9,220 |
| Electrical Efficiency (%), HHV | 21.9 | 27.1 | 29.0 | 34.3 | 37.0 |
| Fuel Input (MMBtu/hr) | 15.6 | 62.9 | 117.7 | 248.7 | 368.8 |
| Installed Cost - Power Only (2003 $/kW) | 1,403 | 779 | 716 | 659 | 592 |
| Installed Cost - CHP (2003 $/kW)[5] | 1,910 | 1,024 | 928 | 800 | 702 |
| O&M Costs (2003 $/kWh) | 0.0096 | 0.0059 | 0.0055 | 0.0049 | 0.0042 |
| Required Fuel Gas Pressure (psig) | 95 | 160 | 250 | 340 | 435 |
| CHP Characteristics | | | | | |
| Exhaust Flow (1,000 lb/hr) | 44 | 162 | 316 | 571 | 954 |
| Turbine Exhaust Temperature (°F) | 950 | 950 | 915 | 950 | 854 |
| HRSG Exhaust Temperature (°F) | 320 | 320 | 320 | 320 | 320 |
| Steam Output (MMBtu/hr) | 6.7 | 25.0 | 46.5 | 89.9 | 127.3 |
| Total CHP Efficiency[6] | 65 | 67 | 69 | 70 | 72 |
| Heat/Fuel Ratio[7] | 0.43 | 0.40 | 0.40 | 0.36 | 0.35 |
| Power/Heat Ratio[8] | 0.51 | 0.68 | 0.73 | 0.95 | 1.07 |
| Net Heat Rate (Btu/kWh)[9] | 7,205 | 6,343 | 5,953 | 5,453 | 5,242 |

*Figura 43. Parámetros típicos de comportamiento de una turbina mediana de gas. Fuente: NRELL [4]*

2. **Combustible.** El valor de la tarifa de combustible de gas natural, referida a 2016 en PCS para consumidores industriales en España (**Tabla 10** [10]), es el mismo que el utilizado en los modelos para las configuraciones de microturbina de gas. La principal diferencia respecto al caso de microturbina radica en que el rendimiento de la turbina mediana de gas es superior, así como la cantidad de calor producida en la caldera de recuperación.

3. **Operación y mantenimiento.** Los costes de operación y mantenimiento, recogidos en la **Figura 43**, toman un valor de 4,2$/MWhe en 2003. Siguiendo un proceso análogo al desarrollado en la inversión, se actualizan dichos costes.

4. **Emisión $CO_2$.** Se ha utilizado la misma tarifa de emisión del $CO_2$ [8] y seguido el mismo procedimiento que para el caso de microturbina de gas.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 7 13.1 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador para cogeneración.**

### 3.2.5 Turbina mediana de gas (sin regenerador) para producción eléctrica

El esquema de esta configuración es similar al del apartado anterior, exceptuando la supresión de la caldera de recuperación (**Figura 44)**. La principal diferencia reside en que la turbina sólo se emplea en generación eléctrica, sin recuperar calor útil ($\dot{V} = 0$). De este modo, los parámetros característicos del modelo se reflejan en la **Tabla 15**.

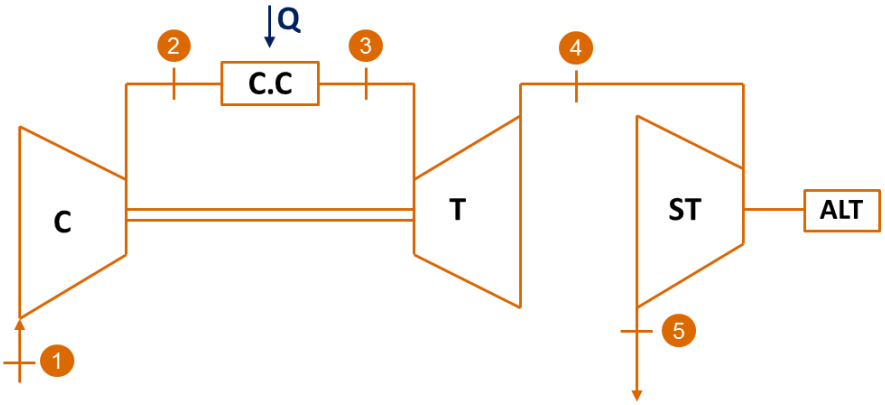



*Figura 44. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador ni caldera de recuperación*

*Tabla 15. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{neto}$ | $\mathbf{40MWe}$ |
| $\dot{V}$ | $0MWt$ |
| $\eta_{HHV}$ | 40,66% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |

A continuación, se procede al cálculo de los costes normalizados de forma análoga al procedimiento detallado en el apartado anterior, utilizando las mismas tarifas. Tal y como sucedía para el caso de la microturbina, los costes de instalación varían respecto al apartado anterior puesto que va a ser utilizada únicamente para electricidad ("power only", NREL [4]) en vez de para cogeneración. El valor del coste de instalación asciende en este caso a 592$/kW.

Por otro lado, debido a que $\dot{V} = 0$, el sustraendo del cálculo de los costes normalizados del combustible y del $CO_2$ no afecta a efectos de cálculo. Esto es debido a que no se descuenta del coste el ahorro que supone dejar de recuperar el calor útil y dejar de emitir $CO_2$.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 7 13.2 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica.**

### 3.2.6 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica

En el esquema de la configuración representado en la **Figura 45**, se presenta el ciclo orgánico Rankine (ORC) acoplado al ciclo de gas de la turbina mediana. El siguiente modelo considera que todo el trabajo producido por el ciclo ORC junto con el producido por la turbina mediana de gas se utilizan sólo para producción eléctrica $(\dot{V} = 0)$. Sin embargo, no se ha considerado aprovechable el calor del condensador del ORC ($\dot{V}_{cond} = 0$) para cogeneración en este modelo.

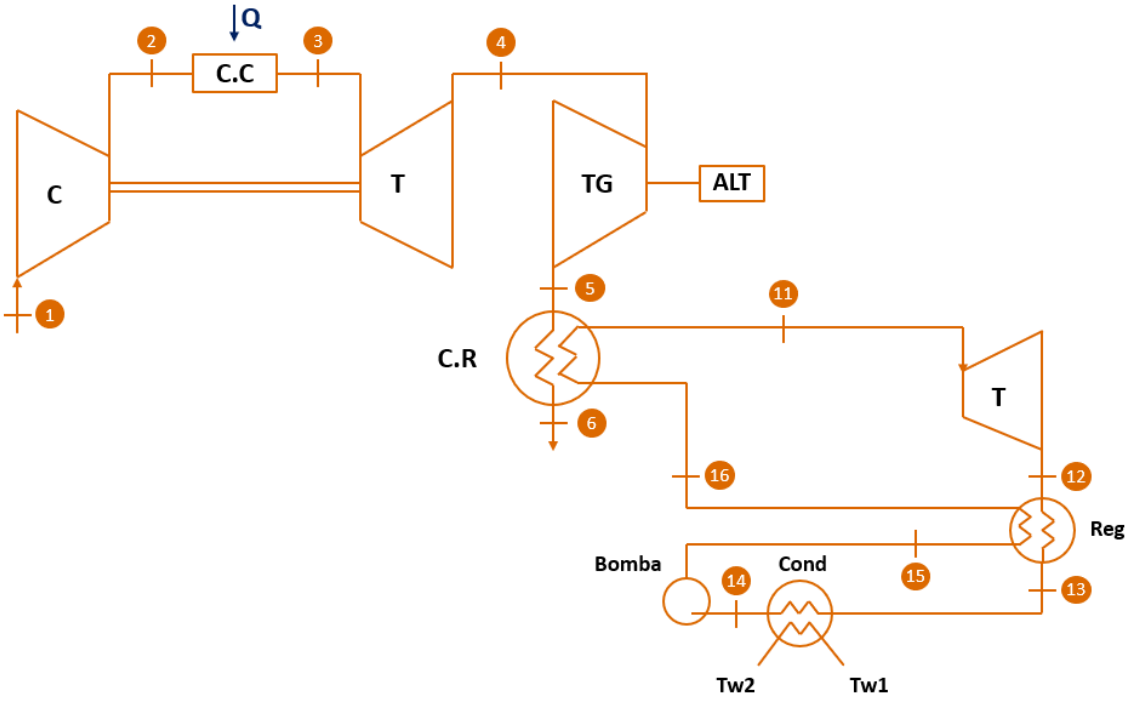



*Figura 45. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado*

Los parámetros característicos de este modelo se presentan en la **Tabla 16**. Se puede comprobar un aumento del rendimiento como consecuencia del acoplamiento del ciclo ORC.

*Tabla 16. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerar con ORC supercrítico regenerado*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{TG}$ | **38,76MWe** |
| $\dot{W}_{ORC}$ | 7,76MWe |
| $\dot{W}_{TOTAL}$ | 46,52We |
| $\dot{V}$ | 0MWt |
| $\eta_{HHV}$ | 46,3% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |
| $T_{salida}$ | 291,1°C |

El procedimiento es similar al empleado en los dos modelos anteriores, sin embargo, hay que considerar que el ORC está acoplado al ciclo de gas de la turbina mediana y por tanto analizar los costes considerando la suma de ambos ciclos (inversiones, trabajos/energías, etc.).

1. **Inversión.** En este modelo, será necesario distinguir entre la inversión de la turbina mediana de gas y la que supondría la instalación del ORC.

   Del mismo modo que para el apartado anterior, se ha estimado una inversión de 592$/kWe conforme al NREL [4], considerando solo potencia (sin cogeneración-CHP).

   Por otro lado, tal y como Quoilin et al. explican en el informe técnico económico de ciclos orgánicos Rankine [14], se ha considerado una inversión de ciclo ORC de 1.000€/kWe. Este valor puede obtenerse a partir de la **Figura 46** para un trabajo de ciclo ORC similar a 7MWe=7000kWe suponiendo que todo el trabajo se emplea en la producción de energía eléctrica (WHR-Waste to Heat Power). Dicha inversión contiene de forma implícita el coste de la caldera de recuperación.

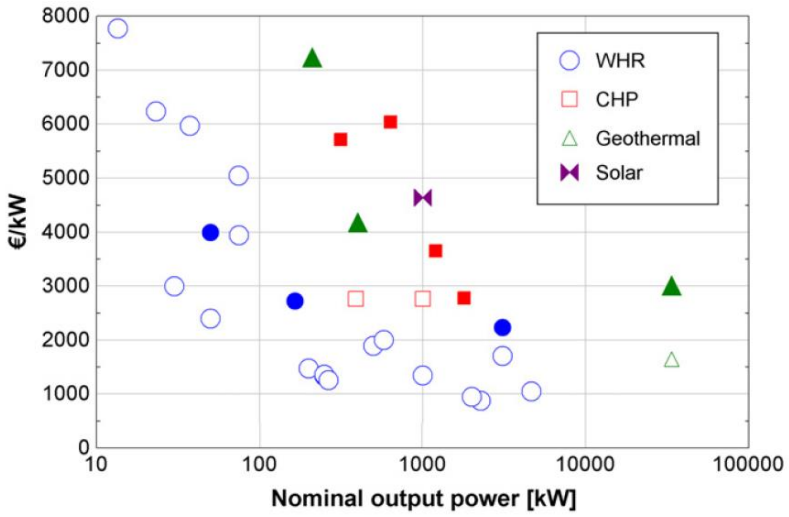



*Figura 46. Costes de inversión de ciclos orgánicos Rankine según potencia nominal. Fuente: [14]*

2. **Combustible**. El método seguido es idéntico al del modelo anterior puesto que la turbina mediana de gas se utiliza sólo para producción eléctrica ($\dot{V} = 0$), sin embargo, el rendimiento de la microturbina ha ascendido debido al acoplamiento del ciclo ORC.

3. **Operación y mantenimiento.** Será necesario distinguir los costes de operación y mantenimiento de la turbina mediana de gas respecto a los del ORC para el cálculo del coste total.

   Los costes de operación y mantenimiento correspondientes a la turbina mediana de gas presentan el mismo valor que en los dos modelos anteriores (4,2$/MWhe [4]). Por otro lado, los costes de operación y mantenimiento relativos al ciclo ORC

toman el valor actualizado de 2,4€/MWhe [13] para configuraciones WHP (Waste Heat to Power).

4. **Emisión $CO_2$.** Los costes de emisión se calcularán del mismo modo que en el apartado anterior puesto que todo el calor se utiliza para producir energía eléctrica y no existe cogeneración. Sin embargo, es necesario considerar en este caso el aporte de potencia que realiza el ciclo ORC y el aumento del rendimiento de la turbina mediana de gas respecto del modelo anterior.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 7 13.3 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica.**

### 3.2.7 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)

La configuración para este supuesto es idéntica a la representada en el apartado anterior según la **Figura 45**, donde se presenta el ciclo orgánico Rankine (ORC) acoplado al ciclo de gas de la turbina mediana.

El siguiente supuesto considera que el trabajo producido por la turbina mediana de gas junto con el trabajo del ciclo ORC se utiliza para la producción de energía eléctrica $(\dot{V} = 0)$. Asimismo, se considera que se condensa a una temperatura suficiente para aprovechar el calor producido en el condensador del ciclo ORC, el cuál será utilizado para cogeneración ($\dot{V}_{cond} > 0$).

Los parámetros característicos para este supuesto son idénticos a los del modelo anterior, indicados en la **Tabla 17**. Se puede comprobar un aumento del rendimiento como consecuencia del acoplamiento del ciclo ORC.

*Tabla 17. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{TG}$ | $\mathbf{38,76 MWe}$ |
| $\dot{W}_{ORC}$ | $7{,}76 MWe$ |
| $\dot{W}_{TOTAL}$ | $46{,}52 MWe$ |
| $\dot{V}_{cond}$ | $16{,}68 MWt$ |
| $\eta_{HHV}$ | 46,3% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |
| $T_{salida}$ | 291,1ºC |

El cálculo de costes normalizados presenta la misma estructura que para el supuesto anterior, sin embargo, se ha incluido el calor del condensador del ORC utilizado para cogeneración como sustraendo en las expresiones de los costes de combustible y emisión de $CO_2$, por lo que dichos costes presentarán un valor distinto respecto del supuesto anterior.

Los costes normalizados se calculan del siguiente modo:

1. **Inversión.** Los costes de inversión toman el mismo valor que en el supuesto anterior, distinguiendo entre la inversión de la turbina mediana de gas y la del ciclo ORC.

2. **Combustible.** Los costes relativos al combustible varían debido a que el calor producido por el condensador del ciclo ORC se utiliza para cogeneración.

3. **Operación y mantenimiento.** Los costes de operación y mantenimiento toman el mismo valor que en el supuesto anterior, distinguiendo entre los costes relativos a la turbina mediana de gas y el ciclo ORC.

4. **Emisión $CO_2$.** Los costes relativos al combustible varían debido a que el calor producido por el condensador del ciclo ORC se utiliza para cogeneración.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 7 13.4 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).**

### 3.2.8 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera)

La configuración para este supuesto viene representada por la **Figura 47**. En ella se puede observar el ciclo de turbina mediana de gas con un ciclo ORC supercrítico regenerado, a los cuales se ha añadido una caldera adicional a la salida para disminuir la temperatura final hasta 120℃ cuyo calor intercambiado será utilizado para cogeneración. Por tanto, este modelo opera bajo la siguiente hipótesis:

- Tanto el calor producido por el condensador del ciclo ORC como el calor de la caldera adicional de salida, se emplean para cogeneración ($\dot{V}_{cond}, \dot{V}_{CRV} > 0$).

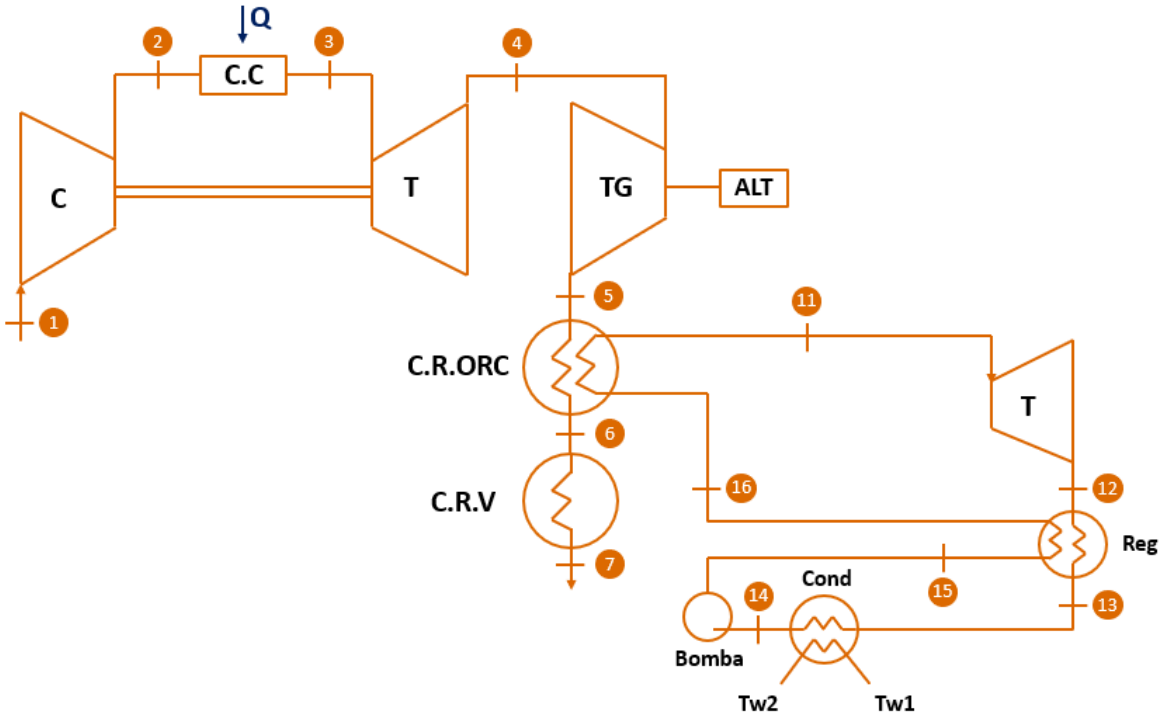



*Figura 47. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerador acoplada a un ciclo ORC supercrítico regenerado con caldera adicional a la salida para cogeneración*

Los parámetros característicos para este supuesto se recogen en la **Tabla 18**.

