

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA NACIONAL

Facultad Regional Córdoba – Facultad Regional Rosario

Tesis presentada como parte de los requisitos de la Universidad Tecnológica Nacional para la obtención del Grado Académico de Doctor en Ingeniería.

APLICACIÓN DE TÉCNICAS DE PROGRAMACIÓN
MATEMÁTICA Y MÉTODOS DE INTEGRACIÓN DE
PROCESOS PARA DETERMINAR LA SÍNTESIS Y EL
DISEÑO ÓPTIMO DE UNA PLANTA DE COGENERACIÓN
DE CICLO COMBINADO.

Doctorando: Ing. Juan Ignacio Manassaldi

Directores: Dr. Sergio F. Mussati, Dr. Nicolás J. Scenna

Jurados: Dra. María Isabel Sosa, Dr. Aldo Vecchietti, Dr. José Alberto Bandoni

Rosario, Argentina – Febrero de 2017

A mi mujer Laura y mi hijo Pedro

Agradecimientos

A mis directores de tesis, Dr. Sergio F. Mussati y Dr. Nicolás J. Scenna, quienes con su constante apoyo y confianza en mi trabajo han sido un aporte invaluable, no solamente en el desarrollo de esta tesis, sino también en mi formación como investigador.

Quiero expresar un sincero agradecimiento al Dr. Alejandro S. M. Santa Cruz y a la Dra. Sonia J. Benz quienes me abrieron por primera vez las puertas a la investigación y docencia.

A la Dra. Patricia L. Mores por compartir desinteresadamente sus conocimientos sobre captura de CO₂.

A todos los miembros del CAIMI con quienes compartí mis años de formación como alumno de grado y de postgrado.

A mi mujer Laura por su apoyo incondicional y a nuestro hijo Pedro que hace que todo el esfuerzo valga la pena.

A mi familia, en especial a mi madre, por su constante estímulo durante toda mi vida.

Al CAIMI y a la Regional Rosario de la UTN por brindarme mucho más que un lugar de trabajo.

A la Universidad Tecnológica Nacional y al Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET) por el apoyo económico brindado como beca de estudios para la realización de esta tesis.

Resumen

La presente tesis trata sobre el modelado matemático, simulación y optimización de ciclos combinados operando en forma desacoplada y acoplada a otros procesos, como por ejemplo, sistemas de utility y planta de captura de CO₂.

Precisamente, la tesis presenta modelos matemáticos utilizando programación matemática y metodologías “alternativas” para optimizar la configuración y el diseño de sistemas de cogeneración de vapor y electricidad.

El planteamiento del problema de optimización se resolverá postulando una superestructura de configuraciones alternativas considerando la posibilidad de intercambios de calor en paralelo, serie y serie-paralelo entre la corriente de gas que abandona la turbina de gas y el fluido circulante del ciclo de vapor. De esta manera, la superestructura embebe numerosas alternativas para la configuración de los equipos las cuales son tenidas en cuenta simultáneamente por el algoritmo de optimización. La ventaja principal de este tipo de planteo es que al modificar las especificaciones de diseño permite determinar en forma automática la configuración óptima correspondiente.

Durante el desarrollo de la tesis, se proponen y resuelven diferentes problemas de optimización considerando diferentes funciones objetivos y considerando fija la demanda de electricidad, según se detalla a continuación: 1) minimización del área total de transferencia de calor, 2) minimización del consumo de combustible, 3) minimización del costo total (inversión y costo de operación).

Los modelos y metodologías de solución se aplican a la optimización de la configuración, diseño y operación de un sistema de cogeneración acoplado a distintos procesos, por ejemplo a un proceso de captura de CO₂ utilizando aminas. Finalmente, la metodología es aplicada también para optimizar la síntesis y diseño de plantas de “utility” (configuración del ciclo combinado y configuración del sistema de turbinas y válvulas) considerando diferentes niveles de demandas de potencia y vapor.

Las metodologías de solución se componen de procedimientos sistemáticos basados en el empleo de técnicas de Programación Mixta Entera No Lineal (MINLP), utilizando variables binarias para imponer restricciones de diseño de tipo estructural (configuración de los equipos) y variables continuas relacionadas con las condiciones de operación. Los resultados encontrados son comparados con los obtenidos por otros resolvedores tradicionales para modelos MINLP.

Índice General

Índice de Figuras	XIV
Índice de Tablas	XVIII
Capítulo 1: Introducción, Objetivos y Estructura de la Tesis	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Metodologías de Integración de procesos.	2
1.2.1 Métodos basados en la Primera Ley Termodinámica (Tecnología Pinch)	2
1.2.2 Métodos basados en la Segunda Ley Termodinámica.	4
1.2.3 Métodos basados en Optimización Matemática.....	8
1.3 Objetivos de la Tesis	10
1.4 Organización de la Tesis	11
Capítulo 2: Diseño Óptimo de un Ciclo Combinado de Generación de Potencia	14
2.1 Introducción.....	14
2.2 Propiedades Termodinámicas.....	16
2.2.1 Propiedades termodinámicas de las corrientes del ciclo de gas	17
2.2.2 Propiedades termodinámicas de las corrientes del ciclo de vapor	18
2.2.3 Niveles de presión.....	19
2.3 Equipos que intervienen en un ciclo combinado.....	19
2.3.1 Turbina de Gas	20
2.3.2 Turbina de Vapor sin extracción	21
2.3.3 Turbina de Vapor con extracción.....	22
2.3.4 Caldera de recuperación de calor y generación de vapor (HRSG)	23
2.3.4.1 Economizadores y Sobrecalentadores	25
2.3.4.2 Evaporadores	26
2.3.5 Condensadores	27
2.3.6 Desaireador	27

2.3.7	Bombas.....	28
2.3.8	Válvulas	29
2.3.9	Mezcladores	29
2.3.10	Divisores	30
2.4	Funciones objetivo	30
2.5	Parámetros y cotas del modelo.....	31
2.6	Casos de estudio	33
2.6.1	Modelo matemático de optimización de un ciclo combinado de generación de potencia con 3 niveles de presión	33
2.6.1.1	Propiedades Termodinámicas.....	34
2.6.1.2	Balances de materia, energía y ecuaciones de diseño de los equipos.....	36
2.6.1.3	Ejemplos de Aplicación del Modelo Matemático	39
2.6.2	Verificación del modelo matemático propuesto. Comparación de soluciones obtenidas con soluciones reportadas por otros autores	43
2.6.2.1	Función objetivo y resultados.....	45
2.7	Conclusión del capítulo.....	49
Capítulo 3: Síntesis y Diseño Óptimo de un Ciclo Combinado de Generación de Potencia		51
3.1	Introducción.....	51
3.2	Síntesis del recuperador de calor de un ciclo combinado operando con tres niveles de presión sin considerar recalentamiento de vapor	54
3.2.1	Selección/eliminación de los intercambiadores de calor	54
3.2.2	Selección/eliminación de bombas.....	59
3.3	Síntesis del recuperador de calor de un ciclo combinado operando con tres niveles de presión considerando recalentamiento de vapor	61
3.3.1	Selección del ingreso de vapor para recalentamiento	62
3.4	Casos de estudio	67
3.4.1	Implementación de los modelos de optimización de la configuración y diseño de un recuperador de calor perteneciente a un ciclo combinado sin y con recalentamiento.....	67

3.4.1.1	Comparación de soluciones óptimas sin considerar y considerando recalentamiento de vapor	70
3.4.2	Síntesis y Diseño Óptimo considerando la minimización del costo total anual	74
3.4.2.1	Modelo de costo.....	75
3.4.2.2	Implementación del modelo de síntesis de un recuperador de calor perteneciente a un ciclo combinado con recalentamiento utilizando funciones de costo	77
3.4.3	Comparación de soluciones óptimas obtenidas por el modelo MINLP y soluciones reportadas por otros autores.....	80
3.4.3.1	Solución óptima permitiendo intercambiadores en paralelo	87
3.5	Conclusiones del capítulo.....	93
Capítulo 4: Metodología de resolución propuesta	95	
4.1	Introducción.....	95
4.2	Metodología de resolución para la síntesis de un ciclo combinado	96
4.3	Metodología aplicada a la síntesis de un ciclo combinado sin recalentamiento.	98
4.3.1	Creación de los modelos IP y NLP	98
4.3.2	Desarrollo del árbol de búsqueda.....	99
4.4	Metodología aplicada a la síntesis de un ciclo combinado con recalentamiento	109
4.4.1	Creación de los modelos	109
4.4.2	Desarrollo del árbol de búsqueda.....	110
4.5	Conclusiones del Capítulo.....	119
Capítulo 5: Síntesis y Diseño Óptimo de un ciclo combinado con extracción de vapor para captura de CO₂.....	121	
5.1	Introducción.....	121
5.2	Modelo Matemático	124
5.3	Casos de estudio	127
5.3.1	Implementación del modelo de síntesis de un ciclo combinado acoplado a un proceso de recuperación de CO ₂	127
5.3.2	Influencia de la función objetivo en la configuración óptima	134

5.4	Conclusiones del Capítulo.....	141
Capítulo 6: Síntesis y Diseño Optimo de un ciclo combinado acoplado a una planta de producción de servicios auxiliares		143
6.1	Introducción.....	143
6.1.1	Enfoques basados en la minimización de la pérdida de energía disponible	144
6.1.2	Enfoques considerando la optimización de modelos basados en superestructura	145
6.2	Descripción de la superestructura y definición del problema de optimización.....	148
6.2.1	Modelo correspondiente a la síntesis de HRSG.....	149
6.2.2	Selección/eliminación de las turbinas de vapor	150
6.2.3	Selección de alimentación del nivel intermedio del HRSG	151
6.2.4	Asignación de turbinas para satisfacer las demandas de potencia mecánica y electricidad.....	152
6.3	Estrategia de resolución.....	154
6.4	Casos de estudio	157
6.4.1	Caso 1: Demandas especificadas de electricidad y vapor.....	159
6.4.1.1	Comparación de las soluciones obtenidas por la estrategia y resolvedores incluidos en GAMS.....	166
6.4.2	Caso 2: Demandas especificadas de potencia mecánica y vapor.....	168
Capítulo 7: Conclusiones finales y trabajos futuros		173
7.1	Introducción.....	173
7.2	Conclusiones del Capítulo 2.....	173
7.3	Conclusiones del Capítulo 3.....	174
7.4	Conclusiones del Capítulo 4.....	174
7.5	Conclusiones del Capítulo 5.....	175
7.6	Conclusiones del Capítulo 6.....	175
7.7	Trabajos futuros.....	176
7.7.1	Aspectos de modelado matemático	176
7.7.2	Aspectos metodológicos	177

Apéndice 1: Extrinsic Function para GAMS	178
A1.1 Introducción.....	178
A1.2 $gtout(PR,AF,\eta_{comp},\eta_{exp})$	179
A1.3 $tcomb(PR,AF,\eta_{comp})$	181
A1.4 $wdiox(AF)$	183
A1.5 $hgas(T,AF)$	184
A1.6 $tsat(P)$	185
A1.7 $h vap(P,T)$	186
A1.8 $hliq(P,T)$	186
A1.9 $htit(P,x)$	187
A1.10 $stout(Pin,Tin,Pout,\eta_{st})$	188
A1.11 $wpump(Pin,Tin,Pout,\eta_{pump})$	190
Apéndice 2: Obtención de cotas mediante algoritmos de optimización global	191
A2.1 Introducción.....	191
A2.2 Obtención de cotas para el fluido circulante considerando estado líquido	191
A2.3 Obtención de cotas para el fluido circulante considerando estado vapor.....	201
Nomenclatura	207
Referencias.....	210

Índice de Figuras

2.1. Diagrama de un ciclo combinado operando con 3 niveles de presión.	17
2.2. Turbina de Gas.	20
2.3. Turbina de Vapor sin extracción.	21
2.4. Turbina de Vapor con extracción.	22
2.5. Representación equivalente de una turbina con extracción.	23
2.6. Sección de intercambio de calor dentro del HRSG.	24
2.7. Sección en donde existe un Evaporador dentro del HRSG.	26
2.8. Diagrama de un Condensador.	27
2.9. Diagrama del Desaireador.	27
2.10. Diagrama de una Bomba.	28
2.11. Diagrama de una Válvula.	29
2.12. Diagrama de un mezclador de corrientes.	29
2.13. Diagrama de un mezclador de corrientes.	30
2.14. Solución obtenida del problema de diseño óptimo propuesto como primer ejemplo.	41
2.15. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la Figura 2.14.	42
2.16. Configuración propuesta por Franco (2006).	44
2.17. Diagrama “T vs Q” del problema de validación (Figura 2.16).	48
3.1. Superestructura propuesta para un ciclo combinado sin recalentamiento.	53
3.2. Representación en la superestructura de la configuración propuesta en el Capítulo 2.	54
3.3. Estructura equivalente a la de la Figura 3.2.	56
3.4. Soluciones equivalentes cuando se selecciona solamente un equipo.	57
3.5. Soluciones equivalentes cuando se seleccionan dos equipos.	57
3.6. Selección de tres equipos, no existen soluciones equivalentes.	58
3.7. Superestructura propuesta para un ciclo combinado con recalentamiento.	61
3.8. Diagrama propuesto por Rovira representado en la superestructura.	62
3.9. Ejemplo de ingreso de vapor para recalentamiento.	64
3.10. Ejemplo de ingreso de vapor para recalentamiento.	64
3.11. Ejemplo de ingreso de vapor para recalentamiento no deseado.	65
3.12. Solución óptima obtenida sin recalentamiento.	70
3.13. Solución óptima obtenida con recalentamiento.	71

3.14. Diagrama “T vs Q” de la solución sin recalentamiento.	73
3.15. Diagrama “T vs Q” de la solución con recalentamiento.	73
3.16. Solución óptima obtenida al minimizar el TAC.	78
3.17. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada al minimizar el TAC.	79
3.18. Superestructura propuesta para comparar con Franco (2006).	80
3.19. Estructura de Franco (2006) como caso especial de la superestructura propuesta.	81
3.20. Solución óptima obtenida por el modelo MINLP propuesto.	83
3.21. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución de Franco (2006).	86
3.22. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución óptima obtenida por el modelo MINLP. ...	86
3.23. Solución óptima obtenida al permitir una sección en paralelo.	89
3.24. Diagrama “T vs Q” de la solución óptima encontrada permitiendo intercambiadores en paralelo (Figura 3.23).	92
4.1. Superestructura obtenida en el Nodo 1.	100
4.2. Comienzo del árbol de búsqueda, nodos 1, 2 y 3.	100
4.3. Árbol de búsqueda en la sección 12 siguiendo el nodo 1.	101
4.4. Árbol de búsqueda en la sección 10 siguiendo el nodo 1 y 6.	101
4.5. Superestructura obtenida en el Nodo 7.	102
4.6. Búsqueda en profundidad hasta encontrar la primera solución entera.	103
4.7. Exploración a partir del nodo 17 y 8.	104
4.8. Exploración del nodo 22 y finalización de la búsqueda.	105
4.9. Estructura obtenida en el nodo 27.	106
4.10. Solución óptima obtenida al resolver el nodo 27.	107
4.11. Comienzo del árbol de búsqueda, nodos 1,2 y 3 (con recalentamiento).	110
4.12. Búsqueda en profundidad hasta la primera solución entera (con recalentamiento).	111
4.13. Superestructura obtenida en el nodo 17.	112
4.14. Exploración del nodo 17 hasta cerrarlo.	113
4.15. Exploración del nodo 14 hasta cerrarlo.	114
4.16. Exploración del nodo 15 hasta cerrarlo.	114
4.17. Exploración del nodo 10 hasta cerrarlo.	115
4.18. Exploración del nodo 7 hasta cerrarlo.	116
4.19. Nodos activos restantes luego de explorar 93 nodos.	117
4.20. Exploración de los nodos 2 y 4 hasta cerrarlos y finalización de la búsqueda.	117
4.21. Estructura obtenida en el Nodo 68.	118

5.1. Superestructura propuesta con extracción de vapor para ser utilizado en la planta de captura de CO ₂	124
5.2. Solución óptima obtenida al minimizar TAC permitiendo intercambio de calor en paralelo. .	131
5.3. Solución subóptima SUB_OP1 obtenida al minimizar TAC impidiendo intercambios de calor en paralelo.	131
5.4. Solución subóptima SUB_OP2 obtenida al minimizar TAC (permitiendo intercambiadores en paralelo).	132
5.5. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución OPT.	133
5.6. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución SUB_OP1.	133
5.7. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución SUB_OP2.	134
5.8. Solución óptima obtenida al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 1).	135
5.9. Solución óptima obtenida al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 2).	135
5.10. Solución óptima obtenida al minimizar el área total de intercambio permitiendo equipos en paralelo.	136
5.11. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución encontrada al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 1).	137
5.12. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución encontrada al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 2).	138
5.13. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución encontrada al minimizar el área de intercambio permitiendo equipos en paralelo.	138
5.14. Solución obtenida al minimizar el área total de intercambio prohibiendo equipos en paralelo.	139
5.15. Solución obtenida al minimizar el consumo de combustible prohibiendo equipos en paralelo.	139
5.16. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada al minimizar el consumo de combustible prohibiendo equipos en paralelo.	141
5.17. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada al minimizar el área de intercambio prohibiendo equipos en paralelo.	141
6.1. Superestructura propuesta para la planta de servicios auxiliares.	148
6.2. Superestructura propuesta para el HRSG acoplado a la planta de servicios auxiliares.	149
6.3. Diagrama de flujo de la estrategia de resolución propuesta.	155
6.4. Solución del problema MINLP1 en la iteración 1 ($k=1$).	161

6.5. Configuración del HRSG obtenida en el problema MINLP2 ($k=1$).	162
6.6. Diagrama de la planta de servicios acoplada al HRSG en el problema MINLP2 ($k=1$).	163
6.7. Solución del problema MINLP1 en la segunda iteración ($k=2$).	164
6.8. Solución óptima del problema original.	165
6.9. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada.	166
6.10. Mejor configuración obtenida al resolver el problema con SBB sin aplicar la estrategia propuesta.	168
6.11. Mejor configuración obtenida al resolver el problema con DICOPT sin aplicar la estrategia propuesta.	168
6.12. Solución encontrada para el segundo caso de estudio.	170
6.13. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada (Caso 2).	171
A1.1. Turbina de Gas.	179
A1.2. Compresor y Combustor de la turbina de Gas.	181
A1.3. Turbina de Vapor.	188
A1.4. Bomba para impulsar agua.	190
A2.1. Análisis de convexidad de una expresión del tipo $x^a y^b$	195
A2.2. Análisis de convexidad según sus exponentes de los términos de las sumatorias de f_1 y f_2 . .	196
A2.3. Región factible del problema reformulado (a) y de la aproximación lineal (b).	199
A2.4. Curva z_2 de problema reformulado (a) y su correspondiente envoltura convexa del problema lineal (b).	199
A2.5. Región factible en la primera iteración (a) y en la segunda (b).	200
A2.6. Envoltura convexa de z_2 en la primera iteración (a) y en la segunda (b).	200
A2.7. Análisis de convexidad según sus exponentes de los términos de las sumatorias de f_5 y f_6 . .	204

Índice de Tablas

2.1. Parámetros y Cotas asumidas.....	40
2.2. Resumen de las variables más representativas.....	40
2.3. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (Figura 2.14).	41
2.4. Estadísticas principales del modelo presentado.	42
2.5. Restricciones que conforman el modelo de validación.....	44
2.6. Parámetros y cotas consideradas para el modelo de validación.....	45
2.7. Comparación de corrientes del ciclo de vapor (Franco (2006) vs modelo propuesto).	46
2.8. Comparación de las corrientes de gas (modelo de Franco (2006) vs modelo propuesto).	47
2.9. Variables más representativas del problema.	47
2.10. Equipos que consumen o generan potencia.	47
2.11. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (modelo de Franco (2006) vs modelo propuesto).	48
2.12. Estadísticas principales del modelo de validación.	49
3.1. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones para las propiedades termodinámicas (Grupo 1).	68
3.2. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones para los balances y diseño (Grupo 2).....	68
3.3. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones para la selec./eliminación de equipos (Grupo 3).....	69
3.4. Resumen de variables más representativas (sin y con recalentamiento).	71
3.5. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (Sin recalentamiento y con recalentamiento).....	72
3.6. Estadísticas principales del modelo presentado.	74
3.7. Ítems considerados para el cálculo del costo total de inversión (CAPEX).....	75
3.8. Costos unitarios de adquisición de equipos y materia prima.	76
3.9. Ítems considerados para el cálculo del costo total operativo (OPEX).....	77
3.10. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (Figura 3.16).	78
3.11. Comparación de las variables más representativas.	79
3.12. Estadísticas principales del modelo presentado.	80
3.13. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones que forman el nuevo modelo matemático.	81
3.14. Comparación de variables principales.	82
3.15. Valores óptimos obtenidos para cada intercambiador (Franco (2006) vs Modelo MINLP). ...	83
3.16. Estadísticas principales del modelo presentado.	87

3.17. Comparación de variables principales.	90
3.18. Valores óptimos correspondiente a cada intercambiador (Figura 3.20 y Figura 3.23).....	92
4.1. Opciones modificadas para obtener el conjunto de estructuras.	97
4.2. Restricciones que conforman los modelos IP y NLP.....	98
4.3. Comparación entre el nodo 1 y el 27.	106
4.4. Comparación entre el problema MINLP con la estructura fija y el nodo 27.	107
4.5. Comparación de las soluciones encontradas (sin recalentamiento).	109
4.6. Restricciones que conforman los modelos IP y NLP (con recalentamiento).....	110
4.7. Comparación entre el nodo 1 y el 68.	118
4.8. Comparación entre el problema MINLP con la estructura fija y el nodo 68.	119
5.1. Set, subset y restricciones que conforman el modelo matemático propuesto.....	127
5.2. Parámetros y cotas para la síntesis con captura de CO ₂	128
5.3. Variables principales de la solución en paralelo.....	129
5.4. Distribución de los costos de adquisición de equipos.....	130
5.5. Distribución de costos de servicios auxiliares.	130
5.6. Valores óptimos obtenidos para OPT, SUB_OP1 y SUB_OP2 (permitiendo intercambiadores en paralelo).....	132
5.7. Valores Óptimos de las variables más importantes obtenidos por diferentes funciones objetivo (permitiendo intercambiadores en paralelo).	136
5.8. Valores óptimos obtenidos al minimizar distintas funciones objetivo (permitiendo intercambiadores en paralelo).	137
5.9. Valores Óptimos de las variables más importantes obtenidos por diferentes funciones objetivo (prohibiendo intercambiadores en paralelo).	140
5.10. Valores óptimos obtenidos al minimizar distintas funciones objetivo (prohibiendo intercambiadores en paralelo).	140
6.1. Constantes de la ecuación (6.18) (Bruno et al., 1998; Caballero et al., 2014).....	151
6.2. Parámetros y cotas para la síntesis acoplada a la planta de servicios.	157
6.3. Demandas de potencia mecánica, electricidad y vapor.....	158
6.4. Descripción de los conjuntos y subconjuntos definidos para MINLP1 y MINLP2.....	159
6.5. Lista de ecuaciones que conforman los modelos MINLP1 y MINLP2.	160
6.6. Iteraciones hasta completar la búsqueda.	165
6.7. Resumen de variables más importantes.	166
6.8. Variables de diseño de los intercambiadores del HRSG.....	166
6.9. Dimensiones de los modelos.....	167

6.10. Soluciones del MINLP original sin aplicar la estrategia de resolución.	167
6.11. Iteraciones hasta completar la búsqueda.	169
6.12. Principales variables.	170
6.13. Variables de diseño de los intercambiadores del HRSG (Caso 2).	171
6.14. Dimensiones de los modelos.	172
A2.1. Parámetros para la función entalpía en estado líquido.	192
A2.2. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor máximo de la entalpía (líquidos)	201
A2.3. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor mínimo de la entalpía (líquidos)	201
A2.4. Parámetros para la función entalpía en estado vapor	201
A2.5. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor máximo de la entalpía (vapor)	205
A2.6. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor mínimo de la entalpía (vapor)	206

Capítulo 1

Introducción, Objetivos y Estructura de la Tesis

1.1 Introducción

Hasta la década del 70, la Integración Energética de la mayoría de los procesos químicos e industriales sólo se realizaba aplicando reglas heurísticas generadas a partir de la propia experiencia obtenida en el diseño de procesos enmarcados dentro de la propia ingeniería química. Sin embargo, el continuo desarrollo industrial y el encarecimiento de las fuentes de energía convencionales, ha hecho necesaria la introducción de técnicas de análisis y control que lleven a instalar tecnologías cada vez más eficientes. En la actualidad se reportan en la literatura científica varios métodos de integración energética para lograr este objetivo.

Se han presentado, en la literatura actual, muchos trabajos sobre métodos de análisis y optimización de sistemas energéticos industriales de gran potencia, considerándose que todos estos métodos forman parte de métodos de integración de procesos. Una de las clasificaciones, para los métodos de integración de procesos, que se reportan son las planteadas por Gundersen (2000), dividiéndolos en: reglas heurísticas, sistemas basados en el conocimiento, métodos termodinámicos y métodos de optimización. El enfoque de las reglas heurísticas está dado fundamentalmente por la experiencia e intuición del ingeniero, mientras que los sistemas basados en el conocimiento intentan formalizar las reglas heurísticas dentro de las pautas de la automatización. Los métodos

termodinámicos utilizan sentido físico del proceso o sistema que se estudia y los métodos de optimización se basan en el desarrollo de modelos matemáticos de optimización e implementación de algoritmos de solución implementados en computadoras (Gundersen, 2000).

Otra forma en que se pueden clasificar las metodologías es usando la representación bidimensional (automático vs. interactivo y cuantitativo vs. cualitativo). En esta clasificación el Análisis Jerárquico está en el centro porque todo método de diseño razonable está (o debe estar) basado en esta idea para hacer fácil el problema del diseño completo por métodos sistemáticos (Gundersen, 2000).

A continuación se describen brevemente cada uno de las metodologías de integración de procesos: métodos basados en el análisis de la primera ley, métodos basados en el análisis de la segunda ley (análisis exergético y análisis exergoeconómico) y métodos basados en programación matemática y optimización rigurosa indicando las principales ventajas y desventajas de cada uno de ellos.

1.2 Metodologías de Integración de procesos.

1.2.1 Métodos basados en la Primera Ley Termodinámica (Tecnología Pinch)

El término “Tecnología Pinch” fue introducido por Linnhoff y Vredeveld (1984) con el objetivo de representar un nuevo conjunto de métodos basados en los principios termodinámicos que garantizarán el nivel de energía mínima en el diseño de sistemas que demandan servicios auxiliares de calefacción y enfriamiento. Esta metodología ha surgido como un desarrollo original en el diseño de procesos y en la conservación de la energía (Douglas, 1988).

La Tecnología Pinch presenta una metodología simple para analizar sistemáticamente procesos químicos y sistemas de utilidades circundantes, con la ayuda de la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica. La Primera Ley proporciona la ecuación de energía para el cálculo de la variación de entalpía de las corrientes que atraviesan el intercambiador de calor teniendo en cuenta que la dirección del flujo de calor fluya en una sola dirección, de la corriente caliente a la corriente fría, lo que prohíbe el cruce de temperaturas entre las corrientes calientes y frías.

El Análisis Pinch es una herramienta del análisis termodinámico con el principal objetivo de determinar los consumos mínimos de servicios auxiliares de calefacción y enfriamiento, el número mínimo de unidades de intercambio, el área mínima del intercambiador de calor y el costo total mínimo (Douglas, 1988). También, esta metodología se puede utilizar para identificar los cambios necesarios en las condiciones del proceso que puedan tener un impacto en el ahorro energético,

considerando que estos cambios pueden lograrse con el diseño óptimo de la red de intercambiadores de calor.

Hohmann (1971) y Linnhoff (1979) fueron los primeros investigadores en determinar que el consumo mínimo de servicios auxiliares de una red de intercambiadores de calor puede calcularse directamente a partir de la información de las corrientes (Laukkanen, 2003). Los datos necesarios para poder aplicar el Análisis Pinch son las temperaturas de entrada y salida y la capacidad de flujo de calor de todas las corrientes del proceso (corrientes calientes y corrientes frías). Las siguientes son las reglas básicas que deben aplicarse según el Análisis Pinch:

- No se transfiere calor a través del punto de Pinch.
- No se usan utilidades frías sobre el punto de Pinch.
- No se usan utilidades calientes por debajo del punto de Pinch (Laukkanen, 2003).

Esta metodología es muy útil para realizar una estimación rápida del rendimiento de una alternativa de diseño sin la necesidad de realizar un diseño detallado de la topología de la red de intercambiadores, o de los intercambiadores que la forman, sino únicamente a partir de los datos térmicos de las corrientes que constituyen el proceso.

El éxito del Análisis Pinch demostrado en su aplicación a redes de intercambio de calor motivó su aplicación a sistemas de separación y reacción en procesos individuales así como, en procesos complejos íntegros. Ciertamente, en los últimos años el método pinch ha pasado de ser una herramienta dirigida a mejorar la eficiencia energética en el diseño de redes de recuperación de calor, a ser una metodología de optimización tanto para diseñar procesos nuevos como para modificar procesos existentes. Actualmente, dicha metodología incluye el diseño de: a) Redes de recuperación de calor. b) Sistemas de separación. c) Sistemas de remoción de desechos. d) Sistemas de calor y potencia. e) Sistemas de servicios auxiliares. f) Complejos industriales.

Del mismo modo, debe destacarse que los conceptos básicos de este método fueron extendidos a procesos de transferencia de materia en lugar de energía para obtener consumos mínimos con implicaciones medioambientales significativas (Boehm, 1997).

Si bien el análisis energético basado en la primera ley de la termodinámica puede aplicarse fácilmente, la principal dificultad radica en que no considera la calidad de la energía. Con el objetivo de superar esta limitación, varios investigadores propusieron incluir el uso de la segunda ley de la termodinámica dando lugar al Análisis Exergético, que se describe brevemente a continuación.

1.2.2 Métodos basados en la Segunda Ley Termodinámica.

La exergía es una medida universal del trabajo potencial o de la calidad de las diferentes formas de energía respecto a un ambiente dado (Kotas, 1985). La pérdida exergética proporciona una medida cuantitativa, generalmente aplicable, del proceso o la ineficacia de un sistema por lo cual resulta útil para analizar las ineficiencias de una unidad, proceso o planta total (Laukkanen, 2003).

En otras investigaciones se plantea que la exergía es la cantidad de trabajo que puede ser extraído por un consumidor de energía externo durante una interacción reversible entre el sistema y sus alrededores hasta que se alcanza completamente el equilibrio. La exergía depende de los estados relativos de un sistema y sus alrededores, al ser definidos por cualquier conjunto relevante de parámetros. Además la exergía se encuentra sujeta a la ley de conservación solamente en procesos reversibles; en todos los otros casos puede desaparecer parcial o completamente como resultado de la disipación de energía, la cual es consecuencia de irreversibilidades. Cuanto menor sea la pérdida de exergía más eficiente es el proceso. Entre las irreversibilidades que pueden presentarse en un proceso se encuentran: fricción, libre expansión, mezcla de dos gases, transferencias de calor a través de diferencias finitas de temperaturas, resistencias eléctricas, deformaciones inelásticas de sólidos y reacciones químicas, con lo que se demuestra que es casi imposible la eliminación de éstas, sólo es posible su minimización en el proceso (Mateos-Espejel, 2004).

Por otra parte se dice que la exergía de un portador de energía es una propiedad termodinámica que depende del estado del portador considerado y el estado de referencia. El concepto de exergía resulta ser muy útil para analizar el grado de perfeccionamiento termodinámico de cualquier equipo o proceso y tiene la ventaja de poder aplicarse a diferentes procesos: tales como procesos químicos, procesos de combustión, procesos bioquímicos y procesos físicos, entre otros (Bejan et al., 1996; Valero y Lozano, 1987).

Como se conoce, la exergía es la parte de la energía que puede transformarse en trabajo útil. Por lo que se puede plantear que la energía mecánica y la eléctrica son totalmente exergía, puesto que no existen limitaciones teóricas para su transformación total en trabajo útil. Sin embargo, la transformación de la energía térmica en trabajo útil implica un rendimiento limitado, que depende, fundamentalmente de las temperaturas de la fuente caliente y del ambiente, siendo, en la mayoría de los casos, más interesante y representativo conocer la exergía disponible más que la energía.

Otros autores aseveran que el balance exergético y la noción de la exergía perdida es el instrumento capaz de cuantificar en forma correcta la irreversibilidad de un proceso y la pérdida de

trabajo útil a que ésta da lugar, así mismo permite analizar los mecanismos básicos de la ineficiencia en la ingeniería, lo cual no es posible realizar exclusivamente con el balance energético. De este modo, el balance exergético intenta unificar los diferentes flujos energéticos implicados en un proceso considerando el grado de irreversibilidad existente en el mismo. En consecuencia el análisis exergético es una metodología para aplicar las consecuencias de las leyes de la termodinámica al análisis y diseño de sistemas relacionados de cualquier manera con la energía y sus flujos. En publicaciones recientes, Chang (2001) plantea que el Análisis Exergético además de combinar la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, es una herramienta poderosa para analizar la calidad y la cantidad de utilización de la energía, definiendo a la exergía como el trabajo máximo obtenible cuando el sistema interacciona en forma reversible con el ambiente. Debido a esto, la definición para el ambiente más estable, que se conoce como estado muerto, se hace esencial en el análisis exergético (Chang, 2001).

La Segunda Ley de la Termodinámica, complementa los balances de energía al permitir tanto el cálculo del valor termodinámico verdadero de un portador energético como las ineficiencias termodinámicas y las pérdidas reales de un proceso, basado en ello el concepto de exergía es extremadamente útil (Ponce et al., 2000).

La mayor desventaja del Análisis Exergético es que se necesitan disponer los valores de la entropía para los diferentes flujos y obtenerlos puede resultar difícil en muchos casos. Otra desventaja es que la ineficacia obtenida del análisis exergético no dice nada sobre cómo evitar esa ineficacia o si estas ineficacias son en absoluto evitables (Laukkanen, 2003).

La termodinámica clásica proporciona, entre otros, los conceptos de energía, transferencia de energía por calor y trabajo, el balance de energía, la entropía, y el balance de entropía, así como las relaciones para calcular las propiedades termodinámicas en el equilibrio. La Segunda Ley de la Termodinámica complementa y refuerza el balance de energía habilitando el cálculo del verdadero valor termodinámico de un portador de energía, y las ineficacias termodinámicas reales así como las pérdidas de los sistemas del proceso. El concepto de exergía es sumamente útil para este propósito (Tsatsaronis, 1993). Así, la exergía es considerada no sólo una medida objetiva de un portador termodinámico; sino que está estrechamente interrelacionada con el valor económico del portador. Cuando el costo de los portadores de energía se asigna a la exergía, esta sirve como base en la formación de los costos del proceso (Tsatsaronis, 1993).

Aunque el análisis exergético minimiza las ineficacias de un sistema o proceso, no considera la economía de las alternativas evaluadas, por lo que existe la posibilidad de obtener soluciones que son termodinámicamente eficaces pero económicamente impracticables.

La Termoeconomía intenta superar esta desventaja del análisis exergético básico proponiendo combinar los análisis termodinámicos y los económicos al nivel de unidad de proceso. Una comparación entre los costos de operación y la inversión, y los costos asociados a la destrucción de exergía puede ser útil en el desarrollo de diseños que mejoren la efectividad del costo en el sistema completo. El-Sayed y Evans (1970).

El objetivo del análisis Termoeconómico puede ser: (a) calcular, separadamente, el costo de cada producto generado por un sistema que tenga más de un producto; (b) entender la formación de los costos en un proceso y el costo de cada corriente en el sistema; (c) optimizar variables específicas en un solo componente del sistema; o (d) optimizar el sistema en su totalidad. (Tsatsaronis y Moran, 1997).

El término Termoeconomía se utiliza para indicar una combinación apropiada del análisis exergético y el análisis económico. El elemento característico de este análisis es la asignación de costos a la exergía contenida en un portador energético. En 1983 el término Exergoeconomía fue introducido por Tsatsaronis para caracterizar en forma más precisa e inequívoca la combinación del análisis exergético con el análisis económico introduciendo como variable principal el costo exergético.

La exergoeconomía es la rama de la ingeniería que combina el análisis exergético y las consideraciones económicas. Este método proporciona a los diseñadores u operadores de plantas información no disponible a través del análisis de energía convencional y de las evaluaciones económicas, pero que es crucial para el diseño y operación de una planta. Así, la exergoeconomía puede definirse como la minimización de los costos ayudado por la exergía (Tsatsaronis, 1996).

El desarrollo de esta metodología, en los últimos años tiene claramente mostrado que la exergoeconomía no es precisamente una palabra nueva pero sí un área de la ingeniería térmica que está creciendo rápidamente con interacciones directas con otras áreas.

En la literatura se reportan diferentes metodologías para el cálculo Exergoeconómico, pero todas presentan una misma característica: reconocen que la exergía es la variable de mayor importancia respecto a la energía, y es por esto que se asignan costos, o precios a las variables exergéticas.

Naemi et al. (2013) aplicaron análisis termodinámico y termoeconómico para determinar los parámetros óptimos de operación de un ciclo combinado con dos niveles de presión conocidos. El modelo desarrollado consistió en los correspondientes balances de materia y energía y un modelo de costo sin considerar el diseño propiamente dicho de cada uno de las unidades del proceso. La

configuración del sistema fue asumida como conocida, esto es, no se abordó la optimización de la síntesis del ciclo combinado. Del mismo modo, Ibrahim y Rahman (2013) investigaron, mediante simulaciones paramétricas en el simulador THERMOFLEX, distintas condiciones de operación de un ciclo combinado de turbinas de gas y de vapor con tres niveles de presión.

Ahmadi y Dincer (2010) implementaron en Matlab un modelo matemático para estudiar las condiciones óptimas de un ciclo combinado incluyendo un combustor suplementario colocado en la caldera de recuperación (HRSG). El problema de optimización fue resuelto en dos etapas. En primer lugar, el sistema es estudiado aplicando el análisis energético y exergético y mediante simulaciones, los autores determinaron las irreversibilidades de cada uno de los equipos. Luego, plantearon una función objetivo basada en costos y empleando algoritmos genéticos (GA) optimizaron el sistema en su conjunto. Finalmente, los autores realizaron un análisis de sensibilidad para estudiar como varía la solución al variar el costo de combustible y la potencia neta entregada.

Los métodos termodinámicos descriptos anteriormente son apropiados para estimar en forma aproximada los requerimientos mínimos de servicios auxiliares de calefacción y de enfriamiento y en el mejor de los casos se puede determinar una configuración de equipos que garantice dichos requerimientos mínimos de servicios auxiliares.

Sin embargo dicho métodos presentan ciertas dificultades cuando se los pretende utilizar para optimizar la síntesis y diseño de cualquier proceso en los que los equipos-componentes se encuentran fuertemente acoplados. Más aún, el carácter combinatorio asociado a las diferentes alternativas de flowsheet implicarían numerosas iteraciones y cálculos corriendo el riesgo, en el peor de los casos, que configuraciones de procesos factibles y atractivas no sean analizadas y en consecuencia descartadas como solución óptima.

Dichas limitaciones pueden ser superadas mediante la aplicación de la programación matemática considerando la optimización de la configuración y condiciones de operación en forma simultánea. A continuación se describe brevemente algunos de los enfoques propuestos basados en métodos de optimización matemática.

1.2.3 Métodos basados en Optimización Matemática.

Los métodos de optimización matemáticos utilizando modelos detallados y algoritmos convencionales no presentan las dificultades exhibidas por los métodos termodinámicos. Estos métodos son herramientas útiles, potentes y eficaces para analizar y optimizar cualquier sistema en general ya que no sólo permiten seleccionar el mejor flowsheet entre varias alternativas posibles, sino optimizar las condiciones de operación y dimensiones de los equipos en forma simultánea

(Grossmann, 1985; Vecchiotti y Grossmann, 1997). Durante el último tiempo, se lograron importantes avances tanto en las técnicas de programación matemática propiamente dicha como en sus aplicaciones (Bruno et al., 1998; Caballero, 2015; Caballero et al., 2014; Manassaldi et al., 2016; Martelli et al., 2016; Onishi et al., 2014; Thierry et al., 2016).

En lo que respecta específicamente al modelado, simulación y optimización de cogeneración de ciclo combinado debe mencionarse la existencia de numerosos trabajos publicados (Ahmadi y Dincer, 2010, 2011; Ameri et al., 2009; Bassily, 2012; Borelli y de Oliveira Junior, 2008; Carapellucci y Giordano, 2011; Franco y Giannini, 2006; Hajabdollahi et al., 2011; Kaviri et al., 2013; Naemi et al., 2013; Petrakopoulou et al., 2012; Rovira et al., 2011; Varbanov et al., 2005; Xiong et al., 2012).

Carapellucci y Giordano (2011) estudiaron la optimización de diferentes configuraciones de ciclo combinado, incluyendo calderas de recuperación con uno y más niveles de presión, distintos tipos de turbinas de gas y considerando distintos precios de combustibles y capacidades de producción de electricidad y potencia. Los autores construyeron un modelo para cada configuración sin incluir las ecuaciones de diseño de ninguno de los equipos. Las optimizaciones sólo fueron realizadas considerando los balances de materia y de energía e incluyendo el modelo de costo.