*Tabla 18. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado y caldera adicional a la salida*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{TG}$ | $\mathbf{36,65 MWe}$ |
| $\dot{W}_{ORC}$ | $8{,}12 MWe$ |
| $\dot{W}_{TOTAL}$ | $44{,}77 MWe$ |
| $\dot{V}_{cond}$ | $16{,}87 MWt$ |
| $\dot{V}_{CRV}$ | $23{,}61 MWt$ |

| | |
|---|---|
| $\dot{V}_{TOTAL}$ | $40{,}48 MWt$ |
| $\eta_{HHV}$ | 44,57% |
| $\eta_{ref,V}$ | 90% |
| $T_{salida}$ | 120℃ |

El cálculo de costes normalizados presenta la misma estructura que para el supuesto anterior. De este modo, se tendrá en cuenta el calor utilizado para cogeneración como sustraendo en las expresiones de los costes de combustible y emisión de $CO_2$.

A efectos de cálculo, las inversiones, tarifas y costes de mantenimiento se conservan respecto al supuesto previo. La principal diferencia respecto al caso anterior reside en que en este supuesto se utiliza, además del calor producido en el condensador, el calor de la caldera adicional (CRV) para cogeneración.

A continuación, se analizan los costes normalizados para esta configuración de ciclo:

1. **Inversión.** Como ocurría en los casos anteriores, resulta necesario distinguir entre la inversión de la turbina mediana de gas y la del ciclo ORC. Este último coste de inversión incluye consigo la caldera del ORC.

   A diferencia del caso anterior, hay que añadir el coste de inversión de la caldera de salida adicional, el cual se calculará como la diferencia entre los costes de inversión de la turbina mediana gas para producir sólo cogeneración (apartado **3.2.4**) y sólo electricidad (apartado **3.2.5**).

2. **Combustible.** Los costes relativos al combustible varían debido a que el calor producido por el condensador del ciclo ORC y el de la caldera de recuperación de salida se utiliza para cogeneración.

3. **Operación y mantenimiento.** Tal y como ocurría en los casos anteriores, resulta necesario distinguir entre los costes relativos a la turbina mediana de gas y la del ciclo ORC. Se consideran despreciables los costes de operación y mantenimiento relativos a la caldera adicional de salida en comparación con los de los ciclos.

4. **Emisión $CO_2$**. Los costes relativos al combustible varían debido a que el calor producido por el condensador del ciclo ORC se utiliza para cogeneración.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 7 13.5 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera).**

### 3.2.9 Turbina mediana de gas (sin regenerador) acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)

Para la realización de este modelo, se ha eliminado el regenerador del Ciclo Orgánico Rankine (ORC). Se puede comprobar en la **Figura 48** dicha configuración: un ciclo de turbina mediana de gas sin regenerar acoplado a un ORC supercrítico sin regenerar. De este modo, todo el calor producido por la caldera se destinará para producción eléctrica mientras que el calor del condensador del ciclo ORC se utilizará para cogeneración ($\dot{V}_{cond} > 0$). La temperatura de salida de caldera de los gases será de 120℃.

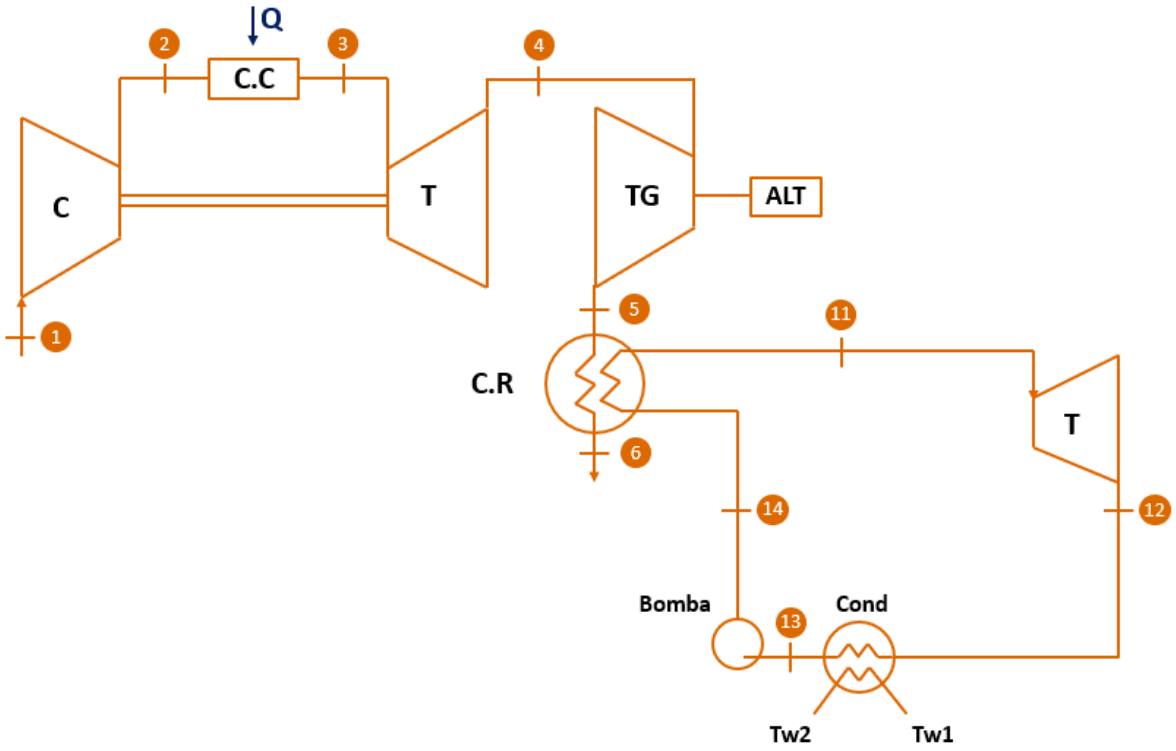



*Figura 48. Esquema configuración turbina mediana de gas sin regenerar acoplada a un ciclo ORC supercrítico sin regenerar*

Los parámetros característicos del modelo se recogen en la **Tabla 19**.

*Tabla 19. Datos característicos modelo turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico sin regenerar*

| | |
|---|---|
| $\dot{W}_{TG}$ | $\mathbf{38,76 MWe}$ |
| $\dot{W}_{ORC}$ | $8{,}99 MWe$ |
| $\dot{W}_{TOTAL}$ | $47{,}74 MWe$ |
| $\dot{V}_{cond}$ | $37{,}02 MWt$ |
| $\eta_{HHV}$ | 47,54% |
| $\eta_{ref}$ | 90% |
| $T_{salida}$ | 123,8℃ |

El cálculo de costes normalizados se realiza del mismo modo que para el apartado **3.2.7**. La principal diferencia reside en que el ciclo ORC no presenta regenerador en este caso.

Los costes normalizados se obtenienen del siguiente modo:

1. **Inversión.** Se distingue entre la inversión de la turbina mediana de gas y la del ciclo ORC.

2. **Combustible.** Los costes relativos al combustible tienen en cuenta el hecho de que el calor producido por el condensador del ciclo ORC se utiliza para cogeneración.

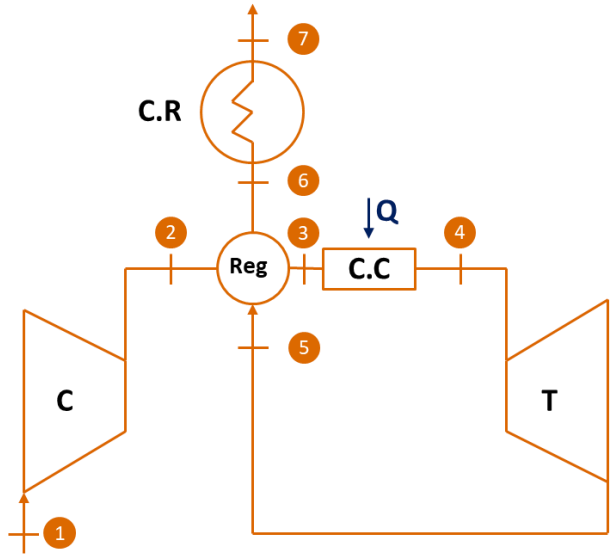
3. **Operación y mantenimiento.** Se distingue, a su vez, entre los costes relativos a la turbina mediana de gas y al ciclo ORC.

4. **Emisión $CO_2$**. Los costes relativos al combustible consideran que el calor producido por el condensador del ciclo ORC se utiliza para cogeneración.

El cálculo detallado de los costes normalizados para este modelo se muestra en el **Anexo 7 13.6 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador).**

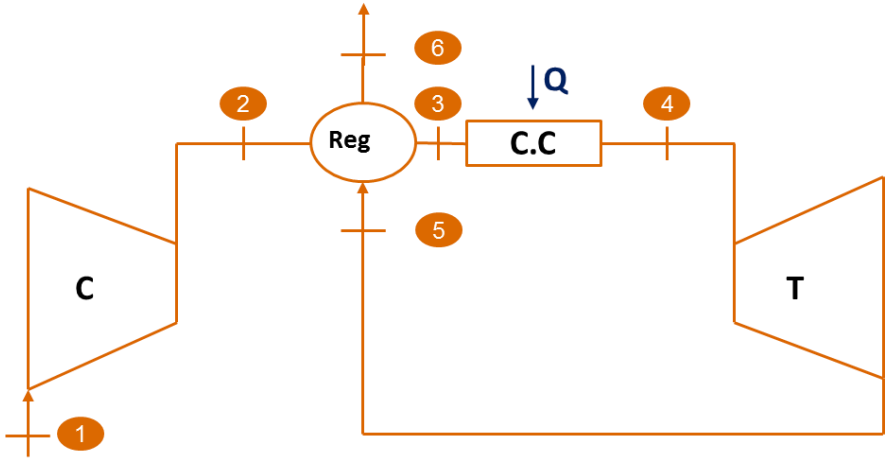
# 4 Análisis de resultados

Microturbina de gas con regenerador para cogeneración



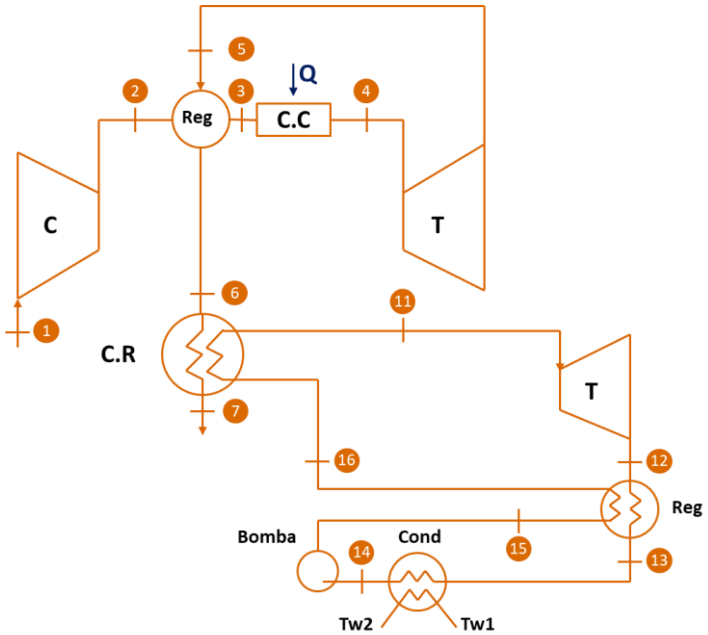

| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{HHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | $Fluido_{ORC}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 83,5% | 78,86% | 28,78% | 256,8ºC | 120ºC | | | |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | |
| 121,8kW | | | 121,8kW | 100kW | | 100kW | |
| $CN_{INV}$* | $CN_F$* | $CN_{OM}$* | $CN_{CO2}$* | LCOE* | LROE* | *€/MWh | |
| 54,18 | 82,20 | 22,56 | 5,11 | 164,05 | 72,45 | | |

Microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica



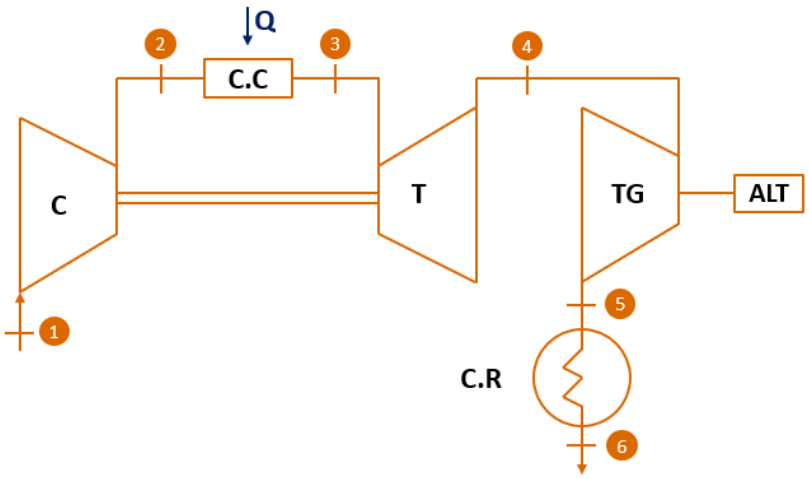

| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{HHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | FluidoORC | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 83,5% | 78,86% | 29,14% | | | | | |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | |
| | | | | 100kW | | 100Kw | |
| $CN_{INV}$* | $CN_F$* | $CN_{OM}$* | $CN_{CO2}$* | LCOE* | LROE* | *€/MWh | |
| 48,27 | 132,98 | 22,56 | 8,27 | 212,07 | 72,45 | | |

Microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica



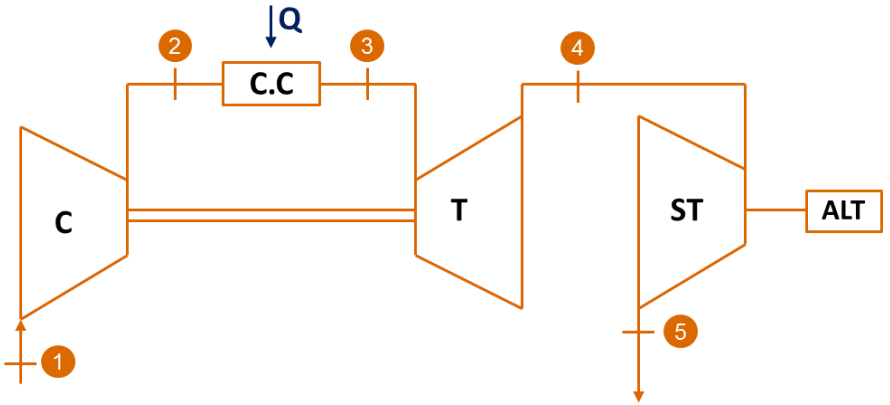

| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{HHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | $Fluido_{ORC}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 83,5% | 78,86% | 31,93% | 256,8ºC | 120ºC | Ciclopentano | 18,03% | 34,87% |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | |
| | | | | 100kW | 21,95kW | 121,95kW | |
| $CN_{INV}$* | $CN_F$* | $CN_{OM}$* | $CN_{CO2}$* | LCOE* | LROE* | *€/MWh | |
| 84,95 | 91,12 | 19,01 | 5,66 | 200,74 | 72,45 | | |

Turbina mediana de gas sin regenerador para cogeneración




| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{LHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | $Fluido_{ORC}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 87,97% | 83,08% | 38,41% | 473,4ºC | 120ºC | | | |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | |
| 46,49MW | | | 46,49MW | 37,78MW | | 37,78MW | |
| $CN_{INV}$* | $CN_F$* | $CN_{OM}$* | $CN_{CO2}$* | LCOE* | LROE* | *€/MWh | |
| 22,76 | 48,35 | 6,32 | 2,99 | 80,40 | 72,45 | | |

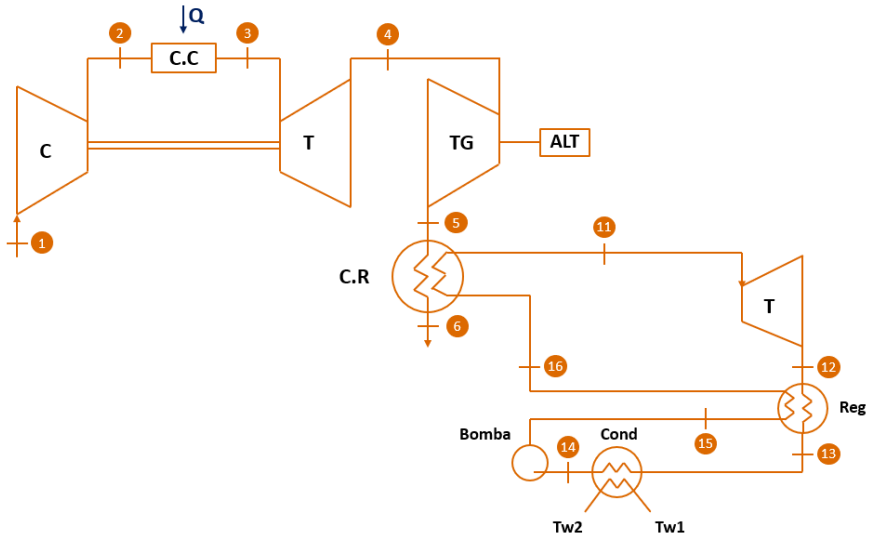
Turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica



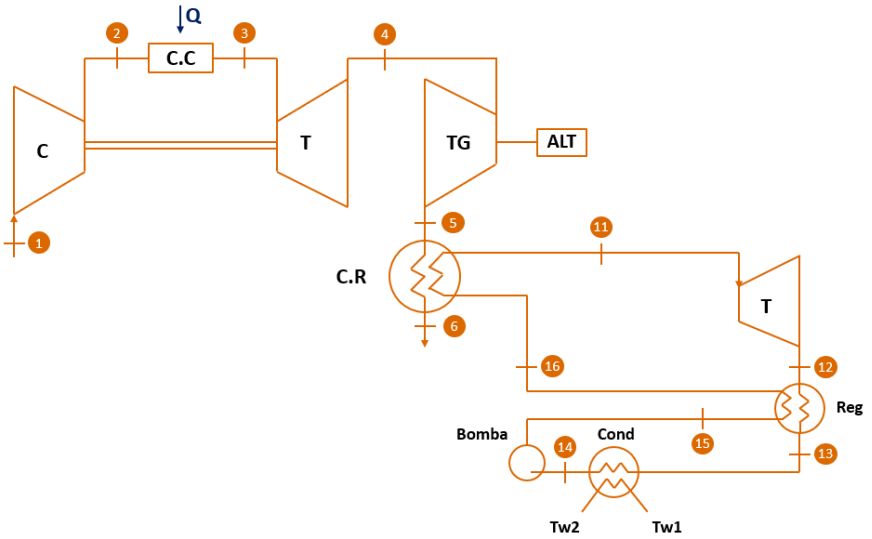

| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{LHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | FluidoORC | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 87,97% | 83,08% | 40,66% | | | | | |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | |
| | | | | 40MW | | 40MW | |
| $CN_{INV}$* | $CN_F$* | $CN_{OM}$* | $CN_{CO2}$* | LCOE* | LROE* | *€/MWh | |
| 18,13 | 95,30 | 6,32 | 5,92 | 125,67 | 72,45 | | |

Turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para:

Producción eléctrica



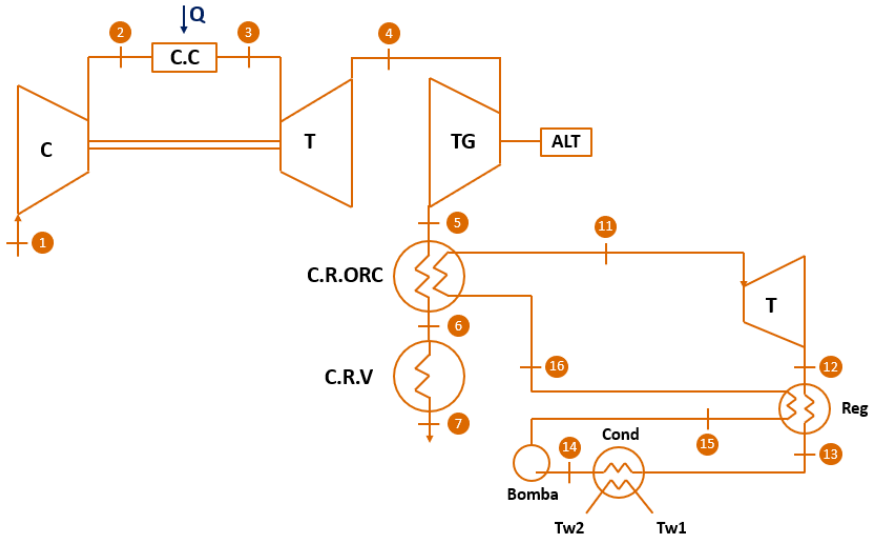

Producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)




| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{LHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | $Fluido_{ORC}$ | $\eta_{ORC}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 87,97% | 83,08% | 38,41% | 473,4ºC | 291,1ºC | Benceno | 31,77% | 46,3% |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | |
| | | | | 38,76MW | 7,76MW | 46,52MW | |
| $CN_{INV}$* | $CN_F$* | $CN_{OM}$* | $CN_{CO2}$* | LCOE* | LROE* | *€/MWh | |
| 19,58 | 70,36 | 5,73 | 4,33 | 100,01 | 72,45 | | |

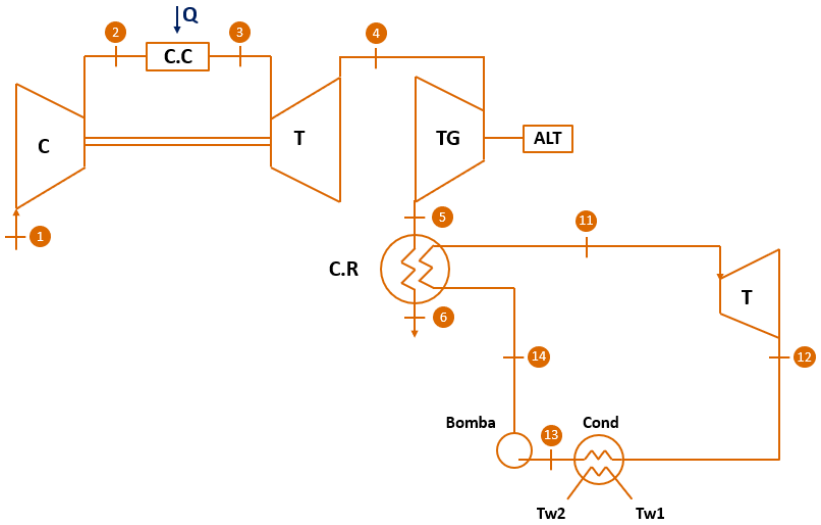
| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{LHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | FluidoORC | $\eta_{ORC}$ | $T^a_{e,cond}$ | $T^a_{s,cond}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 87,97% | 83,08% | 38,41% | 473,4ºC | 291,1ºC | Benceno | 31,77% | 98,8ºC | 85ºC | 46,3% |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | | | |
| | 16,67MW | | 16,67MW | 38,76MW | 7,76MW | 46,52MW | | | |
| $CN_{INV}$* | $CN_F$* | $CN_{OM}$* | $CN_{CO2}$* | LCOE* | LROE* | *€/MWh | | | |
| 19,58 | 54,78 | 5,73 | 5,37 | 83,47 | 72,45 | | | | |

Turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para Producción eléctrica y Cogeneración (calor condensador y caldera)




| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{LHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | $Fluido_{ORC}$ | $\eta_{ORC}$ | $T^a_{e,cond}$ | $T^a_{s,cond}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 87,97% | 83,05% | 36,32% | 302,9ºC | 120ºC | Benceno | 16,71% | 98,8ºC | 85ºC | 44,57% |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | | | |
| | 16,87 | 23,61 | 40,48 | 36,65 | 8,12 | 44,77 | MW | | |
| $CN_{INV}$ | $CN_F$ | $CN_{OM}$ | $CN_{CO2}$ | LCOE | LROE | | | | |
| 23,55 | 32,53 | 5,68 | 2 | 63,77 | 72,45 | €/MWh | | | |

Turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)




| $\eta_T$ | $\eta_C$ | $\eta_{LHV}$ | $T^a_{e,C.R}$ | $T^a_{s,C.R}$ | FluidoORC | $\eta_{ORC}$ | $T^a_{e,cond}$ | $T^a_{s,cond}$ | $\eta_{C.C}$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 87,97% | 83,05% | 38,41% | 473,4ºC | 123,8ºC | Benceno | 19,53% | 316,2ºC | 85ºC | 47,54% |
| $\dot{V}_{C.R}$ | $\dot{V}_{cond}$ | $\dot{V}_{CRV}$ | $\dot{V}_{TOT}$ | $\dot{W}_{TG}$ | $\dot{W}_{ORC}$ | $\dot{W}_{TOT}$ | | | |
| | 37,02 | | 37,02 | 38,76 | 8,99 | 47,74 | MW | | |
| $CN_{INV}$ | $CN_F$ | $CN_{OM}$ | $CN_{CO2}$ | LCOE | LROE | | | | |
| 19,69 | 33,08 | 5,66 | 2,04 | 60,46 | 72,45 | €/MWh | | | |

Una vez mostrados los resultados tanto técnicos como económicos para las configuraciones anteriores, se van a realizar varios análisis de sensibilidad para analizar cómo varían los costes normalizados conforme a los siguientes parámetros. Dichos análisis de sensibilidad han sido realizados sobre el modelo de turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador), puesto que es la configuracción que presenta menores costes y la solución escogida como se comentará en **5 Conclusiones.**

- **Horas de operación de la turbina.** Se han representado los costes normalizados globales en función del número de horas de operación de la turbina (**Figura 49**).

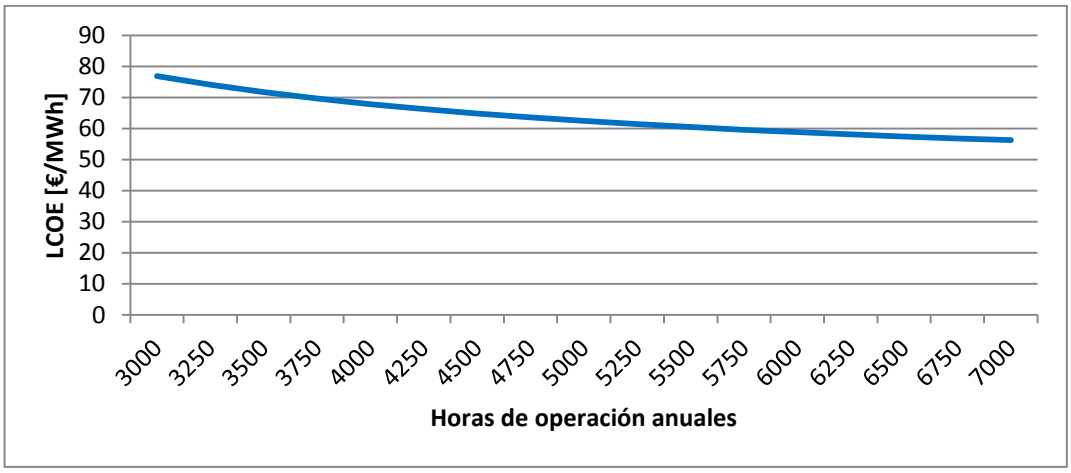



*Figura 49. Representación gráfica LCOE frente al número de horas de operación anuales de la turbina*

Se comprueba que el valor seleccionado de 5500 horas para realizar los modelos es razonable. Para valores inferiores a 5500 horas los costes normalizados son mayores, mientras que valores superiores no serían realistas puesto que las turbinas no suelen operar tantas horas anualmente.

- **Tasa nominal de incremento de la tarifa de combustible**. La **Figura 50** muestra la representación gráfica de los costes normalizados totales frente a la tasa nominal de incremento de la tarifa de combustible ($r_f$).

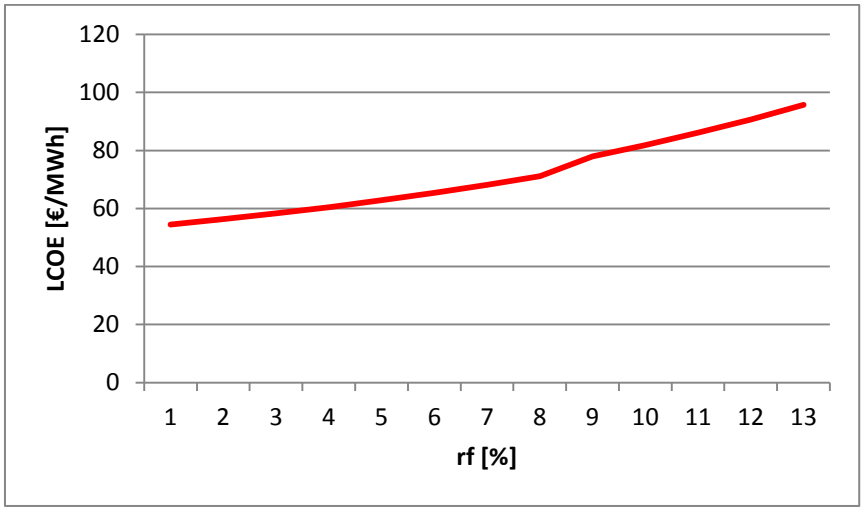



*Figura 50. Representación gráfica LCOE frente a la tasa de incremento de la tarifa de combustible*

Se comprueba que el valor seleccionado (5%) resulta razonable puesto que para valores superiores a éste, se incrementarían los costes.

- **Tasa nominal de incremento de tarifa de $CO_2$ ($r_{CO2}$).** A continuación, se representan los costes normalizados totales frente a la tasa nominal de incremento de la tarifa de emisión de $CO_2$ (**Figura 51**).

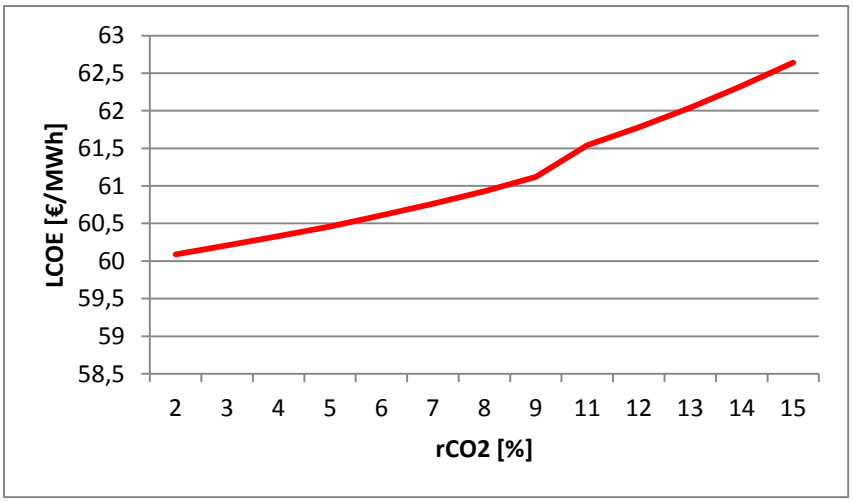



*Figura 51. Representación gráfica LCOE frente a la tasa de incremento de la tarifa de $CO_2$*

A partir de la **Figura 51**, se observa que los costes totales no son muy sensibles a este parámetro, variaban más con los parámetros previos. De todos modos, dicha sensibilidad puede reducirse con el empleo de medidas anteriormente explicadas fundamentadas en la cogeneración.

En particular, si se comparan los costes de emisión de $CO_2$ de las configuraciones de turbina mediana de gas empleada excluisvamente para producción eléctrica con la utilizada para cogeneración aprovechando el calor de la caldera de recuperación (**Figura 52**), se observa que dichos costes se reducen desde 5,92€/MWh hasta

2,98€/MWh. La reducción es considerable puesto que en modo cogeneración se deja de consumir combutsible por aprovechamiento del calor en el ciclo. Al dejar de consumir combustible se producen menores emisiones de $CO_2$, logrando una baja sensibilidad al precio del mismo.

Por último, el valor de 5% empleado en los modelos resulta adecuado debido a que los costes ascienden conforme aumenta dicha tasa.

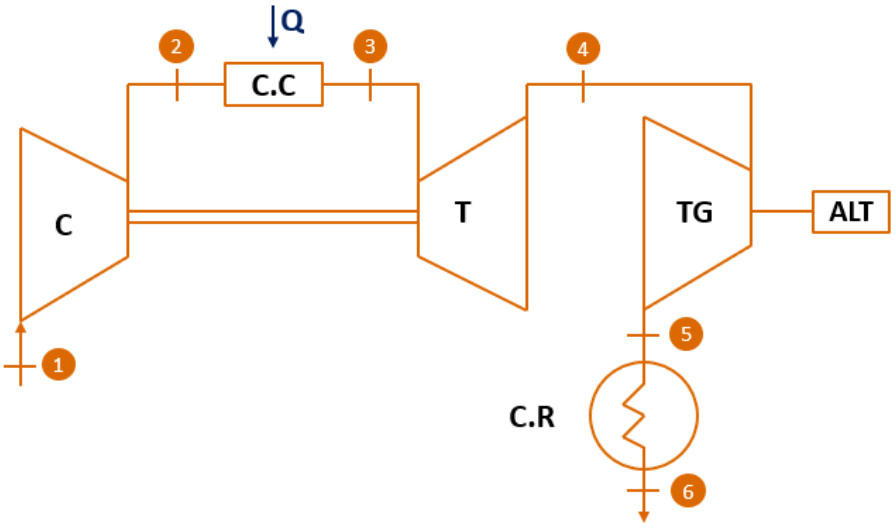



*Figura 52. Esquema turbina mediana de gas para cogeneración (calor caldera de recuperación)*

- **Tarifa de emisión de $CO_2$**. A continuación, se representan los costes nnormalizados frente al precio de la tarifa de emisión de $CO_2$ (**Figura 53**).

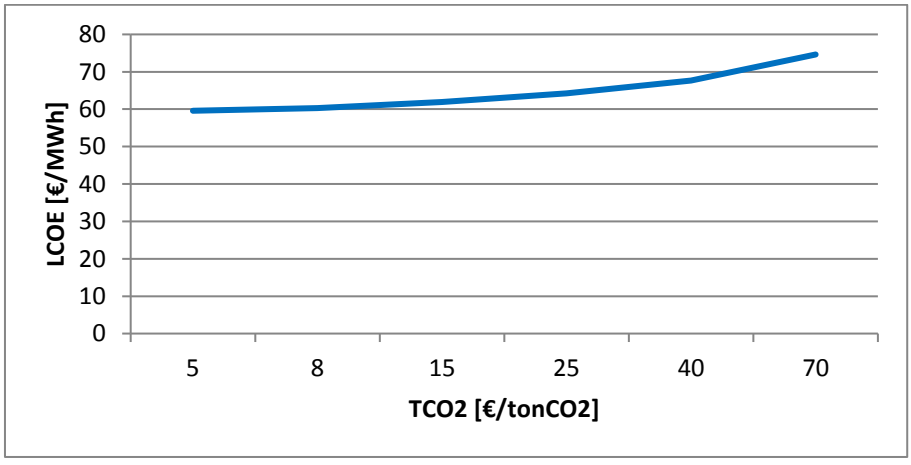



*Figura 53. Representación gráfica LCEO frente a la tarifa de emisión de $CO_2$*

Si bien es cierto que los costes de emisión de $CO_2$ se incrementan con el precio de la tarifa del mismo, se puede reducir esta sensibilidad acudiendo a técnicas de cogeneración (**Figura 52**). En línea con lo explicado para el parámetro anterior, los costes de emisión de $CO_2$ se reducen al no utilizar tanto combustible debido al

aprovechamiento del calor de la caldera de recuperación y/o del condensador si la turbina estuviera acoplada a un ciclo ORC.

Por otro lado, acorde con los dos escenarios de generación distribuida y de transición sostenible para 2030 planteados por la Comisión de Expertos de Transición Energética [15], se prevé una tarifa de 50€/ton CO2 y 296TWh de demanda final para el primer escenario mientras que se estima un precio de 33€/ton CO2 para una demanda final de 285TWh en el segundo escenario. Por este motivo, se ha aumentado el rango de precios de dicha tarifa respecto del actual para el análisis.

Finalmente, se ha considerado una tarifa de emisión de $CO_2$ razonable correspondiente a 8,8€/ton$CO_2$ actuales conforme al valor de los derechos de emisión (EUAs) según el Sistema Europeo de Negociación de $CO_2$ [11] (**Tabla 11**).

# 5 Conclusiones

A continuación, se van a comparar en primer lugar los resultados económicos obtenidos para las tres configuraciones de **microturbinas** de gas analizadas. Los resultados se presentan en la **Tabla 20**. La notación utilizada es la siguiente:

- mTG indica microturbina de gas mientras que TG se refiere a turbina mediana.
- Cog. se refiere al aprovechamiento del calor para cogeneración.
- E+ se refiere al empleo de la turbina sólo para producción eléctrica.
- ORC indica el acoplamiento del ciclo de gas a un ciclo ORC. En el caso de que el ciclo ORC no sea regenerado, s eindicará del siguiente modo: ORC (Sin Reg).
- En aquellos casos en los que coexista cogeneración y producción eléctrica, se indicará explícitamente si el calor aprovechado para cogeneración es el del condensador (Vcond) y/o caldera adicional (Vcrv).

*Tabla 20. Resumen resultados económicos para configuraciones de microturbina de gas*

| | mTG_Cog. | mTG_E+ | mTG+ORC_E+ | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 54,18 | 48,27 | 84,95 | €/MWh |
| Comb. | 82,20 | 132,98 | 91,12 | €/MWh |
| OM | 22,56 | 22,56 | 19,01 | €/MWh |
| CO2 prod. | 5,11 | 8,27 | 5,66 | €/MWh |
| **LCOE** | **164,05** | **212,07** | **200,74** | **€/MWh** |

Debido a que se ha estimado un valor de LROE correspondiente a 72,45€/MWh, se puede comprobar a la vista de los resultados que las configuraciones de microturbinas no resultan económicamente viables.

El mejor resultado se obtiene para una configuración de microturbina destinada exclusivamente para cogeneración. Sin embargo, no resulta rentable todavía debido a que excede al LROE, siendo necesarias primas a la producción para alcanzar la rentabilidad.

En la segunda configuración de microturbina destinada sólo para producción eléctrica, se obtiene el coste más alto, sobre todo en términos del coste normalizado de combustible puesto que no se está dejando de consumir combustible por aprovechar calor en ciclo como ocurre en modo cogeneración. En general, se obtiene un producto de mayor valor económico, pero con un peor aprovechamiento del calor.

Por último, la tercera configuración relativa al acoplamiento de un ciclo ORC subcrítico regenerado, presenta un coste intermedio entre ambas soluciones. Por un lado, la inversión es mayor al añadir un ciclo ORC, pero los costes de combustible y CO2 se reducen al aumentar el rendimiento de la microturbina. En resumen, se aprovecha mejor el calor en comparación con la segunda configuración puesto que todo el calor del ORC se emplea

para la producción de energía eléctrica, aunque la primera solución de cogeneración seguiría siendo la más rentable en términos económicos.

A la vista de los resultados, no se han analizado más configuraciones variando el ciclo o aprovechamiento de calor del ORC, puesto que la diferencia en términos de coste respecto a la cogeneración es bastante grande y sería siendo mejor acudir a una técnica de cogeneración. Por tanto, se pasará a analizar a continuación la rentabilidad económica de las configuraciones de turbina mediana.

A continuación, se van a comparar los resultados económicos obtenidos para los seis supuestos analizados anteriormente sobre distintas configuraciones de **turbina mediana** de gas. Los resultados se presentan en la **Tabla 21**.

*Tabla 21. Resumen resultados económicos para configuraciones de turbina mediana de gas*

| | TG_Cog. | TG_E+ | TG+ORC_E+ | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 22,76 | 18,13 | 19,58 | €/MWh |
| Comb. | 48,35 | 95,30 | 70,36 | €/MWh |
| OM | 6,32 | 6,32 | 5,73 | €/MWh |
| CO2 prod. | 2,98 | 5,92 | 4,33 | €/MWh |
| **LCOE** | **80,40** | **125,67** | **100,01** | **€/MWh** |

| | TG+ORC_E+Vcond | TG+ORC_E+Vcond+Vcrv | TG+ORC (Sin Reg.)_E+Vcond | |
|---|---|---|---|---|
| INV | 19,58 | 23,55 | 19,69 | €/MWh |
| Comb. | 54,78 | 32,53 | 33,08 | €/MWh |
| OM | 5,73 | 5,68 | 5,66 | €/MWh |
| CO2 prod. | 3,37 | 2,00 | 2,04 | €/MWh |
| **LCOE** | **83,47** | **63,77** | **60,46** | **€/MWh** |

Para las tres primeras configuraciones, se observa la misma tendencia que en el caso de microturbinas de gas. La mejor opción de las tres en términos económicos sería la cogeneración al dejar de consumir combustible por aprovechar el calor en el ciclo, aunque se siguen necesitando primas. La segunda configuración de uso exclusivo para producción eléctrica resulta la más cara ya que el producto obtenido es más valioso pero se aprovecha peor el calor. Por último, la tercera configuración presenta un coste intermedio ya que el rendimiento de turbina es mayor a pesar de que la inversión también lo sea.

Cabe destacar que los costes obtenidos para turbina mediana de gas son aproximadamente la mitad respecto a los de microturbina de gas debido a las siguientes razones:

- Los costes unitarios (€/MW) de instalación de turbinas medianas son casi tres veces menores que para microturbinas, por lo que los costes de inversión se reducen.

- El rendimiento de turbina mediana es superior (diferencia del 10%) al de microturbina. Además, el calor aprovechado es muy superior en el caso de turbina mediana, MW frente a kW en microturbinas. Por todo ello, los costes de combustible y los de emisión de $CO_2$ disminuyen.

- Los costes unitarios (€/MWh) de mantenimiento de turbinas medianas son casi tres veces inferiores a los de microturbinas, por lo que los costes de operación y mantenimiento se reducen.

A pesar de que se han reducido notablemente los costes, estas tres configuraciones de turbina mediana de gas siguen sin ser rentables desde el punto de vista económico. De este modo, queda comprobado que se obtienen resultados mejores desde el punto de vista económico para configuraciones de turbina mediana. Sin embargo, se va a continuar analizando las siguientes configuraciones, variantes de la tercera configuración de ORC supercrítico.

La cuarta configuración de turbina mediana se diferencia de la tercera en que además de estar dedicada a la producción eléctrica también realiza cogeneración. De este modo, aprovecha el calor del condensador del ciclo ORC supercrítico y vende esa energía, por lo que los costes de combustible y emisión de $CO_2$ se reducen respecto a la tercera configuración. Sin embargo, sigue sin resultar económicamente viable, resultando de momento mejor la primera configuración de turbina sin ORC y sólo cogeneración.

La quinta configuración de turbina mediana añade a la cuarta configuración una caldera adicional. Los costes de inversión son mayores al añadir dicha caldera. Sin embargo, los costes de combustible y emisión de $CO_2$ se reducen notablemente ya que se aprovecha tanto el calor del condensador como el de la caldera.

La sexta y última configuración analizada es similar a la cuarta de producción y cogeneración con el calor del condensador, exceptuando el hecho de que el ORC no contiene regenerador. Comparándola con la cuarta configuración, al no presentar regenerador el ORC, el rendimiento es ligeramente superior (47,5% frente a 46,3%) así como el calor del condensador que se aprovecha (37MW frente a 17MW). Por ello, los costes normalizados de combustible y emisión de $CO_2$ resultan menores.

Las dos últimas configuraciones resultan viables económicamente. Como la diferencia de LCOE entre ambas es muy pequeña, se va a determinar la exergía para determinar qué solución es la óptima.

La exergía tiene en cuenta tanto la temperatura como el calor conforme a la siguiente expresión, calculando la temperatura T como media logarítmica de las temperaturas de entrada y salida de la caldera.

$$A_Q = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \cdot \dot{V}, \quad siendo\ T = \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}$$

- **Turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y caldera)**

  En este caso, se ha de considerar tanto la exergía de la caldera de recuperación como la del condensador.

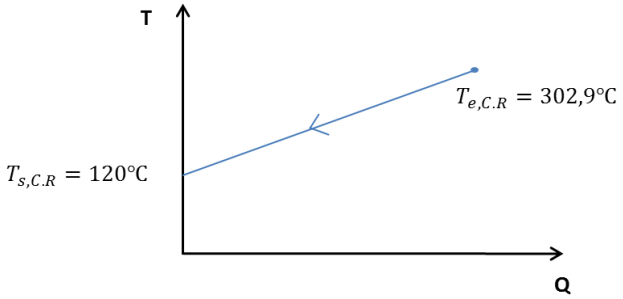



*Figura 54. Diagrama T-Q caldera C.R.V turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico regenerado*

$$T_{C.R} = \frac{575{,}9K - 393K}{\ln\left(\frac{575{,}9K}{393K}\right)} = 478{,}64K \qquad A_{Q,C.R} = \left(1 - \frac{298K}{478{,}64K}\right) \cdot 23{,}61MW = 8{,}91MW$$

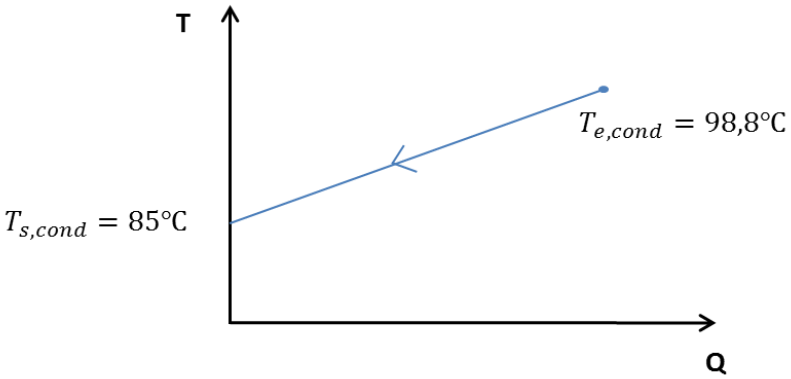



*Figura 55. Diagrama T-Q condensador ORC turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico regenerado*

$$T_{cond} = \frac{371{,}8K - 358K}{\ln\left(\frac{371{,}8K}{358K}\right)} = 364{,}86K \quad A_{Q,cond} = \left(1 - \frac{298K}{364{,}86K}\right) \cdot 16{,}87MW = 3{,}09MW$$

$$\boldsymbol{A_Q} = A_{Q,C.R} + A_{Q,cond} = \mathbf{12MW}$$

- **Turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)**

  En este caso, se considera únicamente la exergía del condensador.

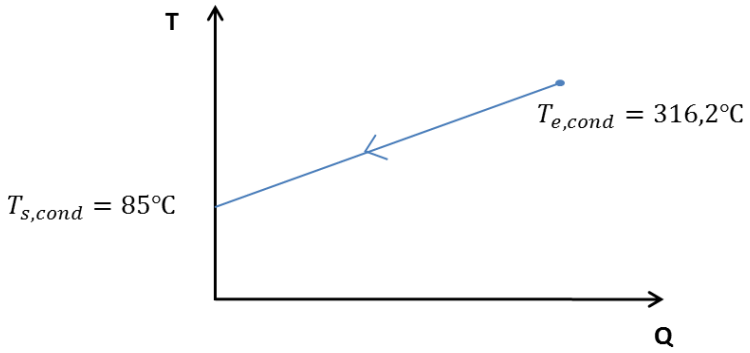



*Figura 56. Diagrama T-Q condensador ORC turbina mediana sin regenerar y ciclo ORC supercrítico sin regenerar*

$$T = \frac{589{,}2K - 358K}{\ln\left(\frac{589{,}2K}{358K}\right)} = 464{,}04K \qquad \boldsymbol{A_Q} = \left(1 - \frac{298K}{464{,}04K}\right) \cdot 37{,}02MW = \mathbf{13{,}25}\boldsymbol{MW}$$

A modo de resumen, se obtienen los siguientes resultados para las dos últimas configuraciones de turbina mediana (**Tabla 22**).

*Tabla 22. Resumen técnico-económico dos últimas configuraciones turbina mediana*

| | TG+ORC_E+Vcond+Vcrv | TG+ORC(SinReg.)_E+Vcond |
|---|---|---|
| $\boldsymbol{LCOE}$ | $63{,}77€/MWh$ | $60{,}46€/MWh$ |
| $\boldsymbol{A_Q}$ | $12MW$ | $13{,}25MW$ |
| $\boldsymbol{V/W}$ | 0,9 | 0,78 |

Se propone como mejor alternativa del estudio acoplar a una turbina mediana existente un ciclo ORC supercrítico sin regenerador para producción eléctrica y cogeneración, aprovechando el calor intercambiado en el condensador.

Además de que los costes son ligeramente inferiores a los de la otra solución (e inferiores al LROE), esta solución es mejor técnicamente ya que se desprende más calor y una mayor cantidad de energía que puede convertirse en trabajo.

# 6 Bibliografía

[1] B.Vanslambrouck et al., "Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle", 2nd European Conference on Polygeneration, 30th Match-1st April, 2011, Tarragona, Spain.

[2] I.Vankeirsbilck et al., "Efficiency comparison between the steam cycle and the organic Rankine cycle for small scale power generation", 2nd European Conference on Polygeneration, 30th March-1st April, 2011, Tarragona, Spain.

[3] L.Y. Bronicki, "Organic Rankine Cycle Power plant for waste heat recovery", ORMAT International Inc., 2000, USA.

[4] "Gas-Fired Distributed. Energy Resource. Technology Characterizations", National Renewable Energy Laboratory (NREL), Noviembre 2003.

[5] "Siemens gas turbine portfolio", Página web: www.siemens.com/gasturbines.

[6] "Development of 1600ºC-Class High-efficiency Gas Turbine for Power Generation Applying J-Type Technology", Mitsubishi Heavy Industries Techncial Review Vol. 50 No.3 (September 2013)

[7] Operador del Mercado Ibérico de Energía (OMIE).

[8] Bloomberg

[9] www.chemengoonline.com, Abril 2016

[10] "Gas prices for non-household consumers - bi-annual data (from 2007 onwards)", Eurostat.

[11] Sistema Europeo de Negociación de $CO_2$ (Sende$CO_2$), www.sendeco2.com.

[12] I. Obernberger et al., "Description and evaluation o the new 1,000$kW_{el}$ Organic Rankine Cycle process integrated in the biomass CHP plant in Lienz, Austria", Euroheat and Power, Volume, 10/2002.

[13] "Technical and economical experiences with large ORC systems using industrial waste heat streams of cement plants", Hochschule Luzern-Technik & Architektur Horw, 6th November 2015.

[14] S. Quoilin et al., "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews 22 (2013) 168-186.

[15] "Análisis y propuestas parra la descarbonización", Comisión de Expertos de Transición Energética, Febrero 2018.

[16] "Turboden ORC plants for Industrial Heat Recovery. The proven way to address environmental sustainability", Mitsubishi Heavy Industries Ltd., May 2014.

[17] "ORC recovering industrial heat. Power generation from waste energy streams", Cogeneration and On-Site Power Production, March-April 2009.

[18] María Uris, José Ignacio Linares and Eva Arenas, "Techno-economic feasibility assessment of a biomass cogeneration plant based on an Organic Rankine Cycle", Renewable Energy 66 (2014) 707-713.

[19] María Uris, José Ignacio Linares and Eva Arenas, "Size optimization of a biomass-fired cogeneration plant CHP/CCHP (Combined heat and power/Combined heat, cooling and power) based on Organic Rankine Cycle for a district network in Spain", Energy 88 (2015) 935-945.

# 7 Anexo 1: Ajuste parámetros modelo técnico

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
{r=3
}
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T

naire=1 {en [kmol/s]}

{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar= naire/ncombustible
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{REGENERADOR}
{En cada paso de elemento, existe una pérdida de presión del 1}

p[2]-p[3]=0,05*p[2]

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[3]-p[4]=0,03*p[3]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCS_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[4]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[3])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[3])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[4])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[4])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])

{TURBINA}

{T[4]=843,33 {ºC}, 898,89 {ºC}, 954,44 {ºC}}
{eta_T=0,835
}
{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b*entropy(CO2;T=T[4];***P***=p[4]) + c*entropy(H2O;T=T[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(N2;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(CO2;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(H2O;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(N2;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;t=T_s[5];p=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[4]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[5]))

DELTAhT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[4]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[5]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbina = ncombustible*DELTAhT {kJ/s}

{Trabajo neto producido}

W_neto=W_turbina - W_compresor {kJ/s}

{REGENERADOR}

p[5]-p[6]=0,05*p[5]
p[6] = p[1]

{PP=60, 70, 75}  {ºC}
T[5]-T[3]=PP {ºC}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_HHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

# 8 Anexo 2

## 8.1 Modelo técnico microturbina de gas regenerada con caldera de recuperación

$UnitSystem SI bar C mole kJ

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=3,474
eta_T = 0,835
T[4] = 898,9
PP = 70

eta_C*(0,9/0,85)=eta_T
{
naire=1 {en [kmol/s]}
}
{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar= naire/ncombustible
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{REGENERADOR}
{En cada paso de elemento, existe una pérdida de presión del 1}

p[2]-p[3]=0,05*p[2]

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[3]-p[4]=0,03*p[3]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b*enthalpy(*CO2*;*T*=25) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=25) - enthalpy(*CH4*;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(enthalpy(H2O;*T*=25) - (enthalpy(*Steam_IAPWS*;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;*x*=0))) - enthalpy(*CH4*;T=25) {kJ/kmol}
PCS = abs(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = abs(h_bar_combSUP)
PCI_bar = abs(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCS_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[4]}

enthalpy(*CH4*;*T*=25) + a*(1+lambda)*(enthalpy(*O2*;*T*=T[3])+3,76*enthalpy(*N2*;*T*=T[3])) = b*enthalpy(*CO2*;T=T[4])+c*enthalpy(*H2O*;T=T[4])+d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4])+a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])

{TURBINA}

{T[4]=843,33 {ºC}, 898,89 {ºC}, 954,44 {ºC}}
{eta_T=0,835
}
{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b*entropy(*CO2*;*T*=T[4];*P*=p[4]) + c*entropy(*H2O*;*T*=T[4];*P*=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(*O2*;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(*CO2*;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(*H2O*;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[5];P=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T_s[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T_s[5]))

DELTAhT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[5]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbina = ncombustible*DELTAhT {kJ/s}

{Trabajo neto producido}

W_neto=W_turbina - W_compresor {kJ/s}

{REGENERADOR}

p[5]-p[6]=0,05*p[5]

{PP=60, 70, 75} {ºC}
T[5]-T[3]=PP {ºC}

Q_dot_reg = ncombustible*((b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[5]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[5])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[6]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[6])))

Q_dot_reg = ncombustible*(a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[3]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[3])) - (a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[2]))))
W_neto = 100

{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[6]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[6])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[7]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[7]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[7]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[7])))
p[6]-p[7]=0,01*p[6]
p[7] = p[1]
T[7] = 120

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_HHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

## 8.2 Modelo técnico microturbina de gas en ciclo simple con caldera de recuperación

$UnitSystem SI bar C mole kJ

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=3,474

eta_T = 0,835
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T

T[3]=898,98 {ºC}
W_neto=100 {kW}
{
naire=1 {en [kmol/s]}
}
{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar= naire/ncombustible
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCS_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])

{TURBINA}

{T[3]=843,33 {ºC}, 898,89 {ºC}, 954,44 {ºC}}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[4]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[4]))

DELTAhT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[4]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbina = ncombustible*DELTAhT {kJ/s}