Por su parte Franco y Giannini (2006), Kaviri et al. (2013), Rovira et al. (2011), entre otros, desarrollaron distintos modelos matemáticos para calderas de recuperación de calor (HRSG) con diferentes niveles de detalles. Franco y Giannini (2006) propusieron un orden jerárquico para optimizar el equipo, involucrando diferentes niveles de detalles y complejidad y con objetivos secuenciales bien definidos: 1) parámetros operacionales, 2) detalles geométricos y 3) restricciones tecnológicas. Así, basados en esa idea, los autores propusieron una estrategia interesante y completa para el diseño óptimo de HRSGs. Kaviri et al. (2013), plantearon e investigaron dos problemas de optimización para la caldera HRSG: 1) minimización de la destrucción total de exergía y 2) la minimización del costo total (inversión más costo de operación). Luego los autores investigaron el efecto de las principales variables de operación (por ej. la temperatura de ingreso del gas al HRSG) en la eficiencia del ciclo combinado y en la destrucción de exergía. El diseño de ciclos combinados de calor y potencia también ha sido abordado previamente desde el enfoque de la programación matemática (Bruno et al., 1998; Manassaldi et al., 2011; Manninen y Zhu, 1999a, 1999b; Savola y Fogelholm, 2007).

Bruno et al. (1998) presentaron un modelo MINLP (Mixed Integer Nonlinear Programming) para abordar el diseño de una planta de cogeneración de vapor y electricidad en el cual los niveles de presión son conocidos pero las temperaturas correspondientes a los gases y vapores

sobrecalentados son consideradas como variables de optimización. Del mismo modo, Savola y Fogelholm (2007) propusieron un modelo MINLP para estudiar la posibilidad de incrementar la producción de electricidad de plantas pequeñas de ciclo combinado considerando el posible uso de diferentes alternativas de máquinas de combustión interna operadas con distintos combustibles (gas natural, biogás), además de distintos tipos de turbina de gas.

También, los autores consideraron el uso potencial de recalentamiento de vapor y calentadores de agua. Manassaldi et al. (2011) propusieron, a diferencia de otros autores, un modelo detallado y riguroso del equipo HRSG en el cual se incluyeron tanto decisiones discretas (cantidad y tipo de tubo por sección, dimensiones de las aletas, etc.) como continuas (dimensiones del equipo, condiciones de operación, etc.) las cuales fueron optimizadas en forma simultáneas mediante la formulación de un modelo matemático del tipo MINLP.

Durante el último tiempo adelantos significativos han tenido lugar en las técnicas de la Programación Matemática las cuales ofrecen la posibilidad de desarrollar herramientas automatizadas para apoyar la explotación de alternativas y optimización por los ingenieros de procesos. Por ejemplo, la solución de problemas de programación mixta entera no lineal (MINLP) y la optimización rigurosa por programación no lineal (NLP) se han hecho realidad. Además se han obtenido avances en la capacidad para resolver problemas complejos, principalmente por técnicas de programación lineal (LP) y mixta entera lineal (MIP). También, la disponibilidad de sistemas modulados que pueden facilitar la formulación de problemas de optimización ha hecho un gran progreso, así como el desarrollo de estrategias para la solución de alternativas. En la aplicación de las técnicas de programación matemática para el diseño y síntesis de procesos, siempre es necesario proponer las alternativas de la superestructura. La Programación Matemática es una herramienta eficaz en el análisis y optimización de sistemas de energía debido a que generalmente se requieren optimizar en forma simultánea tanto la configuración como las condiciones de operación para obtener la síntesis de un diagrama de flujo. El mayor esfuerzo debe ponerse en la formulación y modelación de estos problemas, si no los mismos no podrán ser resueltos por las computadoras en un tiempo práctico o los resultados generados serán pobres (Laukkanen, 2003).

Las metodologías basadas en la Programación Matemática para el diseño, integración, problemas de operación, o para problemas de síntesis de procesos, consisten en tres pasos principales que deben abordarse en forma eficiente: 1) El primero de los pasos es el desarrollo de las alternativas, para la selección de la solución óptima, 2) El segundo es la formulación de un programa matemático que involucra variables discretas y continuas, para la selección de la

configuración y los niveles de operación respectivamente y 3) El tercer paso es la solución del modelo de optimización que arroja la solución óptima.

1.3 Objetivos de la Tesis

El objetivo principal de este trabajo de tesis es:

- Abordar el modelado matemático y la optimización rigurosa de una planta de cogeneración de vapor de proceso y electricidad que incluya distintas configuraciones alternativas para la generación de electricidad y vapor. Para esto, se recurrirá al empleo de técnicas de programación matemática para formular modelos apropiados y que permitan optimizar en forma simultánea las condiciones de operación y las dimensiones de cada uno de los equipos de manera tal de satisfacer las demandas requeridas por un proceso altamente demandante de servicios auxiliares de calefacción y electricidad al mínimo costo total (costo operativo e inversión). De este modo, el modelo será desarrollado e implementado de tal manera que permita optimizar el tipo y número de equipos que conformarán el flowsheet final como así también sus correspondientes interconexiones. En consecuencia, el problema a resolver involucra dos tipos de decisiones: discretas (selección de la configuración) y continuas (condiciones de operación: presión, caudal y temperatura, y dimensiones de los equipos: áreas de transferencia de calor y tamaños de turbinas de vapor y de gas, bombas, entre otras).
- Proponer, en base a experiencias previas, una metodología para resolver el modelo resultante que facilite la resolución del modelo de optimización resultante y que tenga validez general. Se pretende que la metodología a desarrollar pueda ser aplicada (o fácilmente extendida) para resolver problemas de optimización en otras áreas de aplicación.

1.4 Organización de la Tesis

A lo largo de la tesis se presentarán distintos problemas de optimización de ciclos combinados de cogeneración acoplados también a distintos procesos. La organización de la tesis intenta avanzar en el modelado matemático en forma progresiva y así el grado de complejidad de los modelos aumenta a medida que se avance en la presentación de los capítulos.

La síntesis del flowsheet implica la toma de decisiones en el espacio de todas las estructuras posibles, y en el espacio de todas las variables de operación asociadas a cada una de las estructuras.

En efecto, en la tarea de síntesis y diseño de cualquier proceso químico existen dos grandes grupos de variables. Las “variables estructurales” son aquellas que están íntimamente ligadas a la

estructura del sistema; especifican la presencia de equipos y las vinculaciones entre ellos. Las “variables de operación” representan las condiciones de operación del sistema, como por ejemplo, temperatura, presión y caudal.

En esta tesis se denomina problema de “*diseño óptimo*” a aquél cuyo objetivo consiste en determinar el tamaño de cada uno de los equipos presentes (área de transferencia de calor, tamaño de turbinas y bombas, entre otros) y las condiciones de operación de cada uno de ellos (temperaturas, presiones, flujos, etc.) que minimicen alguna función objetivo (área, combustible, costo total anual).

Por el contrario, nos referiremos a un problema de “*síntesis y diseño óptimo*” cuando, además de determinar las condiciones de operación y el tamaño de los equipos, se considera también a la configuración del proceso (número y tipo de equipos y trayectorias posibles de las corrientes de proceso) como una variable del problema.

En el **CAPÍTULO 2** se presenta la forma en que se modela cada uno de los equipos que intervienen en los ciclos combinados y como se implementa cada uno de ellos en software utilizado en esta tesis (GAMS - General Algebraic Modeling System). En el mismo, se proponen y describen los modelos individuales para cada equipo que luego se combinan para formar el problema de optimización principal. Este capítulo es de gran importancia ya que contiene todas las hipótesis asumidas en el modelado de los equipos involucrados. Al finalizar este capítulo, se presenta un ejemplo de aplicación para abordar el “*diseño óptimo*” de un ciclo combinado operando con tres niveles de presión incluyendo el análisis de los resultados.

Dada la necesidad de que la estructura (flowsheet) del ciclo combinado sea una variable de decisión, en el **CAPÍTULO 3** se desarrollan las ecuaciones necesarias para transformar el modelo presentado en el Capítulo 2 en uno de síntesis. Este capítulo, junto con el segundo, son los de mayor importancia en cuanto a la presentación de los modelos matemáticos ya que las restricciones se utilizarán a lo largo de toda la presentación de la tesis. En este capítulo se discuten y analizan varios problemas de optimización y también se comparan los resultados obtenidos por los modelos con resultados presentados en la literatura.

El **CAPÍTULO 4** presenta una metodología “alternativa” de resolución para los problemas considerados en el Capítulo 3, diferente a las utilizadas por los resolvedores nativos de GAMS (SBB – Standard Branch and Bound y DICOPT – DIcrete and Continuous OPTimizer). Por último, se presenta una comparación de la performance de la metodología propuesta respecto la de los resolvedores nativos.

En el **CAPÍTULO 5** se presenta la “*síntesis y diseño óptimo*” de un ciclo combinado acoplado a una planta de captura de CO₂ correspondiente al proceso postcombustión en particular absorción química utilizando aminas. En este nuevo problema, a diferencia de los anteriores, el ciclo combinado además de generar energía eléctrica debe producir el vapor requerido por el proceso de captura para la regeneración de la amina. Diferentes funciones objetivos fueron propuestas para su optimización. Los resultados obtenidos son presentados y analizados en detalle.

En el **CAPÍTULO 6** se presenta la “*síntesis el diseño óptimo*” del recuperador de calor en simultáneo con la de una planta de servicios auxiliares. En este problema, la cantidad de decisiones discretas aumenta considerablemente respecto a los problemas resueltos en los capítulos anteriores ya que aquí se incluyen las decisiones discretas correspondientes a la planta de utility. También se propone una estrategia de resolución “alternativa” para resolver el modelo resultante. Las aplicaciones del modelo y de la metodología se presentan a través de dos casos de estudio.

Po último, el **CAPÍTULO 7** resume las conclusiones finales de cada capítulo y presenta los trabajos futuros y las nuevas líneas de investigación que surgen a partir de los resultados presentados.

Para el desarrollo de la tesis se ha implementado una librería de enlace dinámico (dll) que contiene funciones de interés para el modelado de ciclos combinados. Estas funciones son “llamadas” por el software de implementación y son presentadas en detalle en el **APÉNDICE 1**.

Por último, es oportuno mencionar aquí que parte de los resultados presentados en esta tesis fueron publicados en diferentes revistas internacionales y comunicados en diferentes congresos y conferencias, alguno de los cuales se mencionan a continuación:

- Manassaldi, J.I., Mussati, S.F., y Scenna, N.J. (2011). Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming. *Energy* 36, 475-485.
 - Manassaldi, J.I., Mores, P.L., Scenna, N.J., y Mussati, S.F. (2014a). Optimal Design and Operating Conditions of an Integrated Plant Using a Natural Gas Combined Cycle and Postcombustion CO₂ Capture. *Ind. Eng. Chem. Res.* 53, 17026-17042.
 - Manassaldi, J.I., Scenna, N.J., y Mussati, S.F. (2014b). Optimization mathematical model for the detailed design of air cooled heat exchangers. *Energy* 64, 734-746.
 - Manassaldi, J.I., Scenna, N., y Mussati, S. (2015). Optimizing the configuration, size and operating conditions of an industrial utility plant. (Buenos Aires, Argentina: Asociación Argentina de Ingenieros Químicos).
-

- Manassaldi, J.I., Arias, A.M., Scenna, N.J., Mussati, M.C., y Mussati, S.F. (2016a). A discrete and continuous mathematical model for the optimal synthesis and design of dual pressure heat recovery steam generators coupled to two steam turbines. *Energy* 103, 807-823.
 - Manassaldi, J.I., Scenna, N., y Mussati, S. (2016b). Número óptimo de etapas de equilibrio en un proceso de destilación extractiva Etanol-Agua-Etilenglicol. (Rosario, Argentina: Universidad Tecnológica Nacional).
 - Sergio F. Mussati, Juan I. Manassaldi, y Nicolas J. Scenna (2010). Design of Combined Heat and Power Plant using MINLP model. (Lisboa, Portugal).
-

Capítulo 2

Diseño Óptimo de un Ciclo Combinado de Generación de Potencia (Configuración fija)

2.1 Introducción

Como se mencionó en el capítulo anterior y se discutirá en los siguientes, el objetivo principal que persiguen los modelos matemáticos es que los mismos permitan no solo optimizar las condiciones de operación y dimensiones de cada una de las unidades de proceso sino determinar la configuración a nivel de equipos, esto es, determinar el tipo y la cantidad de equipos y de qué manera deben ser “interconectados” entre ellos.

También es importante mencionar que todos los modelos matemáticos que se presentarán en esta tesis han sido implementados en el software GAMS (General Algebraic Modelling System) que es una herramienta de modelado y optimización de propósito general ampliamente utilizado en área de “Process System Engineering”. Además de su constante actualización, desarrollo y flexibilidad, una de las principales ventajas que ofrece GAMS con respecto a la implementación de modelos matemáticos es la posibilidad de definir convenientemente diferentes conjuntos y subconjuntos (sets y subsets) para imponer ciertas restricciones planteadas para adaptarse fácil y automáticamente a diferentes situaciones sin la necesidad de que las mismas sean redefinidas.

Para poder abordar el problema de “*Diseño Óptimo*” según la definición introducida anteriormente, una vez establecido el grupo de ecuaciones que representan el modelo de cada uno

de los equipos que conforman el ciclo combinado de generación de energía y vapor de proceso; mediante el uso apropiado de sets y subsets, es posible interconectar cada grupo de ecuaciones de tal forma que representen a una configuración fija (establecida) del proceso que se desea estudiar.

Por su parte para poder abordar el problema de “*Síntesis y Diseño Óptimo*”, el modelo matemático correspondiente debe incluir necesariamente diferentes maneras alternativas en que los equipos puedan ser interconectados entre ellos, incluyendo también la posibilidad de bypass, permitiendo así que la configuración de equipos pueda ser considerada como una variable de optimización, además de las condiciones de operación y dimensionamiento de los mismos.

En base a esto, el conjunto de ecuaciones que forman el modelo matemático completo se puede dividir principalmente en tres grandes grupos. El primer grupo (*Grupo 1*) incluye a todas las ecuaciones relacionadas con el cálculo de las propiedades termodinámicas de todas las corrientes de proceso, el segundo grupo (*Grupo 2*) incluye a las ecuaciones asociadas a los balances de materia, energía y diseño de cada uno de los equipos involucrados y el tercer grupo (*Grupo 3*) incluye a las ecuaciones utilizadas para representar las distintas alternativas de interconexión de los equipos.

El presente capítulo trata sobre el “*diseño óptimo*” y tiene tres objetivos específicos bien definidos los cuales se describen brevemente a continuación:

- Presentar detalladamente la definición de todos los conjuntos y subconjuntos (sets y subsets) sobre los cuales se desarrollarán e implementarán los modelos y que son los mismos que se utilizarán en los capítulos restantes. El objetivo de presentar ahora dichos conjuntos y subconjuntos es facilitar la introducción de los modelos matemáticos de los capítulos siguientes.
- Describir en forma completa el cálculo de las propiedades termodinámicas de las corrientes de proceso y el modelo matemático de cada unidad de proceso, esto es, describir los primeros dos grandes grupos de ecuaciones clasificados y descritos anteriormente.
- Resolver y discutir, a modo de ejemplo, un problema de diseño óptimo de un ciclo combinado de tres niveles de presión pero asumiendo que la configuración de equipos está determinada. Es decir, en este capítulo, el tercer grupo de ecuaciones no es utilizado para definir la interconexión de los equipos ya que los mismos se encuentran interconectados de una manera predeterminada.

Las ecuaciones generalizadas que se presentan a continuación son las más importantes del modelo, en el sentido que definen el comportamiento de todos los equipos involucrados y son las mismas ecuaciones que se utilizarán en los capítulos siguientes. Básicamente la diferencia entre este capítulo con los siguientes es que aquí se abordará un problema de “*diseño óptimo*” de un ciclo

combinado mientras que en los capítulos siguientes se abordarán problemas de “*síntesis y diseño óptimo*” de ciclos combinados acoplados a otros procesos, los cuales a su vez introducirán sus correspondientes decisiones discretas. En consecuencia en los sucesivos capítulos se definirán algunas restricciones nuevas que solo aplicarán al problema específico analizado. En ese sentido, las ecuaciones que se presentan en este capítulo serán solamente referenciadas en los capítulos siguientes mientras que las ecuaciones nuevas asociadas a otros procesos serán presentadas explícitamente según corresponda.

Para la implementación de los modelos se ha desarrollado una librería de enlace dinámico (dll) que contiene numerosas funciones de utilidad que en GAMS se conocen como “*extrinsic function*” y serán descritas a medida que sean presentadas. La implementación de las mismas se detalla en el Apéndice 1.

2.2 Propiedades Termodinámicas

En la Figura 2.1 se presenta un ciclo combinado operando con tres niveles de presión que posteriormente será utilizado como ejemplo de aplicación. Como se ilustra, los ciclos combinados están conformados por dos ciclos termodinámicos que operan en simultáneo y empleando su propio fluido de trabajo. En el ciclo de gas el fluido de trabajo es una mezcla gaseosa producto de la combustión de aire y combustible mientras que en el ciclo de vapor el fluido de trabajo es agua. Para cada fluido de trabajo se implementa su propio paquete de propiedades termodinámicas por lo que cada una de las corrientes involucradas en el proceso es identificada y relacionada con su correspondiente paquete.

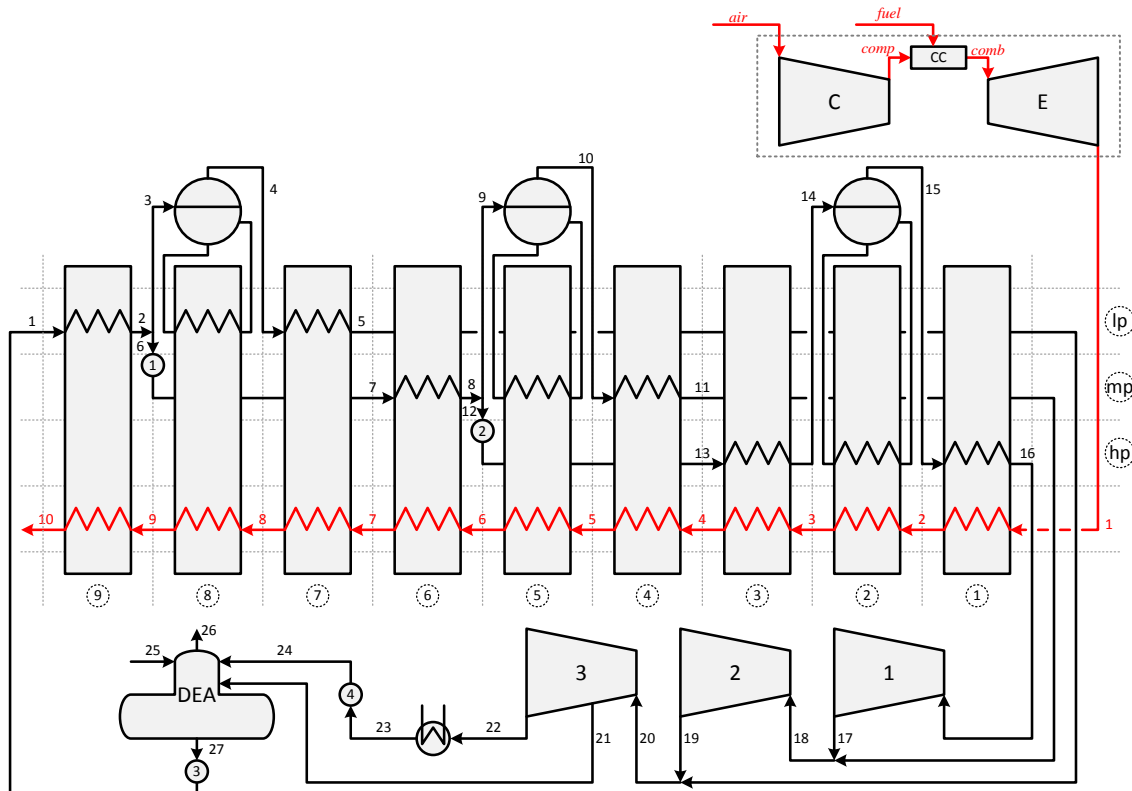


Figura 2.1. Diagrama de un ciclo combinado operando con 3 niveles de presión.

2.2.1 Propiedades termodinámicas de las corrientes del ciclo de gas

Para las corrientes de gas se asume que se comportan en forma ideal (Poling et al., 2000) adoptando como estado de referencia su formación a 298 K y un polinomio de grado 4 para considerar la variación del calor específico con la temperatura. La composición del gas que ingresa a la caldera de recuperación de calor (HRSG - Heat Recovery Steam Generators) solamente depende de la relación aire-combustible (AF) a la que se alimenta la turbina de gas por lo que su entalpía, además de depender de la temperatura, también es función de esta relación.

Se define “ i ” como el set que contiene todas las corrientes de gas que atraviesan el HRSG. La ecuación (2.1) representa la entalpía de estas corrientes.

$$hg_i = hg_{gas}(Tg_i, AF) \quad \forall i \quad (2.1)$$

La función hg_{gas} es una “extrinsic function” que tiene como argumento de salida la entalpía de una mezcla gaseosa (hg) a la temperatura solicitada (Tg) y cuya composición corresponde a la de salida de una turbina de gas con relación aire-combustible igual a AF . Esta función se presenta en detalle en el Apéndice 1.

2.2.2 Propiedades termodinámicas de las corrientes del ciclo de vapor

El set a contiene todas las corrientes correspondiente al fluido circulante (agua) en el ciclo de vapor. Por conveniencia desde el punto de vista de la implementación, se definen a partir del set a , otros sets (alias) que también las representan (b , c , d y e).

El fluido circulante puede estar, dependiendo de la zona del HRSG, en estado líquido, vapor o liquido-vapor (título). Para diferenciarlos entre sí en el cálculo de la entalpía, se definen los siguientes subset: LIQ (corrientes en estado líquido); VAP (corrientes en estado vapor) y TIT (corrientes con título).

La ecuación (2.2) se utiliza para calcular la temperatura de saturación (T_a^{sat}) de cada corriente “ a ” en función de la presión a la que se encuentra (P). La temperatura de saturación es necesaria para conocer el estado de agregación de cada corriente (líquido, vapor o mezcla).

$$T_a^{sat} = tsat(P_a) \quad \forall a \quad (2.2)$$

La ecuación (2.3) corresponde al cálculo de la entalpía de las corrientes que se encuentran en estado líquido, es decir con temperaturas menores o iguales que la de saturación (ecuación (2.4)). En este caso, la función “extrinsic” $hliq$ devuelve la entalpía de la corriente (h) a la presión y temperatura solicitada (P y T). Dicha función se describe detalladamente en el Apéndice 1.

$$h_a = hliq(P_a, T_a) \quad \forall a \in LIQ \quad (2.3)$$

$$T_a \leq T_a^{sat} \quad \forall a \in LIQ \quad (2.4)$$

De manera análoga se definen las propiedades para las corrientes en estado vapor y mezcla, de acuerdo a las Ecuaciones (2.5) a (2.8). Para todas las corrientes que involucran tanto líquido como vapor la entalpía solo depende de la presión (P) y del título de la mezcla (x).

$$h_a = hvap(P_a, T_a) \quad \forall a \in VAP \quad (2.5)$$

$$T_a \geq T_a^{sat} \quad \forall a \in VAP \quad (2.6)$$

$$h_a = htit(P_a, x_a) \quad \forall a \in TIT \quad (2.7)$$

$$T_a = T_a^{sat} \quad \forall a \in TIT \quad (2.8)$$

2.2.3 Niveles de presión

Como primera aproximación, se asume en todos los modelos matemáticos que la caída de presión de cada corriente en cada intercambiador de calor (economizador, evaporador, sobrecalentador, condensador, etc.) es nula. En el ciclo de vapor, para el cálculo de las propiedades termodinámicas, es necesario considerar diferentes niveles de presión. Estos se igualan a la presión de cada corriente mediante la ecuación (2.9). El set pl representa los diferentes niveles de presión y el subset PRESS relaciona toda corriente de agua a con su respectivo nivel de presión (pl) asignado.

$$P_a = Pr_{pl} \quad \forall a, pl \in PRESS \quad (2.9)$$

La ventaja de utilizar la ecuación (2.9) es evitar la necesidad de plantear las relaciones entre la presión de entrada y salida de los equipos. En cada nivel, si la presión es considerada como variable de optimización ésta variará dentro de un rango de valores según la ecuación (2.10) o también puede ser considerado un parámetro del modelo en caso que se lo considere constante.

$$Pr_{pl}|_{lo} \leq Pr_{pl} \leq Pr_{pl}|_{up} \quad \forall pl \quad (2.10)$$

De este modo, el cálculo de todas las propiedades termodinámicas de las corrientes involucradas en el ciclo combinado y requeridas para formular los balances de energía correspondientes se realiza mediante las ecuaciones (2.1) a (2.9).

2.3 Equipos que intervienen en un ciclo combinado

En este apartado se presentan los equipos que forman parte de un ciclo combinado de cogeneración. Algunos resultan más complejos de modelar que otros; y según el proceso a analizar, solo es necesario utilizar un subconjunto de los mismos. Los equipos que serán modelados son los siguientes:

- Turbina de Gas
- Turbina de Vapor sin extracción
- Turbina de Vapor con extracción
- HRSG
 - Economizador
 - Evaporador
 - Sobrecalentador

- Condensador
- Desaireador
- Bombas
- Válvulas
- Mezcladores y Separadores

2.3.1 Turbina de Gas

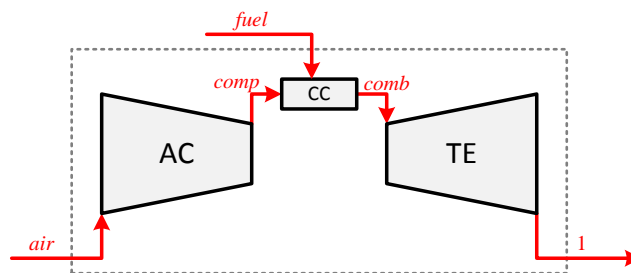


Figura 2.2. Turbina de Gas.

En la Figura 2.2 se observa el esquema de una turbina de gas. En este caso las condiciones (temperatura y composición) de las corrientes de entrada (aire y fuel) son parámetros del problema, esto es, son valores fijos y conocidos. Precisamente se asume que el aire se encuentra en condiciones ISO (15 °C, 1.01325 bar y 60% HR) y el combustible considerado es metano puro a 298 K. Esta referencia puede ser modificada sin ninguna dificultad.

La condición de descarga de la turbina (corriente de gas #1) se determina mediante la ecuación (2.11) y es función de la relación de compresión (PR), la relación aire-combustible (AF) y los rendimientos isentrópicos del compresor y expansor (η_{comp} y η_{exp}). De acuerdo a la ecuación (2.11), la función $gtout$ considera el funcionamiento interno de la turbina y solamente devuelve la entalpía de salida. Su implementación se detalla en el Apéndice 1.

$$hg_1 = gtout(PR, AF, \eta^{comp}, \eta^{exp}) \quad (2.11)$$

Para conocer la potencia generada se plantea un balance de energía en toda la turbina, considerando la envolvente indicada en línea de puntos en la Figura 2.2. La relación AF se define como el cociente entre el flujo másico de aire respecto el de combustible. El lado izquierdo de la ecuación (2.12) corresponde a la energía que ingresa y el lado derecho a la que egresa.

$$m_{g_{fuel}} AF hg_{air} + m_{g_{fuel}} hg_{fuel} = m_{g_{fuel}} hg_1 + W^{GT} \quad (2.12)$$

Como es sabido, el enfoque puramente termodinámico es ideal, en el sentido que solo aproxima el comportamiento a la realidad. Para obtener una mejor aproximación, el modelo termodinámico se complementa con valores de eficiencia provistos en los catálogos de turbinas publicados por los fabricantes. Varbanov (2005) muestra una regresión que relaciona la energía consumida con la potencia generada (rendimiento) de las turbinas de gas (ecuación (2.13)). El parámetro lhv corresponde al poder calorífico inferior del combustible.

$$mg_{fuel} lhv = 21.9917 + 2.6683 W^{GT} \quad (2.13)$$

La temperatura de salida del combustor (igual a la temperatura de ingreso al expansor) es una de las variables más importantes de la turbina de gas ya que se trata de la temperatura más alta del ciclo combinado y su valor debe ser acotado convenientemente para no superar valores que establecen los materiales de construcción (ecuación (2.14)). La función $tcomb$ calcula este valor a partir de las condiciones de operación de la turbina de gas (Apéndice 1), el cual deberá ser menor a T_{cmax} .

$$tcomb(PR, AF, \eta^{comp}) \leq T_{cmax} \quad (2.14)$$

Por último, se plantea la relación entre el flujo de combustible y el de gas que abandona la turbina (ecuación (2.15)). Al flujo de aire se lo considera de manera implícita dado que es el producto del flujo de combustible (mg_{fuel}) por la relación AF .

$$mg = mg_{fuel} (1 + AF) \quad (2.15)$$

Las ecuaciones (2.11) a (2.15) conforman el modelo que representa a la turbina de gas.

2.3.2 Turbina de Vapor sin extracción

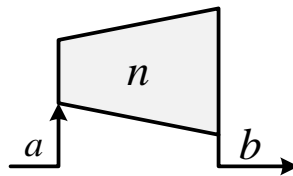


Figura 2.3. Turbina de Vapor sin extracción.

En la mayoría de los casos existen varios equipos de un mismo tipo por lo que se los enumera para poder diferenciarlos. El set n cumple esta función y es utilizado por todos los equipos que aparecen en más de una oportunidad, tales como turbinas de vapor, bombas, entre otros.

La Figura 2.3 muestra el esquema de una turbina de vapor genérica “ n ” sin extracción, a la que ingresa la corriente a y egresa la corriente b . En general, no existe una única turbina de vapor

en un ciclo combinado. Por lo tanto, resulta conveniente definir un subset “ST” que relaciona cada número turbina con su propia corriente de entrada “a” y salida “b”. En este subset “ST” solo se incluyen las turbinas sin extracción.

La entalpía de la corriente de salida depende de las condiciones de operación de la turbina, precisamente de las condiciones de presión y temperatura a la entrada, presión de descarga y del rendimiento isentrópico, según se establece en la ecuación (2.16). La función *stout* considera la evolución interna en la turbina de vapor y se detalla en el Apéndice 1.

$$h_b = stout(P_a, T_a, P_b, \eta_n^{st}) \quad \forall n, a, b \in ST \quad (2.16)$$

Las ecuaciones (2.17) y (2.18) representan los balances de materia y energía correspondiente a todas las turbinas que operan sin extracción.

$$m_a = m_b \quad \forall a, b \in ST \quad (2.17)$$

$$m_a h_a = m_b h_b + W_n^{st} \quad \forall a, b, n \in ST \quad (2.18)$$

El rendimiento isentrópico puede ser considerado constante o como función de la potencia producida. Según sea el caso, será un parámetro del modelo o se utilizará la ecuación que los relacione. Las ecuaciones (2.16) a (2.18) conforman el modelo de cada una de las turbinas de vapor sin extracción.

2.3.3 Turbina de Vapor con extracción

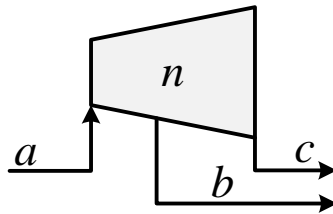


Figura 2.4. Turbina de Vapor con extracción.

Como se muestra en la Figura 2.4 la turbina genérica “n” con extracción tiene una corriente genérica *a* que ingresa y dos que la abandonan (*b* y *c*). De manera análoga, se define el subset “STe” que relaciona cada turbina con su corriente de entrada y correspondientes salidas.

La entalpía de la corriente de extracción “b” (primera salida) depende de las condiciones de entrada a la turbina, de su presión (P_b) y del rendimiento isentrópico (η^{st}), según se expresa en la ecuación (2.19).

$$h_b = stout(P_a, T_a, P_b, \eta_n^{st}) \quad \forall a, b, n \in STe \quad (2.19)$$

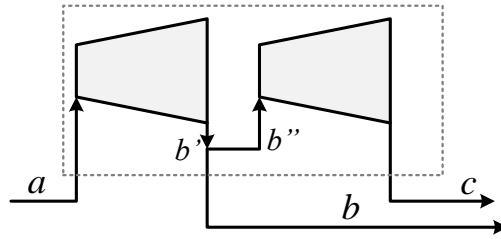


Figura 2.5. Representación equivalente de una turbina con extracción.

La representación ilustrada en la Figura 2.4 puede ser extendida a la Figura 2.5 (Chou y Shih, 1987). La entalpía de descarga (corriente c) depende ahora de las condiciones de b'' , de la presión de c y del rendimiento isentrópico. Sin embargo, analizando la Figura 2.5 se observa que la presión y temperatura de la corriente auxiliar b'' son las mismas que las de b' y que las de b . Por lo tanto, la entalpía de descarga de la turbina puede ser relacionada con las propiedades de la corriente b mediante la siguiente ecuación:

$$h_c = stout(P_b, T_b, P_c, \eta_n^{st}) \quad \forall b, c, n \in Ste \quad (2.20)$$

Las ecuaciones (2.21) y (2.22) corresponden a los balances de materia y energía en todas las turbinas de vapor con extracción.

$$m_a = m_b + m_c \quad \forall a, b, c \in Ste \quad (2.21)$$

$$m_a h_a = m_b h_b + m_c h_c + W_n^{st} \quad \forall a, b, c, n \in Ste \quad (2.22)$$

De manera similar a lo planteado para las turbinas de vapor sin extracción, el rendimiento isentrópico para las turbinas de vapor con extracción puede considerarse constante o como función de la potencia producida.

2.3.4 Caldera de recuperación de calor y generación de vapor (HRSG)

En la caldera de recuperación de calor (HRSG – Heat Recovery Steam Generator) los gases calientes que abandonan la turbina de gas son utilizados eficientemente para generar vapor y producir potencia en las turbinas de vapor y/o ser utilizado como medio de calefacción en algún proceso. Para esto, la corriente de gas caliente que abandona la turbina de gas atraviesa cada sección del HRSG e intercambia calor con el fluido circulante en los distintos intercambiadores para producir su precalentamiento, evaporación o sobrecalentamiento, según corresponda.

La Figura 2.6 muestra un esquema de una sección ubicada en la posición i del HRSG e incluye la nomenclatura utilizada para desarrollar el modelo matemático del HRSG. Como se puede observar, el conjunto “ i ” representa una posición del HRSG y el conjunto “ j ” representa los distintos niveles de presión de la caldera. De esta forma, a partir de los conjuntos “ i ” y “ j ” es

posible definir un subconjunto HE general que identifique cada intercambiador de calor por su sección “ i ” y nivel de presión “ j ”, además de incluir a los conjuntos a y b para indicar que corrientes ingresan y egresan del intercambiador. En los sucesivos casos de aplicación se mostrará en detalle cómo se define el subset HE que contiene toda la información necesaria para identificar a los intercambiadores de calor.

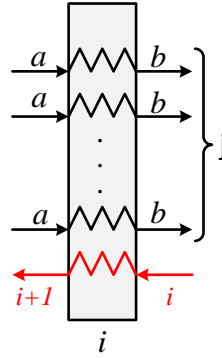


Figura 2.6. Sección de intercambio de calor dentro del HRSG.

Luego, la carga calórica de cualquier intercambiador expresada en términos del subconjunto HE teniendo en cuenta la corriente del fluido circulante del ciclo de vapor, resulta:

$$Q_{i,j} = m_b h_b - m_a h_a \quad \forall i, j, a, b \in HE \quad (2.23)$$

Por otro lado, la ecuación (2.24) computa la carga calórica en función de la corriente de gas. La energía que transmite el gas debe ser igual a la suma de los calores transferidos en todos los niveles de presión de cada sección “ i ”. Aquí es importante aclarar que la sumatoria en la ecuación (2.24) está condicionada por el subset HE; o sea, para cada sección la sumatoria se realizará sobre los equipos propuestos y no para todos los incluidos en el set j .

$$\sum_{j \in HE} Q_{i,j} = mg (hg_i - hg_{i+1}) \quad \forall i \quad (2.24)$$

La combinación de las ecuaciones (2.23) y (2.24) corresponde al balance de energía total en cada sección. Los balances de materia resultan sencillos ya que el flujo másico de gas se corresponde con la variable mg a lo largo de todo equipo (no es necesario plantearlo) y para el agua se reduce a la ecuación (2.25).

$$m_a = m_b \quad \forall a, b \in HE \quad (2.25)$$

La ecuación de diseño (ecuación (2.26)) relaciona el calor intercambiado en cada equipo $Q_{i,j}$ con el área de transferencia de calor $A_{i,j}$ y la fuerza impulsora $\Delta T_{i,j}$:

$$Q_{i,j} = U_{i,j} A_{i,j} \Delta T_{i,j} \quad \forall i, j \in HE \quad (2.26)$$

Para un mismo nivel de presión, los economizadores se ubican aguas arriba con respecto a los evaporadores, mientras que los sobrecalentadores se ubican aguas abajo. Esta secuencia es lógica ya que el agua ingresa en estado líquido y abandona la caldera a una temperatura por encima de su punto de saturación.

Las ecuaciones (2.23) a (2.26) son válidas para cualquier tipo de intercambiador presente en el HRSG (economizador, evaporador o sobrecalentador). A continuación se detallan las ecuaciones específicas dependientes de la naturaleza de cada intercambiador de calor.

2.3.4.1 Economizadores y Sobrecalentadores

Las restricciones que corresponden a los economizadores y sobrecalentadores son similares por lo que pueden agruparse en un mismo conjunto de ecuaciones. En general los evaporadores conforman el único equipo de su sección. Por lo tanto, se define el subset EV que contiene todas las secciones en las que aparece un evaporador.

Para evitar el cruce de temperaturas se define el parámetro *Pinch* que establece la menor diferencia de temperatura posible. La temperatura de la corriente de gas que ingresa a una sección es mayor que las de salida del fluido interno (ecuación (2.27)). Lo mismo se plantea para la temperatura de la corriente de salida del gas y las de entrada de agua (ecuación (2.28)).

$$Tg_i - T_b \geq Pinch \quad \forall i, b \in HE / i \notin EV \quad (2.27)$$

$$Tg_{i+1} - T_a \geq Pinch \quad \forall i, a \in HE / i \notin EV \quad (2.28)$$

El cálculo de la fuerza impulsora ($\Delta T_{i,j}$) se basa en la aproximación de la media logarítmica propuesta por Chen (1987) según la ecuación (2.29).

$$\Delta T_{i,j} = \sqrt[3]{0.5(Tg_i - T_b)(Tg_{i+1} - T_a) \left[(Tg_i - T_b) + (Tg_{i+1} - T_a) \right]} \quad \forall i, j, a, b \in HE / i \notin EV \quad (2.29)$$

Las ecuaciones (2.27) a (2.29) no aplican a los evaporadores. Es decir, aplican solamente a los economizadores y sobrecalentadores.

2.3.4.2 Evaporadores

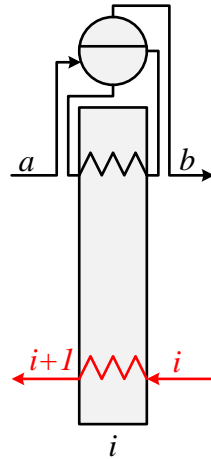


Figura 2.7. Sección en donde existe un Evaporador dentro del HRSG.

La Figura 2.7 representa esquemáticamente a un evaporador en la sección genérica “ i ”. Como se puede observar, corresponde a un caso particular de la sección genérica propuesta en la Figura 2.6, ya que solo existe un único intercambiador. En un evaporador la corriente de entrada a ingresa en estado líquido, ya que su temperatura es en general ligeramente inferior a la temperatura de saturación. A esta diferencia de temperatura se la conoce como “Approach point” (Ap) y en nuestro caso representa un parámetro del modelo y se lo expresa mediante la (ecuación (2.30)).

$$T_a = T_a^{sat} - Ap \quad \forall a \in HE / i \in EV \quad (2.30)$$

Por otro lado, la temperatura de la corriente que abandona al evaporador es igual a su temperatura de saturación (ecuación (2.31)).

$$T_b = T_b^{sat} \quad \forall b \in HE / i \in EV \quad (2.31)$$

Como se observa en la Figura 2.7 el gas intercambia calor con las corrientes en estado saturado. Por lo tanto las restricciones de temperatura no se deben realizar con la corriente de entrada sino con su temperatura de saturación. Las ecuaciones (2.32) y (2.33) evitan la posibilidad de cruce de temperaturas. A diferencia de la ecuación (2.28) la (2.33) utiliza la temperatura de saturación y no la de entrada.

$$T_{g_i} - T_b \geq Pinch \quad \forall i, b \in HE / i \in EV \quad (2.32)$$

$$T_{g_{i+1}} - T_a^{sat} \geq Pinch \quad \forall i, a \in HE / i \in EV \quad (2.33)$$

De la misma manera que en los economizadores y sobrecalentadores se considera la aproximación de la media logarítmica propuesta por Chen (1987) para el cálculo de la fuerza

impulsora ($\Delta T_{i,j}$). La ecuación (2.34) a diferencia de la (2.29) utiliza la temperatura de saturación de la corriente de entrada del fluido circulante.

$$\Delta T_{i,j} = \sqrt[3]{0.5(T_{g_i} - T_b)(T_{g_{i+1}} - T_a^{sat})[(T_{g_i} - T_b) + (T_{g_{i+1}} - T_a^{sat})]} \quad \forall i, j, a, b \in HE / i \in EV \quad (2.34)$$

Las ecuaciones (2.23) a (2.34) representan en su totalidad a los intercambiadores presentes en el HRSG.

2.3.5 Condensadores

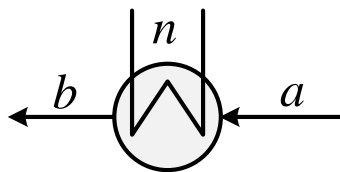


Figura 2.8. Diagrama de un Condensador.

En un condensador (Figura 2.8) la corriente que ingresa (a) cambia su estado de vapor saturado (o mezcla de líquido y vapor saturado) a líquido saturado.

La temperatura de entrada es igual a la de salida, pero se produce un cambio de fase, por lo que cambia el título. La presión de funcionamiento generalmente es un parámetro del modelo. Este equipo suele ser único, pero como se verá más adelante es posible que existan varios, por lo tanto se define un nuevo subconjunto COND que permite la identificación de cada uno de ellos.

$$m_a h_a = Q_n^{cond} + m_b h_b \quad \forall n, a, b \in COND \quad (2.35)$$

Para definir el diseño y conocer el valor del área, se incorpora la ecuación (2.36). La fuerza impulsora del intercambio de calor (ΔT^{cond}) suele ser un parámetro del modelo.

$$Q_n^{cond} = U_n^{cond} A_n^{cond} \Delta T_n^{cond} \quad \forall n \in COND \quad (2.36)$$

2.3.6 Desaireador

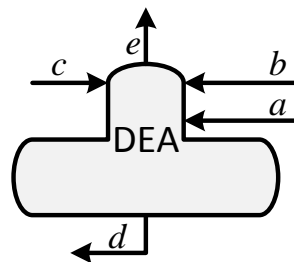


Figura 2.9. Diagrama del Desaireador.

En el desaireador (Figura 2.9) se debe remover los gases disueltos en la corriente de agua. Otro objetivo es precalentar el líquido que ingresa a la caldera mediante contacto directo con vapor. Para el modelado se sigue el criterio presentado por Smith (2005). En donde se plantea un balance de materia y energía según las ecuaciones (2.37) y (2.38).

$$m_a + m_b + m_c = m_d + m_e \quad \forall a, b, c, d, e \in DEA \quad (2.37)$$

$$m_a h_a + m_b h_b + m_c h_c = m_d h_d + m_e h_e \quad \forall a, b, c, d, e \in DEA \quad (2.38)$$

La corriente “e” corresponde a una extracción que se realiza a modo de purga. Al igual que en (Caballero et al., 2014; Smith, 2005), el flujo de extracción se lo calcula como una fracción del vapor que ingresa (corriente b) según la ecuación (2.39).

$$m_e = \alpha m_b \quad \forall a, b \in DEA \quad (2.39)$$

Por último, las condiciones de salida del equipo corresponden al estado de saturación (ecuaciones (2.40) y (2.41)). Debe considerarse la diferencia entre las corrientes de salida, ya que la purga es vapor saturado y la salida inferior corresponde a líquido saturado (esto se definió previamente en la sección termodinámica). La presión de funcionamiento del desaireador suele ser un parámetro del problema, sin embargo, si se la considera como variable se deben incorporar las ecuaciones (2.40) y (2.41).

$$T_d = T_d^{sat} \quad \forall d \in DEA \quad (2.40)$$

$$T_e = T_e^{sat} \quad \forall e \in DEA \quad (2.41)$$

2.3.7 Bombas

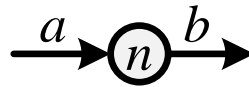


Figura 2.10. Diagrama de una Bomba.

Las bombas (Figura 2.10) se modelan asumiendo un comportamiento ideal e isotérmico. El balance de materia corresponde a la ecuación (2.42) y el de energía se plantea mediante la evolución isotérmica del fluido bombeado (ecuación (2.43)). El subset PUMP contiene las corrientes que ingresan y egresan de cada bomba.

$$m_a = m_b \quad \forall a, b \in PUMP \quad (2.42)$$

$$T_a = T_b \quad \forall a, b \in PUMP \quad (2.43)$$

La potencia total consumida por la bomba se calcula a partir de la función $wpump$. La misma nos devuelve la potencia necesaria por unidad de flujo másico para elevar la presión de una corriente de agua líquida de P_a a P_b . En el Apéndice 1 se detalla su estructura.

$$W_n^{pump} = m_a wpump(P_a, T_a, P_b, \eta_n^{pump}) \quad \forall n, a, b \in PUMP \quad (2.44)$$

Las bombas son equipos sencillos, su consumo se tiene en cuenta aunque no es representativo en relación al generado en las turbinas.

2.3.8 Válvulas



Figura 2.11. Diagrama de una Válvula.

Las ecuaciones (2.45) y (2.46) representa el balance de materia y energía de las válvulas (Figura 2.11) presentes en el modelo. El subset VAL contiene la información de las corrientes que ingresan y egresan de cada una de ellas y no es necesario enumerarlas.

$$m_a = m_b \quad \forall a, b \in VAL \quad (2.45)$$

$$m_a H_a = m_b H_b \quad \forall a, b \in VAL \quad (2.46)$$

2.3.9 Mezcladores

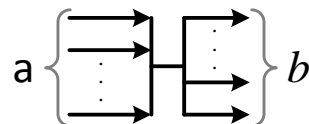


Figura 2.12. Diagrama de un mezclador de corrientes.

Los mezcladores (Figura 2.12) se modelan mediante sus balances de materia y energía. La ecuación (2.47) corresponde al balance de materia mientras que la (2.48) al de energía. El subset MX contiene todas las corrientes “a” que ingresan al mezclador y todas las que salen (“b”). Las ecuaciones (2.47) y (2.48) aplican para todos los mezcladores (MX).

$$\sum_{a \in MX} m_a = \sum_{b \in MX} m_b \quad \forall MX \quad (2.47)$$

$$\sum_{a \in MX} m_a h_a = \sum_{b \in MX} m_b h_b \quad \forall MX \quad (2.48)$$

Las corrientes que egresan de un mezclador tienen la misma temperatura. Esto se establece en la ecuación (2.49).

$$T_b = T_{b'} \quad \forall b, b' \in MX / b \neq b' \quad (2.49)$$

En general, es una única corriente la que abandona un mezclador, pero existen casos particulares en las que son necesarias varias. Se asume que las corrientes que ingresan y egresan del mezclador se encuentran todas a la misma presión.

2.3.10 Divisores

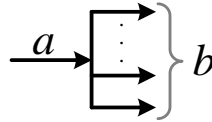


Figura 2.13. Diagrama de un mezclador de corrientes.

Los divisores (Figura 2.13) también se modelan mediante sus balances de materia y energía. El subset SP contiene la corriente de entrada y las de salida de cada separador.

$$m_a = \sum_{b \in SP} m_b \quad \forall SP \quad (2.50)$$

Las propiedades de salida son iguales a las de entrada, por lo que no es necesario plantear el balance de energía de manera tradicional. Solo resulta necesario igualar las temperaturas (ecuación (2.51)).

$$T_a = T_b \quad \forall a, b \in SP \quad (2.51)$$

En este caso también se asume que la corriente que ingresa y las que egresan tienen todas la misma presión.

2.4 Funciones objetivo

En todo modelo de optimización se debe definir una función objetivo para su maximización o minimización según corresponda. Algunas de las funciones objetivos de interés son: requerimiento de área total de transferencia de calor (minimización), consumo de combustible (minimización), costo total anual (minimización), potencia neta producida (maximización), eficiencia energética del ciclo (maximización).

Un problema tradicional consiste en minimizar el área total de intercambio sujeto a una demanda mínima de generación de potencia neta o viceversa. Las variables se definen en las ecuaciones (2.52) y (2.53).

El área total de transferencia de calor del ciclo (ecuación (2.52)) es la suma del área de cada intercambiador de calor en el HRSG más la del condensador.

$$A^{total} = \sum_{i,j \in HE} A_{i,j} + \sum_{n \in COND} A_n^{cond} \quad (2.52)$$

La potencia neta generada en el ciclo combinado corresponde a la suma de las potencias generadas por la turbina de gas y todas las de vapor menos la potencia consumida por las bombas.

$$W^{total} = W^{GT} + \sum_{n \in ST} W_n^{st} + \sum_{n \in STe} W_n^{st} - \sum_{n \in PUMP} W_n^{pump} \quad (2.53)$$

Las variables A^{total} , W^{total} y el consumo de combustible mg_{fuel} son los indicadores más importantes para analizar la performance de cualquier ciclo en general.

2.5 Parámetros y cotas del modelo

Las ecuaciones (2.1) a (2.53) representan los diferentes equipos de un ciclo combinado y las funciones objetivo a utilizar. Como se mencionó durante la presentación, algunos valores que intervienen en las ecuaciones son asumidos como parámetros del modelo, esto es, valores constantes y conocidos.

Por otro lado, es sumamente conveniente, para facilitar la convergencia del modelo y reducir el costo computacional, acotar las variables de optimización sobre todo las variables relacionadas con la presión, temperatura y flujos másicos.

A continuación se describen todos los parámetros asumidos en el(los) modelo(s):

Pinch: Representa la menor diferencia de temperatura entre el gas y el agua en la caldera de recuperación de calor. Su valor habitual es entre 10 K y 30 K (Ganapathy, 2007). Cuanto menor sea, mayor será el acercamiento entre las temperaturas. Como contrapartida se incrementa el área de intercambio necesaria. Este valor es de gran importancia en la entrada del evaporador.

Ap: Approach Point. Corresponde a la diferencia entre la temperatura de saturación de la corriente que ingresa al evaporador y la actual. Este parámetro evita que se produzcan evaporaciones en el economizador que puedan afectar la estructura mecánica del mismo. Su valor frecuente es entre 5 K y 10 K (Ganapathy, 2007).

Tcmax: La temperatura máxima de los gases a la salida de la cámara de combustión es el parámetro más importante en la turbina de gas. Su valor está relacionado con la resistencia del material. En modelos presentados en Caballero et al. (2014) se utiliza un valor de 1473 K. Este depende de las características de diseño.

P_{cond} : La presión de operación del condensador suele ser un parámetro, su valor suele ser muy bajo incluyendo niveles de vacío (Ganapathy, 2007).

P_{dea} : La presión en el desaireador está vinculada con la temperatura a la que se desee alimentar a la caldera. No es recomendable que la temperatura de alimentación sea muy baja ya que se podrían condensar gases en las aletas de los tubos provocando corrosión (Ganapathy, 2007).

η : Los rendimientos isentrópico suelen ser constantes, en particular en las turbinas de vapor y en las bombas. Se adopta un valor de 0.9 para las turbinas de vapor (Casarosa et al., 2004) y 0.75 para las bombas.

U : Los coeficientes globales de intercambio de calor se consideran constante, adoptando los valores propuestos por Casarosa (2004) para el HRSG y Godoy (2013) para el condensador.

Por otro lado, las variables de optimización más importantes que deben ser acotadas son las siguientes:

P : Se especifica un nivel de presión para cada corriente de agua. A su vez, cada nivel de presión posee una cota máxima y mínima que dependerá de los valores de operación del ciclo. Su valor máximo suele estar entre 120 bar y 130 bar.

T : Es importante establecer cotas para la temperatura de cada corriente. Este valor está relacionado con el rango de presiones de la misma. Por ejemplo, para las corrientes en estado líquido la temperatura máxima que se puede alcanzar corresponde a la de saturación y la mínima a la temperatura del condensador. Para las corrientes en estado de vapor el valor mínimo corresponde a la temperatura de saturación y el máximo valor a la temperatura de entrada de la corriente de gas al HRSG.

h : Conocido el rango de presión y temperatura para las corrientes del fluido circulante (agua), es posible determinar el valor máximo y mínimo que puede adoptar la entalpía. Esto se lleva a cabo resolviendo sucesivos problemas de maximización y minimización que permiten encontrar la cota superior e inferior de la entalpía para cada corriente. En el Apéndice 2 se detalla la metodología utilizada para obtener las cotas de la entalpía de cada corriente del fluido circulante.

AF : La relación aire-combustible en la turbina de gas según la práctica operativa, debe ser acotada para garantizar la combustión completa. En Caballero (Caballero et al., 2014) se sugiere un valor entre 40 y 60. Este valor también puede ser utilizado como un parámetro en el modelo.

PR: La relación de compresión también puede ser acotada dentro de un rango establecido. Por ejemplo, en la práctica se utiliza un rango entre 10 y 15 (Caballero et al., 2014). Dependiendo del problema en particular, *PR* puede adoptarse como un parámetro del modelo.

Tg: La temperatura del gas también debe acotarse. Se impone una cota superior en la entrada y una inferior a la salida del HRSG. Estas cotas son válidas para todas las corrientes de gas. Nuevamente, según la práctica industrial en (Caballero et al., 2014) se asume como valor máximo 873.15 K y como mínimo de 353.15 K.

2.6 Casos de estudio

En las secciones anteriores se definieron todas las restricciones que representan a la mayoría de los equipos que intervienen en los ciclos combinados de generación de energía y vapor. Para las mismas tengan sentido se deben definir los sets y subset que las interconectan generando el modelo de optimización final.

En esta sección se presentan dos casos de estudio para evaluar el desempeño del modelo. En el primer caso se presenta un modelo de optimización de un ciclo combinado con tres niveles de presión y en el segundo se realiza una validación del modelo utilizando datos publicados en Franco (2006).

2.6.1 Modelo matemático de optimización de un ciclo combinado de generación de potencia con 3 niveles de presión

En esta sección se explicará explícitamente la implementación de un modelo matemático de optimización correspondiente a un ciclo combinado operando con 3 niveles de presión según se muestra en la Figura 2.1, utilizando el conjunto de ecuaciones presentadas anteriormente. Como se podrá observar durante el desarrollo de la tesis, la configuración asumida en la Figura 2.1 es la más sencilla ya que solo se han ubicado los niveles de presión de menor a mayor sin realizar ninguna optimización sobre la ubicación de los intercambiadores.

Como se mencionó anteriormente, la interconexión adecuada del conjunto de restricciones mediante los sets y subset explicados anteriormente completan el modelo matemático.

Las corrientes marcadas en rojo pertenecen al ciclo de gas y en negro al ciclo de vapor. Los niveles de presión en el HRSG se definen como *lp*, *mp* y *hp* (baja, media y alta presión). La caldera de recuperación de calor cuenta con nueve secciones y en cada una de ellas solo existe un intercambiador.

La topología del sistema (Figura 2.1) define cuáles son los equipos presentes, la cantidad de corrientes involucradas y la interconexión entre los mismos. A partir de esto, se especifica cuáles son los grupos de ecuaciones que intervienen en la conformación del modelo matemático.

Toda la información presente en el diagrama del proceso se condensa en los sets y el subsets que son los que le dan un sentido a las restricciones propuestas anteriormente. A continuación, se detalla la manera en que se define cada uno de los conjuntos y subconjuntos y la finalidad de los mismos.

2.6.1.1 Propiedades Termodinámicas

Como se presentó en secciones anteriores, una parte del modelo corresponde al cálculo de las propiedades termodinámicas de las corrientes involucradas. En el caso de la Figura 2.1 el set “*i*” se utiliza para identificar la sección del HRSG y la posición de la corriente de gas dentro del HRSG provenientes de la turbina de gas. Dicho set incluye 10 elementos:

$$i = \{1 \text{ a } 10\}$$

Por su parte, las corrientes del ciclo de vapor son identificados según su estado de agregación. Para esto, se definen cinco conjuntos compuestos por 27 elementos (corrientes):

$$a, b, c, d, \text{ y } e = \{1 \text{ a } 27\}$$

Para su implementación en GAMS primero se definió el conjunto “*a*” y luego mediante la opción “alias” se definieron automáticamente los restantes conjuntos.

Un subset corresponde a un subconjunto de un único (la combinación de varios) set (sets). Para el cálculo de la entalpía de las corrientes de agua se deben definir varios subsets que determinan su estado de agregación (LIQ, VAP y TIT). Estos tres subset corresponden a un subconjunto del set de las corrientes de agua (*a*).

A partir de un análisis de la Figura 2.1 se identifican todas las corrientes en estado líquido y se las agrupan en el subconjunto LIQ. Precisamente, en las corrientes comprendidas entre el desaireador y el evaporador, el fluido circulante se encuentra en estado líquido. Formalmente, el subset LIQ queda definido por:

$$\text{LIQ} = \{1 \text{ a } 3, 6 \text{ a } 9, 12 \text{ a } 14, 23 \text{ a } 25, 27\}$$

Del mismo modo se procede con las corrientes que se encuentran en estado vapor y se las incluye en el siguiente subset VAP.

$$\text{VAP} = \{4, 5, 10, 11, 15, 16, 17 \text{ a } 21, 26\}$$

Por último, se define el subset TIT que incluye solo a la corriente #22 (que abandona la turbina número 3) ya que es la única corriente que consiste de una mezcla de líquido y vapor. A continuación se define el subset TIT.

$$\text{TIT} = \{22\}$$

Resulta interesante destacar que una corriente dada pertenece solo a un único subconjunto LIQ, VAP o TIT. En otras palabras, la unión de estos tres subset forma el conjunto de todas las corrientes del ciclo de vapor (set a) y su intersección es el conjunto vacío.

Respecto a la variable presión, es posible definir el conjunto “ pl ” para referenciar siete niveles de presión, tres pertenecientes al recuperador de calor y el resto pertenecientes a las demás unidades de proceso, según se detalla a continuación:

$$pl = \{hp, mp, lp, ext, cond, dea, dw\}$$

En donde:

- hp: se refiere al nivel de alta presión
- mp: se refiere al nivel de media presión
- lp: se refiere al nivel de baja presión
- ext: se refiere al presión de extracción en la turbina #3
- cond: presión de operación del condensador
- dea: presión de operación del desaireador
- dw: presión del agua de reposición

Luego, cada corriente se relaciona con su nivel de presión a través del subset PRESS y cada una está asociada a un único nivel de presión, según se detalla a continuación:

$$\text{PRESS} = \{13.hp \text{ a } 16.hp, 7.mp \text{ a } 12.mp, 17.mp, 18.mp, 1.lp \text{ a } 6.lp, 19.lp, 20.lp, 21.ext, 22.cond \text{ a } 23.cond, 24.dea, 26.dea, 27.dea, 25.dw\}$$

En el subset PRESS están involucrados los elementos del set a (corrientes de agua) y pl (niveles de presión) que se corresponden de acuerdo al flowsheet de la Figura 2.1. Al combinar todos los elementos de estos conjuntos se obtendrían $27 \times 7 (=189)$ pares de elementos, de los cuales solo algunos resultan de interés. Por lo tanto, el subset PRESS es un subconjunto de la combinación de los elementos de los sets a y pl que, en lugar de incluir los 189 pares, solo incluye los 27 pares que se muestran en la definición del subconjunto PRESS.

El subset PRESS resulta más complejo que los casos anteriores (LIQ, VAP y TIT) debido a que contiene pares de elementos y no elementos individuales. En este caso la primera posición representa a una corriente y la segunda posición indica el nivel de presión en que se encuentra. Por ejemplo, el par “13.hp” establece que la corriente #13 corresponde al nivel de alta presión (hp).

En función de las definiciones anteriores, deben especificarse las ecuaciones correspondientes a los modelos para la estimación de propiedades termodinámicas. Estas, según lo explicado son:

Propiedades del gas: Ecuación (2.1).

Propiedades del fluido circulante: Ecuaciones (2.2) a (2.10).

2.6.1.2 *Balances de materia, energía y ecuaciones de diseño de los equipos*

La turbina de gas es uno de los equipos principales del proceso. Aquí no es necesario definir ningún subset y el modelo individual se conforma con las ecuaciones:

Turbina de gas: Ecuaciones (2.11) a (2.15)

Para las turbinas de vapor sin extracción, se define el subset ST que resulta de combinar convenientemente los elementos de los sets n , a y b según corresponda, dando lugar a:

$$ST = \{1.16.17, 2.18.19\}$$

La primera posición identifica la turbina en cuestión, la segunda identifica la corriente que ingresa y la tercera indica la corriente que abandona. Como se observa en la definición de ST, de todas las combinaciones posibles entre los elementos de los set n , a y b , solo dos resultan de interés para representar las turbinas sin extracción presentes según la configuración asumida en la Figura 2.1. A modo de ejemplo, a partir de la definición anterior se expande la ecuación correspondiente al balance de energía de una turbina sin extracción (ecuación (2.18)).

$$m_a h_a = m_b h_b + W_n^{st} \quad \forall n, a, b \in ST \quad (2.18)$$

Luego, las ecuaciones (2.54) y (2.55) corresponden a la expansión de la ecuación (2.18) según el subset ST definido.

$$m_{16} h_{16} = m_{17} h_{17} + W_1^{st} \quad (2.54)$$

$$m_{18} h_{18} = m_{19} h_{19} + W_2^{st} \quad (2.55)$$

De manera similar, para las turbinas de vapor con extracción, se define el subset STe , que a diferencia del subconjunto ST , contiene una posición adicional para incluir la extracción de vapor, según se indica a continuación:

$$STe = \{3.20.21.22\}$$

Del mismo modo a lo planteado para las corrientes de proceso, cada una de las turbinas solo puede pertenecer a un solo subconjunto: ST o STe . Las siguientes ecuaciones conforman el modelo correspondiente a las turbinas de vapor:

Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.22)

Para conformar el conjunto de ecuaciones correspondientes al recuperador de calor, se definen los niveles de presión involucrados en el mismo, los cuales son incluidos en el conjunto j que corresponde a los niveles en el HRSG.

$$j = \{lp, mp, hp\}$$

Según se aprecia en la Figura 2.1, existen nueve secciones en el recuperador de calor. Sin embargo, para distinguirlas es posible utilizar el mismo set que para las corrientes de gas (i). Por lo tanto, solo resta definir cuales intercambiadores existen y las corrientes involucradas en cada uno de ellos. Como se mencionó, esta información se incluye en el subset HE que contiene a los nueve intercambiadores:

$$HE = \{1.hp.15.16, 2.hp.14.15, 3.hp.13.14, 4.mp.10.11, 5.mp.9.10, 6.mp.7.8, 7.lp.4.5, 8.lp.3.4, 9.lp.1.2\}$$

Como se observa cada elemento del conjunto incluye cuatro posiciones ordenadas de la siguiente manera: la primera posición indica la sección a la que pertenece el intercambiador (i), la segunda posición indica el nivel de presión en el cual está operando (j), y la tercera y cuarta posición indica la corriente de agua que ingresa (a) y que egresa (b) del intercambiador.

Para culminar con las definiciones necesarias para el conjunto de restricciones que representan al HRSG solo resta definir el subset correspondiente a la ubicación de los evaporadores. Este subset permite seleccionar de manera particular las ecuaciones que solo aplican al evaporador o descartar las que no corresponden al mismo.

$$EV = \{2, 5, 8\}$$

Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34)

El subset COND identifica a los condensadores. En este ejemplo, interviene un único condensador pero como se verá en los próximos capítulos puede existir más de uno. Las posiciones en COND corresponden al número de condensador, corriente de entrada y corriente de salida.

COND = {1.22.23}

Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36)

El desaireador en general es único, por lo que no necesita ser enumerado para su identificación. En esta ocasión el subset DEA solo contiene información sobre las corrientes intervinientes.

DEA = {21.24.25.27.26}

Desaireador: Ecuaciones (2.37) a (2.39)

Debido a que existen en gran cantidad, las bombas necesitan ser enumeradas. En este caso son cuatro y el subset PUMP relaciona el número de bomba con su entrada y salida.

PUMP = {1.6.7, 2.12.13, 3.27.1, 4.23.24}

Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)

Como se observa en la Figura 2.1 no hay válvulas presentes por lo que no resulta necesario definir el subset VALV.

En el problema actual existen dos mezcladores de doble entrada y única salida. En el subset MX definido, las primeras dos posiciones corresponden a las entradas y la última a la salida.

MX = {11.17.18, 5.19.20}

Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49)

En este ejemplo existen dos separadores de única entrada y doble salida. Entonces, la primera posición corresponde a la entrada y las restantes a las salidas.

SP = {2.3.6, 8.9.12}

Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)

Variables de área y potencia total: Ecuaciones (2.52) y (2.53).

Las ecuaciones presentadas en esta sección conforman el modelo matemático (balances de materia y energía) correspondiente al ciclo combinado ilustrado en la Figura 2.1.

2.6.1.3 Ejemplos de Aplicación del Modelo Matemático

Las variables principales del proceso corresponden a la potencia total desarrollada (W^{total}), área total de intercambio de calor (A^{total}) y flujo de combustible utilizado (mg_{fuel}). Existen diferentes relaciones de compromiso (trade-offs) entre estas variables que deben ser tenidas en cuenta a la hora de abordar el problema de optimización.

La potencia generada por el ciclo combinado depende del área de transferencia de calor pero principalmente del flujo de combustible utilizado. El flujo de combustible debe ser acotado para evitar que la potencia producida sea cero o caso contrario tienda a infinito. Por otro lado, el área de intercambio de calor permite que se genere vapor y se produzca potencia en el segundo ciclo (turbinas de vapor).

Por lo tanto, se establece una producción mínima de potencia que debe ser satisfecha por el ciclo en su totalidad. Esto provoca dos escenarios posibles, minimizar el consumo de combustible o minimizar el área de intercambio.

Si se minimiza el área total, el modelo buscará llevarla a cero provocando que toda la potencia la desarrolle la turbina de gas ocasionando un gran consumo de combustible. Por otro lado, al minimizar el consumo de combustible la potencia generada en la turbina de gas comienza a disminuir, pero como se debe satisfacer una demanda, comienza a aumentar el área de intercambio de calor para generar más potencia en el ciclo de vapor.

En este primer problema, a modo de aplicación del modelo, se propone satisfacer una demanda mínima de potencia (350 MW) y minimizar el consumo de combustible. Formalmente, el problema a resolver se expresa de la siguiente manera:

Minimizar mg_{fuel}

Sujeto a:

Ec. (2.1) a Ec. (2.39)

Ec. (2.43) a Ec. (2.44)

Ec. (2.47) a Ec. (2.53)

$$W^{total} \geq 350$$

La Tabla 2.1 lista los valores numéricos de los parámetros asumidos. También se listan los valores de las cotas principales. En el Apéndice 2 se detalla la metodología utilizada para establecer las cotas de la entalpía de las corrientes del fluido circulante (agua).

Tabla 2.1. Parámetros y Cotas asumidas.

Parámetros		Cotas	
Símbolo	Valor	Símbolo	inferior / superior
$Pinch$	15 K	Pr_{lp}	1 bar / 10 bar
Ap	5 K	Pr_{mp}	10 bar / 60 bar
T_{cmax}	1473.15 K	Pr_{hp}	100 bar / 120 bar
Pr_{cond}	0.05 bar	Pr_{ext}	0.2 bar / 10 bar
Pr_{dea}	0.2 bar	AF	40 / 60
Pr_{dw}	1.01325 bar	PR	10 / 15
η^{st}	0.9	Tg	353.15 K / 873.15 K
η^{pump}	0.75		
U (economizadores)	42.6 W/m ² K		
U (evaporadores)	43.7 W/m ² K		
U (sobrecalentadores)	50 W/m ² K		
U (condensador)	3403 W/m ² K		

En la Tabla 2.2 se muestran las variables más representativas del sistema. La solución informada corresponde a un consumo mínimo de combustible (11.7566 kg/s) para una producción de 350 MW y un área total de intercambio de calor de $169.3067 \times 10^3 \text{ m}^2$.

Tabla 2.2. Resumen de las variables más representativas.

W^{total} [MW]	350
mg_{fuel} [kg/s]	11.7566
A^{total} [$\times 10^3 \text{ m}^2$]	169.3067

Para una presentación completa de la solución óptima obtenida, en la Figura 2.14 se muestran las propiedades más importantes de cada una de las corrientes de ambos ciclos y la potencia generada o consumida en las turbinas y bombas. En la Tabla 2.3 se presentan la carga calórica, fuerza impulsora y área de cada intercambiador de calor perteneciente al HRSG. A partir de estos valores y junto con las propiedades de cada corriente (Figura 2.14) se construye el diagrama “Temperatura vs. Calor Transferido (T vs Q)” de la Figura 2.15. En el mismo se puede apreciar claramente la distribución del calor intercambiado a lo largo del HRSG y las diferencias de temperatura en los extremos caliente y frío de cada intercambiador.

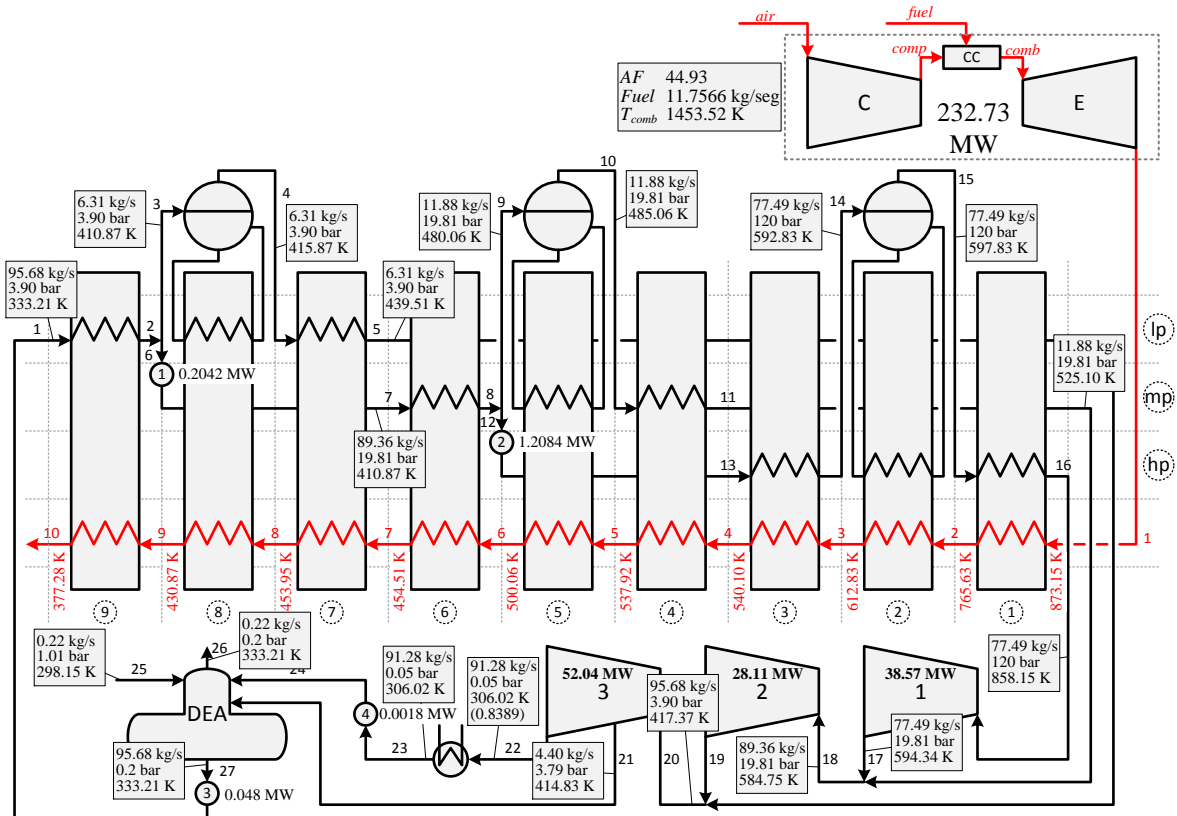


Figura 2.14. Solución obtenida del problema de diseño óptimo propuesto como primer ejemplo.

Tabla 2.3. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (Figura 2.14).

	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{ m}^2$]	
Economizadores	9.lp	31.3569	30.4522	24.1716
	6.mp	27.098	30.2852	21.0038
	3.hp	44.222	36.3581	28.5514
Evaporadores	8.lp	13.6243	24.7492	12.5972
	5.mp	22.7367	29.9649	17.3634
	2.hp	95.1043	61.2738	35.5176
Sobrecalentadores	7.lp	0.3343	24.7492	0.2701
	4.mp	1.3161	29.9649	0.8785
	1.hp	68.619	61.2738	22.3975
Condensador	cond	185.552	8.317	6.5557

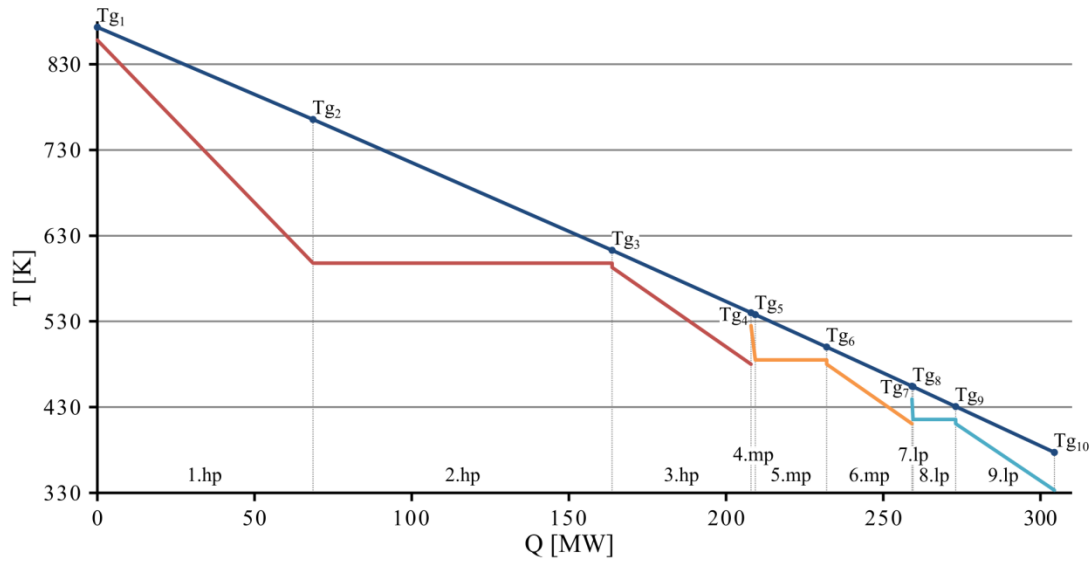


Figura 2.15. Diagrama “ T vs Q ” correspondiente a la Figura 2.14.

Finalmente, la Tabla 2.4 muestra un resumen de las estadísticas principales del modelo el cual fue resuelto con el resolver CONOPT (versión 3.17A) incluido en GAMS utilizando sus opciones por defecto.

Dentro del entorno del software utilizado (GAMS) un bloque de variables corresponde a una variable indexada. Por ejemplo, el flujo másico de las corrientes de agua m_a representa un bloque de variables que al expandirse en el set representa a 27 variables simples (el set a contiene 27 elementos).

El mismo análisis aplica para los bloques de ecuaciones. Por ejemplo, la ecuación (2.18) es un bloque de ecuaciones y las (2.54) y (2.55) son las ecuaciones simples que surgen de su expansión sobre el subset ST.

La diferencia entre el número total de variables simples (o ecuaciones simples) y la cantidad de bloques que las definen muestra que el modelo es compacto en cuanto a su implementación.

Tabla 2.4. Estadísticas principales del modelo presentado.

Estadísticas	Valor	Observaciones
Variables	180	26 bloques
Ecuaciones	209	50 bloques
CONOPT (NLP)		
Tiempo de resolución	0.77 seg	
Iteraciones	39	

2.6.2 Verificación del modelo matemático propuesto. Comparación de soluciones obtenidas con soluciones reportadas por otros autores

En esta sección se propone verificar los resultados que predice el modelo respecto a los publicados por otros autores. El principal objetivo de esta tarea de “verificación” simplemente es corroborar que el modelo propuesto puede predecir satisfactoriamente resultados obtenidos por otros autores y así poder asegurar, por ejemplo, que las correlaciones utilizadas en el modelo para calcular todas las propiedades termodinámicas (Poling et al., 2000; Wagner y Kretzschmar, 2007) que generalmente incluyen numerosos términos y funcionalidades no presentan errores. En los casos más frecuentes, los errores se cometen cuando el modelador “tipea” las correlaciones y en los casos menos frecuentes pero más difíciles de advertir se producen cuando los errores se encuentran en las propias fuentes de referencias de las cuales se extraen las correlaciones.

De este modo, aquí se presenta una comparación de los resultados obtenidos por el modelo con los obtenidos por otros autores, en particular por Franco (2006) quien reportó soluciones para el flowsheet ilustrado en la Figura 2.16. Como se observa, no se incluye el desaireador y no se extrae vapor de ninguna turbina de vapor por lo que se tratan de turbinas de vapor sin extracción. Por otro lado, las condiciones de la turbina de gas son parámetros del sistema por lo que la corriente de gas a la entrada del HRSG (corriente de gas #1) es utilizada como representación de la misma. En otras palabras, el caudal, temperatura, presión y composición del gas que abandona la turbina de gas se asumen conocidos.

Debido a la manera en que el modelo ha sido implementado en GAMS, solo se necesita redefinir los sets y subsets descritos anteriormente para involucrar el conjunto de ecuaciones que represente en forma exacta la estructura reportada por Franco (2006).

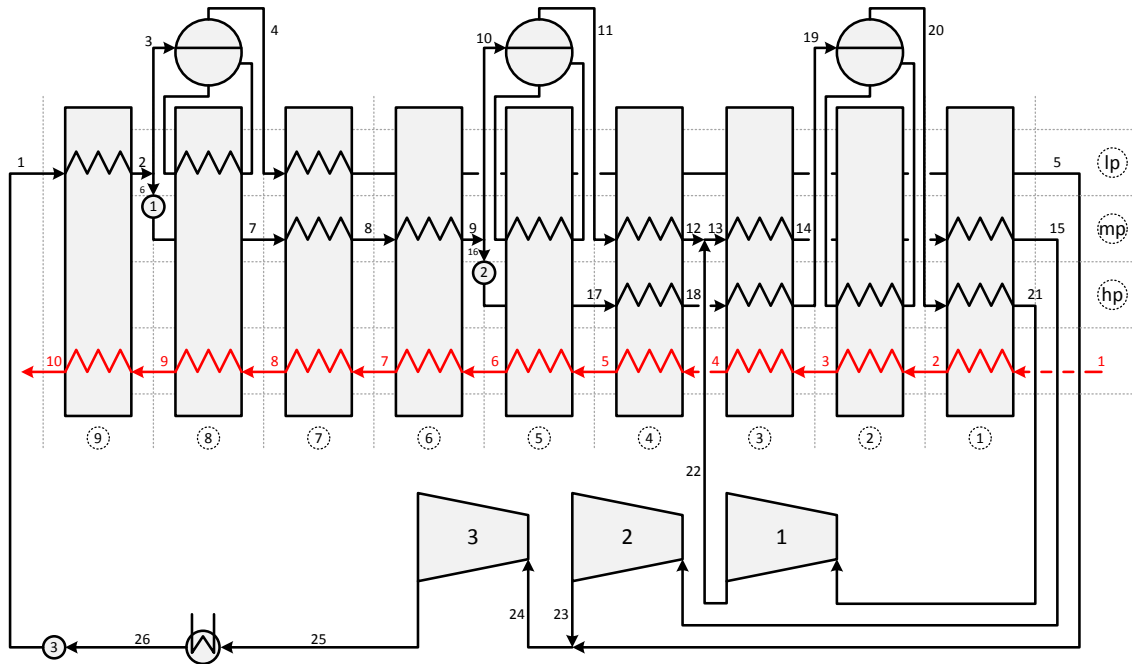


Figura 2.16. Configuración propuesta por Franco (2006).

A continuación, en la Tabla 2.5 se definen los sets, subset y ecuaciones correspondientes a las propiedades termodinámicas para el nuevo caso de estudio.

Tabla 2.5. Restricciones que conforman el modelo de validación.

Calculo de las Propiedades Termodinámicas (Grupo 1)	Balances de materia, energía y ecuaciones de diseño de los equipos (Grupo 2)
$i = \{1 \text{ a } 9\}$ $j = \{hp, mp, lp\}$ $a, b, c, d \text{ y } e = \{1 \text{ a } 26\}$ $LIQ = \{1 \text{ a } 3, 6 \text{ a } 10, 16 \text{ a } 19, 26\}$ $VAP = \{4 \text{ a } 5, 11 \text{ a } 15, 20 \text{ a } 24\}$ $TIT = \{25\}$ $pl = \{hp, mp, lp, cond\}$ $PRESS = \{17.hp \text{ a } 21.hp, 7.mp \text{ a } 16.mp, 22.mp, 1.lp \text{ a } 6.lp, 23.lp \text{ a } 24.lp, 25.cond, 26.cond\}$ Propiedades del gas: Ecuación (2.1). Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).	En este caso, por tratarse de turbinas sin extracción, se define el siguiente subset ST. $ST = \{1.21.22, 2.15.23, 3.24.25\}$ Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.18). Debido a la presencia de equipos en paralelo, en el subset HE aparecerán más de un equipo por sección. $HE = \{1.hp.20.21, 2.hp.19.20, 3.hp.18.19, 4.hp.17.18, 1.mp.14.15, 3.mp.13.14, 4.mp.11.12, 5.mp.10.11, 6.mp.8.9, 7.mp.7.8, 7.lp.4.5, 8.lp.3.4, 9.lp.1.2\}$ $EV = \{2, 5, 8\}$ Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34). $COND = \{1.24.25\}$ Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36) $PUMP = \{1.6.7, 2.16.17, 3.26.1\}$ Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44) $MX_{21} = \{12.22.13, 23.5.24\}$ Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49). $SP_{12} = \{2.3.6, 9.10.16\}$

Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)

Variables de área y potencia total: Ecuaciones (2.52) y (2.53).

Como se mencionó anteriormente, el desaireador no forma parte del sistema por lo que las ecuaciones que lo representan no son incluidas.

Con todas las definiciones anteriores ya queda formulado el modelo que representa al ciclo presentado en Franco (2006). La Tabla 2.6 muestra los valores numéricos de cada uno de los parámetros y cotas adoptadas para este problema según lo propuesto en el trabajo original de Franco (2006). De manera de obtener información comparable sobre el área de intercambio de calor, los coeficientes de intercambio de calor son los mismos a los considerados anteriormente en la Tabla 2.1.

Tabla 2.6. Parámetros y cotas consideradas para el modelo de validación.