{Trabajo neto producido}

W_neto=W_turbina - W_compresor {kJ/s}

{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[4]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[5])))
p[4]-p[5]=0,01*p[4]
p[5] = p[1]
T[5]=120

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_HHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

# 9 Anexo 3

## 9.1 Modelo técnico microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado

$UnitSystem SI bar C mole kJ

***Function*** **h_gases**(T; lambda; a; b; c; d)
**h_gases** = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T)
***End***

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=3,474

eta_T = 0,835
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T

T[3]=898,98 {ºC}
{W_neto=100} {kW} ncombustible = 0,0007317 {Fijamos ncombustible y obtenemos trabajo}

{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar= naire/ncombustible
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCS_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])

{TURBINA}

{T[3]=843,33 {ºC}, 898,89 {ºC}, 954,44 {ºC}}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(N2;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[4]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T_s[4]))

DELTAhT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[4]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbina = ncombustible*DELTAhT {kJ/s}

{Trabajo neto producido}

W_neto=W_turbina - W_compresor {kJ/s}

{CALDERA RECUPERACIÓN}
{Q_dot_CR = ncombustible*((b*enthalpy(CO2;T=T[4]) + c*enthalpy(H2O;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[4])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[5]) + c*enthalpy(H2O;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[5])))}

p[4]-p[5]=0,01*p[4]
p[5] = p[1]
{T[5]=120}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_HHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUBCRÍTICO}

{GASES}

h[4] = **h_gases**(T[4]; lambda; a; b; c; d)
h[5] = **h_gases**(T[5]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[4] - h[5])

{DATOS CICLO ORC}

{Comprobaciones del fluido}
P_sat=**p_sat**(orc$;*T*=35) {>1 bar. Si fuese menor a la patm, entraría aire del exterior, habría una mala expansón, habría que colocar un desairedor y se complicaría la instalación}
TC=**t_crit**(orc$)
T_sat=**t_sat**(orc$;*P*=1)

T[11] = 235
eta_Torc = 0,8

eta_Borc = 0,7
orc$ = 'cyclopentane'
PP_REGorc = 35
T[14] = 55
{PP_CR = 15}  T[5] = 120

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}
ncombustible*(h[4]-h_pp) = n_dot_o*(h_g-h_f)
h_f = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***x***=0)
h_g = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)
h_pp = **h_gases**(T_pp; lambda; a; b; c; d)
T_pp = T[11] + PP_CR
n_dot_o*(h[11]-h[16]) = Q_dot_CR

p[16]-p[11]=0,4 {Caída de presión en la caldera, lado del ciclo ORC}

{TURBINA}

p[11] = **pressure**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)
h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)
s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)

h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])
eta_Torc = (h[11]-h[12])/(h[11]-h_s[12])

T[12] = **temperature**(orc$;***P***=p[12];***h***=h[12])

{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])

{REGENERADOR}

{Balance de Energía en el regenerador}
h[12] - h[13] = h[16] - h[15]

PP_REGorc = T[13] - T[15]
h[13] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[13];***T***=T[13])
{T[15] = temperature(orc$;h=h[15];x=0)} h[15] =**enthalpy**(orc$;***P***=p[15];***T***=T[15])
{T[16] = temperature(orc$;h=h[16];x=0)} h[16] =**enthalpy**(orc$;***P***=p[16];***T***=T[16])

p[12]-p[13]=0,1 {Caída de presión en el regenerador del ciclo ORC}
p[15]-p[16]=0,4 {Caída de presión en la bomba del ciclo ORC}

{CONDENSADOR}

h[14] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
Q_dot_con = n_dot_o*(h[13]-h[14])

p[13]-p[14]=0,1 {Caída de presión en el condensador del ciclo ORC}
p[14] = **pressure**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)

Q_dot_con = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 30
T_w[1] = 25

```
{Balance de energía en el condensador}
n_dot_o*(enthalpy(orc$;T=T[14];x=1)-h[14]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCON-T_w[1])
PP_CON = T[14] - T_ppCON


{BOMBA}

v[14] = volume(orc$;T=T[14];x=0)
eta_Borc*(h[15]-h[14]) = v[14]*(p[15]-p[14])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[15]-h[14])


{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/Q_dot_CR

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q


{DIAGRAMA T-Q caldera}
 {
Duplicate i = 1;50
    Q[i] = Q_dot_CR*(i-1)/49
    ncombustible*(h_g[i]-h[5])=Q[i]
    h_g[i] = h_gases(T_g[i]; lambda; a; b; c; d)
    n_dot_o*(h_orc[i]-h[16]) = Q[i]
    T_orc[i] = temperature(orc$;P=p[16];h=h_orc[i])
End
}
```

## 9.2 Modelo técnico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado

```
$UnitSystem SI bar C mole kJ

Function h_gases(T; lambda; a; b; c; d)
    h_gases = b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T)
End

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=3,474 {óptima}

eta_T = 0,835
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T

T[4] = 898,9 {temperatura media de entrada de turbina}
PP = 70 {del regenerador del ciclo TG}

{W_neto = 100} ncombustible=0,0003902

{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar= naire/ncombustible
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

entropy(O2;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N2;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O2;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(N2;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC
```

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{REGENERADOR}
{En cada paso de elemento, existe una pérdida de presión del 1}

p[2]-p[3]=0,05*p[2]

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[3]-p[4]=0,03*p[3]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[4]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[3])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[3])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[4])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[4])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])

{TURBINA}

{T[4]=843,33 {ºC}, 898,89 {ºC}, 954,44 {ºC}}
{eta_T=0,835
}
{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[5];P=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[4]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[5]))

DELTAhT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[5]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbina = ncombustible*DELTAhT {kJ/s}

{Trabajo neto producido}

W_neto=W_turbina - W_compresor {kJ/s}

{REGENERADOR}

p[5]-p[6]=0,05*p[5]

{PP=60, 70, 75} {ºC}
T[5]-T[3]=PP {ºC}

Q_dot_reg = ncombustible*((b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[5]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[5])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[6]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[6])))

Q_dot_reg = ncombustible*(a*(1+lambda)*(enthalpy(*O2*;*T*=T[3]) + 3,76*enthalpy(*N2*;*T*=T[3])) - (a*(1+lambda)*(enthalpy(*O2*;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(*N2*;T=T[2]))))

{
{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b*enthalpy(CO2;T=T[6]) + c*enthalpy(H2O;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[6])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[7]) + c*enthalpy(H2O;T=T[7]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[7]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[7])))

T[7] = 120
}

p[6]-p[7]=0,01*p[6] {Caída de presión en la calddera, lado ciclo microturbina de gas}
p[7] = p[1]

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_HHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUBCRÍTICO}

{GASES}
{T[6] =260ºC hallada del ciclo TG}

{T[7] = 120 ºC fijada}
h[6] = **h_gases**(T[6]; lambda; a; b; c; d)
h[7] = **h_gases**(T[7]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[6] - h[7])

{DATOS CICLO ORC}

{Comprobaciones del fluido}
P_sat=**p_sat**(orc$;***T***=35) {>1 bar. Si fuese menor a la patm, entraría aire del exterior, habría una mala expansón, habría que colocar un desairedor y se complicaría la instalación}
TC=**t_crit**(orc$)
T_sat=**t_sat**(orc$;***P***=1)

T[11] = 235
eta_Torc = 0,8
eta_Borc = 0,7
orc$ = 'cyclopentane'
PP_REGorc = 35
T[14] = 55
{PP_CR = 15} T[7] = 120

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}
ncombustible*(h[6]-h_pp) = n_dot_o*(h_g-h_f)
h_f = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***x***=0)
h_g = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)
h_pp = **h_gases**(T_pp; lambda; a; b; c; d)
T_pp = T[11] + PP_CR
n_dot_o*(h[11]-h[16]) = Q_dot_CR

p[16]-p[11]=0,4 {Caída de presión en la caldera, lado del ciclo ORC}

{TURBINA}

p[11] = **pressure**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)
h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)
s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***x***=1)

h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])
eta_Torc = (h[11]-h[12])/(h[11]-h_s[12])

T[12] = **temperature**(orc$;***P***=p[12];***h***=h[12])

{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])

{REGENERADOR}

{Balance de Energía en el regenerador}
h[12] - h[13] = h[16] - h[15]

PP_REGorc = T[13] - T[15]
h[13] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[13];***T***=T[13])

T[15] = **temperature**(orc$;***h***=h[15];***x***=0)
T[16] = **temperature**(orc$;***h***=h[16];***x***=0)
p[12]-p[13]=0,1 {Caída de presión en el regenerador del ciclo ORC}
p[15]-p[16]=0,4 {Caída de presión en la bomba del ciclo ORC}

{CONDENSADOR}

h[14] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
Q_dot_con = n_dot_o*(h[13]-h[14])

p[13]-p[14]=0,1 {Caída de presión en el condensador del ciclo ORC}
p[14] = **pressure**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)

Q_dot_con = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 30
T_w[1] = 25

{Balance de energía en el condensador}
n_dot_o*(**enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=1)-h[14]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCON-T_w[1])
PP_CON = T[14] - T_ppCON

{BOMBA}

v[14] = **volume**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
eta_Borc*(h[15]-h[14]) = v[14]*(p[15]-p[14])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[15]-h[14])

{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/Q_dot_CR

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q

{
{DIAGRAMA T-Q caldera}

Duplicate i = 1;50
    Q[i] = Q_dot_CR*(i-1)/49
    ncombustible*(h_g[i]-h[7])=Q[i]
    h_g[i] = h_gases(T_g[i]; lambda; a; b; c; d)
    n_dot_o*(h_orc[i]-h[16]) = Q[i]
    T_orc[i] = temperature(orc$;P=p[16];h=h_orc[i])
End
}

## 9.3 Modelo técnico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC supercrítico

$UnitSystem SI bar C mole kJ

***Function*** **h_gases**(T; lambda; a; b; c; d)
**h_gases** = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T)
***End***

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=3,474 {óptima}

eta_T = 0,835
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T

T[4] = 898,9 {temperatura media de entrada de turbina}
PP = 70 {del regenerador del ciclo TG}
{W_neto = 100} ncombustible=0,0003902

{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar= naire/ncombustible
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{REGENERADOR}
{En cada paso de elemento, existe una pérdida de presión del 1}

p[2]-p[3]=0,05*p[2]

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[3]-p[4]=0,03*p[3]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[4]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[3])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[3])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[4])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[4])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])

{TURBINA}

{T[4]=843,33 {ºC}, 898,89 {ºC}, 954,44 {ºC}}
{eta_T=0,835
}
{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[5];P=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[4]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[5]))

DELTAhT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[5]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbina = ncombustible*DELTAhT {kJ/s}

{Trabajo neto producido}

W_neto=W_turbina - W_compresor {kJ/s}

{REGENERADOR}

p[5]-p[6]=0,05*p[5]
p[6]=p[1]

{PP=60, 70, 75} {ºC}
T[5]-T[3]=PP {ºC}

Q_dot_reg = ncombustible*((b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[5]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[5])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[6]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[6])))

Q_dot_reg = ncombustible*(a*(1+lambda)*(enthalpy(*O2*;*T*=T[3]) + 3,76*enthalpy(*N2*;*T*=T[3])) - (a*(1+lambda)*(enthalpy(*O2*;T=T[2]) + 3,76*enthalpy(*N2*;T=T[2]))))

{
{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b*enthalpy(CO2;T=T[6]) + c*enthalpy(H2O;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[6])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[7]) + c*enthalpy(H2O;T=T[7]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[7]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[7])))

T[7] = 120
}

p[6]-p[7]=0,1*p[6] {Caída de presión en la calddera, lado ciclo microturbina de gas}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_HHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUPERCRÍTICO}

{GASES}
{T[6] =260ºC hallada del ciclo TG}

{T[7] = 120 ºC fijada}
h[6] = **h_gases**(T[6]; lambda; a; b; c; d)
h[7] = **h_gases**(T[7]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[6] - h[7])

{DATOS ORC}

T[11] = T[6] - PP_CALD
T[16] = T[7] - PP_CALD
PP_CALD = 15
eta_Torc = 0,8
eta_Borc = 0,7

orc$ = 'n-Pentane'
{Comprobaciones del fluido}
TC=**t_crit**(orc$) {280,5 ºC cercanos a 200ºC, por lo que no tendrá problemas de descomposición para 250ºC}
T_sat=**t_sat**(orc$;***P***=1,2) {Tsat(1 bar)=35ºC>30ºC}

PP_REGorc = 5 {Pobrar con varios valores desde 5ºC hacia arriba con tabla paramétrica según rendimeintos para etemrinar el PP_REGorc óptimo}
T[14] = 38
p[11] = 65

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Suponemos un PP igual de entrada y salida de 15ºC}

{Cálculo de las presiones de cico ORC}

p[12]-p[13]=0,1 {Caída de presión en el regenerador del ciclo ORC}
p[13]-p[14]=0,1 {Caída de presión en el condensador del ciclo ORC}
p[14] = **pressure**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
p[15]-p[16]=0,4 {Caída de presión en la bomba del ciclo ORC}
p[16]-p[11]=0,4 {Caída de presión en la caldera, lado del ciclo ORC}

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}

h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h[16]= **enthalpy**(orc$;***T***=T[16];***x***=0)
Q_dot_CR=n_dot_o*(h[11]-h[16])

{TURBINA}

s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])

eta_Torc*(h[11]-h_s[12])= (h[11]-h[12])
T[12]=**temperature**(orc$;***P***=p[12];***h***=h[12])

{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])

{REGENERADOR}

PP_REGorc = T[13] - T[15]

{Balance de Energía en el regenerador}

h[12] - h[13] = h[16] - h[15]

h[13] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[13];***T***=T[13])
T[15] = **temperature**(orc$;***h***=h[15];***P***=p[15])

Q_dot_REGorc=n_dot_o*(h[16]-h[15])

{CONENSADOR}

{Cálculo Qcond}
h[14] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
Q_dot_CONorc = n_dot_o*(h[13]-h[14])

{Cálculo caudal exterior de agua en el condensador}
Q_dot_CONorc = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 33 {Vienen de torre de refrigeración}
T_w[1] = 28

{Balance de energía en el condensador y cálculo del PPcond}
n_dot_o*(**enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=1)-h[14]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCONorc-T_w[1])
PP_CONorc = T[14] - T_ppCONorc

{BOMBA}

v[14] = **volume**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
eta_Borc*(h[15]-h[14]) = v[14]*(p[15]-p[14])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[15]-h[14])

{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/Q_dot_CR

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q

{DIAGRAMA T-Q caldera}

***Duplicate*** i = 1;50
    Q_graphCR[i] = Q_dot_CR*(i-1)/49
    ncombustible*(h_graphGAS[i] - h[7]) = Q_graphCR[i]
    h_graphGAS[i] = **h_gases**(T_graphGAS[i]; lambda; a; b; c; d)

    n_dot_o*(h_graphORC[i]-h[16]) = Q_graphCR[i]
    T_graphORC[i] = **temperature**(orc$;***P***=p[16];***h***=h_graphORC[i])
    PP_graphCALD[i] = T_graphGAS[i] - T_graphORC[i]
***End***

PP_CALDreal = **min**(PP_graphCALD[1..50])

{DIAGRAMA T-Q regenerador ORC}

***Duplicate*** i = 1;50
    Q_graphREGorc[i] = Q_dot_REGorc*(i-1)/49
    n_dot_o*(h_graphREGorc1[i] - h[13]) = Q_graphREGorc[i]
    T_graphREGorc1[i] = **temperature**(orc$;***P***=p[13];***h***=h_graphREGorc1[i])

    n_dot_o*(h_graphREGorc2[i]-h[15]) = Q_graphREGorc[i]
    T_graphREGorc2[i] = **temperature**(orc$;***P***=p[15];***h***=h_graphREGorc2[i])
    PP_graphREGorc[i] = T_graphREGorc1[i] - T_graphREGorc2[i]
***End***

PP_REGorcreal = **min**(PP_graphREGorc[1..50])

{DIAGRAMA T-Q condensador ORC}

h_g = **enthalpy**(orc$;***P***=p[14];***x***=1)

***Duplicate*** i = 2;50
    Q_graphCONorc[i] = Q_dot_CONorc*(i-1)/49
    n_dot_o*(h_graphCONorc[i]-h[14]) = Q_graphCONorc[i]
    T_graphCONorc[i] = **temperature**(orc$;***P***=p[14];***h***=h_graphCONorc[i])
    m_dot_w*4,18*(T_graphW[i]-T_w[1]) = Q_graphCONorc[i]
    PP_graphCONorc[i] = T_graphCONorc[i] - T_graphW[i]
***End***
T_graphCONorc[1] = T[14]
T_graphW[1] = T_w[1]
PP_graphCONorc[1] = T_graphCONorc[1] - T_graphW[1]

PP_CONorcreal = **min**(PP_graphCONorc[1..50])

## 9.4 Modelo técnico microturbina de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico

$UnitSystem SI bar C mole kJ

***Function*** **h_gases**(T; lambda; a; b; c; d)
**h_gases** = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T)
***End***

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=3,474

eta_T = 0,835
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T

T[3]=898,98 {ºC}
{W_neto=100} {kW} ncombustible=0,0007317
{
naire=1 {en [kmol/s]}
}
{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar= naire/ncombustible
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c*(**enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;***x***=1) - enthalpy(Steam_IAPWS;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCS_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])

{TURBINA}

{T[3]=843,33 {ºC}, 898,89 {ºC}, 954,44 {ºC}}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

{p[4]=p[1]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sT = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[4]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[4]))

DELTAhT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbina = ncombustible*DELTAhT {kJ/s}

{Trabajo neto producido}

W_neto=W_turbina - W_compresor {kJ/s}

{
{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b*enthalpy(CO2;T=T[4]) + c*enthalpy(H2O;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[4])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[5]) + c*enthalpy(H2O;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[5])))
}

p[4]-p[5]=0,01*p[4]
p[5]=p[1]

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_HHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUPERCRÍTICO}

{GASES}
{T[4] = 320 + PP_CALD {ºC}}
T[5] = T[16] + PP_CALD {ºC}
h[4] = **h_gases**(T[4]; lambda; a; b; c; d)
h[5] = **h_gases**(T[5]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[4] - h[5])

{DATOS ORC}

T[11] = T[4] - PP_CALD
eta_Torc = 0,8
eta_B = 0,7
orc$ = 'n-Pentane'
PP_REGorc = 10
PP_CALD = 15
T[14] = 85
p[11] = 65

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Suponemos un PP igual de entrada y salida de 15ºC}

{Cálculo de las presiones de cico ORC}

p[14] = **pressure**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
p[13]=p[14]
p[12]=p[13]
p[15]=p[16]
p[11]=p[16]