Parámetros		Cotas	
Símbolo	Valor	Símbolo	inferior / superior
$Pinch$	10 K	Pr_{lp}	1 bar / 10 bar
Ap	0 K	Pr_{mp}	10 bar / 60 bar
Pr_{cond}	0.173350 bar	Pr_{hp}	110 bar / 170 bar
η^{st}	0.9	Tg	348.15 K / 778.15 K
η^{pump}	0.75		
AF	48.2357		
mg	445.4 kg/s		
Tg_1	778.15 K		
U (economizadores)	42.6 W/m ² K		
U (evaporadores)	43.7 W/m ² K		
U (sobrecalentadores)	50 W/m ² K		
U (condensador)	3403 W/m ² K		

2.6.2.1 Función objetivo y resultados

Como se trata de la verificación del modelo, se propone como función objetivo minimizar el cuadrado de la diferencia entre las variables del modelo aquí propuesto con su correspondiente valor reportado por Franco (2006), según se expresa a continuación:

$$\text{minimizar } z = \sum_{a \in MK} (m_a - m_a^*)^2 + \sum_{a \in PK} (P_a - P_a^*)^2 + \sum_{a \in TK} (T_a - T_a^*)^2$$

Sujeto a:

Restricciones definidas en la Tabla 2.5

Los subconjuntos MK, PK y TK contienen la información de las corrientes de agua en las que el flujo másico, presión y temperatura es informado por Franco (2006) y son sometidas a ajuste. El parámetro que incluye el asterisco como superíndice (m^* , P^* y T^*) corresponde al flujo másico, presión y temperatura informada por Franco (2006). A continuación se detallan dichos subconjuntos.

$$MK = \{4, 11, 20\}$$

$$PK = \{4, 11, 20\}$$

$$TK = \{5, 8, 12, 21, 15, 18, 13, 14\}$$

La Tabla 2.7 compara los valores de las propiedades de las corrientes del ciclo de vapor junto con su valor informado y el correspondiente error porcentual cometido. También se resalta con subrayado las variables que fueron sometidas a ajuste. De acuerdo a los errores porcentuales reportados para todas las variables se concluye que el modelo implementado predice satisfactoriamente las soluciones reportadas por otros autores, en este caso por Franco (2006).

Tabla 2.7. Comparación de corrientes del ciclo de vapor (modelo de Franco (2006) vs modelo propuesto).

#	Franco (2006)			Modelo Propuesto			Error %		
	P [bar]	T [K]	m [kg/s]	P [bar]	T [K]	m [kg/s]	P [bar]	T [K]	m [kg/s]
1	6	330.15	59.41	6	330.15	59.42	0.00%	0.00%	0.02%
2	6	432.05	59.41	6	431.98	59.42	0.00%	0.02%	0.02%
3	6	432.05	13.62	6	431.98	13.62	0.00%	0.02%	0.00%
4	6	432.05	13.62	<u>6</u>	431.98	<u>13.62</u>	0.00%	0.02%	0.00%
5	6	501.15	13.62	6	<u>501.15</u>	13.62	0.00%	0.00%	0.00%
8	53	501.15	45.79	54.39	<u>501.15</u>	45.80	2.62%	0.00%	0.02%
10	53	540.75	15.33	54.39	542.40	15.35	2.62%	0.31%	0.13%
11	53	540.75	15.33	<u>54.39</u>	542.40	<u>15.35</u>	2.62%	0.31%	0.13%
12	53	603.15	15.33	54.39	<u>603.44</u>	15.35	2.62%	0.05%	0.13%
13	53	603.15	45.79	54.39	<u>602.27</u>	45.80	2.62%	0.15%	0.02%
14	53	624.95	45.79	54.39	<u>624.95</u>	45.80	2.62%	0.00%	0.02%
15	53	768.15	45.79	54.39	<u>768.15</u>	45.80	2.62%	0.00%	0.02%
18	169	603.15	30.46	168.52	<u>603.15</u>	30.45	0.28%	0.00%	0.03%
19	169	624.95	30.46	168.52	624.73	30.45	0.28%	0.04%	0.03%
20	169	624.95	30.46	<u>168.52</u>	624.73	<u>30.45</u>	0.28%	0.04%	0.03%
21	169	768.15	30.46	168.52	<u>768.15</u>	30.45	0.28%	0.00%	0.03%
22	53	603.15	30.46	54.39	601.68	30.45	2.62%	0.24%	0.03%
25	0.17	0.9	59.41	0.17	0.899	59.42	0.00%	0.11%	0.02%
26	0.17	330.15	59.41	0.17	330.15	59.42	0.00%	0.00%	0.02%

En la Tabla 2.8 se muestran las temperaturas de las corrientes de gas junto con su valor informado y el correspondiente error porcentual cometido.

Tabla 2.8. Comparación de las corrientes de gas (modelo de Franco (2006) vs modelo propuesto).

	Franco (2006)	Modelo Propuesto	Error %
#	T_g [K]	T_g [K]	%
1	778.15	778.15	0.00%
2	702.65	704.48	0.26%
3	651.15	652.68	0.24%
4	634.95	636.67	0.27%
5	607.85	610.03	0.36%
6	558.15	560.72	0.46%
7	540.85	542.31	0.27%
8	508.35	509.52	0.23%
9	450.35	451.51	0.26%
10	395.65	398.50	0.72%

Los valores reportados en las Tablas 2.9, 2.10 y 2.11, corresponden al resto de las variables del problema y se incluye el error cometido en caso que se conozca el valor informado por Franco (2006).

Tabla 2.9. Variables más representativas del problema.

W^{total} [MW]	63.0263
A^{total} [$\times 10^3$ m ²]	110.2892

Tabla 2.10. Equipos que consumen o generan potencia.

Equipo	W [MW]
ST 1	8.3072
ST 2	24.329
ST 3	31.365
PUMP 1	0.3252
PUMP 2	0.6028
PUMP 3	0.0469

Tabla 2.11. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (modelo de Franco (2006) vs modelo propuesto).

		Modelo propuesto			Franco (2006)	
		Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{m}^2$]	Q [MW]	Error
Economizadores	9.lp	25.6345	38.8493	15.4893	26.24	2.31%
	7.mp	14.1097	57.4312	5.7671	14.14	0.21%
	6.mp	9.1541	28.2002	7.62	8.59	6.57%
	4.hp	10.1898	48.5802	4.9238	10.5	2.95%
	3.hp	5.1937	30.6521	3.9775	5.09	2.04%
Evaporadores	8.lp	28.4064	41.8824	15.5204	28.39	0.06%
	5.mp	24.7026	37.6191	15.0263	24.86	0.63%
	2.hp	26.449	49.3287	12.2695	26.29	0.60%
Sobrecalentadores	7.lp	2.1107	57.4312	0.735	1.95	8.24%
	4.mp	3.2615	48.3905	1.348	3.16	3.21%
	3.mp	2.9278	30.948	1.8921	3.12	6.16%
	1.mp	16.2333	32.8958	9.8695	17.24	5.84%
	1.hp	21.8568	32.9529	13.2655	21.86	0.01%
Condensador	cond	126.3105	14.358	2.5851	-	-

Para finalizar la presentación de los resultados, la Figura 2.17 muestra el diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución obtenida.

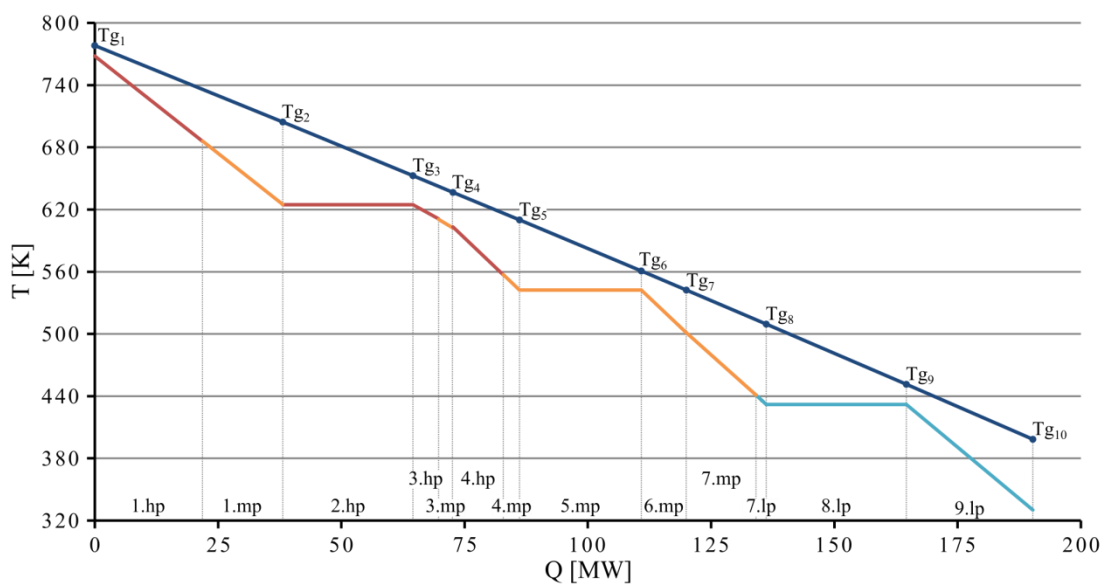


Figura 2.17. Diagrama “T vs Q” del problema de validación (Figura 2.16).

Por último, la Tabla 2.12 resume las estadísticas del modelo implementado en GAMS.

Tabla 2.12. Estadísticas principales del modelo de validación.

Estadísticas	Valor	Observaciones
Variables	156	16 bloques
Ecuaciones	196	33 bloques
CONOPT (NLP)		
Tiempo de resolución	0.297 seg	
Iteraciones	70	

2.7 Conclusión del capítulo

En este capítulo se presentaron los principales lineamientos sobre la manera en que se propone modelar convenientemente cada uno de los equipos y procesos en general, identificando y definiendo cada uno de los elementos del modelo matemático comenzando por la definición de los distintos conjuntos y subconjuntos sobre los cuales se expresan los balances de materia, energía y cálculo de dimensiones, la declaración de los parámetros del modelo como así también la identificación de las variables de optimización correspondiente a cada uno de los equipos (turbina de gas, turbinas de vapor en sus diferentes tipos (con/si extracción) , bombas, intercambiadores, entre otros). Por conveniencia para la presentación de los capítulos siguientes, se propuso dividir a las ecuaciones del modelo matemático y agruparlas en tres grandes grupos, según se describe a continuación:

- **Grupo 1:** incluye las ecuaciones relacionadas con el cálculo de las propiedades termodinámicas de todas las corrientes de proceso.
- **Grupo 2:** incluye las ecuaciones asociadas a los balances de materia, energía y al diseño de cada uno de los equipos involucrados.
- **Grupo 3:** incluye las ecuaciones utilizadas para representar las distintas alternativas de interconexión de los equipos.

Este capítulo es la base para presentar los modelos matemáticos de los capítulos siguientes ya que las ecuaciones del **Grupo 1** y **Grupo 2** no variarán con el desarrollo de la tesis. Los modelos presentados a lo largo de la tesis se diferenciarán principalmente entre sí por las ecuaciones incluidas en el **Grupo 3**, relacionadas con decisiones discretas.

Una vez presentado el modelo matemático para un ciclo combinado de tres niveles de presión, se procedió a resolver el problema de diseño óptimo, esto es, se determinó las condiciones de operación y dimensiones de cada uno de los equipos que implican el mínimo consumo de combustible y que satisfaga una generación mínima de potencia neta de 350 MW. Luego, se resolvió otro problema de diseño óptimo pero ahora con el fin de verificar los resultados predichos por el modelo con resultados presentados por otros autores, precisamente por Franco (2006). Para una correcta verificación se debió modificar ligeramente la configuración del proceso propuesta inicialmente para poder considerar exactamente la configuración propuesta por Franco (2006). Una vez realizadas esas pequeñas modificaciones en el modelo, se propuso minimizar la suma de las diferencias al cuadrado entre los valores informados y los respectivos en el modelo.

La comparación de los resultados obtenidos y los reportados por Franco (2006) permitieron concluir que el modelo propuesto predice satisfactoriamente los resultados.

El modelo propuesto no solo es útil para abordar problemas de “*diseño óptimo*”, sino para ser utilizada también como un simulador con las mismas características que pueden presentar simuladores específicos como por ejemplo GateCycle y CCGT Simulator, entre otros.

No obstante, si se pretende abordar el problema de “*síntesis y el diseño óptimo*” e investigar nuevas configuraciones posibles se necesita plantear una superestructura que contenga todas las posibilidades de configuración. Precisamente, este tipo de modelo es el que se abordará en el próximo capítulo.

Capítulo 3

Síntesis y Diseño Óptimo de un Ciclo Combinado de Generación de Potencia (Configuración variable)

3.1 Introducción

En el capítulo anterior se presentó a modo de ejemplo la aplicación del modelo desarrollado para resolver el caso más simple de los problemas de optimización que se presentarán en esta tesis, esto es, el diseño óptimo de un ciclo combinado asumiendo conocida la configuración a nivel de equipos (número de equipos y sus interconexiones).

El objetivo de este capítulo es extender el modelo de optimización presentado en el capítulo anterior a un nuevo modelo matemático en el que la configuración interna del recuperador de calor sea considerada como una variable más de optimización para poder así abordar el problema de “*síntesis y diseño óptimo*” de ciclos combinados.

Para esto, se propuso extender el modelo presentado anteriormente a un modelo de optimización basado en una “superestructura” de configuraciones según se ilustra en la Figura 3.1 y a partir de la cual, proponiendo una selección/eliminación ordenada de los intercambiadores de calor, se logre obtener la configuración óptima del ciclo combinado, en particular en este capítulo, la de la caldera de recuperación de calor (HRSG).

Básicamente y de acuerdo a la clasificación de grupo de ecuaciones establecida en el Capítulo 2, los dos grupos de ecuaciones correspondientes al cálculo de las propiedades termodinámica de las corrientes y las relacionadas con los balances de materia, energía y de diseño de los equipos son exactamente las mismas a las presentadas en el capítulo anterior. Sin embargo, la principal diferencia entre los modelos que se presentarán en este capítulo y el modelo presentado en el capítulo anterior está dada por el tercer grupo de ecuaciones relacionadas con las interconexiones de los equipos; en un modelo las interconexiones son fijas (Capítulo 2) y en los otros se las consideran variables (Capítulo 3).

La selección de los equipos se realiza mediante el empleo de variables binarias (0-1) en que el valor 1 denota la selección de dicho equipo (forma parte de la solución) y el valor 0 indica que el equipo no es seleccionado (no forma parte de la solución). En la Figura 3.1, los intercambiadores de las secciones que se encuentran ilustrados en color blanco (1, 2, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12 y 13) al igual que las bombas (1 a 9) representan equipos cuya existencia está condicionada por una variable binaria. Por otro lado, los equipos que se encuentran en color gris (evaporadores, turbinas, etc.) no están asociados a ninguna variable de decisión ya que siempre formarán parte de la solución.

La posición relativa de los evaporadores en el HRSG (secciones 3, 7 y 11) siempre es la misma. Es decir, los evaporadores se ordenan de mayor a menor presión ubicando el nivel máximo en la zona de gases calientes (entrada del gas). Los equipos ubicados a sus alrededores son los que, al ser elegidos o eliminados, determinan la configuración óptima del HRSG.

Para un mismo nivel de presión todos los equipos ubicados a la izquierda del evaporador representan economizadores y a su derecha representan sobrecalentadores. Por lo cual, cada nivel de presión cuenta con diferentes equipos candidatos para calentar el líquido (economizadores) y otros para recalentar el vapor (sobrecalentadores).

Existen configuraciones en las que el vapor que abandona la turbina de alta presión retorna al recuperador de calor para ser nuevamente recalentado. Esta posibilidad se tiene en cuenta en la Figura 3.7 que ilustra una superestructura con retorno de vapor en la cual la ubicación del reingreso representa una decisión discreta.

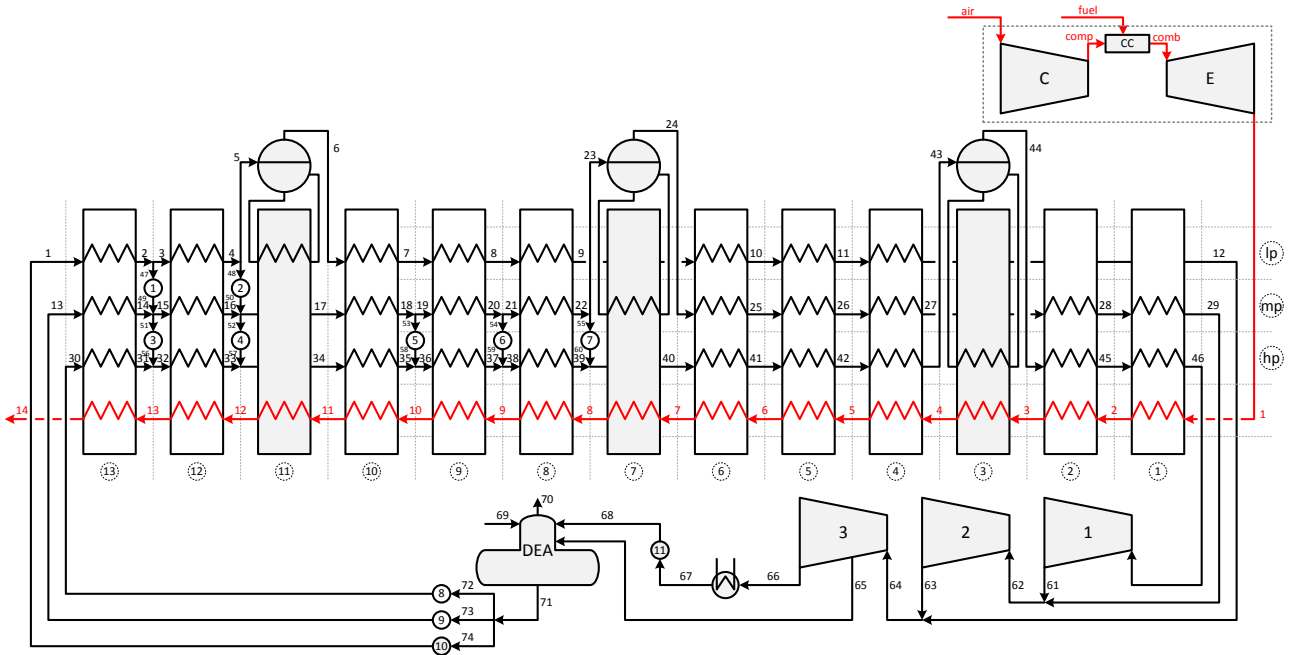


Figura 3.1. Superestructura propuesta para un ciclo combinado sin recalentamiento.

Continuando con el análisis de la superestructura, resulta interesante mencionar y advertir que la Figura 3.2 embebe, entre otras, a la configuración estudiada en el capítulo anterior (Figura 2.1) según se ilustra en la Figura 3.2. Como se puede observar, para obtener dicha configuración es necesario “eliminar” los equipos que en la Figura 3.2 aparecen en trazo de color gris.

También es importante destacar que al no seleccionar ninguno de los tres equipos candidatos en las secciones 1, 4, 8 y 12 de la Figura 3.2 los mismos “desaparecen” y el gas circula por las secciones sin modificar su temperatura. Las corrientes que aparecen en trazo gris no forman parte de la configuración óptima porque sus flujos son nulos, en este caso su eliminación se produce automáticamente a partir de los balances de materia y energía sin la necesidad de utilizar una variable binaria.

A continuación, se presentarán dos modelos matemáticos: uno que no considera recalentamiento de vapor y que se utilizará en el Capítulo 6 referido a la síntesis y diseño de sistemas de utility y otro que sí lo considera y se lo utilizará en el Capítulo 5 referido a la síntesis y diseño de una planta de captura de CO₂ acoplada a ciclos combinados.

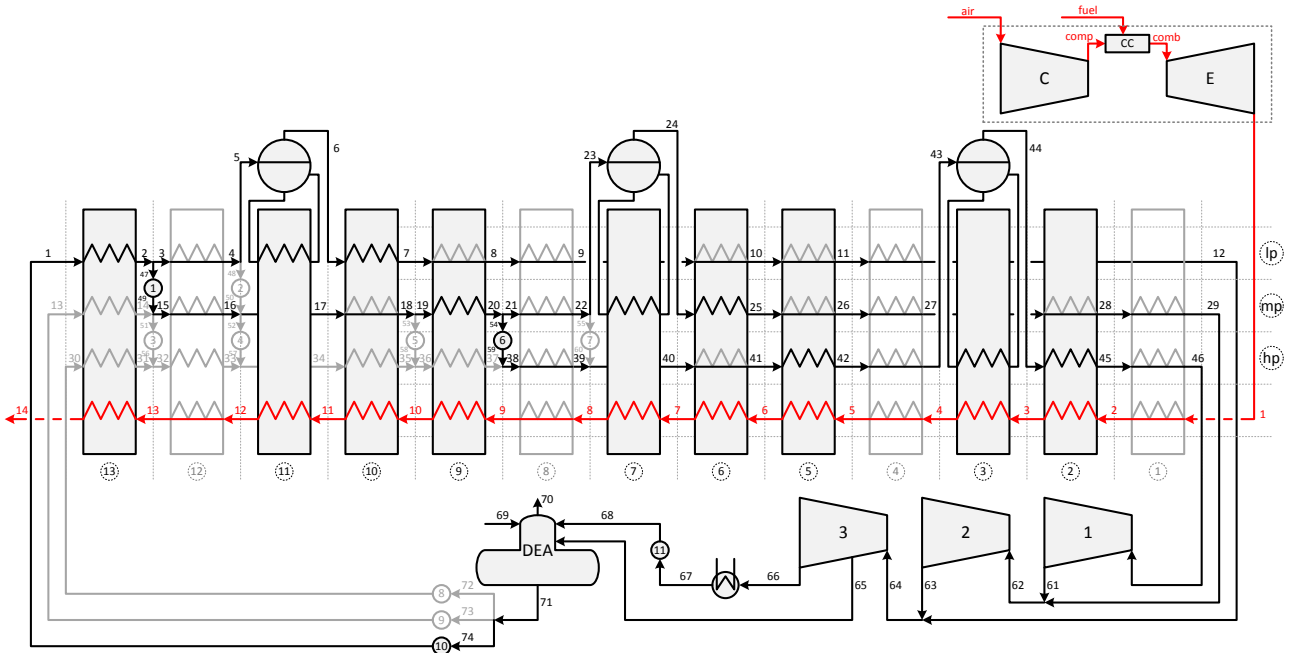


Figura 3.2. Representación en la superestructura de la configuración propuesta en el Capítulo 2.

3.2 Síntesis del recuperador de calor de un ciclo combinado operando con tres niveles de presión sin considerar recalentamiento de vapor

Las ecuaciones correspondientes a los balances de materia y energía en este nuevo modelo son las mismas presentadas en el capítulo anterior. Por lo tanto, aquí solo se deben definir los nuevos sets, subset y grupos de ecuaciones correspondientes a los equipos propuestos según la configuración adoptada en la Figura 3.1.

Como se mencionó, para representar estructuras validas del recuperador de calor se deben seleccionar/eliminar equipos mediante decisiones discretas. Por tal motivo, se definen las siguientes variables binarias:

$$x_{i,j} \begin{cases} 1: \text{Existe el intercambiador ubicado en la sección } i \text{ y nivel de presión } j \\ 0: \text{No existe el intercambiador ubicado en la sección } i \text{ y nivel de presión } j \end{cases}$$

$$y_n \begin{cases} 1: \text{Existe la bomba } n \\ 0: \text{No existe la bomba } n \end{cases}$$

3.2.1 Selección/eliminación de los intercambiadores de calor

Las ecuaciones (3.1) y (3.2) permiten seleccionar/eliminar los intercambiadores de calor de la superestructura de la Figura 3.1. Como se han establecido tres niveles de presión en el HRSG, las ecuaciones (3.1) y (3.2) no aplican para las secciones de los evaporadores ($i = 3, 7$ y 11). Es decir, los evaporadores de las secciones 3, 7 y 11 siempre existen. El evaporador de mayor presión se

ubica cerca de los gases calientes y el de menor presión cerca de los gases más fríos. La eliminación de los equipos intermedios es la que permite obtener como resultado la configuración final.

$$Q_{i,j} \leq x_{i,j} |Q_{i,j}|_{up} \quad \forall i, j \in HE / i \notin EV \quad (3.1)$$

$$Q_{i,j} \geq x_{i,j} |Q_{i,j}|_{lo} \quad \forall i, j \in HE / i \notin EV \quad (3.2)$$

Las ecuaciones (3.1) y (3.2) obligan a que el intercambio de calor en el equipo del nivel j de la sección i sea nulo cuando el valor de la variable binaria $x_{i,j}$ es cero. Por lo cual se logra la eliminación del equipo y la corriente de agua que ingresa lo atraviesa sin sufrir modificaciones. En consecuencia, al eliminarse todos los intercambiadores de una sección la corriente de gas tampoco sufre modificaciones al salir de la sección, ya que por el balance de energía la temperatura de salida del gas resultará igual que la de entrada.

A fin de obtener configuraciones factibles que representen al HRSG, se debe realizar una eliminación ordenada de los equipos mediante relaciones entre las variables binarias. Las ecuaciones (3.3) y (3.4) imponen condiciones en la eliminación de los economizadores y sobrecalentadores de cada nivel de presión.

En los economizadores el fluido circulante (agua en estado líquido) hasta una temperatura cercana a la de saturación. Por lo tanto, se ubican a la izquierda de su correspondiente evaporador. El subset EC contiene todos los economizadores propuestos para cada nivel de presión y la ecuación (3.3) establece que cada nivel de presión del HRSG solo tendrá un único economizador.

$$\sum_{i \in EC} x_{i,j} = 1 \quad \forall j \quad (3.3)$$

En los sobrecalentadores el fluido circulante (vapor) se sobrecalienta, por lo que se ubican a la derecha de su correspondiente evaporador. De manera análoga, el subset SH contiene los sobrecalentadores propuestos para cada nivel de presión y la ecuación (3.4) establece que solo puede existir uno para cada nivel.

$$\sum_{i \in SH} x_{i,j} = 1 \quad \forall j \quad (3.4)$$

Las ecuaciones (3.3) y (3.4) son una primera aproximación en el diseño de la estructura. Sin ningún inconveniente pueden modificarse de manera de permitir más de un equipo por cada nivel de presión.

En la superestructura de la Figura 3.1 se observa que en las secciones diferentes a la de los evaporadores, el gas intercambia calor con varios equipos. Otra restricción importante a tener en

cuenta es la posibilidad de contar con equipos en paralelo. Nuevamente como primera aproximación, la ecuación (3.5) establece que solo puede existir a lo sumo un equipo por sección (no se permiten equipos en paralelo). Debe recordarse que en este apartado denotamos como “equipo” a los intercambiadores de calor propuestos en el HRSG.

$$\sum_{j \in HE} x_{i,j} \leq 1 \quad \forall i / i \notin EV \quad (3.5)$$

Un problema frecuente en este tipo de superestructuras es la presencia de soluciones equivalentes. Es decir, existen soluciones en donde a pesar que las variables adoptan valores diferentes, cuando se analiza la solución en su conjunto representan una misma estructura o configuración. Por ejemplo, al analizar el recorrido del gas en la estructura de la Figura 3.3 se observa que es equivalente a la de la Figura 3.2, por lo tanto ambas situaciones representan soluciones equivalentes. Desde el punto de vista del costo computacional, es muy importante evitar que esto suceda para que el algoritmo de optimización evite continuar la búsqueda de soluciones que ya fueron analizadas en otra estructura equivalente y así poder encontrar la solución óptima en menos tiempo de cómputo y menor número de iteraciones.

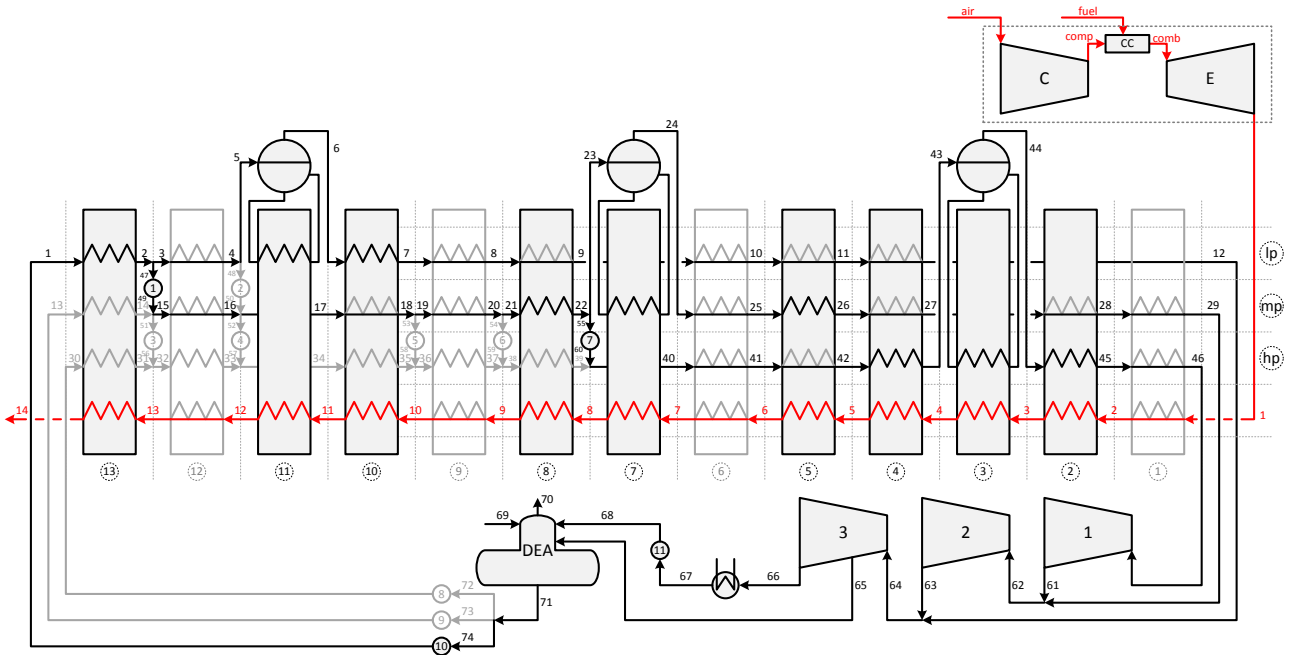


Figura 3.3. Estructura equivalente a la de la Figura 3.2.

Para ilustrar la forma en que se evitan soluciones equivalentes, se tomará como ejemplo las secciones 4, 5 y 6. En la Figura 3.4 se presenta una estructura en la que se ha seleccionado solamente un equipo. Si se analizan las figuras a, b y c se observa que las tres representan el mismo fenómeno, ya que el gas caliente intercambia calor con un equipo del nivel de baja presión. Sin

embargo, las temperaturas de las corrientes son distintas y las variables binarias asociadas también lo son.

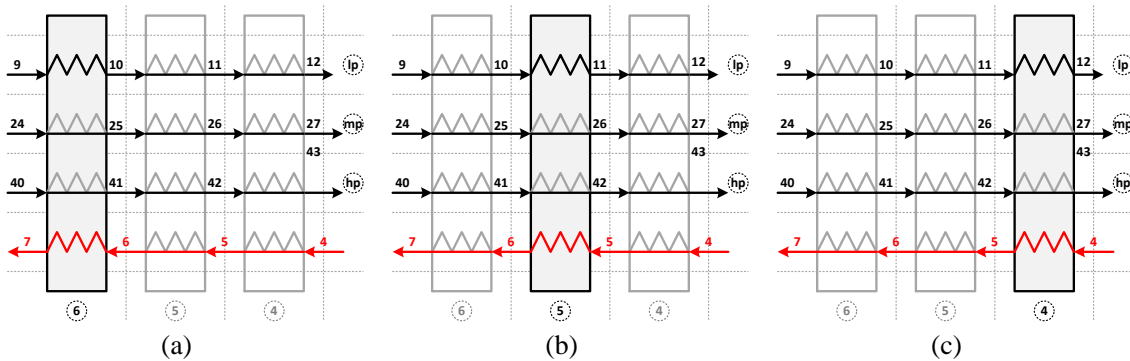


Figura 3.4. Soluciones equivalentes cuando se selecciona solamente un equipo.

Continuando con lo anterior, en la Figura 3.5 se presenta un caso en donde se seleccionan solo dos equipos para las secciones analizadas (4, 5 y 6).

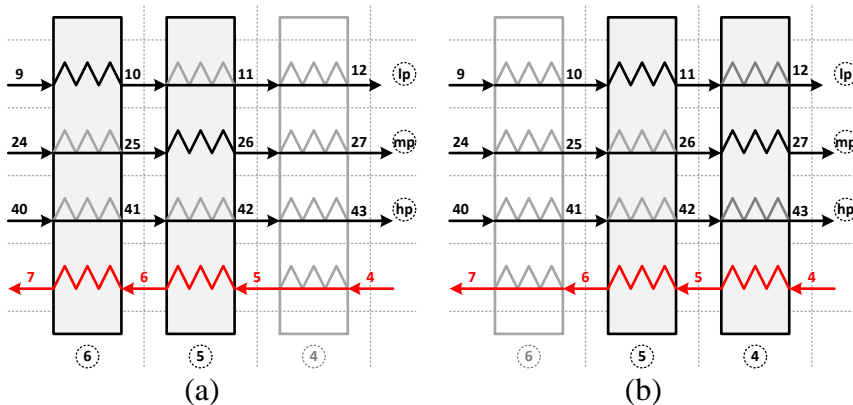


Figura 3.5. Soluciones equivalentes cuando se seleccionan dos equipos.

Nuevamente, ambas posibilidades son soluciones factibles del problema pero representan el mismo fenómeno. El gas caliente intercambia calor primero con un equipo del nivel de media y luego con el de baja. Lo mismo ocurre si los equipos seleccionados fueran otros (dos) distintos.

Por último, en la Figura 3.6 se observa que para el caso en que se seleccionen tres equipos no hay un problema de soluciones equivalentes. Aquí las diferentes posibilidades representan diferentes formas en las que el gas intercambia calor con el agua.

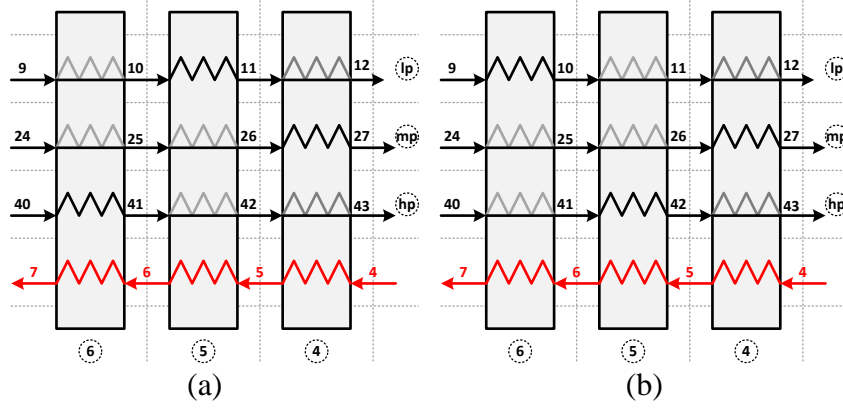


Figura 3.6. Selección de tres equipos, no existen soluciones equivalentes.

Para solucionar este problema y evitar la repetitividad de soluciones enteras se agregan las restricciones (3.6) a (3.10) que representan una eliminación ordenada de los equipos en las secciones diferentes a la de los evaporadores. Se trata de ecuaciones lógicas que obligan a que los equipos se sitúen de izquierda a derecha; o de manera equivalente, que se eliminen de derecha a izquierda. Siguiendo el ejemplo anterior, una vez que exista algún equipo en la sección 6 va a poder existir alguno en la 5.

Para facilitar el desarrollo de las restricciones se utilizan proposiciones lógicas que luego mediante los denominados “Basic Step” son transformadas en ecuaciones algebraicas. La variable booleana $X_{i,j}$ representa la existencia del equipo situado en el nivel j de la sección i .

La proposición lógica (L.3.1) establece que si no existe ningún equipo de los tres niveles en la sección i entonces tampoco existe ninguno en la sección anterior ($i-1$). Esto solo es válido para las secciones 13, 10, 9, 6 y 5 donde coexisten los tres niveles de presión y no están a la izquierda de un evaporador.

$$\neg(X_{i,lp} \vee X_{i,mp} \vee X_{i,hp}) \Rightarrow \neg(X_{i-1,lp} \vee X_{i-1,mp} \vee X_{i-1,hp}) \quad \forall i / i = 13, 10, 9, 6, 5 \quad (\text{L.3.1})$$

En primer lugar se reemplaza la implicancia por una negación y un “or” (ecuación (L.3.2))

$$\neg\neg(X_{i,lp} \vee X_{i,mp} \vee X_{i,hp}) \vee \neg(X_{i-1,lp} \vee X_{i-1,mp} \vee X_{i-1,hp}) \quad \forall i / i = 13, 10, 9, 6, 5 \quad (\text{L.3.2})$$

Se distribuyen las negaciones (ecuación (L.3.3))

$$(X_{i,lp} \vee X_{i,mp} \vee X_{i,hp}) \vee (\neg X_{i-1,lp} \wedge \neg X_{i-1,mp} \wedge \neg X_{i-1,hp}) \quad \forall i / i = 13, 10, 9, 6, 5 \quad (\text{L.3.3})$$

Finalmente se distribuye el “or” sobre el “and” y se llega a la forma normal conjuntiva (L.3.4)

$$(X_{i,lp} \vee X_{i,mp} \vee X_{i,hp} \vee \neg X_{i-1,lp}) \wedge (X_{i,lp} \vee X_{i,mp} \vee X_{i,hp} \vee \neg X_{i-1,mp}) \wedge (X_{i,lp} \vee X_{i,mp} \vee X_{i,hp} \vee \neg X_{i-1,hp}) \quad \forall i / i = 13, 10, 9, 6, 5 \quad (\text{L.3.4})$$

Cada término de la ecuación lógica (L.3.4) representa a una de las ecuaciones algebraicas que se detallan a continuación ((3.6) a (3.8)):

$$x_{i,lp} + x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,lp} \geq 1 \quad \forall i / i = 13, 10, 9, 6, 5 \quad (3.6)$$

$$x_{i,lp} + x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,mp} \geq 1 \quad \forall i / i = 13, 10, 9, 6, 5 \quad (3.7)$$

$$x_{i,lp} + x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,hp} \geq 1 \quad \forall i / i = 13, 10, 9, 6, 5 \quad (3.8)$$

Para las restantes secciones se realiza un procedimiento similar y se llega a las restricciones (3.9) y (3.10).

$$x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,mp} \geq 1 \quad \forall i / i = 2 \quad (3.9)$$

$$x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,hp} \geq 1 \quad \forall i / i = 2 \quad (3.10)$$

Las ecuaciones (3.3) a (3.10) realizan una eliminación ordenada de los equipos, no aplicándose para las secciones de los evaporadores ni para las situadas a su izquierda ($i = 1, 3, 4, 7, 8, 11$ y 12).

3.2.2 Selección/eliminación de bombas

La existencia de las bombas está determinada por el flujo másico que ingresa a las mismas. Es decir, si la corriente que ingresa a la bomba es nula ésta no existe. Esto se considera utilizando la variable binaria y_n definida anteriormente. Solo las primeras nueve bombas se asocian a una variable de decisión; las ecuaciones (3.11) a (3.14) establecen la selección de las bombas.

$$m_a \leq y_n |m_a|_{up} \quad \forall a, n \in PUMP / n \leq 9 \quad (3.11)$$

$$m_a \geq y_n |m_a|_{lo} \quad \forall a, n \in PUMP / n \leq 9 \quad (3.12)$$

Si el valor de la variable binaria y_l es cero las ecuaciones (3.11) y (3.12) obligan a que el flujo asociado sea nulo ($m_{47} = 0$); lo cual equivale a eliminar la bomba de la solución.

La alimentación a cada nivel de presión del HRSG puede provenir del desaireador (alimentación fresca) o de un nivel anterior. Mediante las siguientes restricciones se pretende que cada nivel de presión sea alimentado por el desaireador o por el nivel de presión anterior. La ecuación (3.13) corresponde a la selección de una única bomba como alimentación del nivel de media presión y de manera similar la ecuación (3.14) para alta presión.

$$y_1 + y_2 + y_9 = 1 \quad (3.13)$$

$$y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8 = 1 \quad (3.14)$$

Existe una relación entre los intercambiadores de calor y las bombas que se introducen mediante las restricciones (3.15) y (3.16). Estas ecuaciones evitan la presencia de soluciones equivalentes respecto de la selección de las bombas.

Como primer criterio se establece que si no existe el economizador que alimenta a la bomba, ésta no existe (L.3.5). Con esta proposición se logra que en caso de elegir una alimentación desde un nivel de presión inferior se haga desde la bomba más cercana al economizador del que proviene el fluido. La variable booleana Y_n representa la existencia de la bomba n . El subset NHNP relaciona el economizador i,j con la bomba n (que se anula al no existir el economizador).

$$\neg X_{i,j} \Rightarrow \neg Y_n \quad \forall i, j, n \in NHNP \quad (L.3.5)$$

Al desarrollar la proposición (L.3.5) se obtiene la ecuación (3.15).

$$x_{i,j} + 1 - y_n \geq 1 \quad \forall i, j, n \in NHNP \quad (3.15)$$

El segundo criterio establece que si existe un determinado economizador, no existen las bombas posteriores a él en el nivel de presión anterior (L.3.6). El subset HNP relaciona el intercambiador i,j con la bomba n (que se anula al existir el economizador).

$$X_{i,j} \Rightarrow \neg Y_n \quad \forall i, j, n \in HNP \quad (L.3.6)$$

Nuevamente, se desarrolla la proposición (L.3.6) y se obtiene la ecuación (3.16).

$$1 - x_{i,j} + 1 - y_p \geq 1 \quad \forall i, j, p \in HNP \quad (3.16)$$

Las ecuaciones (3.1) a (3.16) realizan una eliminación ordenada de los intercambiadores de calor y de las bombas del proceso.

3.3 Síntesis del recuperador de calor de un ciclo combinado operando con tres niveles de presión considerando recalentamiento de vapor

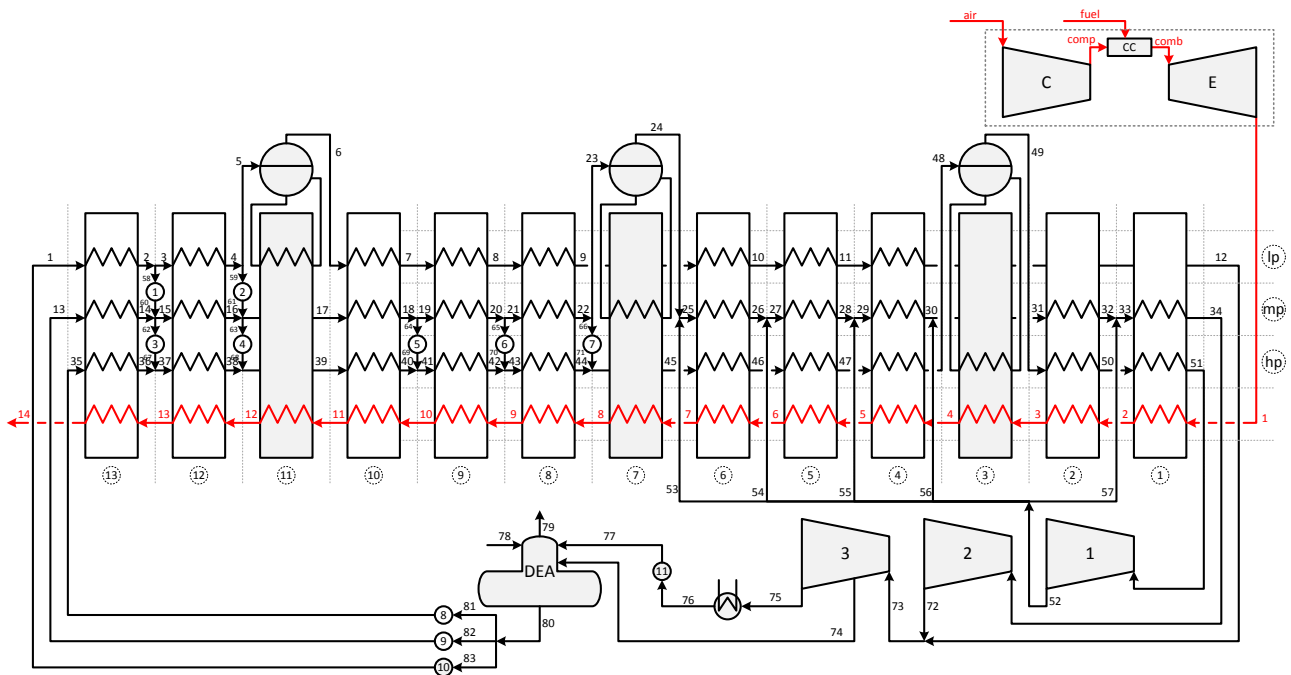


Figura 3.7. Superestructura propuesta para un ciclo combinado con recalentamiento.

En la Figura 3.7 se observa la superestructura planteada para un ciclo de tres niveles de presión con recalentamiento. La diferencia con la superestructura anterior (Figura 3.1) es que ahora se debe decidir por donde retorna el vapor proveniente de la turbina de alta presión (Turbina 1). La configuración propuesta por Rovira (2015) (Figura 3.8) es un ejemplo embebido en esta superestructura.

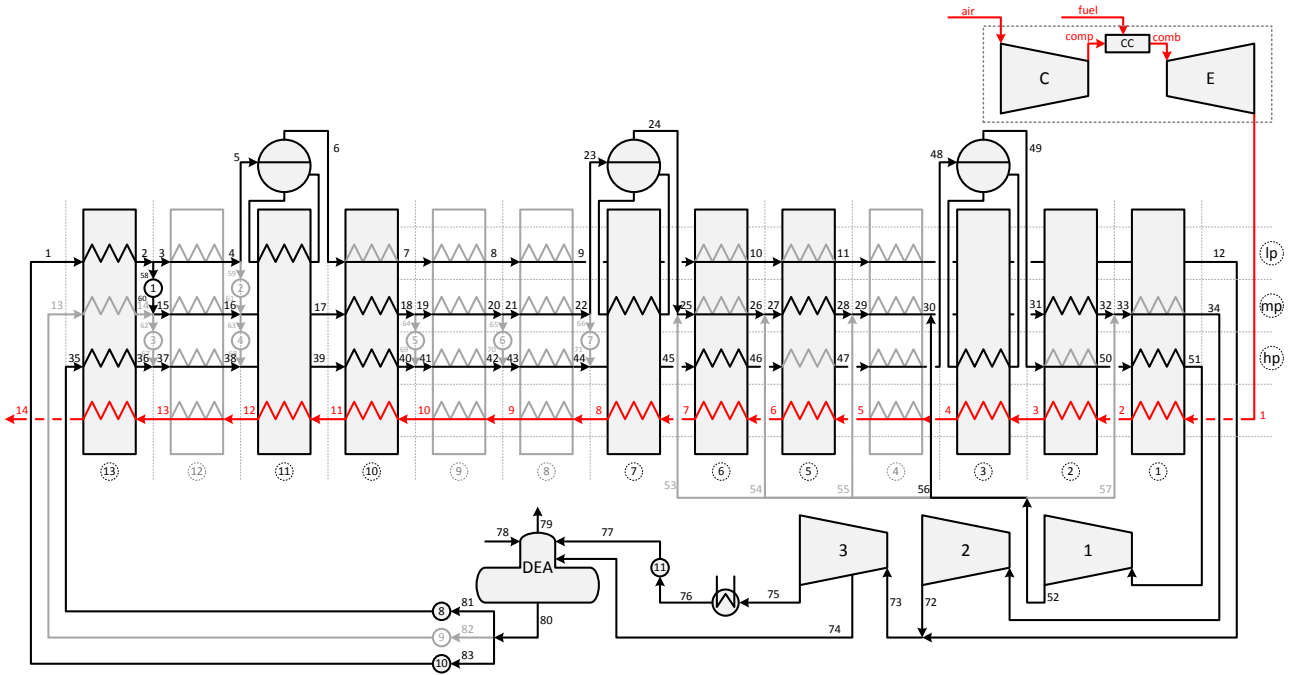


Figura 3.8. Diagrama propuesto por Rovira representado en la superestructura.

Los balances de materia y energía se plantean nuevamente definiendo los sets, subset y conjunto de ecuaciones correspondientes a los equipos presentes siguiendo el flowsheet de la Figura 3.7.

Para este modelo, se agrega como variable de decisión el lugar por el que ingresa la corriente de recalentamiento. Por lo tanto, se define la variable binaria z_a que selecciona el lugar de entrada del recalentamiento.

$$z_a \begin{cases} 1: \text{el recalentamiento ingresa a través de la corriente } a \\ 0: \text{el recalentamiento no ingresa a través de la corriente } a \end{cases}$$

3.3.1 Selección del ingreso de vapor para recalentamiento

Las ecuaciones (3.17) y (3.18) anulan el flujo de la corriente de recalentamiento si el valor de la variable z_a adopta el valor discreto de 0 (cero). Si el valor de la variable binaria z_a es 1 el valor del flujo variará entre un valor de cota mínima y máxima. Como se observa en la superestructura de la Figura 3.7 las corrientes candidatas para el ingreso de vapor van de la 53 a la 57.

$$m_a \leq z_a |m_a|_{up} \quad \forall a / 53 \leq a \leq 57 \quad (3.17)$$

$$m_a \geq z_a |m_a|_{lo} \quad \forall a / 53 \leq a \leq 57 \quad (3.18)$$

La primera restricción lógica establece que el recalentamiento solo puede ingresar por una de las corrientes candidatas (ecuación (3.19)).

$$\sum_{a=53}^{57} z_a = 1 \quad (3.19)$$

Las restantes ecuaciones discretas que realizan el proceso de eliminación son idénticas a las del modelo de síntesis anterior (sin recalentamiento) solo que se sustituye la ecuación (3.4) por las ecuaciones (3.20) a (3.22).

Para los niveles de presión diferentes al de media presión solo puede existir un sobrecalentador (ecuación (3.20)).

$$\sum_{i \in SH} x_{i,j} = 1 \quad \forall j / j \neq mp \quad (3.20)$$

Para el nivel de media presión, que es el nivel en que se produce el recalentamiento del vapor proveniente de la turbina, pueden existir como máximo dos sobrecalentadores (ecuación (3.21)) y como mínimo uno (Ecuación (3.22)). Sin embargo, la existencia de los dos equipos está condicionada por las ecuaciones (3.23) a (3.31) que representan diferentes situaciones de recalentamiento.

$$\sum_{i \in SH} x_{i,j} \leq 2 \quad \forall j / j = mp \quad (3.21)$$

$$\sum_{i \in SH} x_{i,j} \geq 1 \quad \forall j / j = mp \quad (3.22)$$

En la Figura 3.9 se observa un ejemplo de recalentamiento en el que la corriente de vapor saturado que abandona el evaporador de media (corriente #24) se sobrecalienta en el intercambiador de la posición “5.mp” y luego se mezcla con la corriente de recalentamiento (corriente #56). La corriente resultante (corriente #31) se sobrecalienta nuevamente en el equipo “2.mp” para alcanzar condiciones finales de salida (corriente #32). En este ejemplo existen dos sobrecalentadores en el nivel de media presión (nivel mp).

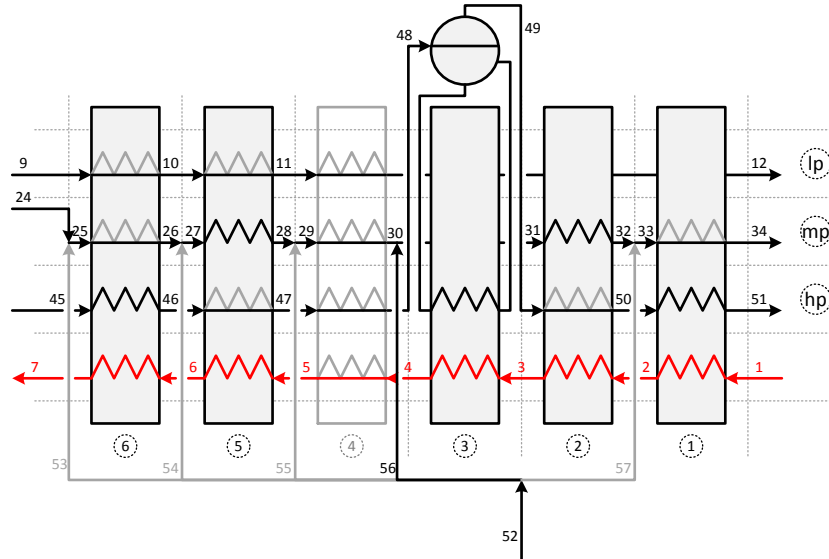


Figura 3.9. Ejemplo de ingreso de vapor para recalentamiento.

Otro caso se presenta en la Figura 3.10 en el cual el vapor saturado de media presión (corriente #24) se mezcla con la corriente de recalentamiento (corriente #56) y la mezcla de ambas (corriente #31) intercambia calor con el gas en el equipo “2.mp”. En este ejemplo solo existe un sobrecalentador en el nivel de media.

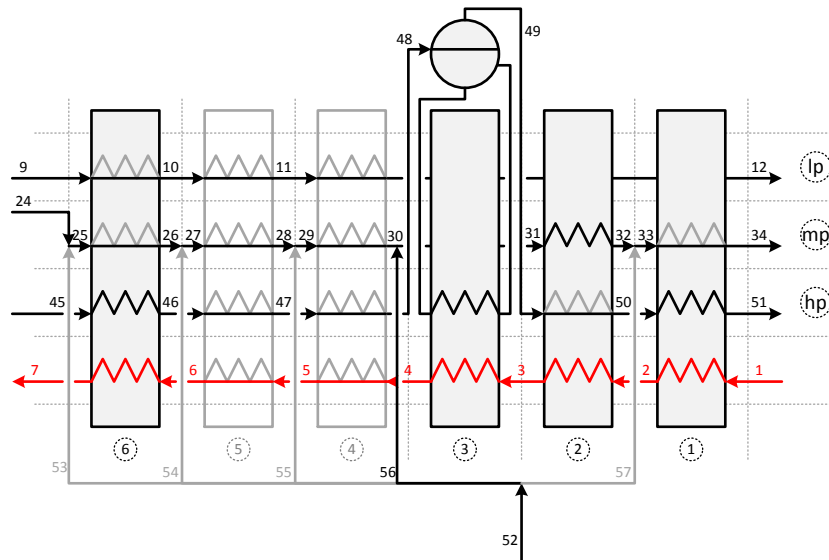


Figura 3.10. Ejemplo de ingreso de vapor para recalentamiento.

Por último, se presenta el caso de la Figura 3.11 que es el que se desea evitar. Aquí, el vapor saturado de media (corriente #24) se mezcla con la corriente de recalentamiento (corriente #54) y el producto (corriente #27) se sobrecalienta en el equipo “5.mp” y luego en el “2.mp”. Como se observa, existen dos sobrecalentadores pero ahora el flujo de vapor que se calienta es el mismo. Esta situación es equivalente a dividir el calentamiento de cualquiera de los sobrecalentadores de los diferentes niveles de presión.

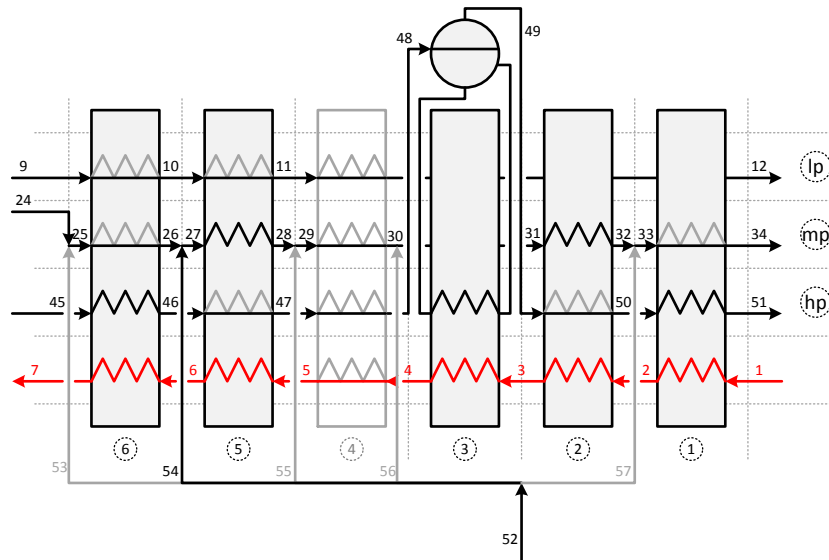


Figura 3.11. Ejemplo de ingreso de vapor para recalentamiento no deseado.

En síntesis, según los casos presentados respecto a los sobrecalentadores de media presión, se plantean las siguientes restricciones para las estructuras:

- Dos sobrecalentadores son posibles si se recalienta el vapor saturado en el primero y luego se recalienta la mezcla en el segundo (Ejemplo 1).
- Un único sobrecalentador es posible si solamente se recalienta la mezcla (Ejemplo 2).

Lo anterior, es una propuesta y sin ningún inconveniente puede ser eliminada del modelo.

Nuevamente, para facilitar el desarrollo de las restricciones discretas, éstas son realizadas a partir de proposiciones lógicas. Se define la variable booleana Z_a asociada la existencia del recalentamiento en la corriente a . Por otro lado, para facilitar el planteo de las ecuaciones se define el subset RH que relaciona una sección con la corriente de recalentamiento inmediatamente anterior que ingresa.

$$RH = \{6.53, 5.54, 4.55, 2.56, 1.57\}.$$

La proposición (L.3.7) establece que si existe el sobrecalentador de la posición “6.mp” y existe un sobrecalentador “ i .mp” a su derecha (i menor que 6) el recalentamiento ingresa por la corriente correspondiente a i . Es decir, si existen dos sobrecalentadores el primero recalientará al vapor saturado y previo al segundo ingresará el recalentamiento.

$$X_{6,mp} \wedge X_{i,mp} \Rightarrow Z_a \quad \forall i, a \in RH / i < 6 \quad (L.3.7)$$

Se reemplaza la implicancia por una negación y un “or” (L.3.8)

$$\neg(X_{6,mp} \wedge X_{i,mp}) \vee Z_a \quad \forall i, a \in RH / i < 6 \quad (L.3.8)$$

Se distribuye la negación (L.3.9) y se obtiene el CNF.

$$\neg X_{6,mp} \vee \neg X_{i,mp} \vee Z_a \quad \forall i, a \in RH / i < 6 \quad (\text{L.3.9})$$

La proposición (L.3.9) se transforma en la ecuación algebraica (3.23).

$$1 - x_{6,mp} + 1 - x_{i,mp} + z_a \geq 1 \quad \forall i, a \in RH / i < 6 \quad (3.23)$$

De manera similar debe plantearse la proposición (L.3.7) en las restantes secciones de recalentamiento para las que podría existir otro sobrecalentador a su derecha (5, 4 y 2). A partir de estas se obtienen las ecuaciones ((3.24) a (3.26)).

$$1 - x_{5,mp} + 1 - x_{i,mp} + z_a \geq 1 \quad \forall i, a \in RH / i < 5 \quad (3.24)$$

$$1 - x_{4,mp} + 1 - x_{i,mp} + z_a \geq 1 \quad \forall i, a \in RH / i < 4 \quad (3.25)$$

$$1 - x_{2,mp} + 1 - x_{1,mp} + z_{57} \geq 1 \quad (3.26)$$

La ecuación (3.26) no necesita ser indexada (por ser un único caso). Por su simplicidad es de utilidad para entender el comportamiento de la misma. Si existen los equipos de la posición “2.mp” y “1.mp” las variables $x_{2,mp}$ y $x_{1,mp}$ adoptan el valor de 1 (uno) y por lo tanto la variable binaria z_{57} deberá asumir también el valor discreto 1 (uno).

Continuando con el segundo caso, la proposición (L.3.10) establece que si existe el sobrecalentador “6.mp” y no existe ningún otro sobrecalentador “i.mp” a su derecha (i menores a seis) el recalentamiento ingresa por la corriente correspondiente a la sección seis (corriente #53).

$$X_{6,mp} \wedge \neg \left(\bigvee_{i < 6 \wedge i \neq 3} X_{i,mp} \right) \Rightarrow Z_{53} \quad (\text{L.3.10})$$

Se reemplaza la implicancia por una negación y un “or” (L.3.11)

$$\neg \left(X_{6,mp} \wedge \neg \left(\bigvee_{i < 6 \wedge i \neq 3} X_{i,mp} \right) \right) \vee Z_{53} \quad (\text{L.3.11})$$

Se distribuye la negación (L.3.12) y se obtiene el CNF.

$$\neg X_{6,mp} \vee \left(\bigvee_{i < 6 \wedge i \neq 3} X_{i,mp} \right) \vee Z_{53} \quad (\text{L.3.12})$$

Luego, (L.3.12) se transforma en la ecuación algebraica (3.27).

$$1 - x_{6,mp} + \left(\sum_{i < 6 \wedge i \neq 3} x_{i,mp} \right) + z_{53} \geq 1 \quad (3.27)$$

Un razonamiento similar se aplica para los demás sobrecalentadores de las secciones 5, 4, 2 y 1. Se obtienen de esta manera las ecuaciones (3.28) a (3.31).

$$1 - x_{5,mp} + \left(\sum_{i < 5 \wedge i \neq 3} x_{i,mp} \right) + z_{54} \geq 1 \quad (3.28)$$

$$1 - x_{4,mp} + \left(\sum_{i \leq 2} x_{i,mp} \right) + z_{55} \geq 1 \quad (3.29)$$

$$1 - x_{2,mp} + x_{1,mp} + z_{56} \geq 1 \quad (3.30)$$

$$1 - x_{1,mp} + z_{57} \geq 1 \quad (3.31)$$

A modo de ejemplo, analizamos las dos ecuaciones no indexadas ((3.30) y (3.31)). La ecuación (3.30) establece que si existe el sobrecalentador de la sección 2 ($x_{2,mp} = 1$) y no existe ninguno a su derecha ($x_{1,mp} = 0$) el recalentamiento ingresa por la corriente #56 ($z_{56} = 1$). Luego, como el equipo “1.mp” no tiene ninguno a su derecha, si este existe ($x_{1,mp} = 1$), por la ecuación (3.31) el recalentamiento ingresa por la corriente #57.

3.4 Casos de estudio

3.4.1 Implementación de los modelos de optimización de la configuración y diseño de un recuperador de calor perteneciente a un ciclo combinado sin y con recalentamiento

La construcción de cada modelo se divide en tres partes, las propiedades termodinámicas, los equipos presentes y la estrategia de selección/eliminación. Cada una de las partes contiene sets y subset que son definidos para conformar el sistema de ecuaciones que representa a las superestructuras de las Figuras 3.1 y 3.7. A continuación, cada una de las partes es presentada en forma detallada.

En la Tabla 3.1 se presentan los set, subset y ecuaciones que forman parte del modelo para la estimación de las propiedades termodinámicas de las corrientes en ambos casos.

Tabla 3.1. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones para las propiedades termodinámicas (**Grupo 1**).

Sin Recalentamiento	Con Recalentamiento
$i = \{1 \text{ a } 13\}$	$i = \{1 \text{ a } 13\}$
$j = \{\text{hp, mp, lp}\}$	$j = \{\text{hp, mp, lp}\}$
$a, b, c, d \text{ y } e = \{1 \text{ a } 74\}$	$a, b, c, d \text{ y } e = \{1 \text{ a } 83\}$
LIQ = $\{1 \text{ a } 5, 13 \text{ a } 23, 30 \text{ a } 43, 47 \text{ a } 60, 67 \text{ a } 69, 71 \text{ a } 74\}$	LIQ = $\{1 \text{ a } 5, 13 \text{ a } 23, 35 \text{ a } 48, 58 \text{ a } 71, 76 \text{ a } 78, 80 \text{ a } 83\}$
VAP = $\{6 \text{ a } 12, 24 \text{ a } 29, 44 \text{ a } 46, 61 \text{ a } 65, 70\}$	VAP = $\{6 \text{ a } 12, 24 \text{ a } 34, 49 \text{ a } 57, 72 \text{ a } 74, 79\}$
TIT = $\{66\}$	TIT = $\{75\}$
$pl = \{\text{hp, mp, lp, ext, cond, dea, dw}\}$	$pl = \{\text{hp, mp, lp, ext, cond, dea, dw}\}$
PRESS = $\{30.\text{hp a } 46.\text{hp}, 56.\text{hp a } 60.\text{hp}, 13.\text{mp a } 29.\text{mp}, 49.\text{mp } 55.\text{mp}, 61.\text{mp a } 62.\text{mp}, 1.\text{lp a } 12.\text{lp}, 47.\text{lp a } 48.\text{lp}, 63.\text{lp a } 64.\text{lp}, 65.\text{ext}, 66.\text{cond}, 67.\text{cond}, 68.\text{dea}, 70.\text{dea a } 74.\text{dea}, 69.\text{dw}\}$	PRESS = $\{35.\text{hp a } 51.\text{hp}, 67.\text{hp a } 71.\text{hp}, 13.\text{mp a } 34.\text{mp}, 52.\text{mp a } 57.\text{mp}, 60.\text{mp a } 66.\text{mp}, 1.\text{lp a } 12.\text{lp}, 58.\text{lp a } 59.\text{lp}, 72.\text{lp a } 73.\text{lp}, 74.\text{ext}, 75.\text{cond a } 76.\text{cond}, 77.\text{dea}, 79.\text{dea a } 83.\text{dea}, 78.\text{dw}\}$
Propiedades del gas: Ecuación (2.1).	Propiedades del gas: Ecuación (2.1).
Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).	Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).

En la Tabla 3.2 se detallan los set, subset y ecuaciones que corresponden a los balances de materia, energía y ecuaciones de diseño de los equipos que intervienen en ambos casos de estudio.

Tabla 3.2. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones para los balances y diseño (**Grupo 2**).

Sin Recalentamiento	Con Recalentamiento
Turbina de gas: Ecuaciones (2.11) a (2.15)	Turbina de gas: Ecuaciones (2.11) a (2.15)
ST = $\{1.46.61, 2.62.63\}$	ST = $\{1.51.52, 2.34.72\}$
STe = $\{3.64.65.66\}$	STe = $\{3.73.74.75\}$
Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.22)	Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.22).
HE = $\{4.\text{lp.11.12}, 5.\text{lp.10.11}, 6.\text{lp.9.10}, 8.\text{lp.8.9}, 9.\text{lp.7.8}, 10.\text{lp.6.7}, 11.\text{lp.5.6}, 12.\text{lp.3.4}, 13.\text{lp.1.2}, 1.\text{mp.28.29}, 2.\text{mp.27.28}, 4.\text{mp.26.27}, 5.\text{mp.25.26}, 6.\text{mp.24.25}, 7.\text{mp.23.24}, 8.\text{mp.21.22}, 9.\text{mp.19.20}, 10.\text{mp.17.18}, 12.\text{mp.15.16}, 13.\text{mp.13.14}, 1.\text{hp.45.46}, 2.\text{hp.44.45}, 3.\text{hp.43.44}, 4.\text{hp.42.43}, 5.\text{hp.41.42}, 6.\text{hp.40.41}, 8.\text{hp.38.39}, 9.\text{hp.36.37}, 10.\text{hp.34.35}, 12.\text{hp.32.33}, 13.\text{hp.30.31}\}$	HE = $\{4.\text{lp.11.12}, 5.\text{lp.10.11}, 6.\text{lp.9.10}, 8.\text{lp.8.9}, 9.\text{lp.7.8}, 10.\text{lp.6.7}, 11.\text{lp.5.6}, 12.\text{lp.3.4}, 13.\text{lp.1.2}, 1.\text{mp.33.34}, 2.\text{mp.31.32}, 4.\text{mp.29.30}, 5.\text{mp.27.28}, 6.\text{mp.25.26}, 7.\text{mp.23.24}, 8.\text{mp.21.22}, 9.\text{mp.19.20}, 10.\text{mp.17.18}, 12.\text{mp.15.16}, 13.\text{mp.13.14}, 1.\text{hp.50.51}, 2.\text{hp.49.50}, 3.\text{hp.48.49}, 4.\text{hp.47.48}, 5.\text{hp.46.47}, 6.\text{hp.45.46}, 8.\text{hp.43.44}, 9.\text{hp.41.42}, 10.\text{hp.39.40}, 12.\text{hp.37.38}, 13.\text{hp.35.36}\}$
EV = $\{3, 7, 11\}$	EV = $\{3, 7, 11\}$
Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34)	Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34).
COND = $\{1.66.67\}$	COND = $\{1.75.76\}$
Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36)	Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36)
DEA = $\{65.68.69.70.71\}$	DEA = $\{74.77.78.79.80\}$
Desaireador: Ecuaciones (2.37) a (2.39)	Desaireador: Ecuaciones (2.37) a (2.39)
PUMP = $\{1.47.49, 2.48.50, 3.51.56, 4.52.57\}$	PUMP = $\{1.58.60, 2.59.61, 3.62.67, 4.63.68\}$

5.53.58, 6.54.59, 7.55.60, 8.72.30, 9.73.13, 10.74.1, 11.67.68}	5.64.69, 6.65.70, 7.66.71, 8.81.35, 9.82.13, 10.83.1, 11.76.77}
Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)	Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)
$MX_{21} = \{31.56.32, 33.57.34, 35.58.36, 37.59.38, 39.60.40, 29.61.62, 12.63.64\}$	$MX_{21} = \{36.67.37, 38.68.39, 40.69.41, 42.70.43, 44.71.45, 24.53.25, 26.54.27, 28.55.29, 30.56.31, 32.57.33, 12.72.73\}$
$MX_{22} = \{14.49.15.51, 16.50.17.52\}$	$MX_{22} = \{14.60.15.62, 16.61.17.63\}$
Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49)	Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49).
$SP_{12} = \{2.3.47, 4.5.48, 18.19.53, 20.21.54, 22.23.55\}$	$SP_{12} = \{2.3.58, 4.5.59, 18.19.64, 20.21.65, 22.23.66\}$
$SP_{13} = \{71.72.73.74\}$	$SP_{13} = \{80.81.82.83\}$
	$SP_{15} = \{52.53.54.55.56.57\}$
Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)	Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)
Área y Potencia: Ecuaciones (2.52) y (2.53)	Área y Potencia: Ecuaciones (2.52) y (2.53)

En la Tabla 3.3 se detallan los set, subset y ecuaciones que realizan la selección/eliminación de los equipos en ambas superestructuras.

Tabla 3.3. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones para la selec./eliminación de equipos (Grupo 3).

Sin recalentamiento	Con recalentamiento
$EC = \{12.lp, 13.lp, 8.mp, 9.mp, 10.mp, 12.mp, 13.mp, 4.hp, 5.hp, 6.hp, 8.hp, 9.hp, 10.hp, 12.hp, 13.hp\}$	$EC = \{12.lp, 13.lp, 8.mp, 9.mp, 10.mp, 12.mp, 13.mp, 4.hp, 5.hp, 6.hp, 8.hp, 9.hp, 10.hp, 12.hp, 13.hp\}$
$SH = \{4.lp, 5.lp, 6.lp, 8.lp, 9.lp, 10.lp, 1.mp, 2.mp, 4.mp, 5.mp, 6.mp, 1.hp, 2.hp\}$	$SH = \{4.lp, 5.lp, 6.lp, 8.lp, 9.lp, 10.lp, 1.mp, 2.mp, 4.mp, 5.mp, 6.mp, 1.hp, 2.hp\}$
Selección de los intercambiadores de calor: Ecuaciones (3.1) a (3.10).	Selección de los intercambiadores de calor: Ecuaciones (3.1) a (3.3), (3.5) a (3.10) y (3.20) a (3.22).
Selección de las bombas: Ecuaciones (3.11) a (3.14).	Selección de las bombas: Ecuaciones (3.11) a (3.14).
$NHNP = \{13.lp.1, 12.lp.2, 13.mp.3, 12.mp.4, 10.mp.5, 9.mp.6, 8.mp.7\}$	$NHNP = \{13.lp.1, 12.lp.2, 13.mp.3, 12.mp.4, 10.mp.5, 9.mp.6, 8.mp.7\}$
$HNP = \{12.lp.1, 13.mp.1, 13.mp.2, 12.mp.2, 12.mp.3, 10.mp.3, 10.mp.4, 9.mp.3, 9.mp.4, 9.mp.5, 8.mp.3, 8.mp.4, 8.mp.5, 8.mp.6, 13.hp.3, 13.hp.4, 13.hp.5, 13.hp.6, 13.hp.7, 12.hp.4, 12.hp.5, 12.hp.6, 12.hp.7, 10.hp.5, 10.hp.6, 10.hp.7, 9.hp.6, 9.hp.7, 8.hp.7\}$	$HNP = \{12.lp.1, 13.mp.1, 13.mp.2, 12.mp.2, 12.mp.3, 10.mp.3, 10.mp.4, 9.mp.3, 9.mp.4, 9.mp.5, 8.mp.3, 8.mp.4, 8.mp.5, 8.mp.6, 13.hp.3, 13.hp.4, 13.hp.5, 13.hp.6, 13.hp.7, 12.hp.4, 12.hp.5, 12.hp.6, 12.hp.7, 10.hp.5, 10.hp.6, 10.hp.7, 9.hp.6, 9.hp.7, 8.hp.7\}$
Relación entre los intercambiadores y bombas: Ecuaciones (3.15) y (3.16)	Relación entre los intercambiadores y bombas: Ecuaciones (3.15) y (3.16).
	Selección de la corriente de recalentamiento: Ecuaciones (3.17) a (3.19).
	$RH = \{6.53, 5.54, 4.55, 2.56, 1.57\}$
	Relación entre los intercambiadores y el ingreso de recalentamiento: Ecuaciones (3.23) a (3.31).

Por último, para poder comparar los resultados obtenidos en este capítulo con los presentados en el capítulo anterior se mantienen los mismos parámetros y cotas utilizadas en la sección 2.6.1.3 (Tabla 2.1), considerando también la misma especificación de diseño, esto es, una producción mínima de 350 MW. También, para fines de comparación, se asume fija la cantidad de combustible y su valor numérico es el mismo al obtenido en la solución óptima del capítulo anterior (11.7566 kg/s). La función objetivo propuesta para su minimización es el área total de transferencia calor, definida por la ecuación (2.52).

Debido a la presencia de variables discretas y continuas junto con restricciones no lineales, los modelos resultantes son del tipo Mixto Entero No Lineal (MINLP).

3.4.1.1 Comparación de soluciones óptimas sin considerar y considerando recalentamiento de vapor

Las Figuras 3.12 y 3.13 ilustran las configuraciones óptimas obtenidas para cada caso, mientras que la Tabla 3.4 presenta las variables más importantes de ambos sistemas. La Tabla 3.5 compara los valores óptimos de las cargas calóricas, áreas de transferencia de calor y fuerzas impulsoras obtenidas en ambos casos. Por último, las Figuras 3.14 y 3.15 presentan los correspondientes diagramas “T vs Q”.

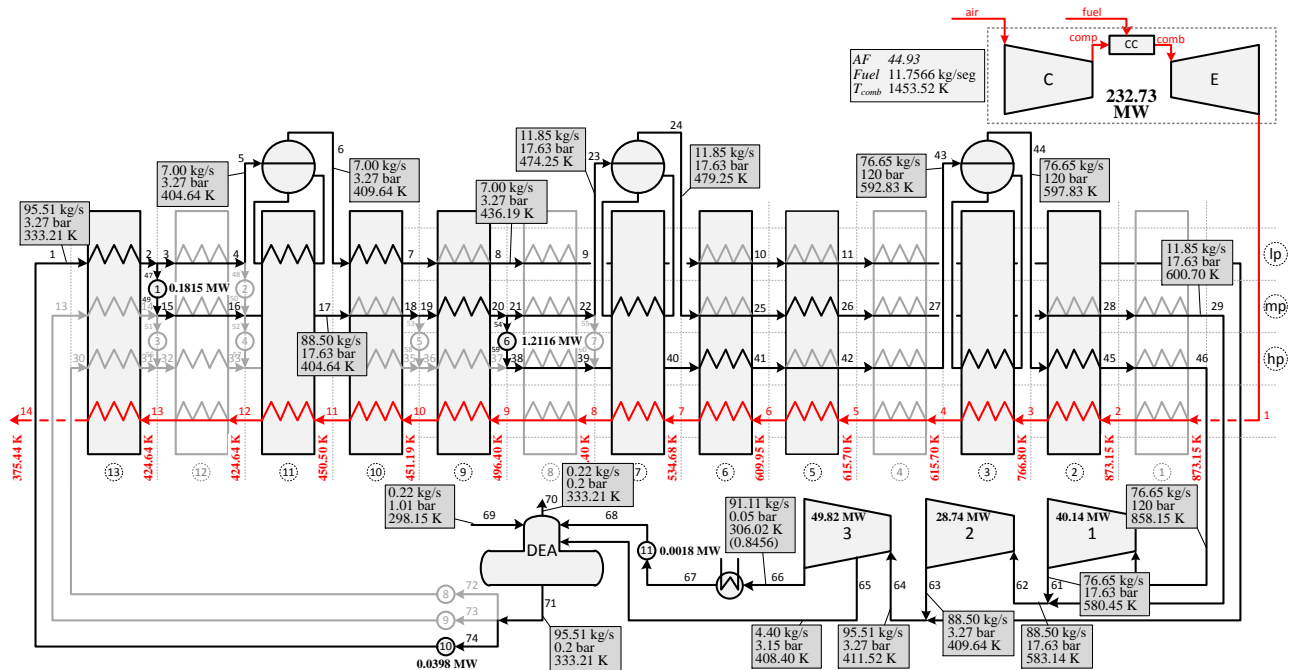


Figura 3.12. Solución óptima obtenida sin recalentamiento.

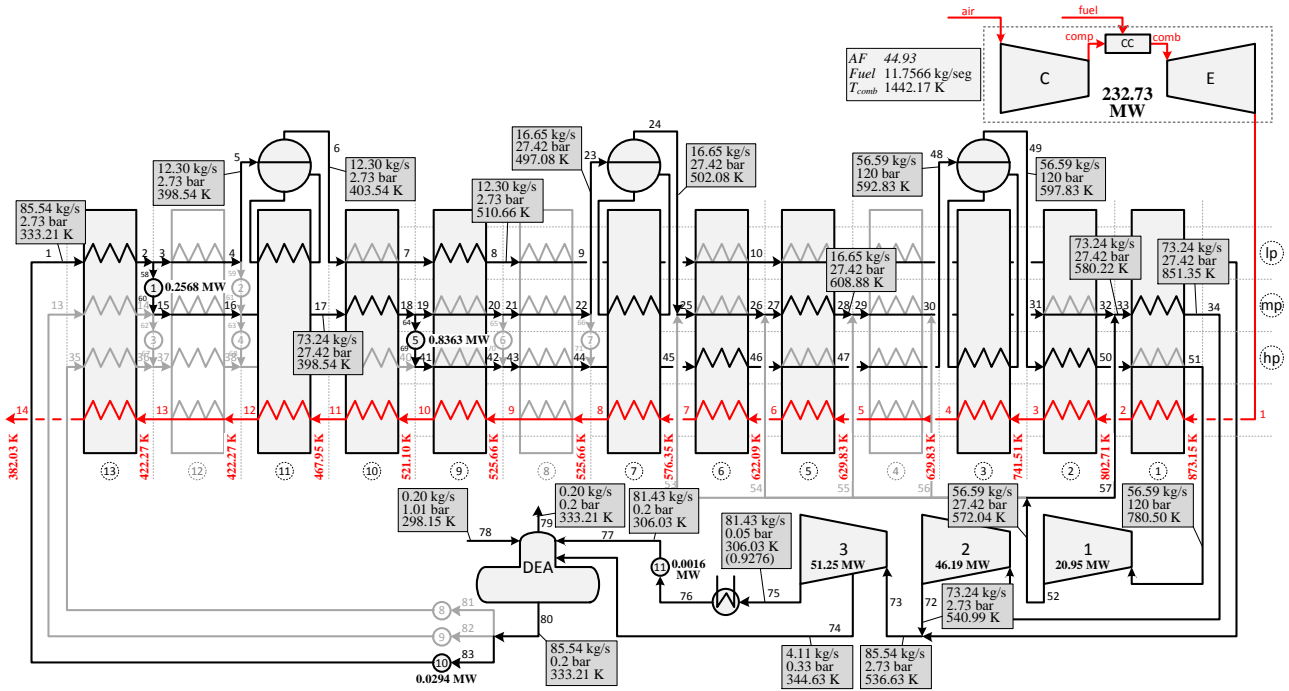


Figura 3.13. Solución óptima obtenida con recalentamiento.

Tabla 3.4. Resumen de variables más representativas (sin y con recalentamiento).

	Sin recalentamiento	Con recalentamiento
W^{total} [MW]	350	350
mg_{fuel} [kg/s]	11.7566	11.7566
A^{total} [$\times 10^3 m^2$]	166.104	132.673

Los resultados de la Tabla 3.4 muestran que el valor mínimo de área total de transferencias de calor considerando recalentamiento es aproximadamente un 20 % más bajo que sin recalentamiento (166.104 vs $132.673 \times 10^3 m^2$), como en principio era de esperar. De acuerdo a la Figura 3.13, el vapor saturado que abandona el evaporador de media presión (“7.mp”) se sobrecalienta en el primer sobrecalentador de media presión (“5.mp”) y luego se mezcla con la corriente de vapor proveniente de la turbina de alta presión (turbina de vapor #1) para finalmente sobrecalentarse en el segundo sobrecalentador de media (“1.mp”) e ingresar a la turbina de media presión (turbina de vapor #2) para generar 51.25 MW.

Es interesante observar que el sobrecalentador “1.mp” (Figura 3.13) está ubicado convenientemente de tal manera que primero intercambie 45.1048 MW con la corriente de gas más caliente la cual disminuye su temperatura desde 873.15 K hasta 802.71 K y luego esta misma corriente de gas intercambia 38.7197 MW en el sobrecalentador de alta (“2.hp”) para calentar el vapor (corriente #49) desde 597.83 K hasta 780.50 K. Continuando su recorrido, el gas caliente

ingresa al evaporador de alta presión (“3.hp”), disminuyendo su temperatura de 741.5065 K a 629.8301 K llegando luego al primer sobrecalentador de media (“5.mp”) donde disminuye su temperatura de 629.83 K a 622.0935 K. Esta ubicación de los dos sobrecalentadores de media presión permite aprovechar de manera estratégica la fuerza impulsora disponible en la corriente de gas (diferencia de temperaturas). En el diagrama “ T vs Q ” de la Figura 3.15 puede apreciarse como las temperaturas de la corriente de gas y las del fluido circulante varían a lo largo del HRSG.

Por otro lado, al comparar los resultados obtenidos en el capítulo anterior con los de esta sección, precisamente las estructuras de las Figuras 3.2 y 3.12 se puede observar que el reacomodamiento de los equipos provoca una disminución del área de aproximadamente 2% (169.3067 vs 166.104 $\times 10^3 \text{m}^2$). De igual manera, la diferencia entre estas estructuras cambia la distribución de potencia en las tres turbinas (38.57/28.11/52.04 vs 40.13/28.73/49.82 MW) permitiendo generar la misma cantidad de potencia neta pero utilizando menos área total de transferencia de calor.

En las Figuras 3.12 y 3.13 se puede observar que la cantidad de fluido circulante (agua) que atraviesa el ciclo de vapor con recalentamiento es un 10% menor que sin recalentamiento (85.54 vs 95.51 kg/s), esta disminución de flujo es lo que genera la gran diferencia de área de transferencia de calor entre ambos sistemas.

Tabla 3.5. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (Sin recalentamiento y con recalentamiento).