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}

h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h[16]= **enthalpy**(orc$;***T***=T[16];***P***=p[16])
Q_dot_CR=n_dot_o*(h[11]-h[16])

{TURBINA}

s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])

eta_T*(h[11]-h_s[12])= (h[11]-h[12])
T[12]=**temperature**(orc$;***P***=p[12];***h***=h[12])

{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])

{REGENERADOR}

PP_REGorc = T[13] - T[15]

{Balance de Energía en el regenerador}

h[12] - h[13] = h[16] - h[15]

h[13] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[13];***T***=T[13])
T[15] = **temperature**(orc$;***h***=h[15];***x***=0)

{CONENSADOR}

{Cálculo Qcond}
h[14] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
Q_dot_con = n_dot_o*(h[13]-h[14])

{Cálculo caudal exterior de agua en el condensador}
Q_dot_con = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 65 {Vienen de red de distribución; condensaación con agua a 85ºC}
T_w[1] = 40

{Balance de energía en el condensador y cálculo del PPcond}
n_dot_o*(**enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=1)-h[14]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCON-T_w[1])
PP_CON = T[14] - T_ppCON

{BOMBA}

v[14] = **volume**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)

```
eta_B*(h[15]-h[14]) = v[14]*(p[15]-p[14])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[15]-h[14])

{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/Q_dot_CR

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q


 {
{Comprobaciones del fluido}
TC=t_crit(orc$) {280,5 ºC cercanos a 300ºC}
T_sat=t_sat(orc$;P=1) {80,28 ºC, cercanos a 100ºC}

{DIAGRAMA T-Q caldera}

Duplicate i = 1;50
    Q[i] = Q_dot*(i-1)/49
    m_dot_g*C_p*(T_g[i]-T[7]) = Q[i]
    m_dot_o*(h_orc[i]-h[16]) = Q[i]
    T_orc[i] = temperature(orc$;P=p[16];h=h_orc[i])
End
}
```

# 10 Anexo 4

## 10.1 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador

$UnitSystem SI bar C mole kJ

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

r=31,45
p[2]=r*p[1]
{p[2] = 435*0,07+1}

eta_T = 0,8797
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T
eta_alternador=0,975

ncombustible = 0,1226 {kmol/s}
naire = 4,102

{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar*ncombustible= naire
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b*enthalpy(*CO2*;*T*=25) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=25) - enthalpy(*CH4*;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(enthalpy(H2O;*T*=25) - (enthalpy(*Steam_IAPWS*;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;*x*=0))) - enthalpy(*CH4*;T=25) {kJ/kmol}
PCS = abs(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = abs(h_bar_combSUP)
PCI_bar = abs(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

enthalpy(*CH4*;*T*=25) + a*(1+lambda)*(enthalpy(*O2*;*T*=T[2])+3,76*enthalpy(*N2*;*T*=T[2])) = b*enthalpy(*CO2*;T=T[3])+c*enthalpy(*H2O*;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])
{
lambda = 3 {cambiar esto a partir de m_f y m_a }
}

{TURBINA}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b*entropy(*CO2*;*T*=T[3];*P*=p[3]) + c*entropy(*H2O*;*T*=T[3];*P*=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(*O2*;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(*CO2*;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(*H2O*;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhTgases/DELTAh_sTgases {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sTgases = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T_s[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T_s[4]))

DELTAhTgases = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbinagases=W_compresor

W_turbinagases= ncombustible*DELTAhTgases

{ALTERNADOR}

{p[5]=p[1]}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b*entropy(***CO2***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + c*entropy(***H2O***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[5];P=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT{De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT= (b*enthalpy(***CO2***;***T***=T[4]) + c*enthalpy(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[5]))

DELTAhT= (b*enthalpy(***CO2***;***T***=T[4]) + c*enthalpy(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[5]))

W_T= ncombustible*DELTAhT

p[6]=p[1]
p[5]-p[6]=0,1*p[5]

{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b*enthalpy(***CO2***;***T***=T[5]) + c*enthalpy(***H2O***;***T***=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[5])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[6]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[6])))

T[6]=120

{Trabajo neto producido}

W_neto = W_T*eta_alternador {kJ/s}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_LHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76

Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

## 10.2 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico

$UnitSystem SI bar C mole kJ

***Function*** **h_gases**(T; lambda; a; b; c; d)
**h_gases** = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T)
***End***

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

r=31,45
p[2]=r*p[1]
{p[2] = 435*0,07+1}

eta_T = 0,8797
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T
eta_alternador=0,975

ncombustible = 0,1226 {kmol/s}
naire = 4,102
{
naire=1 {en [kmol/s]}
}
{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar*ncombustible= naire
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])
{
lambda = 3 {cambiar esto a partir de m_f y m_a }
}

{TURBINA}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhTgases/DELTAh_sTgases {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sTgases = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T_s[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T_s[4]))

DELTAhTgases = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbinagases=W_compresor

W_turbinagases= ncombustible*DELTAhTgases

{ALTERNADOR}

{p[5]=p[1]}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b*entropy(*CO2*;*T*=T[4];*P*=p[4]) + c*entropy(*H2O*;*T*=T[4];*P*=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(*O2*;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(*CO2*;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(*H2O*;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[5];P=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT{De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT= (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T_s[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T_s[5]))

DELTAhT= (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[5]))

W_T= ncombustible*DELTAhT

p[6]=p[1]
p[5]-p[6]=0,1*p[5]

{
{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b*enthalpy(CO2;T=T[5]) + c*enthalpy(H2O;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[5])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[6]) + c*enthalpy(H2O;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[6])))

T[6]=120
}

{Trabajo neto producido}

W_neto = W_T*eta_alternador {kJ/s}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_LHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUPERCRÍTICO}

{GASES}
{T[5] = 320 + PP_CALD {ºC}}
T[6] = T[16] + PP_CALD {ºC}
h[5] = **h_gases**(T[5]; lambda; a; b; c; d)
h[6] = **h_gases**(T[6]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[5] - h[6])

{DATOS ORC}

T[11] = T[5] - PP_CALD
eta_Torc = 0,8
eta_B = 0,7
orc$ = 'benzene'
PP_REGorc = 10
PP_CALD = 35
T[14] = 85
p[11] = 65

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Suponemos un PP igual de entrada y salida de 15ºC}

{Cálculo de las presiones de cico ORC}

p[14] = **pressure**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
p[13]=p[14]
p[12]=p[13]
p[15]=p[16]
p[11]=p[16]

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}

h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h[16]= **enthalpy**(orc$;***T***=T[16];***P***=p[16])
Q_dot_CR=n_dot_o*(h[11]-h[16])

{TURBINA}

s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])

```
eta_Torc*(h[11]-h_s[12])= (h[11]-h[12])
T[12]=temperature(orc$;P=p[12];h=h[12])

{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])

{REGENERADOR}

PP_REGorc = T[13] - T[15]

{Balance de Energía en el regenerador}

h[12] - h[13] = h[16] - h[15]

h[13] = enthalpy(orc$;P=p[13];T=T[13])
T[15] = temperature(orc$;h=h[15];P=p[15])

 {CONENSADOR}

{Cálculo Qcond}
h[14] = enthalpy(orc$;T=T[14];x=0)
Q_dot_con = n_dot_o*(h[13]-h[14])

{Cálculo caudal exterior de agua en el condensador}
Q_dot_con = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 65 {Vienen de red de distribución; condensación con agua a 85ºC}
T_w[1] = 40

{Balance de energía en el condensador y cálculo del PPcond}
n_dot_o*(enthalpy(orc$;T=T[14];x=1)-h[14]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCON-T_w[1])
PP_CON = T[14] - T_ppCON

{BOMBA}

v[14] = volume(orc$;T=T[14];x=0)
eta_B*(h[15]-h[14]) = v[14]*(p[15]-p[14])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[15]-h[14])

{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/Q_dot_CR

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q

{
{DIAGRAMA T-Q caldera}

Duplicate i = 1;50
    Q[i] = Q_dot*(i-1)/49
    m_dot_g*C_p*(T_g[i]-T[7]) = Q[i]
    m_dot_o*(h_orc[i]-h[16]) = Q[i]
    T_orc[i] = temperature(orc$;P=p[16];h=h_orc[i])
End
}
```

## 10.3 Modelo técnico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerador

```
$UnitSystem SI bar C mole kJ

Function h_gases(T; lambda; a; b; c; d)
    h_gases = b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T)
End

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

r=31,45
p[2]=r*p[1]
{p[2] = 435*0,07+1}

eta_T = 0,8797
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T
eta_alternador=0,975

ncombustible = 0,1226 {kmol/s}
naire = 4,102
{
naire=1 {en [kmol/s]}
}
{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar*ncombustible= naire
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

entropy(O2;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N2;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O2;T=T_s[2];P=p[2]) +
3,76*entropy(N2;T=T_s[2];P=p[2])
```

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])
{
lambda = 3 {cambiar esto a partir de m_f y m_a }
}

{TURBINA}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhTgases/DELTAh_sTgases {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sTgases = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T_s[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T_s[4]))

DELTAhTgases = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbinagases=W_compresor

W_turbinagases= ncombustible*DELTAhTgases

{ALTERNADOR}

{p[5]=p[1]}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b*entropy(*CO2*;*T*=T[4];*P*=p[4]) + c*entropy(*H2O*;*T*=T[4];*P*=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(*O2*;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(*CO2*;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(*H2O*;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(*N2*;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[5];P=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT{De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT= (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T_s[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T_s[5]))

DELTAhT= (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[5]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[5]))

W_T= ncombustible*DELTAhT

p[6]=p[1]
p[5]-p[6]=0,1*p[5]

{
{CALDERA RECUPERACIÓN}
Q_dot_CR = ncombustible*((b*enthalpy(CO2;T=T[5]) + c*enthalpy(H2O;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[5])) - (b*enthalpy(CO2;T=T[6]) + c*enthalpy(H2O;T=T[6]) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T[6]) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T[6])))

T[6]=120
}

{Trabajo neto producido}

W_neto = W_T*eta_alternador {kJ/s}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_LHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUPERCRÍTICO}

{GASES}
{T[5] = 320 + PP_CALD {ºC}}
T[6] = T[14] + PP_CALD {ºC}
h[5] = **h_gases**(T[5]; lambda; a; b; c; d)
h[6] = **h_gases**(T[6]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[5] - h[6])

{DATOS ORC}

T[11] = T[5] - PP_CALD
eta_Torc = 0,8
eta_B = 0,7
orc$ = 'benzene'
PP_CALD = 35
T[13] = 85
p[11] = 65

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Suponemos un PP igual de entrada y salida de 15ºC}

{Cálculo de las presiones de cico ORC}

p[13] = **pressure**(orc$;***T***=T[13];***x***=0)
p[12]=p[13]
p[14]=p[11]

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}

h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h[14]= **enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***P***=p[14])
Q_dot_CR=n_dot_o*(h[11]-h[14])

{TURBINA}

s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])

eta_Torc*(h[11]-h_s[12])= (h[11]-h[12])
T[12]=**temperature**(orc$;***P***=p[12];***h***=h[12])

```
{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])


{CONENSADOR}

{Cálculo Qcond}
h[13] = enthalpy(orc$;T=T[13];x=0)
Q_dot_con = n_dot_o*(h[12]-h[13])

{Cálculo caudal exterior de agua en el condensador}
Q_dot_con = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 65 {Vienen de red de distribución; condensación con agua a 85ºC}
T_w[1] = 40

{Balance de energía en el condensador y cálculo del PPcond}
n_dot_o*(enthalpy(orc$;T=T[13];x=1)-h[13]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCON-T_w[1])
PP_CON = T[13] - T_ppCON

{BOMBA}

v[13] = volume(orc$;T=T[13];x=0)
eta_B*(h[14]-h[13]) = v[13]*(p[14]-p[13])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[14]-h[13])

{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/Q_dot_CR

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q


 {
{DIAGRAMA T-Q caldera}

Duplicate i = 1;50
    Q[i] = Q_dot*(i-1)/49
    m_dot_g*C_p*(T_g[i]-T[7]) = Q[i]
    m_dot_o*(h_orc[i]-h[16]) = Q[i]
    T_orc[i] = temperature(orc$;P=p[16];h=h_orc[i])
End
}
```

## 10.4 Modelo turbina mediana de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico con regenerador para cogeneración

```
$UnitSystem SI bar C mole kJ

Function h_gases(T; lambda; a; b; c; d)
    h_gases = b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T) +
a*lambda*enthalpy(O2;T=T)
End

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

r=31,45
p[2]=r*p[1]
{p[2] = 435*0,07+1}

eta_T = 0,8797
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T
eta_alternador=0,975

ncombustible = 0,1226 {kmol/s}
naire = 4,102
{
naire=1 {en [kmol/s]}
}
{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar*ncombustible= naire
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

entropy(O2;T=T[1];P=p[1]) + 3,76*entropy(N2;T=T[1];P=p[1]) = entropy(O2;T=T_s[2];P=p[2]) +
3,76*entropy(N2;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}
```

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])
{
lambda = 3 {cambiar esto a partir de m_f y m_a }
}

{TURBINA}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhTgases/DELTAh_sTgases {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sTgases = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[4]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[4]))

DELTAhTgases = (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[4]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4]))

{Potencia producida por la turbina}

W_turbinagases=W_compresor

W_turbinagases= ncombustible*DELTAhTgases

{ALTERNADOR}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[5]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[4];***P***=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[4];P=p[4]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[5];P=p[5]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[5];P=p[5]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[5];P=p[5]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[5];P=p[5])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[5]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT{De aquí se despeja T[5]}

DELTAh_sT= (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[4]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T_s[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T_s[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T_s[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T_s[5]))

DELTAhT= (b***enthalpy**(***CO2***;***T***=T[4]) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[4])) - (b*enthalpy(***CO2***;T=T[5]) + c*enthalpy(***H2O***;T=T[5]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[5]) + a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[5]))

W_T= ncombustible*DELTAhT

p[6]-p[7]=0,1
p[5]-p[6]=0,1*p[5]

{INTERCAMBIADOR SALIDA:CRV}

p[7]=p[1]
T[7]= 120
h[7] = **h_gases**(T[7]; lambda; a; b; c; d)
Q_dot_INT=ncombustible*(h[6]-h[7])

{Trabajo neto producido}

W_neto = W_T*eta_alternador {kJ/s}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_LHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUPERCRÍTICO}

{GASES}
{T[5] = 320 + PP_CALD {ºC}}
T[6] = T[16] + PP_CALD {ºC}
h[5] = **h_gases**(T[5]; lambda; a; b; c; d)
h[6] = **h_gases**(T[6]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[5] - h[6])

{DATOS ORC}

T[11] = T[5] - PP_CALD
eta_Torc = 0,8
eta_B = 0,7
orc$ = 'benzene'
PP_REGorc = 10
PP_CALD = 35
T[14] = 85
p[11] = 65

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Suponemos un PP igual de entrada y salida de 15ºC}

{Cálculo de las presiones de cico ORC}

p[14] = **pressure**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
p[13]=p[14]
p[12]=p[13]
p[15]=p[16]
p[11]=p[16]

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}

h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h[16]= **enthalpy**(orc$;***T***=T[16];***P***=p[16])
Q_dot_CR=n_dot_o*(h[11]-h[16])

{TURBINA}

s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])

eta_Torc*(h[11]-h_s[12])= (h[11]-h[12])
T[12]=**temperature**(orc$;***P***=p[12];***h***=h[12])

{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])

{REGENERADOR}

PP_REGorc = T[13] - T[15]

{Balance de Energía en el regenerador}

h[12] - h[13] = h[16] - h[15]

h[13] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[13];***T***=T[13])
T[15] = **temperature**(orc$;***h***=h[15];***P***=p[15])

{CONENSADOR}

{Cálculo Qcond}
h[14] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
Q_dot_con = n_dot_o*(h[13]-h[14])

{Cálculo caudal exterior de agua en el condensador}
Q_dot_con = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 65 {Vienen de red de distribución; condensación con agua a 85ºC}
T_w[1] = 40

{Balance de energía en el condensador y cálculo del PPcond}
n_dot_o*(**enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=1)-h[14]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCON-T_w[1])
PP_CON = T[14] - T_ppCON

{BOMBA}

v[14] = **volume**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
eta_B*(h[15]-h[14]) = v[14]*(p[15]-p[14])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[15]-h[14])

{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/(Q_dot_CR+Q_dot_INT)

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q

{
{DIAGRAMA T-Q caldera}

Duplicate i = 1;50
    Q[i] = Q_dot*(i-1)/49
    m_dot_g*C_p*(T_g[i]-T[7]) = Q[i]
    m_dot_o*(h_orc[i]-h[16]) = Q[i]
    T_orc[i] = temperature(orc$;P=p[16];h=h_orc[i])
End
}

# 11 Anexo 5

## 11.1 Modelo turbina grande de gas sin regenerar

$UnitSystem SI bar C mole kJ

{Se ha elegido la siguiente turbina SIEMENS SGT5-4000F 50Hz, con las siguientes prestaciones:
Power output=329MW
Pressure ratio=20,1:1
Exhaust flow=724 kg/s
Exhaust temperature=599ºC
El rendimeinto del alternador será un poco myor (98%) y la relación de rto tubrina/compresor se mantiene}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=20,1

eta_T = 0,9053
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T
eta_alternador=0,98

{T[4]=599 {ºC}
W_neto=329000 {kW}}

ncombustible=1,003
naire=24,54

{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar*ncombustible= naire
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])
{
lambda = 3 {cambiar esto a partir de m_f y m_a }
}
{maire+mcombustible = 724 {kg/s exhaust flow}}

{TURBINA}

{p[4]=p[1]}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) = b*entropy(***CO2***;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O***;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T_s[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T_s[4]))

DELTAhT = (b*enthalpy(*CO2*;*T*=T[3]) + c*enthalpy(*H2O*;*T*=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[3])) - (b*enthalpy(*CO2*;T=T[4]) + c*enthalpy(*H2O*;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(*N2*;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(*O2*;T=T[4]))

p[5]=1
p[4]-p[5]=0,1*p[4]

T[5]=120

{Potencia producida por la turbina}

W_T= ncombustible*DELTAhT

{Trabajo neto producido}

W_neto = (W_T-W_compresor)*eta_alternador {kJ/s}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_LHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