	Sin recalentamiento			Con recalentamiento		
	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{m}^2$]	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{m}^2$]
13.lp	28.7616	29.7333	22.707	23.5377	34.7674	15.8921
10.mp	0	46.2063	0	31.7475	42.7049	17.4511
9.mp	26.878	32.841	19.2119	0	26.2370	0
6.hp	45.7277	34.2329	31.3565	27.9498	50.1195	13.0907
11.lp	15.2499	25.773	13.5401	26.9783	36.8731	16.7426
7.mp	22.9679	32.5519	16.146	30.6532	44.0885	15.91
3.hp	94.0808	65.5886	32.824	69.4622	73.9184	21.5038
10.lp	0.4085	25.773	0.317	0	88.3140	0
9.lp	0	32.3845	0	2.7408	48.8919	1.1212
5.mp	3.5248	52.2707	1.3487	4.7538	56.1737	1.6925
2.hp	67.8806	61.5463	22.0584	38.7197	64.2072	12.0609
1.mp	0	272.4471	0	45.1048	83.9802	10.7418
Cond	186.6633	8.317	6.5949	183.0257	8.317	6.4664

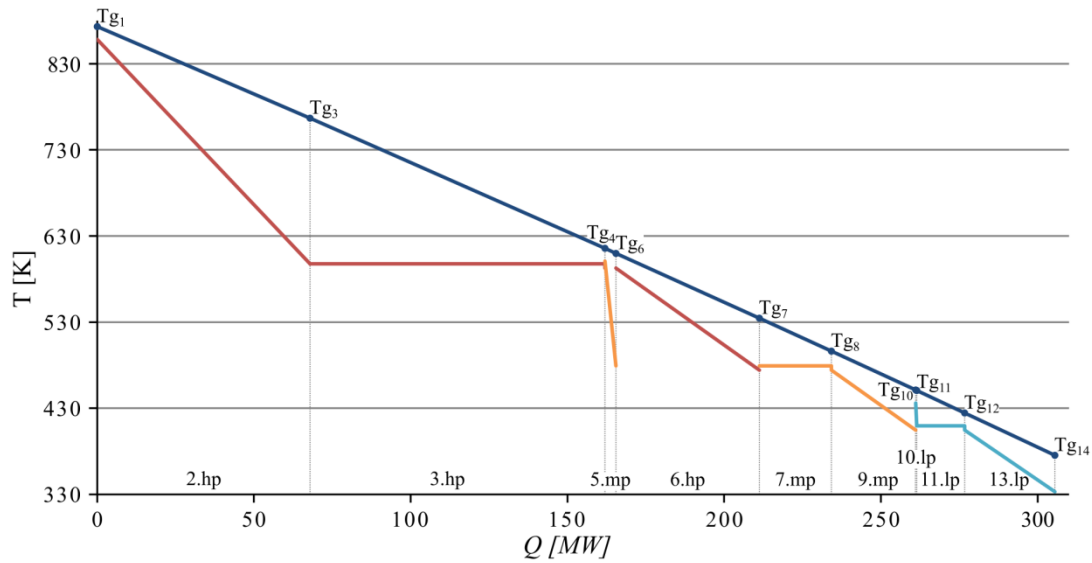


Figura 3.14. Diagrama "T vs Q" de la solución sin recalentamiento.

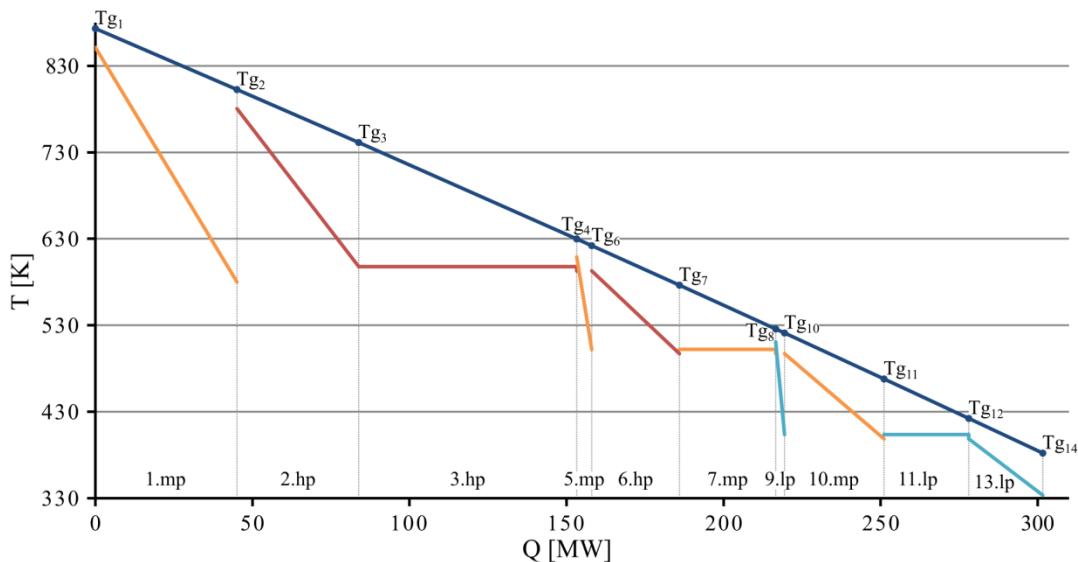


Figura 3.15. Diagrama "T vs Q" de la solución con recalentamiento.

En la Tabla 3.6 se muestra un resumen de las estadísticas principales de ambos modelos. La resolución se llevó a cabo con dos resolvedores nativos de GAMS utilizando sus opciones por defecto (SBB y DICOPT). Es importante destacar que no se pudo llegar a una solución factible utilizando DICOPT con sus opciones por defecto para el modelo con recalentamiento. Posteriormente, estas opciones fueron modificadas para inicializar la búsqueda con las variables enteras fijas ($\text{relaxed}=0$) y cambiar el criterio de finalización ($\text{stop}=0$; $\text{maxcycle}=40$); pero se llegó a una peor solución que al utilizar SBB. Los valores presentados como solución de ambos problemas son los obtenidos mediante el proceso Branch and Bound (SBB).

Tabla 3.6. Estadísticas principales del modelo presentado.

Estadísticas	Sin recalentamiento		Con recalentamiento	
	Valor	Observaciones	Valor	Observaciones
Variables	482	28 bloques	523	29 bloques
Ecuaciones	702	80 bloques	766	96 bloques
Variables discretas	37		42	
SBB (MINLP) y CONOPT (NLP)				
Nodos B&B	59		198	
Tiempo de resolución	52.367 seg	Optcr=0	2:42 min	Optcr=0
Iteraciones	9795		30368	
DICOPT (MINLP), CBC (MIP) y CONOPT (NLP)				
Tiempo de resolución	9.1 seg		19 seg	
Iteraciones Principales	5	NLP worsening	10	Solver Failure
DICOPT (MINLP), CBC (MIP) y CONOPT (NLP) (opciones modificadas)				
Tiempo de resolución	-	-	54 seg	
Iteraciones Principales	-	-	40	Max Cycles

3.4.2 Síntesis y Diseño Óptimo considerando la minimización del costo total anual

Como se mencionó en los capítulos anteriores, las variables más representativas y principales del problema de optimización corresponden a la potencia neta (W^{total}), el consumo de combustible (mg_{fuel}) y el área total de intercambio de calor (A^{total}). En los problemas de optimización anteriormente presentados se consideró una cota mínima de producción de potencia y se procedió a minimizar el área total de transferencia de calor o el consumo de combustible.

Como se mencionó anteriormente, al minimizar el consumo de combustible, la potencia generada en la turbina de gas decrece y para compensar esta merma y poder cumplir con la demanda especificada, aumenta la generación en el ciclo de vapor lo que provoca un aumento en el área de intercambio de calor.

Por otro lado, si se minimiza el área de intercambio de calor el ciclo de vapor genera menos potencia y se compensa produciendo más en la turbina de gas. Como se mencionó, la potencia generada en la turbina está en relación directa con el consumo de combustible (mg_{fuel}).

A partir de lo mencionado, resulta claro que existe una relación de compromiso entre el consumo de combustible y el área total de intercambio. El objetivo de este capítulo es incorporar un modelo completo de costo que permita encontrar el punto de equilibrio entre el consumo de combustible y el área total de intercambio de calor considerando tanto el costo total de inversión como el costo total de operación.

3.4.2.1 Modelo de costo

El costo total anual (TAC) incluye el costo total de inversión CAPEX anualizados mediante el factor de recupero de capital CRF y el costo total de operación OPEX y se calcula según la ecuación (3.32).

$$TAC = \frac{CAPEX}{CRF} + OPEX \quad (3.32)$$

A su vez, el CAPEX incluye los costos de todos los equipos del proceso y los asociados a la construcción e instalación de cada uno de ellos. Este valor se expresa en función del costo total de inversión (C_{inv}) afectado por un factor f_I ($=5$) como se observa en la ecuación (3.33). La Tabla 3.7 muestra todos los ítems considerados y como es la contribución de cada uno al factor f_I . Dichos valores fueron escogidos de los trabajos presentados por Abu-Zahra (2007) y Rao y Rubin (2002).

$$CAPEX = f_I C_{inv} \quad (3.33)$$

Tabla 3.7. Ítems considerados para el cálculo del costo total de inversión (CAPEX).

Ítems		
Inversión en adquisición de equipo		C_{Inv}
Instalación		$0.528 C_{Inv}$
Instrumentación y control		$0.200 C_{Inv}$
Tuberías		$0.400 C_{Inv}$
Instalación eléctrica		$0.110 C_{Inv}$
Construcción		$0.100 C_{Inv}$
Mejora del terreno		$0.100 C_{Inv}$
Instalación de servicios		$0.200 C_{Inv}$
Terreno		$0.050 C_{Inv}$
Costos directos	DMC	$2.688 C_{Inv}$
Ingeniería		$0.100 DMC$
Gastos de construcción		$0.100 DMC$
Contratistas		$0.005 DMC$
Contingencias		$0.170 DMC$
Costos indirectos	IMC	$0.375 DMC$
Capital de inversión fijo	IFC	$DMC+IMC$
Capital de trabajo		$0.250 IFC$
Puesta en marcha		$0.100 IFC$
Capital de inversión total	CAPEX	$1.350 IFC = 5 C_{Inv}$

El factor de recupero de capital (CRF) se calcula según la ecuación (3.34) utilizando una tasa de interés del 8% y un periodo de tiempo (n) de 25 años.

$$CRF = \frac{(i+1)^n - 1}{i(i+1)^n} \quad (3.34)$$

El costo total de inversión en adquisición de equipos (C_{inv}) se calcula como la suma de los valores de adquisición de cada uno de los equipos (ecuación (3.35)). Para el cálculo del costo de inversión se tienen en cuenta la turbina de gas (GT), turbina de vapor (ST) y caldera de recuperación de calor (HRSG). El set eq agrupa a estos equipos:

$$eq = \{GT, ST, HRSG\}.$$

El costo individual de adquisición de cada equipo (c_{inv}^{eq}) depende de su tamaño característico (X^{eq}) según la ecuación (3.36). En la Tabla 3.8 se muestran los valores asumidos en cada caso según lo detallado en (Henao, 2010; Matches, 2013; McCollum y Ogden, 2006; Nye Thermodynamics Corporation, 2013; Seider et al., 2008; U.S. Energy Information Administration, 2010).

$$C_{inv} = \sum_{eq} c_{inv}^{eq} \quad (3.35)$$

$$c_{inv}^{eq} = c_0^{eq} (X^{eq})^{\beta^{eq}} \quad (3.36)$$

Tabla 3.8. Costos unitarios de adquisición de equipos y materia prima.

Equipos	Unidad	Valor
Turbina de Gas	[MUSD/MW]	0.00026
Turbina de Vapor	[MUSD/MW]	0.00026
Caldera de recuperación de calor (<i>HRSG</i>)	[MUSD/m ²]	0.01115
Materia prima y servicios auxiliares	Unidad	Valor
Agua de enfriamiento	[USD/ tn]	0.0509
Combustible	[USD/ GW]	3.318

El costo total operativo (OPEX) incluye el costo de la materia prima y servicios auxiliares (C_{rm}), mantenimiento (C_{mant}), mano de obra (C_{mp}) y otros costos expresado en función del costo de inversión (C_{inv}). Los factores f_2 (=2.2) y f_3 (=0.33) utilizados para los gastos operativos (ecuación (3.37)) se obtienen siguiendo los lineamientos propuesto en Abu-Zahra (2007) y Rao y Rubin (2002) y se detallan en la Tabla 3.9.

$$OPEX = C_{rm} + C_{mant} + f_2 C_{mp} + f_3 C_{inv} \quad (3.37)$$

Tabla 3.9. Ítems considerados para el cálculo del costo total operativo (OPEX).

Ítems		
Materia prima y servicios auxiliares	C_{rm}	
Mano de obra operativa	C_{mp}	
Mantenimiento	C_{mant}	
Impuestos locales		0.02 IFC
Seguros		0.01 IFC
Supervisión	C_S	0.30 C_{mp}
Laboratorio		0.10 C_{mp}
Suministros de operación		0.01617 IFC
Costos adicionales de planta		0.45 ($C_{mp} + C_S$) + 0.04851 IFC
Costos totales de producción	PC	$C_{rm} + C_{mant} + 1.985C_{mp} + 0.0947$ IFC
Administrativo		0.13 C_{mp}
Distribución y marketing		0.00397 C_{mp}
Investigación y desarrollo		0.0397 C_{mp}
Costos totales adicionales	AC	0.217 C_{mp}
Costo total operativo	OPEX	$PC + AC = C_{rm} + C_{mant} + 2.2 C_{mp} + 0.33 C_{inv}$

El costo de materia prima y servicios auxiliares (C_{rm}) se expresa en función de su consumo anual (Ca) afectado por un costo unitario (C_0^r) según la ecuación (3.38). Se considera el combustible como materia prima y el agua de enfriamiento como servicio auxiliar. El set r contiene estos elementos: $r = \{NG, CW\}$. En la Tabla 3.9 se detallan estos valores.

$$C_{rm} = \sum C_0^r Ca^r \quad (3.38)$$

3.4.2.2 Implementación del modelo de síntesis de un recuperador de calor perteneciente a un ciclo combinado con recalentamiento utilizando funciones de costo

Al modelo presentado en las Tablas 3.1 a 3.3 (con recalentamiento) se le incorporaron las ecuaciones del modelo de costo descritas arriba (ecuaciones (3.32) a (3.38)) y se procedió a minimizar la función objetivo TAC definida por la ecuación (3.32).

De manera de poder comparar los resultados con los obtenidos hasta aquí, se continúa manteniendo la restricción que establece una producción mínima de potencia neta de 350 MW. Los parámetros y cotas del sistema son los mismos presentados en la Tabla 2.1 y se agregan los necesarios para las funciones de costo de las Tablas 3.7 a 3.9.

En este ejemplo, no es necesario fijar el consumo de combustible o el área total de transferencia de calor ya que la propia función objetivo es la que determinará el equilibrio entre el consumo de combustible y la utilización de área que implique el mínimo valor de costo total.

Como resultado de la optimización se obtuvo que el costo total anual mínimo es 151.9393 MUSD/año requiriendo un consumo de combustible de 12.2474 kg/s y $70.2634 \times 10^3 \text{m}^2$ de área total

de transferencia de calor. El modelo de costo propuesto y la minimización del TAC no implicaron el hallazgo de una nueva configuración de equipos ya que se obtuvo la misma configuración óptima que la correspondiente a la minimización del área total de intercambio (Figura 3.13). La Figura 3.16 incluye los principales valores óptimos de la solución encontrada.

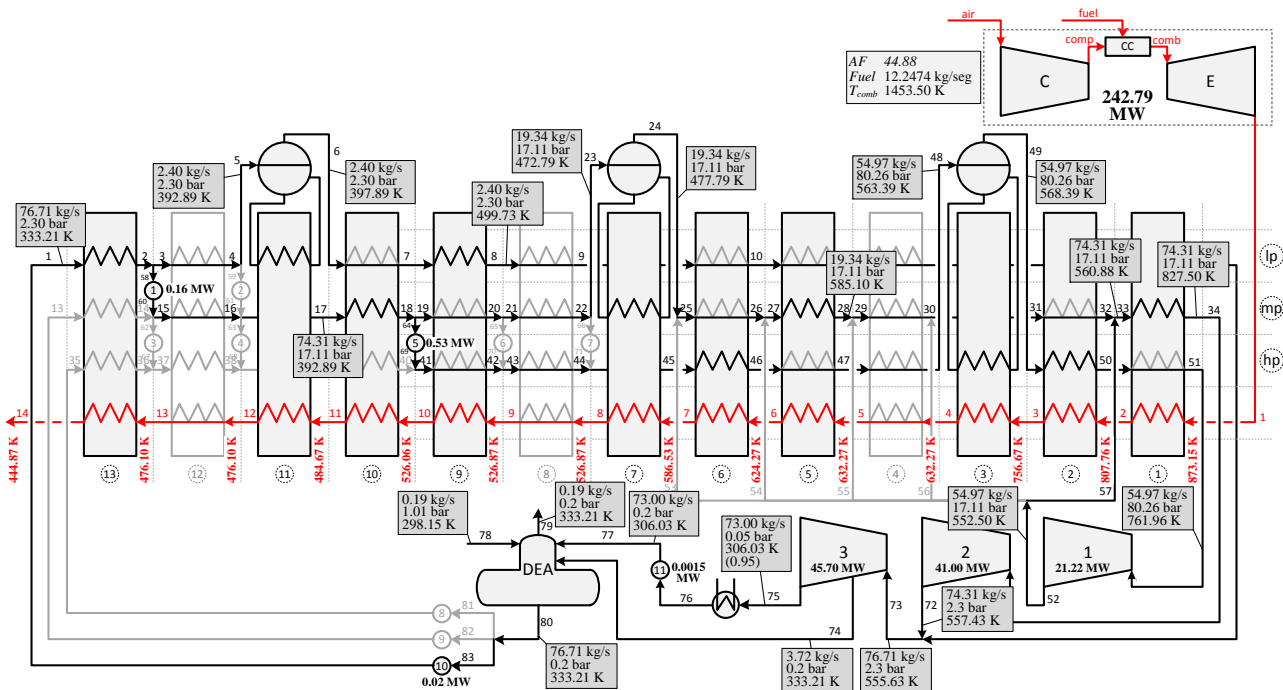


Figura 3.16. Solución óptima obtenida al minimizar el TAC.

En la Tabla 3.10 se presentan las cargas calóricas, fuerza impulsora y área de intercambio de calor de los equipos internos del HRSG mientras que en la Figura 3.17 se muestra el correspondiente diagrama “T vs Q” de la solución óptima.

Tabla 3.10. Valores óptimos correspondientes a cada intercambiador de calor (Figura 3.16).

		Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{ m}^2$]
Economizadores	13.lp	19.2661	96.7413	4.6749
	10.mp	25.7929	70.7806	8.5541
	6.hp	24.0295	84.5593	6.6707
Evaporadores	11.lp	5.3087	82.4209	1.4739
	7.mp	37.5964	74.9569	11.4777
	3.hp	80.6765	114.8913	16.0686
Sobrecalentadores	9.lp	0.5051	64.6484	0.1563
	5.mp	5.1182	87.4564	1.1705
	2.hp	33.6977	100.3113	6.7186
	1.mp	43.602	118.1275	7.3822
Condensador	Cond	167.4432	8.317	5.9159

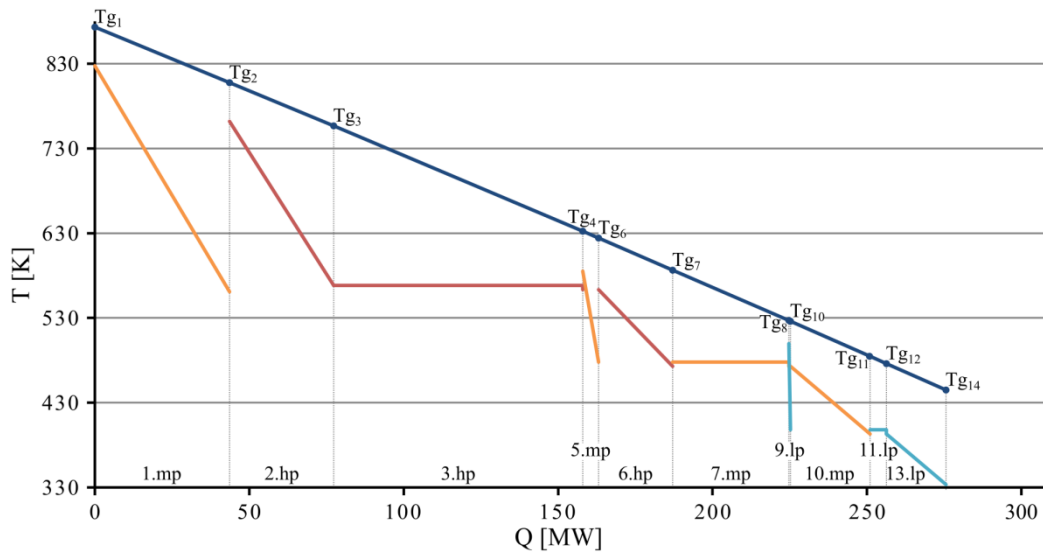


Figura 3.17. Diagrama “ T vs Q ” de la solución encontrada al minimizar el TAC.

A modo ilustrativo la Tabla 3.11 compara las principales variables correspondientes a la minimización de costo y la obtenida al minimizar el área en la sección 3.4.1. Como se puede observar la solución basada en el costo total implica un mayor consumo de combustible (12.2474 vs 11.7566 kg/s) y menor requerimiento de área total (70.2634 vs $132.6730 \times 10^3 \text{ m}^2$).

Tabla 3.11. Comparación de las variables más representativas.

	Min TAC	Min $A^{total**}$
W^{total} [MW]	350	350
mg_{fuel} [kg/seg]	12.2474	11.7566
A^{total} [$\times 10^3 \text{ m}^2$]	70.2634	132.6730
TAC [MUSD/año]	<u>151.9393</u>	153.4666

** Solución presentada en sección 3.4.1

En la Tabla 3.12 se muestra un resumen de las estadísticas principales del modelo. La resolución se llevó a cabo con los resolvedores nativos de GAMS utilizando sus opciones por defecto en el caso de SBB y cambiando las opciones por defecto para el caso de DICOPT.

Es importante destacar que se llegó a una solución factible utilizando DICOPT con sus opciones por defecto, sin embargo esta resultado peor que la obtenida con SBB. Posteriormente, al modificar el criterio de finalización del resolvidor, se obtuvo la misma solución que con SBB.

Tabla 3.12. Estadísticas principales del modelo presentado.

Estadísticas	Valor	Observaciones
Variables	541	41 bloques
Ecuaciones	783	111 bloques
Variables discretas	42	
SBB (MINLP) y CONOPT (NLP)		
Nodos B&B	198	
Tiempo de resolución	2:50 min	Optcr=0
Iteraciones	28810	
DICOPT (MINLP), CBC (MIP) y CONOPT (NLP)		
Tiempo de resolución	10 seg	
Iteraciones Principales	4	Stopped on NLP worsening
DICOPT (MINLP), CBC (MIP) y CONOPT (NLP) (opciones modificadas)		
Tiempo de resolución	1 min	
Iteraciones Principales	20	Máximo de iteraciones

3.4.3 Comparación de soluciones óptimas obtenidas por el modelo MINLP y soluciones reportadas por otros autores

El objetivo de esta sección es comparar la solución óptima que se obtiene a partir del modelo matemático basado en la superestructura de la Figura 3.18 con la solución óptima presentada por Franco (2006) (discutida en la sección 2.6.2 del capítulo anterior). La Figura 3.18 corresponde a una modificación de la superestructura de la Figura 3.7 de manera tal de ajustarse a los equipos propuestos por Franco (2006) en donde no se considera la turbina de gas ni tampoco el desaireador.

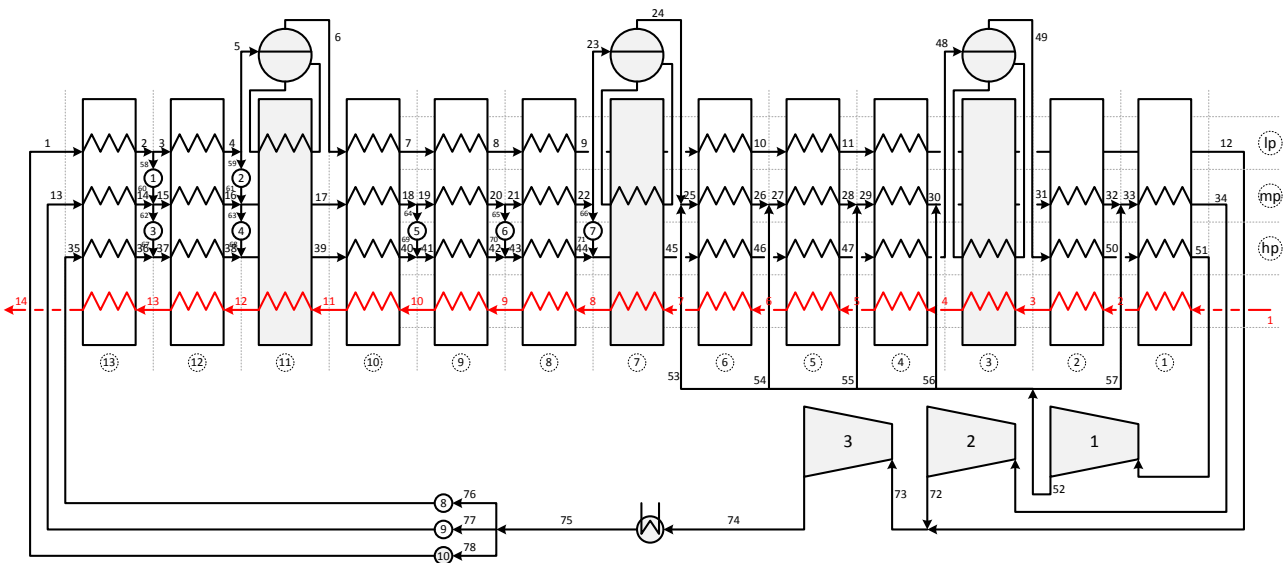


Figura 3.18. Superestructura propuesta para comparar con Franco (2006).

A modo de ilustración, la Figura 3.19 muestra como la configuración asumida por Franco (2006) se encuentra embebida en la superestructura propuesta en la Figura 3.18.

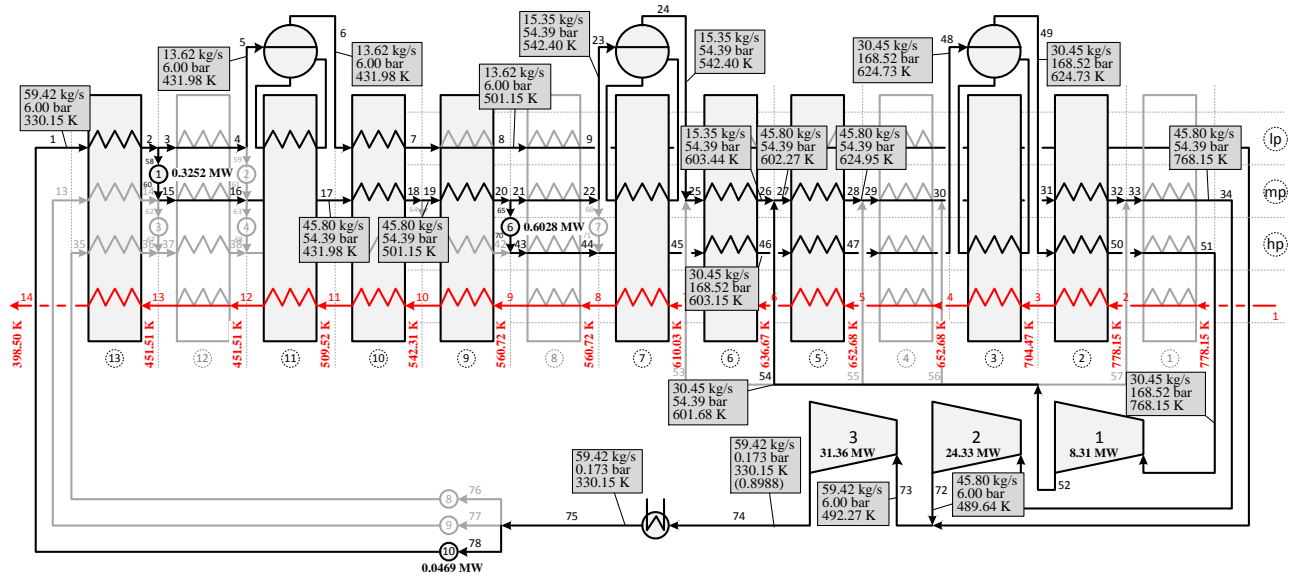


Figura 3.19. Estructura de Franco (2006) como caso especial de la superestructura propuesta.

En la Tabla 3.13 se definen los sets, subset y conjunto de ecuaciones que forman el nuevo modelo matemático.

Tabla 3.13. Sets, subsets y conjuntos de ecuaciones que forman el nuevo modelo matemático.

Cálculo propiedades termodinámicas (Grupo 1)	Balances de materia, energía y ecuaciones de diseño de los equipos (Grupo 2)
$i = \{1 \text{ a } 13\}$	$ST = \{1.51.52, 2.34.72, 3.71.74\}$
$j = \{hp, mp, lp\}$	Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.18).
$a, b, c, d \text{ y } e = \{1 \text{ a } 78\}$	$HE = \{4.lp.11.12, 5.lp.10.11, 6.lp.9.10, 8.lp.8.9, 9.lp.7.8, 10.lp.6.7, 11.lp.5.6, 12.lp.3.4, 13.lp.1.2, 1.mp.33.34, 2.mp.31.32, 4.mp.29.30, 5.mp.27.28, 6.mp.25.26, 7.mp.23.24, 8.mp.21.22, 9.mp.19.20, 10.mp.17.18, 12.mp.15.16, 13.mp.13.14, 1.hp.50.51, 2.hp.49.50, 3.hp.48.49, 4.hp.47.48, 5.hp.46.47, 6.hp.45.46, 8.hp.43.44, 9.hp.41.42, 10.hp.39.40, 12.hp.37.38, 13.hp.35.36\}$
$LIQ = \{1 \text{ a } 5, 13 \text{ a } 23, 35 \text{ a } 48, 58 \text{ a } 71, 75 \text{ a } 78\}$	$EV = \{3, 7, 11\}$
$VAP = \{6 \text{ a } 12, 24 \text{ a } 34, 49 \text{ a } 57, 72 \text{ a } 73\}$	Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34).
$TIT = \{74\}$	$COND = \{1.74.75\}$
$pl = \{hp, mp, lp, cond\}$	Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36)
$PRESS = \{35.hp \text{ a } 51.hp, 67.hp \text{ a } 71.hp, 13.mp \text{ a } 34.mp, 52.mp \text{ a } 57.mp, 60.mp \text{ a } 66.mp, 1.lp \text{ a } 12.lp, 58.lp \text{ a } 59.lp, 72.lp \text{ a } 73.lp, 74.cond \text{ a } 78.cond\}$	$PUMP = \{1.58.60, 2.59.61, 3.62.67, 4.63.68, 5.64.69, 6.65.70, 7.66.71, 8.76.35, 9.77.13, 10.78.1\}$
Propiedades del gas: Ecuación (2.1).	Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)
Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).	
Selección / Eliminación de equipos (Grupo 3)	
$EC = \{12.lp, 13.lp, 8.mp, 9.mp, 10.mp, 12.mp, 13.mp, 4.hp, 5.hp, 6.hp, 8.hp, 9.hp, 10.hp, 12.hp, 13.hp\}$	
$SH = \{4.lp, 5.lp, 6.lp, 8.lp, 9.lp, 10.lp, 1.mp, 2.mp, 4.mp, 5.mp, 6.mp, 1.hp, 2.hp\}$	

Selección de los intercambiadores de calor: Ecuaciones (3.1) a (3.3), (3.5) a (3.10) y (3.20) a (3.22).	MX21 = {36.67.37, 38.68.39, 40.69.41, 42.70.43, 44.71.45, 24.53.25, 26.54.27, 28.55.29, 30.56.31, 32.57.33, 12.72.73}
Selección de la corriente de recalentamiento: Ecuaciones (3.17) a (3.19).	MX22 = {14.60.15.62, 16.61.17.63}
RH = {6.53, 5.54, 4.55, 2.56, 1.57}	Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49).
Relación entre los intercambiadores y el ingreso de recalentamiento: Ecuaciones (3.23) a (3.31).	SP12 = {2.3.58, 4.5.59, 18.19.64, 20.21.65, 22.23.66}
Selección de las bombas: Ecuaciones (3.11) a (3.14).	SP13 = {75.76.77.78}
NHNP = {13.lp.1, 12.lp.2, 13.mp.3, 12.mp.4, 10.mp.5, 9.mp.6, 8.mp.7}	SP15 = {52.53.54.55.56.57}
HNP = { 12.lp.1, 13.mp.1, 13.mp.2, 12.mp.2, 12.mp.3, 10.mp.3, 10.mp.4, 9.mp.3, 9.mp.4, 9.mp.5, 8.mp.3, 8.mp.4, 8.mp.5, 8.mp.6, 13.hp.3, 13.hp.4, 13.hp.5, 13.hp.6, 13.hp.7, 12.hp.4, 12.hp.5, 12.hp.6, 12.hp.7, 10.hp.5, 10.hp.6, 10.hp.7, 9.hp.6, 9.hp.7, 8.hp.7}	Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)
Relación entre los intercambiadores y bombas: Ecuaciones (3.15) y (3.16).	Área y Potencia: Ecuaciones (2.52) y (2.53)

En la Tabla 3.14 que incluye los resultados obtenidos en el Capítulo 2 se muestra que para las condiciones propuestas por Franco (2006), la potencia total generada es de 63.0263 MW mientras que el área total de transferencia de calor necesaria es $110.2892 \times 10^3 \text{ m}^2$. Con el objetivo de poder comparar ambas soluciones, se plantea como función objetivo el área total de intercambio de calor y se establece una cota mínima de producción de potencia de 63.0263 MW. En la Figura 3.20 se presenta la solución encontrada por el problema propuesto (MINLP) mientras que en la Tabla 3.14 se observa que el área mínima de intercambio resulta de $105.8303 \times 10^3 \text{ m}^2$.

Tabla 3.14. Comparación de variables principales.

	Franco (2006)	MINLP
W^{total} [MW]	63.0263	63.0263
A^{total} [$\times 10^3 \text{ m}^2$]	110.2892	105.8303

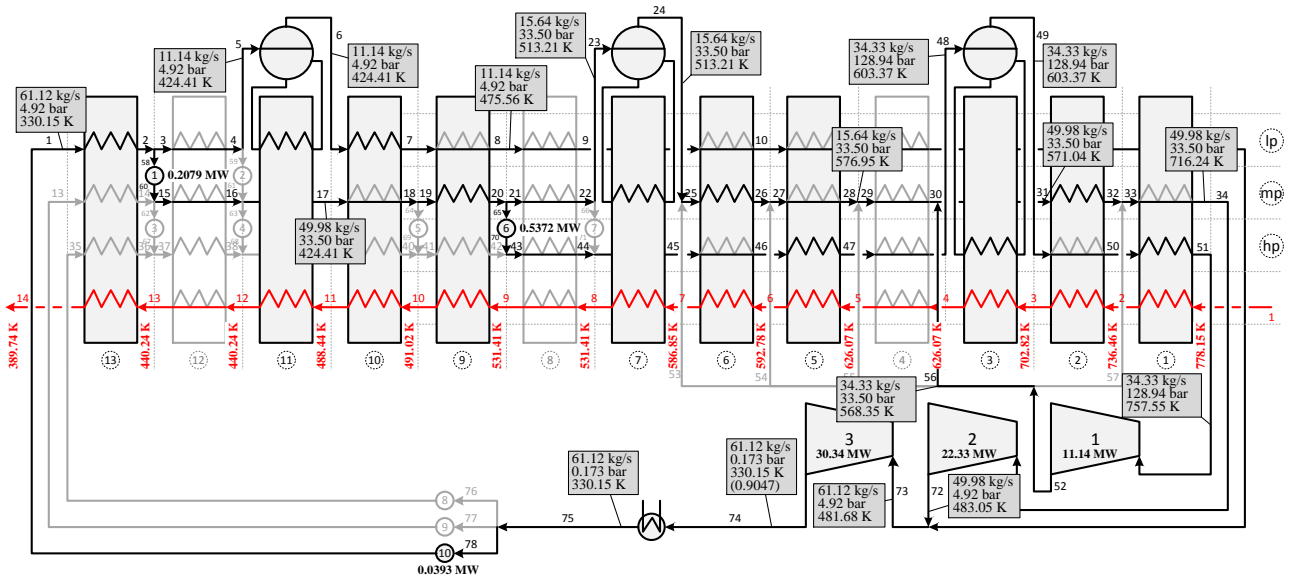


Figura 3.20. Solución óptima obtenida por el modelo MINLP propuesto.

En la Tabla 3.15 se comparan las cargas calóricas, fuerzas impulsoras y áreas de los intercambiadores de calor en cada caso de estudio.

Tabla 3.15. Valores óptimos obtenidos para cada intercambiador (Franco (2006) vs Modelo MINLP).

	Franco (2006) (Figura 3.19)			Modelo MINLP (Figura 3.20)		
	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]
13.lp	25.6345	38.8493	15.4893	24.3697	32.8921	17.392
10.mp	14.1097	57.4312	5.7671	0	65.3133	0
9.mp	9.1541	28.2002	7.62	19.9102	37.1868	12.5683
6.hp	10.1898	48.5802	4.9238	0	76.5688	0
5.hp	5.1937	30.6521	3.9775	16.761	45.2057	8.7035
11.lp	28.4064	41.8824	15.5204	23.5129	34.3375	15.6695
7.mp	24.7026	37.6191	15.0263	27.617	39.4836	16.0059
3.hp	26.449	49.3287	12.2695	39.0807	51.6628	17.3102
10.lp	2.1107	57.4312	0.735	1.2709	34.0113	0.7473
6.mp	3.2615	48.3905	1.348	2.9749	37.3604	1.5925
5.mp	2.9278	30.948	1.8921	0	29.3372	0
2.mp	16.2333	32.8958	9.8695	17.3222	58.7321	5.8987
2.hp	21.8568	32.9529	13.2655	0	115.4543	0
1.hp	0	10	0	21.6179	59.5074	7.2656
cond	126.3105	14.358	2.5851	130.7811	14.358	2.6766

Comparando las Figuras 3.19 y 3.20 se puede observar claramente las diferencias que existen entre la configuración óptima reportada por Franco (2006) y la obtenida por el modelo basado en superestructura. Precisamente, según se analizará a continuación, las diferencias

principales tienen que ver con el número totales de intercambiadores involucrados, disposición de los mismos (serie o paralelo) y la ubicación de la corriente de recalentamiento.

Como puede observarse en la Figura 3.20, el número óptimo de intercambiadores de calor obtenidos por el modelo MINLP es 10, tres intercambiadores menos que el reportado por Franco (2006). De acuerdo a los resultados listados en la Tabla 3.15 se observa claramente que el calor total intercambiado entre el gas y el fluido circulante en la zona más caliente del HRSG ($i=1,2$) en las dos configuraciones, es prácticamente el mismo (38.5 MW en promedio) debido a que la temperatura de gas de salida en dicha zona ($i=2$), que es una variable del modelo, es prácticamente la misma (704.47 K y 702.82 K) y dado que las condiciones de entrada de la corriente de gas (temperatura, composición flujo y presión) al HRSG ($i=1$) son iguales en ambos casos por tratarse de parámetros del modelo (valores fijos y conocidos por las especificaciones adoptadas). Sin embargo, el área total de transferencia de calor en dicha zona es 9.9707 m² menor que la obtenida en Franco (2006) (13.1643 vs 23.135 x10³m²) la cual se alcanza utilizando el mismo número de intercambiadores pero con diferentes configuraciones.

En la solución MINLP la corriente de gas primero intercambia 21.6179 MW en el sobrecalentador de alta presión (“1.hp”) y luego intercambia 17.3222 MW en el segundo sobrecalentador de media presión (“2.mp”) donde se produce el recalentamiento (vapor proveniente de la turbina y del primer sobrecalentador), a diferencia de la configuración de Franco (2006) en la cual la corriente de gas intercambia 21.8568 y 16.2333 MW en forma simultánea (en paralelo) en los sobrecalentadores “2.hp” y “2.mp”, respectivamente. Siguiendo con la comparación de los resultados, la Figura 3.22 (diagrama T vs. Q) y la Tabla 3.15 indican que el evaporador correspondiente al nivel de alta presión (“3.hp”) en la solución MINLP intercambia 39.0807 MW y requiere 17.3102 m² de área de transferencia de calor respecto a la requerida en Franco (2006) en la que intercambia 26.449 MW y requiere 12.2695 x10³m². Dicha diferencia en el valor de área se debe únicamente al calor transferido y no a la fuerza impulsora asociada a la transferencia de calor, según se puede explicar teniendo en cuenta la ecuación referida al cálculo de área (ecuación (2.26)). A pesar que el valor de la fuerza impulsora (ΔT) en la solución MINLP es ligeramente mayor que en la solución de Franco (51.6628 K vs 49.3287 K) con lo cual tendería a disminuir al área, la carga calórica en la solución MINLP es mayor que en la de Franco (39.0807 vs 26.449 MW). En resumen, en esta zona del HRSG comprendida por las secciones $i=1,2$ y 3 la solución MINLP no solo recupera más calor respecto a la solución de Franco (78.02 vs 64.53 MW) sino que requiere menor cantidad de área (30.4743 vs 35.410 x10³m²).

En la zona intermedia del HRSG, definida por las secciones $i = 5, 6$ y 7 , la solución MINLP involucra 3 intercambiadores dispuestos en series respecto a la corriente de gas (1 economizador en el nivel de alta presión, 1 sobrecalentador en el nivel de baja presión y 1 evaporador en el nivel de media presión) en los cuales se intercambia un total de 47.353 MW requiriendo un total de $26.30 \times 10^3 \text{m}^2$; mientras que la solución de Franco (2006) involucra 5 intercambiadores (2 economizadores en el nivel de alta presión, 2 sobrecalentadores en el nivel de media presión y 1 evaporador del nivel de media presión) en donde se transfiere un total de 46.275 MW requiriendo un valor total de área de transferencia de 27.167m^2 .

Otra de las diferencias que puede observarse en esta zona del HRSG al comparar las Figuras 3.19 y 3.20 es la posición en que ingresa el recalentamiento del vapor. En la configuración correspondiente a la solución MINLP (3.20), el vapor que abandona la turbina ST1 (corriente #52 = #56) se mezcla con el vapor recalentado que abandona el sobrecalentador “6.mp” (corriente #26 = #30) e ingresa al sobrecalentador “2.mp”. Por su parte, en la solución de Franco (Figura 3.19) la corriente que abandona el evaporador “7.mp” (corriente #25) primero se recalienta en el sobrecalentador “6.mp” y luego se mezcla con la corriente que abandona ST1 (corriente #52 = #54) para luego la corriente resultante (corriente #28 = #31) ingresar al segundo sobrecalentador del nivel de media presión “5.mp” y terminar en el sobrecalentador “2.mp”.

Finalmente, en la zona fría del HRSG, definida por las secciones $i = 9, 10, 11, 12$ y 13 la solución MINLP involucra 4 intercambiadores en lugar de 5 como ocurre en Franco (2006). Precisamente, además del evaporador, la solución MINLP involucra 1 economizador y dos sobrecalentadores todos intercambiando calor en serie con la corriente de gas, mientras que la solución de Franco (2006) involucra 1 economizador adicional en el nivel de media presión que junto con el sobrecalentador “9.lp” intercambian calor en paralelo con la corriente de gas. De este modo en esta zona del HRSG, la disposición de los equipos en la solución MINLP permite intercambiar 69.0637 MW requiriendo un valor de área total de $46.3771 \times 10^3 \text{m}^2$ comparado con 79.4154 MW y $45.1318 \times 10^3 \text{m}^2$ requeridos en la solución de Franco (2006). Si bien en esta zona del HRSG la solución de Franco aparenta ser más eficiente que la solución MINLP, las relaciones cargas calóricas y áreas requeridas en las otras dos zonas del HRSG determinan que la solución MINLP sea más atractiva que la solución de Franco.

Los diagramas “T vs Q” presentados en las Figuras 3.21 y 3.22 correspondientes a las dos configuraciones permiten apreciar claramente las diferencias de temperatura entre los lados calientes y fríos de cada intercambiador. Estas diferencias determinan las fuerzas impulsoras correspondientes y junto a las cargas calóricas determinan el área de transferencia de calor.

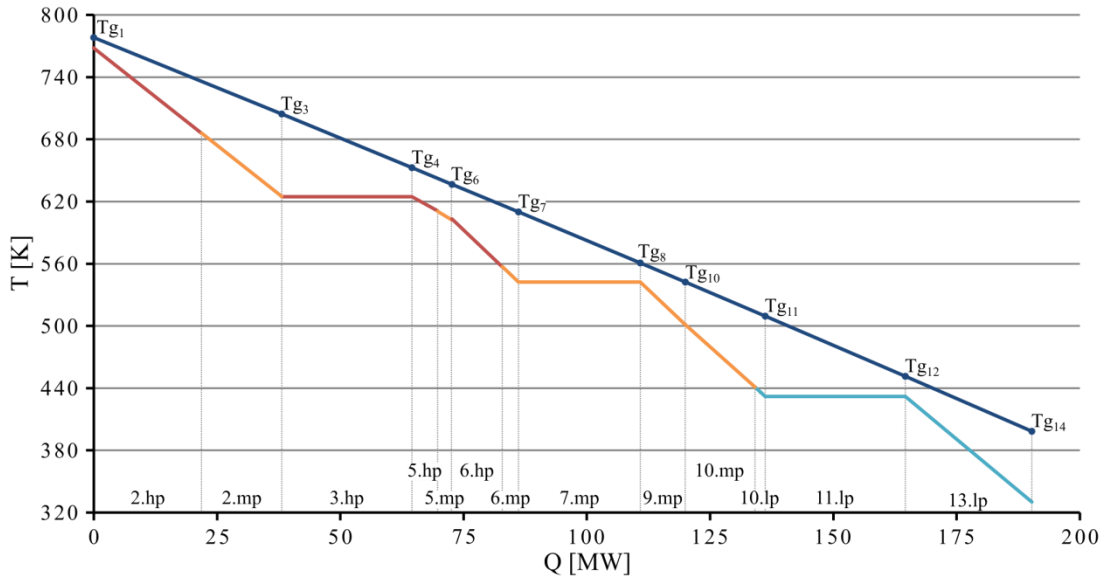


Figura 3.21. Diagrama “ T vs Q ” correspondiente a la solución de Franco (2006).

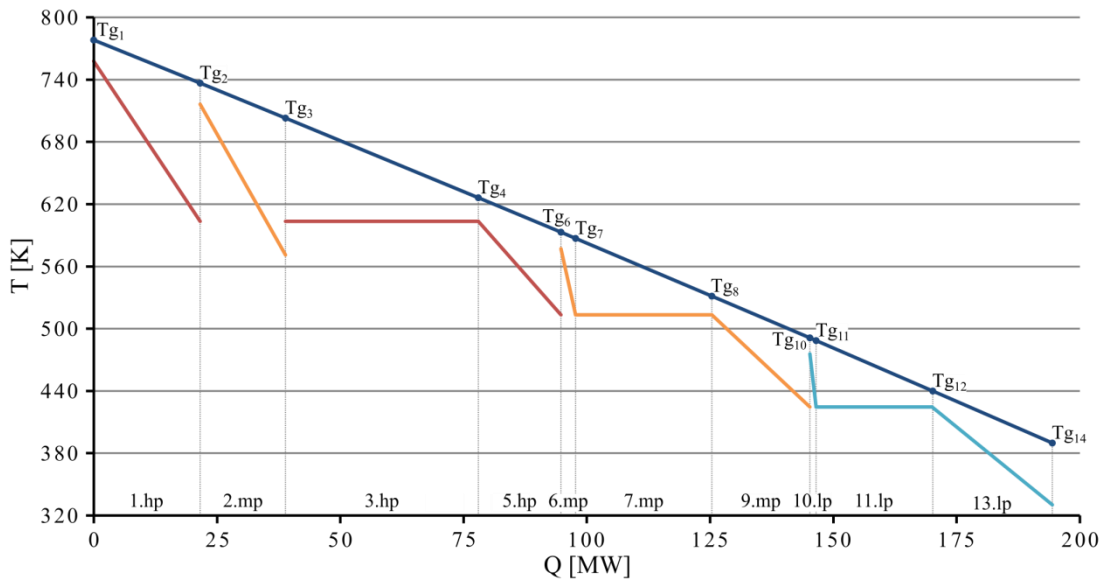


Figura 3.22. Diagrama “ T vs Q ” correspondiente a la solución óptima obtenida por el modelo MINLP.

En las Figuras 3.19 y 3.20 se muestra la contribución de cada turbina a la generación de potencia total como así también el consumo de potencia en cada una de las bombas. Como se puede observar la producción neta de potencia en ambos casos es 63.0263 MW, lo que se obtiene produciendo en la solución MINLP 63,8108 MW en las turbinas de vapor ST1 (11.1409 MW), ST2 (22.332 MW) y ST3 (30.3379 MW) ya que 0,7844 MW son requeridos para el funcionamiento de las tres bombas presentes P1 (0.2079 MW), P6 (0.5372 MW) y P10 (0.0393 MW). Por su parte, en la solución de Franco, se generan 64.0012 MW ya que el consumo total requerido por parte de las bombas es 0.9749 MW. En ambas soluciones, la mayor generación de potencia se produce en la

turbina que opera en el nivel de baja presión mientras que la menor generación ocurre en la turbina que opera en el nivel de alta presión. También, se puede observar que la turbina que opera en el nivel de baja presión en la solución MINLP genera más potencia que en la solución de Franco contrariamente a lo que ocurre en las otras dos turbinas.

En la Tabla 3.16 se muestra un resumen de las estadísticas principales del modelo. La resolución se llevó a cabo con los resolvers nativos de GAMS utilizando sus opciones por defecto en el caso de SBB y modificándolas para el caso de DICOPT. Es importante destacar que se llegó a una solución factible utilizando DICOPT con sus opciones por defecto, sin embargo esta resultó peor que la obtenida con SBB. Posteriormente, al modificar el criterio de finalización del resolver, se obtuvo la misma solución.

Tabla 3.16. Estadísticas principales del modelo presentado.

Estadísticas	Valor	Observaciones
Variables	498	22 bloques
Ecuaciones	744	83 bloques
Variables discretas	42	
SBB (MINLP) y CONOPT (NLP)		
Nodos B&B	144	
Tiempo de resolución	1:38 min	Optcr=0
Iteraciones	24394	
DICOPT (MINLP), CBC (MIP) y CONOPT (NLP)		
Tiempo de resolución	8 seg	
Iteraciones Principales	7	Stop NLP worsening
DICOPT (MINLP), CBC (MIP) y CONOPT (NLP) (opciones modificadas)		
Tiempo de resolución	45 seg	
Iteraciones Principales	20	Máximo de iteraciones

3.4.3.1 Solución óptima permitiendo intercambiadores en paralelo

En este apartado el modelo se resuelve permitiendo ahora la existencia de intercambiadores de calor en paralelo, y manteniendo el mismo número total de intercambiadores del caso anterior (10) con lo cual aumenta los grados de libertad con respecto al modelo anterior ya que la superestructura embebe un mayor número de configuraciones candidatas. Para lograr esto se debe modificar la ecuación (3.5) de manera de permitir que existan como máximo dos equipos en una misma sección (el miembro derecho de la ecuación (3.5) se reemplaza por el valor de 2). Además,

se propone que el par de intercambiadores sea ubicado únicamente en una sola sección siendo el lugar de la ubicación una variable de optimización.

Nuevamente se utiliza una proposición lógica para formular las correspondientes restricciones algebraicas del modelo. Las proposiciones lógicas (L.3.13) a (L.3.15) establecen que al existir dos equipos en la sección i (en este caso “ $i.lp$ ” e “ $i.mp$ ”) se prohíba la posibilidad de que las demás secciones seleccionen intercambiadores en paralelo.

$$X_{i,lp} \wedge X_{i,mp} \Rightarrow \bigwedge_{\forall i'/i \neq 11,7,3,2,1,i} \neg(X_{i',lp} \wedge X_{i',mp}) \quad \forall i / i \neq 11,7,3,2,1 \quad (\text{L.3.13})$$

$$X_{i,lp} \wedge X_{i,mp} \Rightarrow \bigwedge_{\forall i'/i \neq 11,7,3,2,1,i} \neg(X_{i',lp} \wedge X_{i',hp}) \quad \forall i / i \neq 11,7,3,2,1 \quad (\text{L.3.14})$$

$$X_{i,lp} \wedge X_{i,mp} \Rightarrow \bigwedge_{\forall i'/i \neq 11,7,3,i} \neg(X_{i',mp} \wedge X_{i',hp}) \quad \forall i / i \neq 11,7,3,2,1 \quad (\text{L.3.15})$$

Las secciones 11, 7 y 3 se excluyen por la presencia de evaporadores que no tienen condicionada su existencia. Por otro lado, las secciones 2 y 1 se omiten en algunos casos debido a que en estas secciones no existe el nivel de baja presión (lp). Por cuestiones de espacio no se presenta la aplicación de los pasos básicos utilizados para transformar la proposición (L.3.13) a (L.3.15) en las restricciones (3.39) a (3.41).

$$1 - x_{i,lp} + 1 - x_{i,mp} + 1 - x_{i',lp} + 1 - x_{i',mp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3,2,1 \wedge i' \neq 11,7,3,2,1, i \quad (3.39)$$

$$1 - x_{i,lp} + 1 - x_{i,mp} + 1 - x_{i',lp} + 1 - x_{i',hp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3,2,1 \wedge i' \neq 11,7,3,2,1, i \quad (3.40)$$

$$1 - x_{i,lp} + 1 - x_{i,mp} + 1 - x_{i',mp} + 1 - x_{i',hp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3,2,1 \wedge i' \neq 11,7,3, i \quad (3.41)$$

De manera similar, se debe prohibir la existencia de equipos en paralelo en todas las secciones cuando en una de ellas existan los equipos “ $i.lp$ ” e “ $i.hp$ ” (ecuaciones (3.42) a (3.44)) o el caso restante, “ $i.mp$ ” e “ $i.hp$ ” (ecuaciones (3.45) a (3.47)).

$$1 - x_{i,lp} + 1 - x_{i,hp} + 1 - x_{i',lp} + 1 - x_{i',mp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3,2,1 \wedge i' \neq 11,7,3,2,1, i \quad (3.42)$$

$$1 - x_{i,lp} + 1 - x_{i,hp} + 1 - x_{i',lp} + 1 - x_{i',hp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3,2,1 \wedge i' \neq 11,7,3,2,1, i \quad (3.43)$$

$$1 - x_{i,lp} + 1 - x_{i,hp} + 1 - x_{i',mp} + 1 - x_{i',hp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3,2,1 \wedge i' \neq 11,7,3, i \quad (3.44)$$

$$1 - x_{i,mp} + 1 - x_{i,hp} + 1 - x_{i',lp} + 1 - x_{i',mp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3, \wedge i' \neq 11,7,3,2,1, i \quad (3.45)$$

$$1 - x_{i,mp} + 1 - x_{i,hp} + 1 - x_{i',lp} + 1 - x_{i',hp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3, \wedge i' \neq 11,7,3,2,1, i \quad (3.46)$$

$$1 - x_{i,mp} + 1 - x_{i,hp} + 1 - x_{i',mp} + 1 - x_{i',hp} \geq 1 \quad \forall i, i' / i \neq 11,7,3, \wedge i' \neq 11,7,3, i \quad (3.47)$$

Incorporando dichas restricciones al modelo anterior y resolviendo el modelo resultante se obtiene la configuración óptima ilustrada en la Figura 3.23.

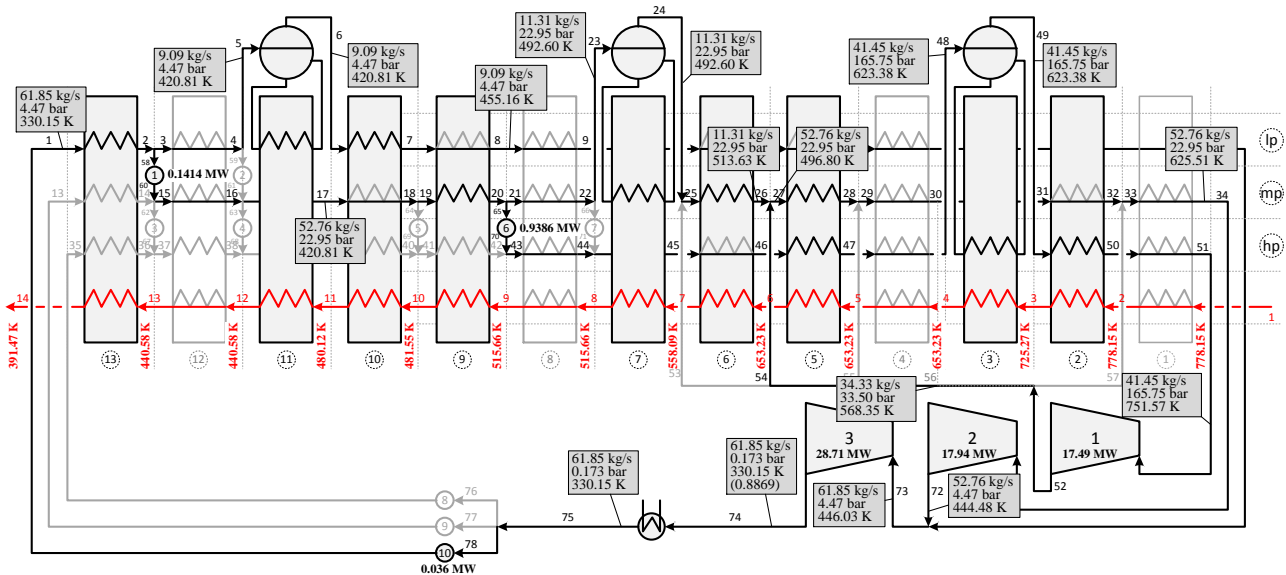


Figura 3.23. Solución óptima obtenida al permitir una sección en paralelo.

Como indican los resultados en la Tabla 3.17, esta nueva configuración con 2 intercambiadores en paralelo reduce el área total de transferencia de calor en un 5.5 % respecto a la solución obtenida sin permitir intercambios en paralelo (100.2998 vs $105.8303 \times 10^3 \text{ m}^2$) y 9.06 % respecto a la solución de Franco (2006) (100.2998 vs $110.2892 \times 10^3 \text{ m}^2$).

Como se ilustra en la Figura 3.23, los intercambiadores que operan en paralelo con la corriente de gas fueron óptimamente ubicados en la sección $i=5$ y se tratan del sobrecalentador “5.mp” y el economizador “5.hp”. La principal diferencia entre las soluciones es que el segundo sobrecalentador del nivel de media presión “2.mp” de la Figura 3.20 es reubicado en la sección $i=5$ para intercambiar calor en paralelo con el economizador “5.hp” según se ilustra en la Figura 3.23.

La redistribución del sobrecalentador permitió no solo modificar convenientemente los flujos y presiones del fluido circulante en los tres niveles de presión sino las diferencias de temperaturas y por ende las fuerzas impulsoras apropiadas en cada uno de los intercambiadores que implicaron un menor requerimiento de área total de transferencia de calor. Por ejemplo, si bien las cargas calóricas en dichos sobrecalentadores son similares en ambas soluciones (“2.mp” = 17.3222 MW y “5.mp” = 17.0054 MW), la nueva configuración implicó un aumento del área de transferencia de calor de $2.0395 \times 10^3 \text{ m}^2$, precisamente el área en la nueva solución aumentó desde 5.8987 (“5.mp”) hasta $7.9382 \times 10^3 \text{ m}^2$ (“2.mp”), implicando distintos valores de fuerzas impulsoras (58.73 vs 42.84 K) debido a las variaciones en los valores de las temperaturas involucradas.

También se puede observar que si bien el flujo de fluido circulante es muy similar en ambos casos (61.12 vs 61.85 kg/s), las distribuciones de flujos dentro del HRSG son diferentes. Para la solución sin intercambios en paralelo (Figura 3.20), los flujos del fluido circulante en el nivel de baja, media y alta presión son, respectivamente, 11.14, 15.64 y 34.33 kg/s mientras que en la solución incluyendo intercambios en paralelo (Figura 3.23) son 9.09, 11.31 y 41.45 kg/s.

Otras de las variables de operación que son muy diferentes son las presiones de trabajo en los evaporadores y por ende las presiones de operación de las turbinas. Para la solución sin intercambios en paralelo (Figura 3.20), las presiones de los evaporadores de baja, media y alta son, respectivamente, 4.92, 33.5 y 128.94 bar mientras que en la solución incluyendo intercambios en paralelo (Figura 3.23) son 4.47, 22.95 y 165.75 bar.

También, se puede apreciar diferencias en las potencias generadas en las turbinas obtenidas para las dos soluciones. Las potencias generadas en las turbinas #1 y #2 en la solución con intercambiadores en paralelos son prácticamente similares generando cada una aproximadamente 17.5 MW mientras que la turbina #3 genera 11.2 MW más (28.7115 MW). Por su parte, las potencias generadas en las turbinas #1, #2 y #3 en la solución sin intercambiadores en paralelos se distribuyen de distinta manera respecto a la solución anterior. Las potencias generadas son 11.1409, 22.332 y 30.338 MW, respectivamente.

Las temperaturas de entrada y salida en todas las turbinas obtenidas en la solución con paralelo son menores respecto a la otra solución. Ciertamente, las temperaturas de entrada son: 751.57 vs 757.55 K (turbina #1), 625.51 vs 717.24 K (turbina #2) y 446.03 vs 481.68 K (turbina #3); mientras que las temperaturas de salida son: 568.35 vs 468.35 K (turbina #1), 444.48 vs 483.05 K (turbina #2) y 330.15 vs 330.15 K (turbina #3). Las temperaturas de descarga de la turbina #3 son similares debido a que la presión de trabajo del condensador es igual y conocida (parámetro) en ambos casos, de igual manera, el título de la corriente de salida de la turbina #3 es menor para el caso con equipos en paralelo (0.8869 vs 0.9047).

Tabla 3.17. Comparación de variables principales.

	No paralelo	Paralelo
W^{total} [MW]	63.0263	63.0263
A^{total} [$\times 10^3 \text{m}^2$]	105.8303	100.2998

Respecto al consumo de potencia requerido por las bombas se puede observar en la Figura 3.23 que a pesar que los flujos que atraviesan las bombas #1 y #10 en la solución permitiendo

equipos en paralelo son mayores que en la de la Figura 3.20 (52.76 vs 49.98 kg/s en la bomba #1 y 61.85 vs 61.12 kg/s en la bomba #10) requieren menos potencia ya que la diferencia de presión necesaria en la solución con equipos en paralelo es mucho menor que en la solución sin paralelo (18.48 vs 28.58 bar en la #1 y 4.297 vs 4.747 bar en la #10). En otras palabras, la disminución del ΔP influye más que el aumento de los flujos resultando en un menor requerimiento de potencia. Sin embargo, el consumo de potencia en la bomba #6 requerido por la solución con paralelo es mayor, ya que no solo el flujo es mayor sino también la caída de presión requerida (142.8 vs 95.44 bar). De esta manera, a diferencia de lo que ocurre con la bomba #1 y #10, el flujo y el ΔP requeridos por la bomba #6 en la solución permitiendo equipos en paralelo contribuyen directamente al aumento de la potencia.

Finalmente la Tabla 3.18 compara los valores óptimos de cargas calóricas, fuerzas impulsoras y áreas de transferencia de calor en cada uno de los intercambiadores del HRSG incluyendo los valores correspondientes al condensador del ciclo. Según se puede observar las áreas de los intercambiadores “13.lp” y “9.mp” son menores con respecto a la solución sin paralelo pero el área requerida en el intercambiador “5.hp” es mayor. Las razones de dichas variaciones obedecen a distintos motivos. Por ejemplo, la reducción de área en “13.lp” se debe principalmente a la fuerza impulsora ya que las cargas calóricas son prácticamente similares (24.00 MW) en ambos caso pero la fuerza impulsora en la solución con paralelo es 4 K mayor (36.63 vs 32.89 K) que en la solución sin paralelo y lo que resulta en un menor requerimiento de área. Por el contrario, el “5.hp” muestra claramente que el área de transferencia de calor aumenta en la misma proporción con que aumenta la carga calórica (15.4159 vs 8.7035 $\times 10^3 \text{m}^2$ y 30.1434 vs 16.761 MW) ya que ambas soluciones involucran prácticamente el mismo valor de ΔT (45.5 K).

Tabla 3.18. Valores óptimos correspondiente a cada intercambiador (Figura 3.20 y Figura 3.23).

	Modelo MINLP (Figura 3.20)			Modelo MINLP (Figura 3.23)		
	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{m}^2$]	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{m}^2$]
13.lp	24.3697	32.8921	17.392	23.7015	36.632	15.1882
9.mp	19.9102	37.1868	12.5683	16.7669	38.8605	10.1283
5.hp	16.761	45.2057	8.7035	30.1434	45.9002	15.4159
11.lp	23.5129	34.3375	15.6695	19.2749	35.9248	12.2777
7.mp	27.617	39.4836	16.0059	21.038	40.5887	11.8609
3.hp	39.0807	51.6628	17.3102	36.8643	58.5183	14.4156
10.lp	1.2709	34.0113	0.7473	0.7001	40.6285	0.3446
6.mp	2.9749	37.3604	1.5925	0.7156	55.1147	0.2597
5.mp	0	29.3372	0	17.0054	42.8443	7.9382
2.mp	17.3222	58.7321	5.8987	0	124.3205	0
2.hp	0	115.4543	0	27.3951	55.819	9.8157
1.hp	21.6179	59.5074	7.2656	0	26.5742	0
cond	130.7811	14.358	2.6766	129.7306	14.358	2.6551

El diagrama “ T vs Q ” de la Figura 3.24 corresponde a la solución presentada en la Figura 3.20. En el mismo puede apreciarse como las temperaturas de la corriente de gas y las del fluido circulante varían a lo largo del HRSG.

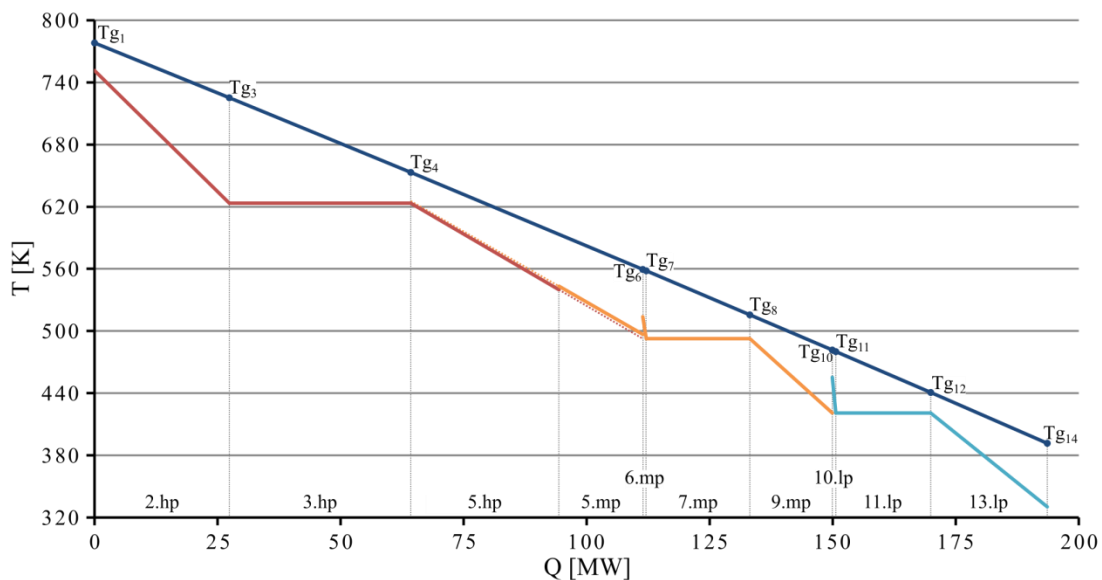


Figura 3.24. Diagrama “ T vs Q ” de la solución óptima encontrada permitiendo intercambiadores en paralelo (Figura 3.23).

3.5 Conclusiones del capítulo

En este capítulo se presentó un modelo matemático que permite abordar la tarea de síntesis y diseño óptimo de ciclos combinados. El modelo fue aplicado satisfactoriamente a diferentes casos de estudios considerando distintas funciones objetivos. En los dos primeros casos de estudio el ciclo combinado fue optimizado proponiendo la minimización del área total de transferencia de calor sin considerar el ingreso de vapor para recalentamiento y en el otro caso considerándolo; las soluciones obtenidas fueron comparadas entre sí. En ambos casos se impuso generar, mediante una restricción de desigualdad, un mínimo valor de potencia (350 MW). Como era de esperar, la solución que se obtuvo al considerar recalentamiento del vapor proveniente del sistema de turbinas implicó un menor requerimiento de área de transferencia de calor. Entre otras restricciones estructurales, el modelo considera dos posibilidades para llevar a cabo el recalentamiento del vapor: una posibilidad es que se realice en el sobrecalentador existente en el nivel de media presión y la otra es que se agregue un segundo sobrecalentador. La comparación de resultados indicó que el valor mínimo valor de área total de transferencia de calor considerando recalentamiento es aproximadamente 20 % menor que la requerida sin recalentamiento (166.104 vs $132.673 \times 10^3 \text{m}^2$) y que el recalentamiento del vapor implicó agregar un sobrecalentador adicional por lo cual el número total de intercambiadores resultó ser 10 en lugar de los 9 intercambiadores requeridos en la solución obtenida sin recalentamiento que es el mínimo número de intercambiadores posibles.

Luego, para el caso de recalentamiento de vapor, se propuso la minimización del costo total anual para lo cual fue necesario introducir el modelo de costo correspondiente. Como resultado de la optimización se obtuvo que el costo total anual mínimo es 151.9393 MUSD/año requiriendo un consumo de combustible de 12.2474 kg/s y $70.2634 \times 10^3 \text{m}^2$ de área total de transferencia de calor. El modelo de costo propuesto y la minimización del TAC (costo total anual) no implicaron el hallazgo de una nueva configuración óptima de intercambiadores ya que se obtuvo la misma configuración obtenida al minimizar el área total de transferencia de calor.

Posteriormente, soluciones obtenidas imponiendo distintas restricciones sobre la configuración del HRSG fueron comparadas entre si incluyendo la solución reportada por Franco (2006) utilizada como solución de referencia en esta tesis. Por ejemplo, el modelo fue resuelto permitiendo la existencia de intercambiadores de calor en paralelo lo cual aumentó los grados de libertad con respecto a los modelos anteriores ya que la superestructura embebe un mayor número de configuraciones candidatas. Además, se propone que el par de intercambiadores operando en forma paralela sea ubicado únicamente en una sola sección siendo el lugar de la ubicación una

variable de optimización. Los resultados obtenidos fueron comparados con los obtenidos sin permitir intercambios en paralelo. En ambos problemas el número máximo total de intercambiadores es 10.

Como solución óptima se obtuvo una nueva configuración involucrando 10 intercambiadores de los cuales dos intercambian calor en paralelo con la corriente de gas reduciendo el área total de transferencia de calor en un 5.5 % respecto a la solución obtenida sin permitir intercambios en paralelo (100.2998 vs $105.8303 \times 10^3 \text{m}^2$) y 9.06 % respecto a la solución de Franco (100.2998 vs $110.2892 \times 10^3 \text{m}^2$). Precisamente, los intercambiadores que operan en paralelo con la corriente de gas fueron óptimamente ubicados en la sección $i=5$ y se tratan del sobrecalentador “5.mp” y economizador “5.hp”. La principal diferencia entre las soluciones es que el segundo sobrecalentador del nivel de media presión “2.mp” de la Figura 3.20 es reubicado en la sección $i=5$ para intercambiar calor en paralelo con el economizador “5.hp” (Figura 3.23). La redistribución del sobrecalentador permitió no solo modificar convenientemente los flujos y presiones del fluido circulante en los tres niveles de presión sino las diferencias de temperaturas y por ende las fuerzas impulsoras apropiadas en cada uno de los intercambiadores que implicaron un menor requerimiento de área total de transferencia de calor.

En resumen, a partir de los resultados discutidos en este capítulo se concluye que los modelos matemáticos presentados determinan sistemáticamente no solo las condiciones óptimas de operación y tamaños de los equipos sino también la configuración de los intercambiadores dentro de la caldera de recuperación del ciclo combinado y que los mismos son lo suficientemente “robustos” para resolver distintos problemas de optimización considerando distintas funciones objetivo. Esto representa una ventaja importante ya que dichos modelos pueden ser acoplados a otros procesos y así poder optimizarlos en conjunto. Por ejemplo, en el Capítulo 5 los modelos serán considerados para estudiar el acople de una planta de captura de CO_2 a ciclos combinados y en el Capítulo 6 los modelos serán considerados para estudiar plantas de utility (servicios auxiliares).

Ahora bien, como se mencionó durante la presentación de los resultados los modelos fueron resueltos con resolvedores incluidos en GAMS, precisamente con SBB y DICOPT. En el capítulo siguiente se presentará una metodología alternativa de resolución y será aplicada a dos casos de estudio presentados en este capítulo.

Capítulo 4

Metodología de resolución propuesta

4.1 Introducción

Los modelos de síntesis propuestos en el capítulo anterior contienen decisiones discretas y continuas implicando resolver en todos los casos un modelo matemático del tipo Mixto Entero No Lineal (MINLP). El software de implementación (GAMS) cuenta con varios resolvedores para este tipo de problemas y en nuestro caso se ha optado por SBB (Branch and Bound) y DICOPT (Outer Approximation).

El resolvedor SBB realiza un proceso de ramificación y acotamiento (branch and bound) resolviendo sucesivos problemas NLP con algunas variables binarias fijas. Mediante diferentes opciones se puede establecer cuál es el criterio de finalización, de selección de nodos y de selección de variable binaria a fijar (Brooke et al., 2015).

Por otro lado, el resolvedor DICOPT resuelve el problema original (relajado o con binarias fijas según se elija) y a partir de esta solución genera un problema MIP del cual obtiene todas las variables binarias. Luego, con estas variables fijas resuelve el NLP original. En la siguiente iteración, el resolvedor agrega un corte entero que impide volver a obtener como resultado del MIP el conjunto de variables binarias ya seleccionadas en iteraciones anteriores (Brooke et al., 2015).

La ventaja de utilizar los resolvedores nativos del software es que ya se encuentran implementados y realizan todo el proceso mencionado de manera automática, con la mínima

participación del usuario. Por otro lado, la principal desventaja es que se pierde información e incidencia sobre los sucesivos problemas intermedios.

Debido a la complejidad del modelo con el que se está trabajando pueden existir problemas intermedios infactibles pero que en realidad no lo son. Es decir, el motivo de la infactibilidad puede ser por algún error durante su resolución (pérdida de factibilidad, errores de dominio, etc.) o, lo que es más frecuente, debido a una “pobre” inicialización. La ventaja en desarrollar una estrategia de resolución “propia” radica en el hecho que el usuario puede definir la forma en la que se inicializan los problemas intermedios y cómo manipular las infactibilidades.

Los resultados analizados en el capítulo anterior se obtuvieron utilizando los resolvedores mencionados. Es importante destacar que las soluciones encontradas dependen fuertemente de la inicialización y de las cotas establecidas.

Con el objetivo de ahondar en el análisis de resultados e intentar mejorar las soluciones encontradas, se propone presentar en este capítulo una nueva metodología alternativa de resolución que lleva a cabo una secuencia de ramificación y acotamiento con una estrategia de selección de variables diferentes a las implementadas en los resolvedores nativos de GAMS (SBB).

4.2 Metodología de resolución para la síntesis de un ciclo combinado

La estrategia que se propone se basa en la implementación de dos modelos que trabajan por separado. Uno de los modelos es del tipo entero lineal conformado únicamente por variables binarias (IP) a partir del cual se obtienen estructuras que satisfacen las restricciones enteras y otro modelo del tipo no lineal (NLP) que considera los balances de materia y energía de los equipos presentes en el proceso.

El modelo IP está formado por todas las restricciones lineales en las que aparecen solamente variables binarias. Este problema genera estructuras que satisfacen las imposiciones planteados en el Capítulo 3 (un equipo en paralelo, un economizador por nivel de presión, etc.). Lo importante de este modelo es que al resolverlo por única vez permite conocer la cantidad de configuraciones posibles según las restricciones discretas planteadas.

En el modelo IP la función objetivo carece de importancia, solamente resulta de interés conocer todas las combinaciones posibles que satisfacen las restricciones planteadas (conjunto de soluciones factibles). Debido a que todo modelo de optimización implementado en GAMS necesita una función objetivo para su implementación se propone aquí minimizar el número de equipos. La función objetivo entonces, solo está presente para poder implementar el modelo.

Para conocer el conjunto de soluciones factibles de un problema entero éste se debe resolver de manera iterativa hasta que el mismo resulte infactible. A medida que se avanza en la resolución se deben agregar cortes enteros para bloquear las soluciones previas y así garantizar nuevas soluciones hasta llegar a la infactibilidad.

Para facilitar la obtención del conjunto de soluciones factibles y evitar implementar un proceso iterativo, se propone aprovechar las opciones disponibles en el resolutor CPLEX incluido en GAMS. El mismo, mediante una serie de opciones (optfile), devuelve todas las soluciones enteras factibles (solution pool) sin necesidad de realizar el proceso manualmente mediante la resolución de sucesivos problemas y cortes enteros.

En la Tabla 4.1 se muestran las opciones requeridas por CPLEX para generar el conjunto de soluciones factibles del problema IP. Es importante destacar que en el archivo “estructuras.gdx” se almacenan todas las soluciones encontradas que serán utilizadas en el proceso de búsqueda. Por lo tanto, el primer paso de la estrategia consiste en generar el conjunto de soluciones enteras (*solution pool*) y almacenarlo para su análisis posterior.

Tabla 4.1. Opciones modificadas para obtener el conjunto de estructuras.

Opción de CPLEX	Comentarios	Valor
populatelim	Límite de soluciones	2100000000
solnpoolmerge	Nombre del archivo para almacenar las soluciones	estructuras.gdx
solnpoolintensity	Intensidad de la búsqueda de soluciones	4
solnpoolpop	Métodos para generar el conjunto de soluciones	2

En la Figura 3.1 se observa que cada sección del HRSG tiene diferentes opciones de selección. En este ejemplo, cada sección tiene como máximo cuatro alternativas: Que exista cualquiera de los intercambiadores (lp, mp o hp) o que no exista ninguno. Obviamente, cada sección cuenta con todas o alguna de las alternativas por lo que el conjunto de soluciones del problema IP nos permite conocer qué alternativas de selección existen para cada sección.

El primer paso de la estrategia consiste en obtener el conjunto de soluciones enteras (configuraciones posibles) a partir del modelo IP y almacenarlas para su análisis a lo largo del proceso de búsqueda. Luego, en un segundo paso, la estrategia de resolución comienza a resolver la estructura del HRSG de izquierda a derecha, es decir desde la sección $i=13$ hasta la sección $i=1$. Al fijar alguna de las opciones de una sección, las alternativas disponibles a su derecha (secciones menores) se modifican (disminuyen). Esto se debe a que al fijar la existencia de un equipo de una

sección el conjunto de soluciones factibles es un subconjunto del original. Es decir, del total de soluciones enteras solo se tienen en cuenta las que cumplan con la condición fijada.

El árbol de búsqueda tiene diferentes niveles que representan a cada sección del HRSG. A su vez, en cada nivel existen diferentes nodos que representan la selección de alguna de las alternativas disponibles en dicha sección.

Para cada nodo, las secciones ubicadas a la izquierda se encuentran determinadas por los nodos superiores de los que descende. A su vez, en función de los equipos seleccionados hasta el nodo actual y las estructuras generadas por el problema IP se puede conocer cuáles son los equipos a su derecha que nunca van a formar parte y se los elimina para reducir el tamaño del modelo. En síntesis, un nodo representa una superestructura en la cual los intercambiadores de las secciones mayores o iguales a la de su nivel son conocidos y a la cual se le han eliminado los intercambiadores inexistentes en las secciones menores.

En los apartados siguientes se explicará en detalle la estrategia propuesta aplicándola en los problemas planteados en el Capítulo 3.

4.3 Metodología aplicada a la síntesis de un ciclo combinado sin recalentamiento.

4.3.1 Creación de los modelos IP y NLP

En primer lugar, se deben crear los dos modelos matemáticos necesarios para la implementación de la metodología propuesta (IP y NLP). En la Tabla 4.2 se detallan todas las restricciones que los conforman. Los sets y subsets necesarios para este ejemplo corresponden a los presentados en la sección 3.4.1 para la superestructura sin recalentamiento de la Figura 3.1.

Tabla 4.2. Restricciones que conforman los modelos IP y NLP.

IP	NLP
Selección de equipos: Ecuaciones (3.3) a (3.10).	Propiedades del gas: Ecuación (2.1).
Selección de bombas: Ecuaciones (3.13) y (3.14)	Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).
.	Turbina de gas: Ecuaciones (2.11) a (2.15)
Relación entre las bombas y los intercambiadores: Ecuaciones (3.15) y (3.16).	Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.22)
	Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34)
	Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36)
	Desaireador: Ecuaciones (2.37) a (2.39)
	Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)
	Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49)
	Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)
	Área y Potencia: Ecuaciones (2.52) y (2.53)

Para poder comparar los resultados obtenidos en este capítulo con los presentados en los capítulos anteriores se mantienen los mismos parámetros y cotas de la Tabla 2.1, considerando también la misma producción mínima de potencia (350 MW). También, se asume fija la cantidad de combustible anteriormente utilizada (11.7566 kg/s). La función objetivo para su minimización es en este caso el área total de transferencia calor, definida por la ecuación (2.52).

4.3.2 Desarrollo del árbol de búsqueda

La estrategia de resolución comienza evaluando las alternativas disponibles en la sección 13 (última sección) de la superestructura indicada en la Figura 3.1. A simple vista se observa que para esta sección ($i=13$) existen 3 posibilidades ya que debe existir alguno de los economizadores propuestos (uno por cada nivel de presión). A medida que se avance en la búsqueda, las alternativas posibles para cada sección no resultan tan sencillas de visualizar y esta información se obtiene analizando el conjunto de soluciones del problema entero (IP).

Para la superestructura de la Figura 3.1 existen 112 configuraciones posibles del HRSG y este número aumenta a 334 si se tiene también en cuenta las bombas propuestas; obviamente no todas las alternativas son factibles desde el punto de vista energético pero esto no se puede conocer hasta que se resuelva el modelo NLP.

Como se mencionó, para cada sección puede existir el equipo de baja, de media, de alta o ninguno (4 posibilidades). Al analizar el conjunto de estructuras factibles se demuestra que no existe ninguna configuración para la cual no esté presente ninguno de los equipos de la sección 13. Por lo tanto, de las cuatro alternativas posibles solo quedan tres. Estas tres posibilidades representan los primeros tres nodos a resolver.

El primer nodo a resolver corresponde a la existencia del equipo de baja presión en la sección 13. Al forzar la existencia del intercambiador “13.lp” las estructuras posibles serán todas las que cumplan esta imposición. De este subconjunto de soluciones se puede obtener cuáles son los equipos que no existen y de esta manera reducir el tamaño del problema.

La superestructura asociada a un nodo depende del nivel en que se encuentre el nodo y de los que descienda. Dicha superestructura embebe todas las configuraciones posibles que cumplen con los equipos fijados hasta el nodo en estudio.

A modo de ejemplo, se muestra que al fijar la existencia del intercambiador “13.lp” se obtiene la superestructura de la Figura 4.1. La ventaja de conocer los equipos que no existen es que

ahora no intervienen en el problema, lo que reduce el número de variables y restricciones del modelo. El problema a resolver en cada nodo es del tipo no lineal (NLP) y corresponde a los balances de materia, energía y ecuaciones de diseño de los equipos presentes según la superestructura del propio nodo.