## 11.2 Modelo turbina grande de gas sin regenerar y ciclo ORC supercrítico

```
$UnitSystem SI bar C mole kJ

Function h_gases(T; lambda; a; b; c; d)
    h_gases = b*enthalpy(CO2;T=T) + c*enthalpy(H2O;T=T) + d*(1+lambda)*enthalpy(N2;T=T) + a*lambda*enthalpy(O2;T=T)
End

{Se ha elegido la siguiente turbina SIEMENS SGT5-4000F 50Hz, con las siguientes prestaaciones:
Power output=329MW
Pressure ratio=20,1:1
Exhaust low=724 kg/s
Exhaust temperature=599ºC
El rendimeinto del alternador será un poco myor (98%) y la relación de rto tubrina/compresor se mantiene}

{CICLO TG}

{COMPRESOR}

T[1]=15 {ºC}
p[1]=1 {bar}

p[2]=r*p[1]
r=20,1

eta_T = 0,9053
eta_C*(0,9/0,85)=eta_T
eta_alternador=0,98

{T[4]=599 {ºC}
W_neto=329000 {kW}}

ncombustible=1,003
naire=24,54

{COMBUSTIÓN}

{Ecuación de combustión}
{CH4 + a*(1+lambda)*(O2 + 3,76*N2) --> b*CO2 + c*H20 + d*(1+lambda)*N2 + a*lambda*O2}

{Combustión completa}

1 = b
4 = 2*c
2*a = 2*b + c
2*3,76*a = 2*d

{Cálculo de lambda}
AC_bar*ncombustible= naire
{lambda= (AC:bar/a)-1}
a*(1+lambda)*4,76 = AC_bar
```

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[2]}

**entropy**(***O2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) + 3,76***entropy**(***N2***;***T***=T[1];***P***=p[1]) = entropy(***O2***;T=T_s[2];P=p[2]) + 3,76*entropy(***N2***;T=T_s[2];P=p[2])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[2]}

eta_C * DELTAhC = DELTAh_sC

DELTAh_sC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T_s[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T_s[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

DELTAhC = a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2]) + 3,76***enthalpy**(***N2***;***T***=T[2])) - a*(1+lambda)*(enthalpy(***O2***;T=T[1]) + 3,76*enthalpy(***N2***;T=T[1]))

{Potencia consumida por el compresor}

W_compresor = ncombustible*DELTAhC

{CÁMARA DE COMBUSTIÓN}

p[2]-p[3]=0,03*p[2]

{Cálculo del PODER CALORÍFICO INFERIOR del combustible}

h_bar_comb = b***enthalpy**(***CO2***;***T***=25) + c***enthalpy**(***H2O***;***T***=25) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
h_bar_combSUP = b*enthalpy(CO2;T=25) + c*(**enthalpy**(H2O;***T***=25) - (enthalpy(***Steam_IAPWS***;T=25;x=1) - enthalpy(steam_iapws;T=25;***x***=0))) - enthalpy(***CH4***;T=25) {kJ/kmol}
PCS = **abs**(h_bar_combSUP)/(12+4*1)
PCS_bar = **abs**(h_bar_combSUP)
PCI_bar = **abs**(h_bar_comb) {kJ/kmol}
PCI = PCI_bar/(12 + 4*1) {kJ/kg}
Q=ncombustible*PCI_bar {kJ/s}

{Balance de entalpía en la cámara de combustión para obtener T[3]}

**enthalpy**(***CH4***;***T***=25) + a*(1+lambda)*(**enthalpy**(***O2***;***T***=T[2])+3,76*enthalpy(***N2***;***T***=T[2])) = b*enthalpy(***CO2***;T=T[3])+c*enthalpy(***H2O***;T=T[3])+d*(1+lambda)*enthalpy(***N2***;T=T[3])+a*lambda*enthalpy(***O2***;T=T[3])
{
lambda = 3 {cambiar esto a partir de m_f y m_a }
}
{maire+mcombustible = 724 {kg/s exhaust flow}}

{TURBINA}

{p[4]=p[1]}

{Balance de entropía para el cálculo de la T_s[4]}

b***entropy**(***CO2***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + c***entropy**(***H2O***;***T***=T[3];***P***=p[3]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2***;T=T[3];P=p[3]) + a*lambda*entropy(***O2***;T=T[3];P=p[3]) =

b*entropy(***CO2**;T=T_s[4];P=p[4]) + c*entropy(***H2O**;T=T_s[4];P=p[4]) + d*(1+lambda)*entropy(***N2**;T=T_s[4];P=p[4]) + a*lambda*entropy(O2;T=T_s[4];P=p[4])

{Balance de entalpía para el cálculo de la T[4]}

eta_T = DELTAhT/DELTAh_sT {De aquí se despeja T[4]}

DELTAh_sT = (b***enthalpy**(***CO2**;***T**=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O**;***T**=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2**;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2**;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2**;T=T_s[4]) + c*enthalpy(***H2O**;T=T_s[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2**;T=T_s[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2**;T=T_s[4]))

DELTAhT = (b***enthalpy**(***CO2**;***T**=T[3]) + c***enthalpy**(***H2O**;***T**=T[3]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2**;T=T[3]) + a*lambda*enthalpy(***O2**;T=T[3])) - (b*enthalpy(***CO2**;T=T[4]) + c*enthalpy(***H2O**;T=T[4]) + d*(1+lambda)*enthalpy(***N2**;T=T[4]) + a*lambda*enthalpy(***O2**;T=T[4]))

p[5]=1
p[4]-p[5]=0,1*p[4]

{T[5]=120}

{Potencia producida por la turbina}

W_T= ncombustible*DELTAhT

{Trabajo neto producido}

W_neto = (W_T-W_compresor)*eta_alternador {kJ/s}

{HHV: ELECTRICAL EFFICIENCY}

eta_LHV=(W_neto/Q)*100

{SPECIFIC POWER}

mcombustible=ncombustible*16 {kg/s}
maire = naire*(**molarmass**(O2)+3,76***molarmass**(N2))/4,76
Specific_Power=0,454*(W_neto)/maire {kJ/s / kg/s; (kW/kg/s)*(0,454 kg/lb)* = kJ/kg-->/0,454 kJ/lb-->/0,454 kW*s/lb}

{CICLO ORC SUPERCRÍTICO}

{GASES}
{T[4] = 320 + PP_CALD {ºC}}
T[5] = T[16] + PP_CALD {ºC}
h[4] = **h_gases**(T[4]; lambda; a; b; c; d)
h[5] = **h_gases**(T[5]; lambda; a; b; c; d)

Q_dot_CR = ncombustible*(h[4] - h[5])

{DATOS ORC}

{T[11] = T[4] - PP_CALD} T[11] = 430
eta_Torc = 0,82
eta_B = 0,7
orc$ = 'benzene'
PP_REGorc = 10

PP_CALD = 15
T[14] = 85
p[11] = 65

{CALDERA DE RECUPERACIÓN}

{Suponemos un PP igual de entrada y salida de 15ºC}

{Cálculo de las presiones de cico ORC}

p[14] = **pressure**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
p[13]=p[14]
p[12]=p[13]
p[15]=p[16]
p[11]=p[16]

{Cálculo del caudal del ciclo ORC}

h[11] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h[16]= **enthalpy**(orc$;***T***=T[16];***P***=p[16])
Q_dot_CR=n_dot_o*(h[11]-h[16])

{TURBINA}

s[11] = **entropy**(orc$;***T***=T[11];***P***=p[11])
h_s[12] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[12];***s***=s[11])

eta_Torc*(h[11]-h_s[12])= (h[11]-h[12])
T[12]=**temperature**(orc$;***P***=p[12];***h***=h[12])

{Trabajo producido por la turbina}
W_dot_Torc = n_dot_o*(h[11]-h[12])

{REGENERADOR}

PP_REGorc = T[13] - T[15]

{Balance de Energía en el regenerador}

h[12] - h[13] = h[16] - h[15]

h[13] = **enthalpy**(orc$;***P***=p[13];***T***=T[13])
T[15] = **temperature**(orc$;***h***=h[15];***P***=p[15])

{CONENSADOR}

{Cálculo Qcond}
h[14] = **enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=0)
Q_dot_con = n_dot_o*(h[13]-h[14])

{Cálculo caudal exterior de agua en el condensador}
Q_dot_con = m_dot_w*4,18*(T_w[2]-T_w[1])
T_w[2] = 65 {Vienen de red de distribución; condensaación con agua a 85ºC}
T_w[1] = 40

{Balance de energía en el condensador y cálculo del PPcond}
n_dot_o*(**enthalpy**(orc$;***T***=T[14];***x***=1)-h[14]) = m_dot_w*4,18*(T_ppCON-T_w[1])

```
PP_CON = T[14] - T_ppCON

{BOMBA}

v[14] = volume(orc$;T=T[14];x=0)
eta_B*(h[15]-h[14]) = v[14]*(p[15]-p[14])*100

{Potencia consumida por la bomba}
W_dot_Borc = n_dot_o*(h[15]-h[14])

{PRESTACIONES}
W_dot_ORC = W_dot_Torc - W_dot_Borc
eta_ORC = W_dot_ORC/Q_dot_CR

eta_CC = (W_dot_ORC + W_neto) / Q


 {
{DIAGRAMA T-Q caldera}

Duplicate i = 1;50
    Q[i] = Q_dot*(i-1)/49
    m_dot_g*C_p*(T_g[i]-T[7]) = Q[i]
    m_dot_o*(h_orc[i]-h[16]) = Q[i]
    T_orc[i] = temperature(orc$;P=p[16];h=h_orc[i])
End
}
```

# 12 Anexo 6

## 12.1 Modelo económico microturbina de gas con regenerador para cogeneración

A continuación, se van a calcular de forma detallada los costes normalizados correspondientes a este modelo.

1. **Inversión**

   El valor total del coste normalizado de inversión será:

$$INV(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 1.769 \cdot \frac{541,7}{402} = 2.383,75 \left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 2.383,75 \left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 2.266,57 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 2.266,57 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 100[kW] = 226.656,79[€]$$

$$E = \dot{W}_{neto} \cdot h = 100[kW] \cdot 5500 \left[\frac{h}{año}\right] = 550[MWhe]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV[€]}{E[MWhe]} \cdot f_a = \frac{226.656,79[€]}{550[MWhe]} \cdot 0,1315 = \mathbf{54,18} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

2. **Combustible**

$$\boldsymbol{CN_F} = 25,4 \left[\frac{€}{MWht}\right] \cdot 1,11 \cdot \left( \frac{550[MWhe]}{0,2878 \left[\frac{MWhe}{MWht}\right]} - \frac{0,1218 \cdot 5500[MWht]}{0,9} \right) \cdot 0,1315$$

$$\cdot 10,5487 = \mathbf{82,20} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

3. **Operación y mantenimiento**

$$T_{OM} = 15 \left[\frac{\$}{MWhe}\right] \cdot \frac{541,7}{402} \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 19,22 \left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 19{,}22\left[\frac{€}{MWhe}\right] \cdot 0{,}1315 \cdot 8{,}9282 = \mathbf{22{,}56}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

**4. Emisión CO2**

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{0{,}1[MWe] \cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}2878\left[\frac{kWe}{kWt}\right] \cdot 50.157\left[\frac{kWt \cdot s}{kg}\right]} \cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right] \cdot \frac{1[kmol]}{16[kg]} \cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right] \cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right] \cdot \frac{1}{0{,}1[MWe]}\right) \cdot 0{,}1315 \cdot 10{,}5487$$

$$- 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{0{,}1218[MWt] \cdot 1000\left[\frac{kWt}{MWt}\right]}{0{,}9 \cdot 50.157\left[\frac{kWt \cdot s}{kg}\right]} \cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right] \cdot \frac{1[kmol]}{16[kg]} \cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right] \cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right] \cdot \frac{1}{0{,}1[MWe]}\right) \cdot 0{,}1315 \cdot 10{,}5487 = \mathbf{5{,}11}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

De este modo, el sumatorio de todos los costes normalizados asciende a:

$$LCOE = CN_{INV} + CN_F + CN_{OM} + CN_{CO2}$$

*Tabla 23. Resumen costes normalizados microturbina de gas con regenerador para cogeneración*

| | |
|---|---|
| INV | 54,18 €/MWh |
| Comb. | 82,20 €/MWh |
| OM | 22,56 €/MWh |
| CO2 prod. | 5,11 €/MWh |
| **LCOE** | **164,05 €/MWh** |

## 12.2 Modelo económico microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica

Los costes normalizados obtenidos son los siguientes:

1. **Inversión**

$$INV(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 1.576 \cdot \frac{541,7}{402} = 2.123,68 \left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 2.123,68 \left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 2.019,28 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 2.019,28 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 100[kW] = 201.928,27[€]$$

$$E = \dot{W}_{neto} \cdot h = 100[kW] \cdot 5500 \left[\frac{h}{año}\right] = 550[MWhe]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV[€]}{E[MWhe]} \cdot f_a = \frac{201.928,27[€]}{550[MWhe]} \cdot 0,1315 = \boldsymbol{48,27} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

2. **Combustible**

$$\boldsymbol{CN_F} = 25,4 \left[\frac{€}{MWht}\right] \cdot 1,11 \cdot \left( \frac{550[MWhe]}{\frac{0,2914 \left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}{550[MWhe]}} \right) \cdot 0,1315 \cdot 10,5487 = \boldsymbol{132,98} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

3. **Operación y mantenimiento**

$$T_{OM} = 15 \left[\frac{\$}{MWhe}\right] \cdot \frac{541,7}{402} \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 19,22 \left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 19,22 \left[\frac{€}{MWhe}\right] \cdot 0,1315 \cdot 8,9282 = \boldsymbol{22,56} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

## 4. Emisión CO2

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{0{,}1[MWe]\cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}2914\left[\frac{kWe}{kWt}\right]\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{0{,}1[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315\cdot 10{,}5487$$

$$= \mathbf{8{,}27}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

Por tanto, el LCOE para este supuesto se muestra en la **Tabla 24**.

*Tabla 24. Resumen costes normalizados microturbina de gas con regenerador para producción eléctrica*

| | |
|---|---|
| INV | 48,27 €/MWh |
| Comb. | 132,98 €/MWh |
| OM | 22,56 €/MWh |
| CO2 prod | 8,27 €/MWh |
| **LCOE** | **212,07 €/MWh** |

## 12.3 Modelo económico microturbina de gas con regenerador y ciclo ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica

En este tipo de configuraciones, al estar acoplado un ciclo ORC al ciclo de gas, hay que analizar los costes considerando la suma de ambos ciclos (inversiones, trabajos/energías, etc.).

$$\dot{W}_{TG} = 100kWe$$

$$\dot{W}_{ORC} = 21{,}95kWe$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{TG} + \dot{W}_{ORC} = 121{,}95kWe$$

$$E_{TG} = \dot{W}_{TG} \cdot h = 0{,}1[MWe] \cdot 5500 \left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 550[MWhe]$$

$$E_{ORC} = \dot{W}_{ORC} \cdot h = 0{,}02195[MWe] \cdot 5500 \left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 120{,}73[MWhe]$$

$$E_{TOTAL} = E_{TG} + E_{ORC} = 670{,}73[MWhe]$$

### 1. Inversión

Los costes de inversión correspondientes a la microturbina de gas son:

$$INV_{TG}(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 1.576 \cdot \frac{541{,}7}{402} = 2.123{,}68 \left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 2.123{,}68 \left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1{,}0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 2.019{,}28 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 2.019{,}28 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 100[kW] = 201.928{,}27[€]$$

Los costes de inversión correspondientes al ciclo ORC ascienden a:

$$INV_{ORC}(2016) = INV(2002) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2002)} = 7.700 \cdot \frac{541{,}7}{395{,}6} = 10.543{,}71 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV_{ORC}(2016) = 10.543{,}71 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 21{,}95[kW] = 231.434{,}34[€]$$

Por tanto, los costes totales de inversión son:

$$INV_{TOTAL} = INV_{TG} + INV_{ORC} = 433.362{,}61[€]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV_{TOTAL}[€]}{E_{TOTAL}[MWhe]} \cdot f_a = \frac{433.362{,}61[€]}{670{,}73[MWhe]} \cdot 0{,}1315 = \mathbf{84{,}95}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

**2. Combustible**

$$\boldsymbol{CN_F} = 25{,}4\left[\frac{€}{MWht}\right] \cdot 1{,}11 \cdot \left(\frac{\frac{550[MWhe]}{0{,}3487\left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}}{670{,}73[MWhe]}\right) \cdot 0{,}1315 \cdot 10{,}5487 = \mathbf{91{,}12}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

**3. Operación y mantenimiento**

$$T_{OM_TG} = 15\left[\frac{\$}{MWhe}\right] \cdot \frac{541{,}7}{402} \cdot \frac{1}{1{,}0517}\left[\frac{€}{\$}\right] = 19{,}22\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM_ORC} = 2{,}4\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM} = \frac{(2{,}4[€/MWhe] \cdot 0{,}02195[MWe]) + (19{,}22[€/MWhe] \cdot 0{,}1[MWe])}{0{,}12195[MWe]} = 16{,}19\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 16{,}19\left[\frac{€}{MWhe}\right] \cdot 0{,}1315 \cdot 8{,}9282 = \mathbf{19{,}01}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

**4. Emisión CO2**

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{0{,}1[MWe] \cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}3487\left[\frac{kWe}{kWt}\right] \cdot 50.157\left[\frac{kWt \cdot s}{kg}\right]} \cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right] \cdot \frac{1[kmol]}{16[kg]} \cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right] \cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right] \cdot \frac{1}{(0{,}1 + 0{,}02195)[MWe]}\right) \cdot 0{,}1315 \cdot 10{,}5487 = \mathbf{5{,}66}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

El LCOE para este supuesto se presenta en la **Tabla 25**.

*Tabla 25. Resumen costes normalizados microturbina de gas con regenerador con ORC subcrítico regenerado para producción eléctrica*

| | |
|---|---|
| INV | 84,95 €/MWh |
| Comb. | 91,12 €/MWh |
| OM | 19,01 €/MWh |
| CO2 prod. | 5,66 €/MWh |
| **LCOE** | **200,74 €/MWh** |

# 13 Anexo 7

## 13.1 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador para cogeneración

1. **Inversión**

$$INV(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 702 \cdot \frac{541,7}{402} = 945,95 \left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 945,95 \left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 899,45 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 899,45 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 40.000[kW] = 35.978.082,39[€]$$

$$E = \dot{W}_{neto} \cdot h = 37.787[kW] \cdot 5500 \left[\frac{h}{año}\right] = 207.828,50[MWhe]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV[€]}{E[MWhe]} \cdot f_a = \frac{35.978.082,39[€]}{207.828,50[MWhe]} \cdot 0,1315 = \boldsymbol{22,76} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

2. **Combustible**

$$\boldsymbol{CN_F} = 25,4 \left[\frac{€}{MWht}\right] \cdot 1,11 \cdot \left( \frac{207.828,50[MWhe]}{0,3841 \left[\frac{MWhe}{MWht}\right]} - \frac{46,49 \cdot 5500[MWht]}{0,9} \right) \cdot 0,1315$$

$$\cdot 10,5487 = \boldsymbol{48,35} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

3. **Operación y mantenimiento**

$$T_{OM} = 4,2 \left[\frac{\$}{MWhe}\right] \cdot \frac{541,7}{402} \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 5,38 \left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 5,38 \left[\frac{€}{MWhe}\right] \cdot 0,1315 \cdot 8,9282 = \boldsymbol{6,32} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

## 4. Emisión CO2

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{37{,}78[MWe]\cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}3841\left[\frac{kWe}{kWt}\right]\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$
$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{37{,}78[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315\cdot 10{,}5487$$
$$-\ 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{46{,}49[MWt]\cdot 1000\left[\frac{kWt}{MWt}\right]}{0{,}9\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$
$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{37{,}78[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315\cdot 10{,}5487$$
$$= \mathbf{2{,}98}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

De este modo, los costes normalizados se presentan en la **Tabla 26**.

*Tabla 26. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador para cogeneración*

| | |
|---|---|
| INV | 22,76 €/MWh |
| Comb. | 48,35 €/MWh |
| OM | 6,32 €/MWh |
| CO2 prod | 2,98 €/MWh |
| **LCOE** | **80,40 €/MWh** |

## 13.2 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica

Los costes normalizados obtenidos para este modelo son los siguientes:

1. **Inversión.**

$$INV(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 592 \cdot \frac{541,7}{402} = 797,73 \left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 797,73 \left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 758,51 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV(2016) = 758,51 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 40.000[kW] = 30.340.491,14[€]$$

$$E = \dot{W}_{neto} \cdot h = 40.000[kW] \cdot 5500 \left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 220.000[MWhe]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV[€]}{E[MWhe]} \cdot f_a = \frac{30.340.491,14[€]}{220.000[MWhe]} \cdot 0,1315 = \boldsymbol{18,13} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

2. **Combustible**

$$\boldsymbol{CN_F} = 25,4 \left[\frac{€}{MWht}\right] \cdot 1,11 \cdot \left(\frac{220.000[MWhe]}{\frac{0,4066 \left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}{220.000[MWhe]}}\right) \cdot 0,1315 \cdot 10,5487$$

$$= \boldsymbol{95,30} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

3. **Operación y mantenimiento**

$$T_{OM} = 4,2 \left[\frac{\$}{MWhe}\right] \cdot \frac{541,7}{402} \cdot \frac{1}{1,0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 5,38 \left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 5,38 \left[\frac{€}{MWhe}\right] \cdot 0,1315 \cdot 8,9282 = \boldsymbol{6,32} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

**4. Emisión $CO_2$**

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{40[MWe]\cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}4066\left[\frac{kWe}{kWt}\right]\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{40[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315\cdot 10{,}5487$$

$$= \mathbf{5,92}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

Por tanto, el LCOE para este supuesto se muestra en la **Tabla 27**.

*Tabla 27. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador para producción eléctrica*

| | |
|---|---|
| INV | 18,13 €/MWh |
| Comb. | 95,30 €/MWh |
| OM | 6,32 €/MWh |
| CO2 pro | 5,92 €/MWh |
| **LCOE** | **125,67 €/MWh** |

## 13.3 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica

En este tipo de configuraciones, al estar acoplado un ciclo ORC al ciclo de gas, hay que analizar los costes considerando la suma de ambos ciclos (inversiones, trabajos/energías, etc.).

$$\dot{W}_{TG} = 38{,}76MWe$$

$$\dot{W}_{ORC} = 7{,}76MWe$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{TG} + \dot{W}_{ORC} = 46{,}52MWe$$

$$E_{TG} = \dot{W}_{TG} \cdot h = 38{,}76[MWe] \cdot 5500\left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 213.152{,}5[MWhe]$$

$$E_{ORC} = \dot{W}_{ORC} \cdot h = 7{,}76[MWe] \cdot 5500\left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 42.702[MWhe]$$

$$E_{TOTAL} = E_{TG} + E_{ORC} = 255.854{,}5[MWhe]$$

1. **Inversión**

Los costes de inversión correspondientes a la microturbina de gas son:

$$INV_{TG}(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 592 \cdot \frac{541{,}7}{402} = 797{,}73\left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 797{,}73\left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1{,}0517}\left[\frac{€}{\$}\right] = 758{,}51\left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 758{,}51\left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 40.000[kW] = 30.340.491{,}14[€]$$

Los costes de inversión correspondientes al ciclo ORC son:

$$INV_{ORC}(2016) = 1.000\left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 7.760[kW] = 7.760.000[€]$$

Por tanto, los costes totales de inversión ascienden a:

$$INV_{TOTAL} = INV_{TG} + INV_{ORC} = 38.104.491{,}14[€]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV_{TOTAL}[€]}{E_{TOTAL}[MWhe]} \cdot f_a = \frac{38.104.491{,}14[€]}{255.854{,}5[MWhe]} \cdot 0{,}1315 = \boldsymbol{19{,}58}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

**2. Combustible**

$$\boldsymbol{CN_F} = 25{,}4\left[\frac{€}{MWht}\right] \cdot 1{,}11 \cdot \left(\frac{213.152{,}5[MWhe]}{\frac{0{,}463\left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}{255.854{,}5[MWhe]}}\right) \cdot 0{,}1315 \cdot 10{,}5487$$

$$= \boldsymbol{70{,}36}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

**3. Operación y mantenimiento**

$$T_{OM_TG} = 4{,}2\left[\frac{\$}{MWhe}\right] \cdot \frac{541{,}7}{402} \cdot \frac{1}{1{,}0517}\left[\frac{€}{\$}\right] = 5{,}38\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM_ORC} = 2{,}4\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM} = \frac{(2{,}4[€/MWhe] \cdot 7{,}76[MWe]) + (5{,}38[€/MWhe] \cdot 38{,}76[MWe])}{46{,}52[MWe]}$$

$$= 4{,}88\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 4{,}88\left[\frac{€}{MWhe}\right] \cdot 0{,}1315 \cdot 8{,}9282 = \boldsymbol{5{,}73}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

**4. Emisión CO2**

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{38{,}76[MWe] \cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}463\left[\frac{kWe}{kWt}\right] \cdot 50.157\left[\frac{kWt \cdot s}{kg}\right]} \cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right] \cdot \frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left. \cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right] \cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right] \cdot \frac{1}{(38{,}76 + 7{,}76)[MWe]}\right) \cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{4{,}33}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

El LCOE para este supuesto se presenta en la **Tabla 28**.

*Tabla 28. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica*

| | |
|---|---|
| INV | 19,58 €/MWh |
| Comb. | 70,36 €/MWh |
| OM | 5,73 €/MWh |
| CO2 prod | 4,33 €/MWh |
| **LCOE** | **100,01 €/MWh** |

## 13.4 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)

Los costes normalizados se calculan distinguiendo entre los costes de la turbina mediana de gas y el ciclo ORC:

$$\dot{W}_{TG} = 38{,}76MWe$$

$$\dot{W}_{ORC} = 7{,}76MWe$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{TG} + \dot{W}_{ORC} = 46{,}52MWe$$

$$E_{TG} = \dot{W}_{TG} \cdot h = 38{,}76[MWe] \cdot 5500 \left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 213.152{,}5[MWhe]$$

$$E_{ORC} = \dot{W}_{ORC} \cdot h = 7{,}76[MWe] \cdot 5500 \left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 42.702[MWhe]$$

$$E_{TOTAL} = E_{TG} + E_{ORC} = 255.854{,}5[MWhe]$$

1. **Inversión**

$$INV_{TG}(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 592 \cdot \frac{541{,}7}{402} = 797{,}73 \left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 797{,}73 \left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1{,}0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 758{,}51 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 758{,}51 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 40.000[kW] = 30.340.491{,}14[€]$$

$$INV_{ORC}(2016) = 1.000 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 7.760[kW] = 7.760.000[€]$$

$$INV_{TOTAL} = INV_{TG} + INV_{ORC} = 38.104.491{,}14[€]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV_{TOTAL}[€]}{E_{TOTAL}[MWhe]} \cdot f_a = \frac{38.104.491{,}14[€]}{255.854{,}5[MWhe]} \cdot 0{,}1315 = \mathbf{19{,}58} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

## 2. Combustible

$$\boldsymbol{CN_F} = 25{,}4\left[\frac{€}{MWht}\right]\cdot 1{,}11\cdot\left(\frac{\frac{213.152{,}5[MWhe]}{0{,}463\left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}}{255.854{,}5[MWhe]}-\frac{\frac{16{,}68\cdot 5500[MWht]}{0{,}9}}{255.854{,}5[MWhe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{54{,}78}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

## 3. Operación y mantenimiento

$$T_{OM_TG} = 4{,}2\left[\frac{\$}{MWhe}\right]\cdot\frac{541{,}7}{402}\cdot\frac{1}{1{,}0517}\left[\frac{€}{\$}\right] = 5{,}38\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM_ORC} = 2{,}4\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM} = \frac{(2{,}4[€/MWhe]\cdot 7{,}76[MWe]) + (5{,}38[€/MWhe]\cdot 38{,}76[MWe])}{46{,}52[MWe]}$$

$$= 4{,}88\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 4{,}88\left[\frac{€}{MWhe}\right]\cdot 0{,}1315\cdot 8{,}9282 = \boldsymbol{5{,}73}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

## 4. Emisión CO2

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{38{,}76[MWe]\cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}463\left[\frac{kWe}{kWt}\right]\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{(38{,}76+7{,}76)[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487$$

$$-\ 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{16{,}68[MWt]\cdot 1000\left[\frac{kWt}{MWt}\right]}{0{,}9\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{(38{,}76+7{,}76)[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{3{,}37}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

De este modo, el valor de los costes normalizados totales viene recogido en el LCOE presentado en la **Tabla 29**.

*Tabla 29. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)*

| | |
|---|---|
| INV | 19,58 €/MWh |
| Comb. | 54,78 €/MWh |
| OM | 5,73 €/MWh |
| CO2 prod | 3,37 €/MWh |
| **LCOE** | **83,47 €/MWh** |

## 13.5 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y de la caldera)

Los costes normalizados se calculan distinguiendo entre los costes de la turbina mediana de gas, ciclo ORC y considerando la caldera adicional de recuperación añadida.

$$\dot{W}_{TG} = 36{,}65MWe$$

$$\dot{W}_{ORC} = 8{,}12MWe$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{TG} + \dot{W}_{ORC} = 44{,}77MWe$$

$$E_{TG} = \dot{W}_{TG} \cdot h = 36{,}65[MWe] \cdot 5500 \left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 201.553[MWhe]$$

$$E_{ORC} = \dot{W}_{ORC} \cdot h = 8{,}12[MWe] \cdot 5500 \left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 44.665{,}5[MWhe]$$

$$E_{TOTAL} = E_{TG} + E_{ORC} = 246.218{,}5[MWhe]$$

1. **Inversión**

$$INV_{TG}(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 592 \cdot \frac{541{,}7}{402} = 797{,}73 \left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 797{,}73 \left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1{,}0517} \left[\frac{€}{\$}\right] = 758{,}51 \left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 758{,}51 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 40.000[kW] = 30.340.491{,}14[€]$$

$$INV_{ORC}(2016) = 1.000 \left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 8.121[kW] = 8.121.000[€]$$

$$INV_{CRV}(2016) = 35.978.082{,}39[€] - 30.340.491{,}14[€] = 5.637.591{,}25[€]$$

$$INV_{TOTAL} = INV_{TG} + INV_{ORC} + INV_{CRV} = 44.099.082{,}39[€]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV_{TOTAL}[€]}{E_{TOTAL}[MWhe]} \cdot f_a = \frac{44.099.082{,}39[€]}{246.218{,}5[MWhe]} \cdot 0{,}1315 = \mathbf{23{,}55} \left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

## 2. Combustible

$$\boldsymbol{CN_F} = 25{,}4\left[\frac{€}{MWht}\right]\cdot 1{,}11\cdot\left(\frac{201.553[MWhe]}{\frac{0{,}4457}{246.218{,}5[MWhe]}\left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}-\frac{\frac{40{,}48\cdot 5500[MWht]}{0{,}9}}{246.218{,}5[MWhe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{32{,}53}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

## 3. Operación y mantenimiento

$$T_{OM_TG} = 4{,}2\left[\frac{\$}{MWhe}\right]\cdot\frac{541{,}7}{402}\cdot\frac{1}{1{,}0517}\left[\frac{€}{\$}\right] = 5{,}38\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM_ORC} = 2{,}4\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM} = \frac{(2{,}4[€/MWhe]\cdot 8{,}12[MWe]) + (5{,}38[€/MWhe]\cdot 36{,}65[MWe])}{44{,}77[MWe]}$$

$$= 4{,}84\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 4{,}84\left[\frac{€}{MWhe}\right]\cdot 0{,}1315\cdot 8{,}9282 = \boldsymbol{5{,}68}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

## 4. Emisión CO2

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{36{,}65[MWe]\cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}4457\left[\frac{kWe}{kWt}\right]\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{(36{,}65+8{,}12)[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487$$

$$-\ 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{40{,}48[MWt]\cdot 1000\left[\frac{kWt}{MWt}\right]}{0{,}9\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{(36{,}65+8{,}12)[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{2}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

De este modo, el valor de los costes normalizados totales viene recogido en el LCOE presentado en la **Tabla 30**.

*Tabla 30. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico regenerado para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador y caldera de salida)*

| | |
|---|---|
| INV | 23,55 €/MWh |
| Comb. | 32,53 €/MWh |
| OM | 5,68 €/MWh |
| CO2 prod | 2,00 €/MWh |
| **LCOE** | **63,77 €/MWh** |

## 13.6 Modelo económico turbina mediana de gas sin regenerador y ciclo ORC supercrítico sin regenerar para producción eléctrica y cogeneración (calor del condensador)

Los costes normalizados se calculan distinguiendo entre los costes de la turbina mediana de gas y el ciclo ORC.

$$\dot{W}_{TG} = 38{,}76MWe$$

$$\dot{W}_{ORC} = 8{,}99MWe$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{TG} + \dot{W}_{ORC} = 47{,}74MWe$$

$$E_{TG} = \dot{W}_{TG} \cdot h = 38{,}76[MWe] \cdot 5500\left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 213.152{,}5[MWhe]$$

$$E_{ORC} = \dot{W}_{ORC} \cdot h = 8{,}99[MWe] \cdot 5500\left[\frac{h}{\text{año}}\right] = 49.423[MWhe]$$

$$E_{TOTAL} = E_{TG} + E_{ORC} = 262.575{,}5[MWhe]$$

1. **Inversión**

$$INV_{TG}(2016) = INV(2003) \cdot \frac{CEPCI(2016)}{CEPCI(2003)} = 592 \cdot \frac{541{,}7}{402} = 797{,}73\left[\frac{\$}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 797{,}73\left[\frac{\$}{kW}\right] \cdot \frac{1}{1{,}0517}\left[\frac{€}{\$}\right] = 758{,}51\left[\frac{€}{kW}\right]$$

$$INV_{TG}(2016) = 758{,}51\left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 40.000[kW] = 30.340.491{,}14[€]$$

$$INV_{ORC}(2016) = 1.000\left[\frac{€}{kW}\right] \cdot 8.986[kW] = 8.986.000[€]$$

$$INV_{TOTAL} = INV_{TG} + INV_{ORC} = 39.326.491{,}14[€]$$

$$\boldsymbol{CN_{INV}} = \frac{INV_{TOTAL}[€]}{E_{TOTAL}[MWhe]} \cdot f_a = \frac{39.326.491{,}14[€]}{262.575{,}5[MWhe]} \cdot 0{,}1315 = \mathbf{19{,}69}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

## 2. Combustible

$$\boldsymbol{CN_F} = 25{,}4\left[\frac{€}{MWht}\right]\cdot 1{,}11\cdot\left(\frac{\frac{213.152{,}5[MWhe]}{0{,}4754\left[\frac{MWhe}{MWht}\right]}}{262.575{,}5[MWhe]}-\frac{\frac{37{,}02\cdot 5500[MWht]}{0{,}9}}{262.575{,}5[MWhe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{33{,}08}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

## 3. Operación y mantenimiento

$$T_{OM_TG} = 4{,}2\left[\frac{\$}{MWhe}\right]\cdot\frac{541{,}7}{402}\cdot\frac{1}{1{,}0517}\left[\frac{€}{\$}\right] = 5{,}38\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM_ORC} = 2{,}4\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$T_{OM} = \frac{(2{,}4[€/MWhe]\cdot 8{,}99[MWe]) + (5{,}38[€/MWhe]\cdot 38{,}76[MWe])}{47{,}74[MWe]}$$

$$= 4{,}82\left[\frac{€}{MWhe}\right]$$

$$\boldsymbol{CN_{OM}} = 4{,}88\left[\frac{€}{MWhe}\right]\cdot 0{,}1315\cdot 8{,}9282 = \boldsymbol{5{,}66}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWhe}}\right]$$

## 4. Emisión CO2

$$\boldsymbol{CN_{CO2}} = 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{38{,}76[MWe]\cdot 1000\left[\frac{kWe}{MWe}\right]}{0{,}4754\left[\frac{kWe}{kWt}\right]\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{(38{,}76+8{,}99)[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487$$

$$-\ 8{,}8\left[\frac{€}{tonCO2}\right]\left(\frac{37{,}02[MWt]\cdot 1000\left[\frac{kWt}{MWt}\right]}{0{,}9\cdot 50.157\left[\frac{kWt\cdot s}{kg}\right]}\cdot 3600\left[\frac{s}{h}\right]\cdot\frac{1[kmol]}{16[kg]}\right.$$

$$\left.\cdot 44\left[\frac{kg}{kmol}\right]\cdot 10^{-3}\left[\frac{ton}{kg}\right]\cdot\frac{1}{(38{,}76+8{,}99)[MWe]}\right)\cdot 0{,}1315$$

$$\cdot 10{,}5487 = \boldsymbol{2{,}04}\left[\frac{€}{\boldsymbol{MWh}}\right]$$

De este modo, el valor de los costes normalizados totales viene recogido en el LCOE presentado en la **Tabla 31**.

*Tabla 31. Resumen costes normalizados turbina mediana de gas sin regenerador con ORC supercrítico sin regenerador*

| | |
|---|---|
| INV | 19,69 €/MWh |
| Comb. | 33,08 €/MWh |
| OM | 5,66 €/MWh |
| CO2 prod | 2,04 €/MWh |
| **LCOE** | **60,46 €/MWh** |