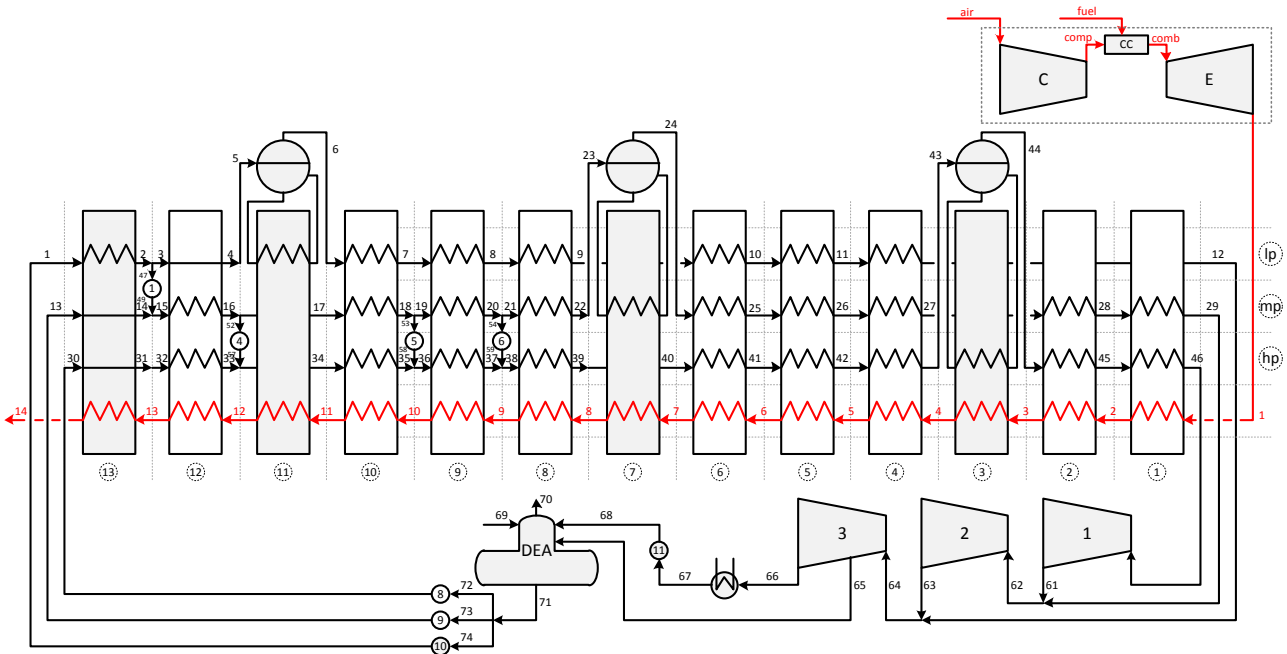


Figura 4.1. Superestructura obtenida en el Nodo 1.

En la Figura 4.2 cada nodo está representado por un rectángulo con tres líneas horizontales. Cada una de estas representa a un nivel de presión y en línea negra se denota el nivel fijado. Para el caso en que se elimine la sección completa las tres líneas aparecerán en color gris. En la Figura 4.2 se presentan los tres primeros nodos de la secuencia.



Figura 4.2. Comienzo del árbol de búsqueda, nodos 1, 2 y 3.

El nodo 2 corresponde a la existencia del equipo “13.mp” mientras que el nodo 3 implica la presencia del intercambiador “13.hp”. En la resolución del problema NLP para el nodo 1 se obtuvo un valor de área total de 151.3531 [$\times 10^3 \text{ m}^2$] y los restantes resultaron infactibles.

Al ser infactibles los nodos 2 y 3, el único nodo activo es el 1 por lo que se continúa con el árbol de búsqueda pasando a la sección 12 descendiendo por el nodo 1. Según la información obtenida a partir del problema IP, las alternativas para la sección 12 que siguen del nodo 1 son tres y corresponden a la existencia del intercambiador “12.mp”, “12.hp” o ninguno de la sección. Estas alternativas se ven claramente en la Figura 4.1 (superestructura del nodo 1) ya que no existe la

posibilidad de que esté presente el intercambiador “12.lp” porque violaría la existencia de un único economizador por nivel de presión (ya se encuentra el “13.lp”).

Continuando con la búsqueda, se resuelven los nodos 4, 5 y 6 (Figura 4.3) que representan las alternativas ya mencionadas (“13.mp”, “13.hp” o ninguno). Los nodos 4 y 5 son infactibles, por lo tanto, se los corta para no explorar soluciones aguas abajo del mismo. En las sucesivas figuras se utilizara la X de color rojo para denotar que una rama es cortada por infactibilidad. Es importante destacar que la enumeración de los nodos se realiza en función del orden en que se van resolviendo los sucesivos problemas.



Figura 4.3. Árbol de búsqueda en la sección 12 siguiendo el nodo 1.

En la sección 11 existe un evaporador que no está sujeto a decisión discreta por tanto se continua con la sección 10. Nuevamente las posibilidades que siguen al nodo 6 son las que se presentan en la Figura 4.4.

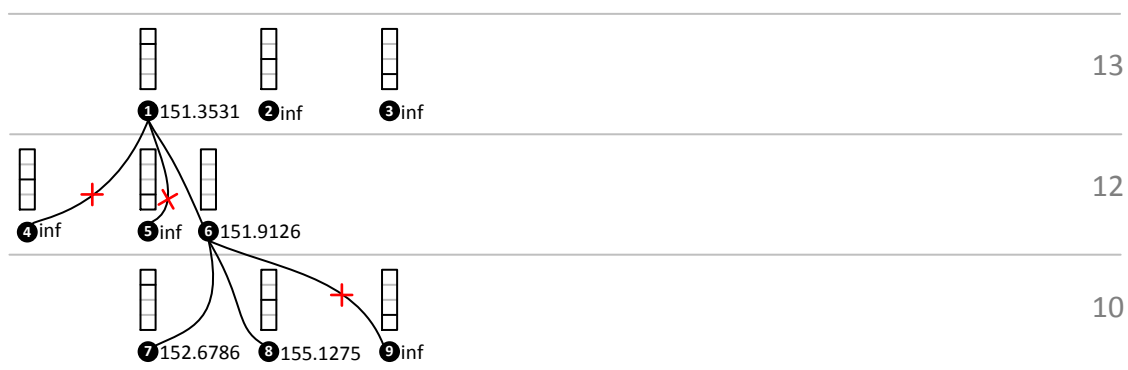


Figura 4.4. Árbol de búsqueda en la sección 10 siguiendo el nodo 1 y 6.

La resolución de los problemas 7,8 y 9 muestran la existencia de dos nodos activos, el 7 y el 8. Se debe elegir uno de ellos para continuar con la búsqueda en profundidad, por lo que se opta por el 7 que tiene un valor menor de la función objetivo (se está minimizando el área total). Nuevamente a modo de ejemplo, en la Figura 4.5 se muestra la superestructura del problema NLP correspondiente al nodo 7.

En la Figura 4.5 se observa que todas las secciones superiores a la 10 tienen una de sus alternativas fijas mientras que para las secciones inferiores (9 a 1) solo se eliminan los equipos que

no están presentes. Esto se debe a que el nodo actual (nodo 7) se encuentra en el nivel correspondiente a la sección 10.

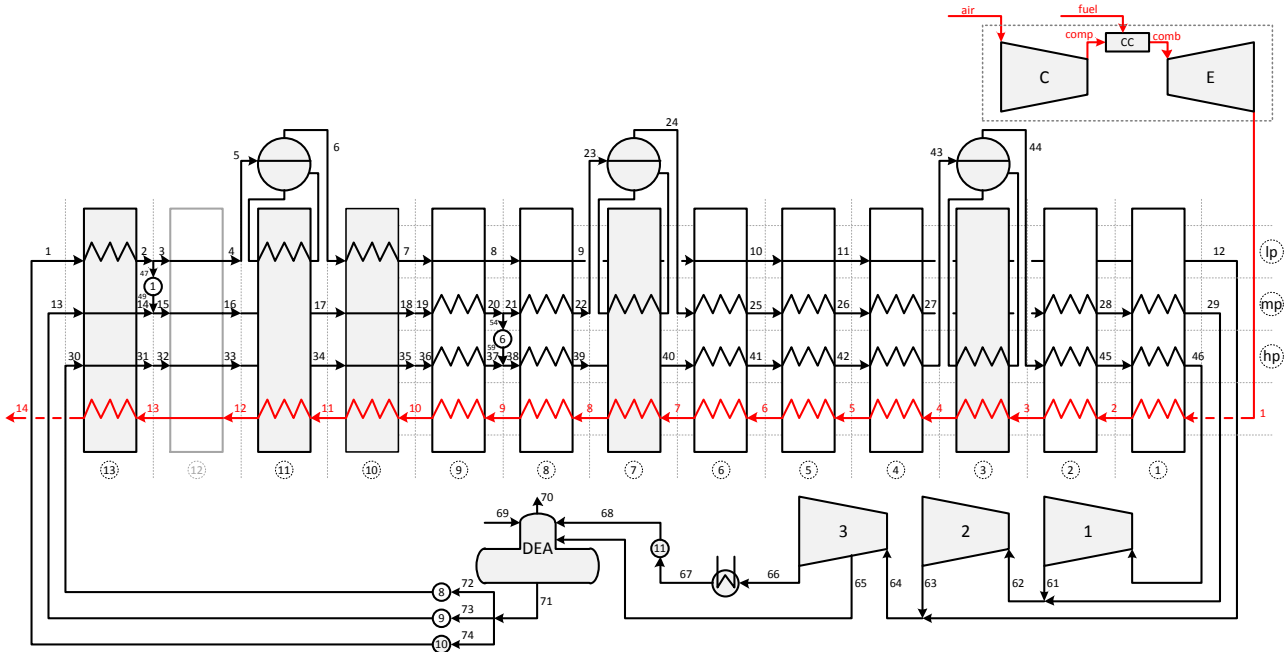


Figura 4.5. Superestructura obtenida en el Nodo 7.

Siguiendo la misma lógica se continúa con los nodos de la sección 9 hasta llegar a la sección 1 en donde la estructura ya queda completamente conformada y se obtiene una solución factible desde el punto de vista estructural y energético (solución entera). En la Figura 4.6 se muestra el árbol de búsqueda hasta llegar a la primera solución entera (nodo 16). En las secciones 6 y 5 se observa que se generaron dos nodos activos y se optó por continuar la búsqueda por los de menor valor de la función objetivo. Precisamente, primero se continuó la búsqueda por el nodo 15 y luego por el 16 quedando como activos los nodos no seleccionados en estas secciones (nodos 14 y 17).

Como se observa en la Figura 4.6 para las secciones inferiores a la 5 (a partir del nodo 16), las alternativas disponibles son únicas por lo que no es necesario volver a resolver el problema fijando estas secciones (alternativas) sino que el mismo nodo 16 ya corresponde a una solución entera. Por tal motivo este se mantiene invariante hasta la sección 1.

A partir de esta solución (nodo 16), el nodo 14 puede ser cortado debido a que la solución entera obtenida es mejor que la de este nodo (166.1044 vs $169.3067 \times 10^3 \text{m}^2$). Obviamente, cualquier solución entera que se obtenga aguas abajo del nodo 14 será peor que la actual que se dispone ($169.3067 \times 10^3 \text{m}^2$). Cabe aclarar que la solución del nodo 14 puede ser un óptimo local por lo que se estaría desestimando una posible mejor solución. No obstante, se debe destacar que esto es una desventaja inherente a cualquier resolución branch and bound de un problema MINLP sin una

estrategia de optimización global en cada nodo. La eliminación de una rama por la presencia de una mejor solución entera se denota en el árbol de búsqueda con una X de color azul.

Hasta este momento se han resuelto 17 nodos y se obtuvo una única solución entera (nodo 16). Según la Figura 4.6 solo restan por expandir dos nodos activos: nodo 8 y nodo 17. Debido a que en las secciones menores se está más cerca de completar la estructura, se busca expandir el nodo más próximo a la solución entera encontrada. Por lo tanto, se expande primero el nodo 17 hasta cerrarlo y luego, en caso de continuar activo, se continúa con el nodo 8.

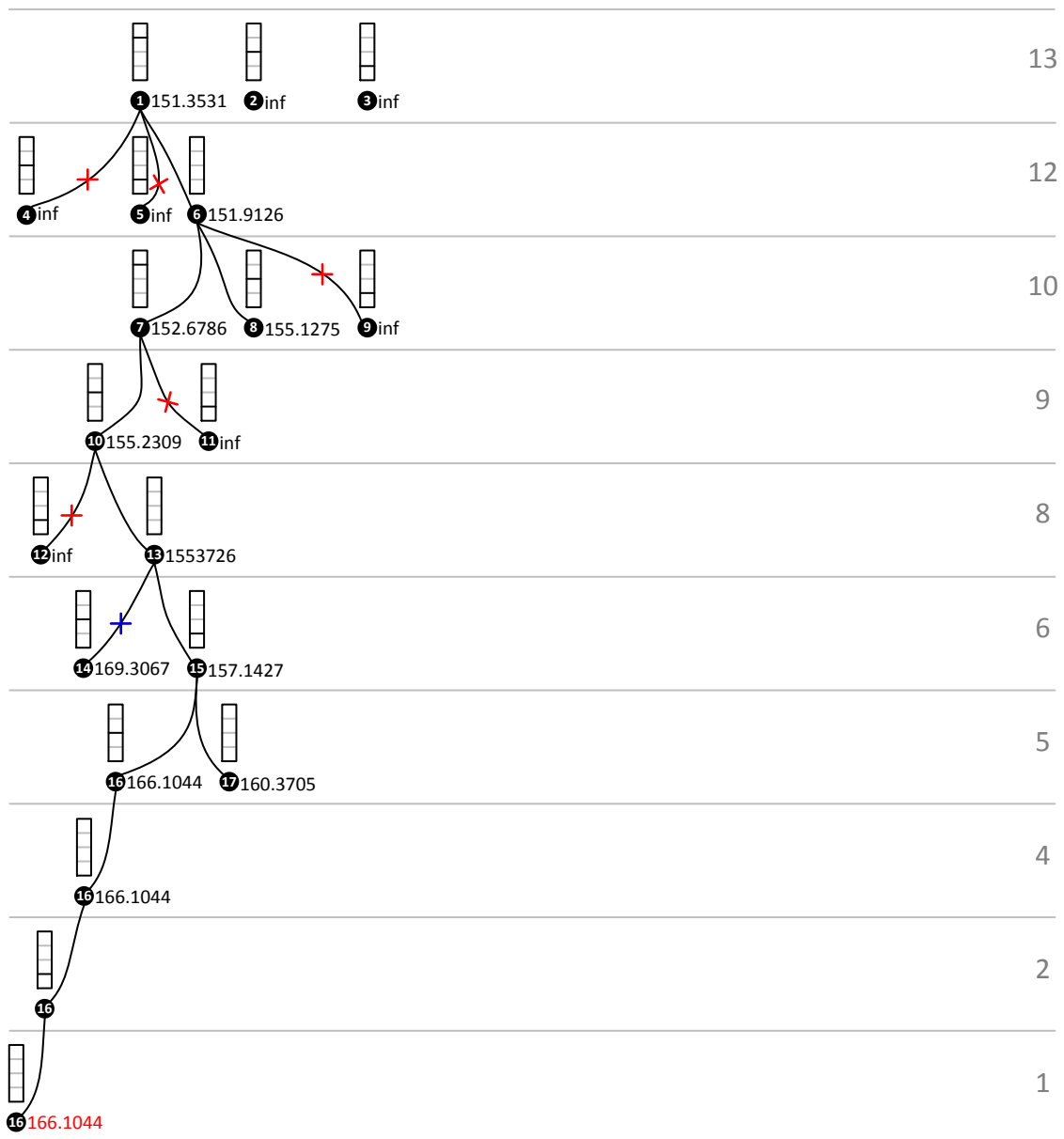


Figura 4.6. Búsqueda en profundidad hasta encontrar la primera solución entera.

En la Figura 4.7 se observa que en la búsqueda en profundidad siguiendo el nodo 17 no es posible encontrar una mejor solución y en consecuencia se cierran todas sus ramas. Al continuar con el nodo 8, se obtiene en el nodo 27 una mejor solución entera ($166.0316 \times 10^3 \text{m}^2$) que reemplaza a la anterior ($166.1044 \times 10^3 \text{m}^2$). Por lo tanto, el único nodo activo es ahora el 22 y en la Figura 4.8 se lo expande hasta cerrarlo.

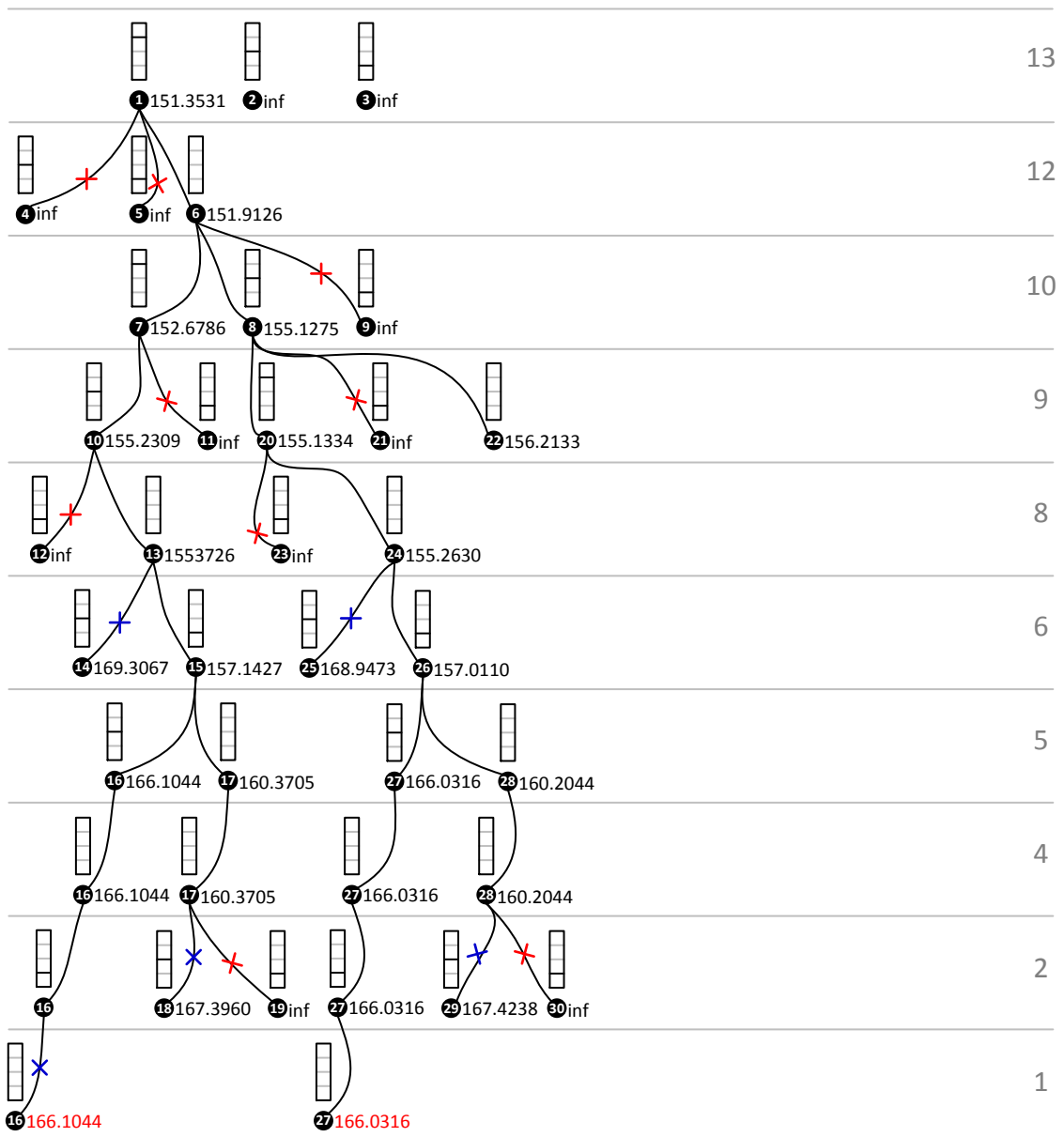


Figura 4.7. Exploración a partir del nodo 17 y 8.

Finalmente, todo el árbol de búsqueda se encuentra explorado (Figura 4.8) y se concluye que la mejor solución encontrada corresponde a la del nodo 27 ($166.0316 \times 10^3 \text{m}^2$). De nuevo es importante aclarar que no se puede garantizar que sea un óptimo global, sin embargo, la solución encontrada mediante la estrategia propuesta es mejor que la que se obtuvo con los resolvers

nativos de GAMS (SBB y DICOPT) en el Capítulo 3 para el ejemplo sin recalentamiento (166.0316 vs $166.1044 \times 10^3 \text{m}^2$).

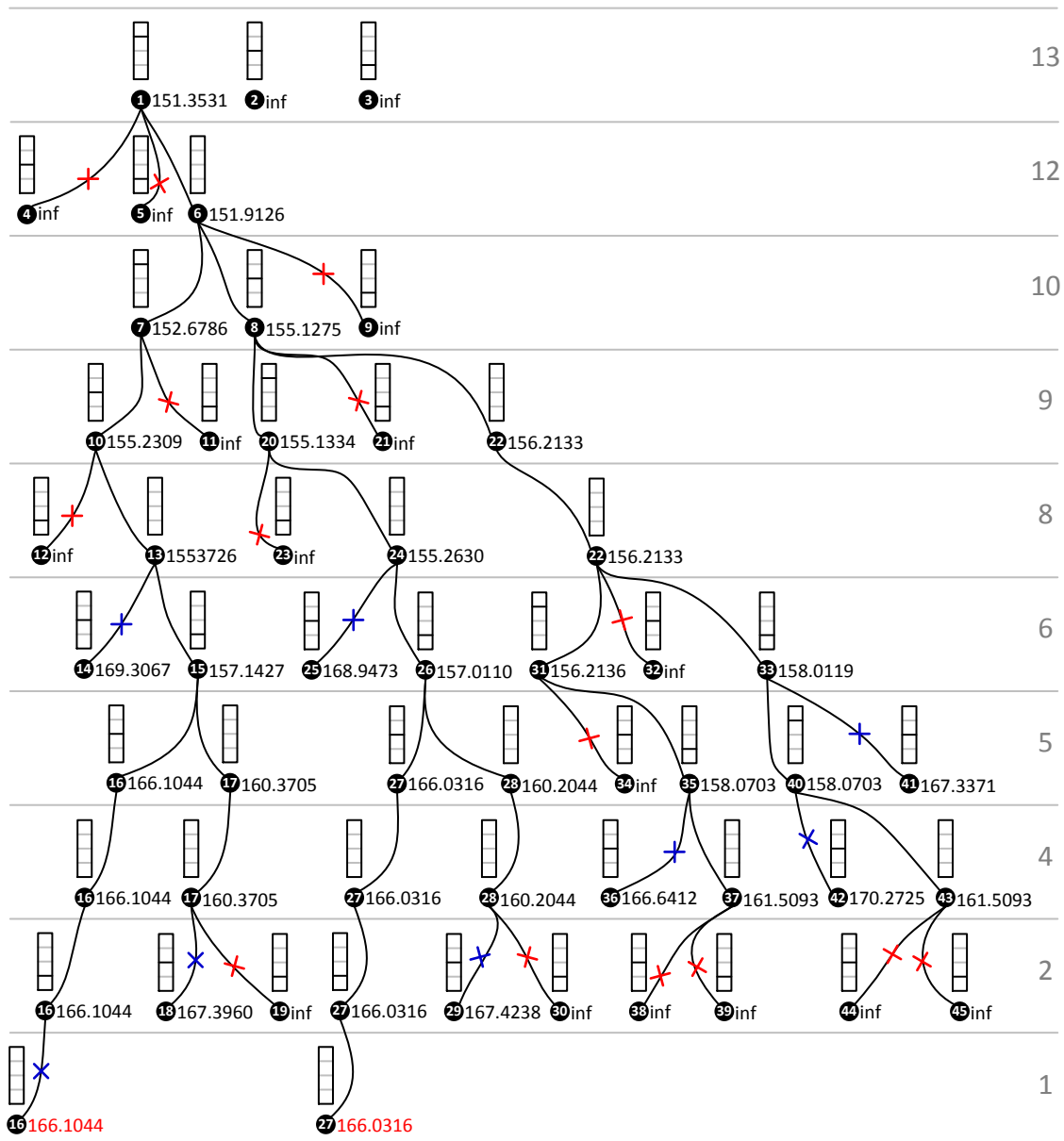


Figura 4.8. Exploración del nodo 22 y finalización de la búsqueda.

Al resolver el nodo 27 los balances de energía terminan seleccionando las bombas 1 y 5 sin necesidad de agregar otros nodos correspondientes a las decisiones de las bombas. Por lo tanto, solo resulta de interés realizar el proceso de ramificación y acotamiento sobre la estructura del HRSG. En la Figura 4.9 se observa la estructura correspondiente al nodo 27.

Como se observa en las Figuras 4.2 a 4.8 se necesitaron resolver 45 nodos para terminar la búsqueda, lo que representa alrededor del 40% de las estructuras posibles (112 configuraciones). Esto muestra la ventaja de aplicar una estrategia branch and bound en vez de realizar una búsqueda exhaustiva (resolver los 112 problemas). Por otro lado, utilizando la estrategia tradicional de branch

and bound (SBB) se tuvieron que resolver 59 nodos lo que representa un 30% más de problemas NLP que utilizando la estrategia propuesta (59 nodos vs 45 nodos). Es importante aclarar que con el objetivo de poder comparar los rendimientos en la resolución, al resolver el problema mediante SBB también se consideraron relajadas las variables binarias referidas a las bombas.

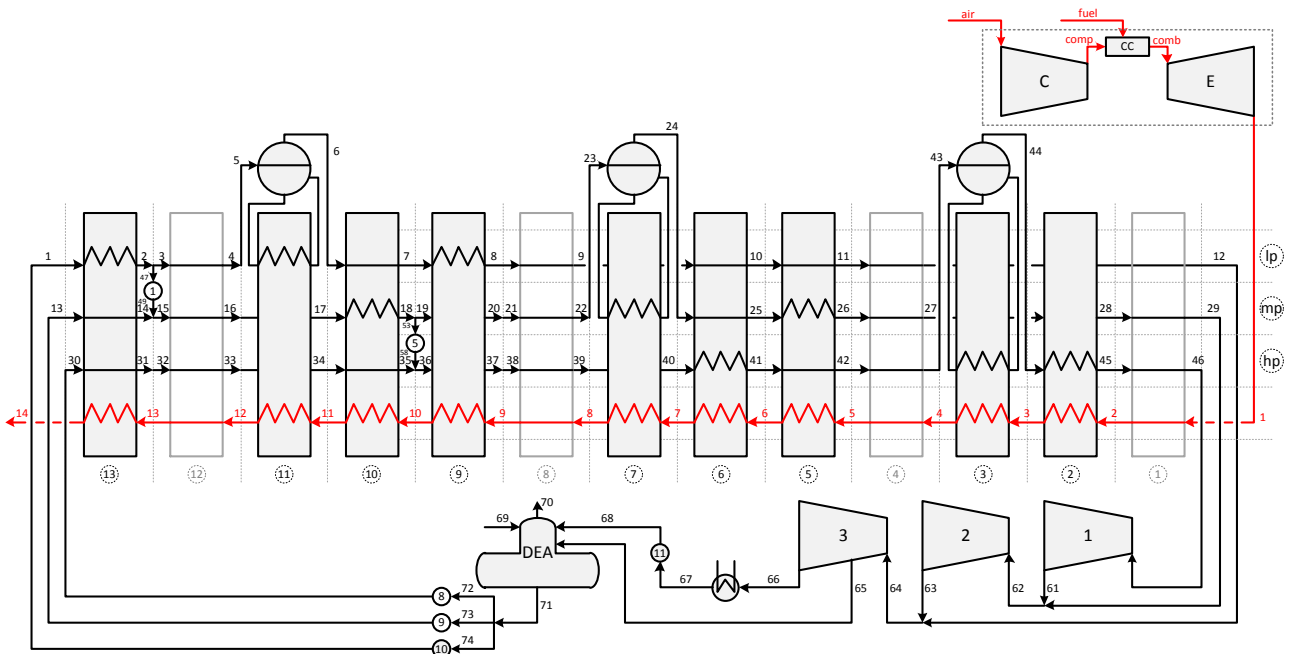


Figura 4.9. Estructura obtenida en el nodo 27.

Para este ejemplo la estrategia propuesta resultó beneficiosa ya que se tuvieron que resolver un 30 % menos de problemas NLP y se ha encontrado una mejor solución. Otra ventaja importante a destacar es la disminución del tamaño del modelo a medida que se avanza en la búsqueda. En la Tabla 4.3 se comparan las dimensiones y tiempos de resolución de los problemas NLP correspondientes a los nodos 1 y 27 (mejor solución).

Tabla 4.3. Comparación entre el nodo 1 y el 27.

	Nodo 1	Nodo 27	Disminución
Número de ecuaciones	501	443	11.58%
Número de variables	409	334	18.34%
Tiempo de resolución	1.873 seg	0.312 seg	83.34%
Cantidad de iteraciones	224	65	70.98%

En la Tabla 4.3 se observa claramente una disminución tanto en el tamaño del modelo como así también en los requerimientos de cómputo. En la Tabla 4.4 se muestra la disminución del tamaño del modelo al comparar el nodo 27 respecto al problema MINLP del Capítulo 3 (sin recalentamiento) pero en este caso con las variables binarias fijas en la estructura seleccionada.

Tabla 4.4. Comparación entre el problema MINLP con la estructura fija y el nodo 27.

	MINLP (estructura fija)	Nodo 27	Disminución
Número de ecuaciones	669	443	33.78%
Número de variables	455	334	26.59%
Tiempo de resolución	0.795 seg	0.312 seg	60.75%
Cantidad de iteraciones	112	65	41.96%

Los valores óptimos correspondientes a cada variable de operación se ilustran en la Figura 4.10. La Tabla 4.5 compara los valores de las cargas calóricas, fuerzas impulsoras y áreas de transferencia de calor de cada uno de los intercambiadores obtenidos con la estrategia y los obtenidos en el Capítulo 3 (SBB).

En la Figura 4.10 se observa como los balances de materia y energía seleccionan las bombas #1 y #5 al hacer cero el flujo de las corrientes #13, #14, #30 a #35, #72 y #73.

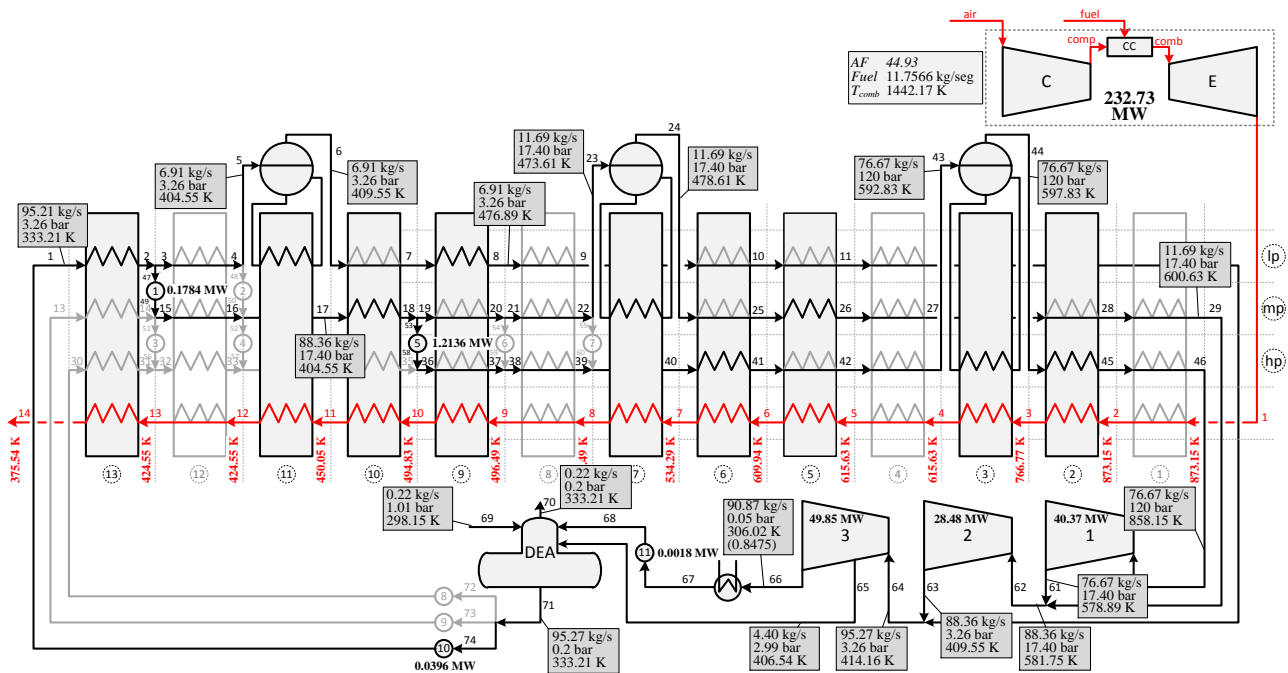


Figura 4.10. Solución óptima obtenida al resolver el nodo 27.

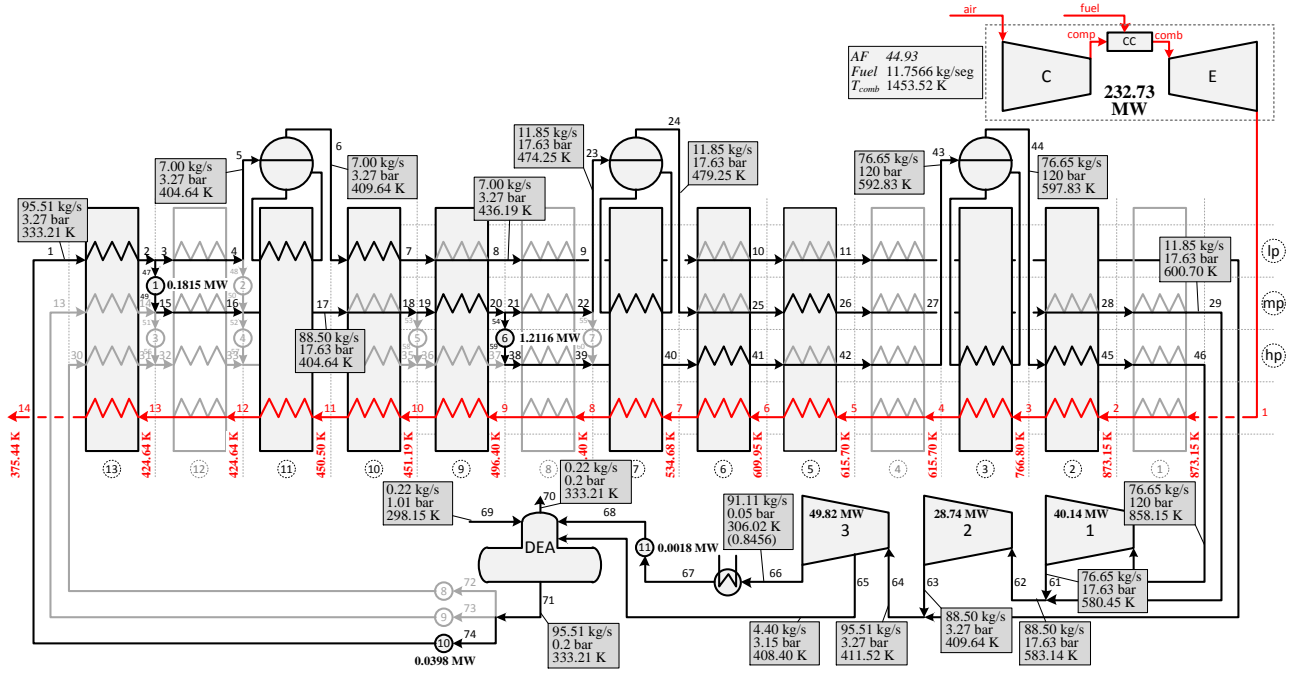


Figura 3.12. Solución óptima obtenida sin recalentamiento (utilizando SBB).

Comparando la Figura 4.10 con la Figura 3.12 (obtenida en el capítulo anterior por el resolvidor SBB) se puede observar que a pesar que el número total de intercambiadores es el mismo en ambas soluciones (9), la disposición del sobrecalentador en el nivel de baja presión y del economizador en el nivel de media presión son diferentes. La Figura 4.10 muestra que el sobrecalentador “9.lp” (sobrecalentamiento del fluido circulante en el nivel de baja presión) está ubicado a la derecha del economizador “10.mp” (calentamiento del fluido circulante en el nivel de media presión) por lo cual la corriente de gas primero intercambia calor en “9.lp” y luego en “10.mp”, contrariamente a lo que ocurre en la solución obtenida por SBB, en donde la corriente de gas primero intercambia calor en “10.mp” y luego en “9.lp”.

Tabla 4.5. Comparación de las soluciones encontradas (sin recalentamiento).

	Capítulo 3 (Figura 3.12)			Nodo 27 (Figura 4.10)		
	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]
13.lp	28.7616	29.7333	22.707	28.6520	29.7716	22.5914
10.mp	0	46.2063	0	26.6117	31.8200	19.6319
9.mp	26.878	32.841	19.2119	-*	-*	-*
6.hp	45.7277	34.2329	31.3565	45.9606	34.3142	31.4414
11.lp	15.2499	25.773	13.5401	15.0373	25.6421	13.4194
7.mp	22.9679	32.5519	16.146	22.6798	33.2104	15.6273
3.hp	94.0808	65.5886	32.824	94.1062	22.8032	32.8844
10.lp	0.4085	25.773	0.317	-*	-*	-*
9.lp	0	32.3845	0	0.9925	44.4238	0.4468
5.mp	3.5248	52.2707	1.3487	3.4844	52.4330	1.3291
2.hp	67.8806	61.5463	22.0584	67.8989	61.5396	22.0667
Cond	186.6633	8.317	6.5949	186.6110	8.317	6.5931

* Las variables relacionadas con equipos no existentes no forman parte del modelo presentado en este capítulo

4.4 Metodología aplicada a la síntesis de un ciclo combinado con recalentamiento

A fines de mostrar la generalidad de la metodología explicada anteriormente, la misma es extendida al caso de incluir el recalentamiento de vapor. A diferencia del caso anterior, el número de decisiones discretas presente en este nuevo problema aumentan considerablemente respecto al caso anterior (sin recalentamiento) y en consecuencia también aumentan los nodos necesarios a explorar.

4.4.1 Creación de los modelos

En la Tabla 4.6 se detallan todas las restricciones que conforman ambos modelos necesarios para la estrategia propuesta (IP y NLP). Los sets y subsets para este ejemplo corresponden a los presentados en la sección 3.4.1 para la superestructura con recalentamiento de la Figura 3.7.

Tabla 4.6. Restricciones que conforman los modelos IP y NLP (con recalentamiento).

IP	NLP
Selección de equipos: Ecuaciones (3.3), (3.5) a (3.10), (3.20) a (3.22)	Propiedades del gas: Ecuación (2.1). Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).
Selección de la corriente de recalentamiento: Ecuación (3.19).	Turbina de gas: Ecuaciones (2.11) a (2.15)
Relación entre los intercambiadores y el ingreso de recalentamiento: Ecuaciones (3.23) a (3.31).	Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.22)
Selección de bombas: Ecuaciones (3.13) y (3.14)	Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34)
.	Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36)
Relación entre las bombas y los intercambiadores: Ecuaciones (3.15) y (3.16).	Desaireador: Ecuaciones (2.37) a (2.39)
	Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)
	Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49)
	Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)
	Área y Potencia: Ecuaciones (2.52) y (2.53)

De manera similar al caso anterior, se mantienen los mismos parámetros y cotas de la Tabla 2.1, se considera también la misma producción mínima de energía (350 MW) y por último se asume fija la misma cantidad de combustible utilizada (11.7566 kg/s). La función objetivo para su minimización es en este caso el área total de transferencia calor, definida por la ecuación (2.52).

4.4.2 Desarrollo del árbol de búsqueda

La superestructura de la Figura 3.7 corresponde a la síntesis de una caldera de recuperación de calor con ingreso de vapor para recalentamiento. Nuevamente, para desarrollar la estrategia propuesta se genera el modelo IP que expande todas las estructuras posibles. Como se mencionó anteriormente, debido a la presencia del recalentamiento, la cantidad de estructuras posible resulta algo mayor.

A partir de la resolución del modelo entero (IP) se obtienen 778 combinaciones posibles entre los intercambiadores de calor, bombas y corrientes de recalentamiento. Las alternativas se reducen a 260 si solo se tiene en cuenta la estructura del HRSG. Como indica la metodología, se comienza el árbol de búsqueda por la sección 13 y en la Figura 4.11 se muestra la resolución de los primeros tres nodos.

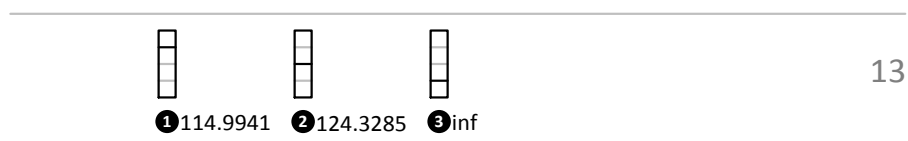


Figura 4.11. Comienzo del árbol de búsqueda, nodos 1,2 y 3 (con recalentamiento).

Según se observa en la Figura 4.11 existen dos nodos activos hasta el momento (nodos 1 y 2), de los cuales debe ser expandido el primero ya que tiene menor valor de la función objetivo (se está minimizando). Continuando con la búsqueda en profundidad se llega a la primera solución entera en el nodo 18 (Figura 4.12).

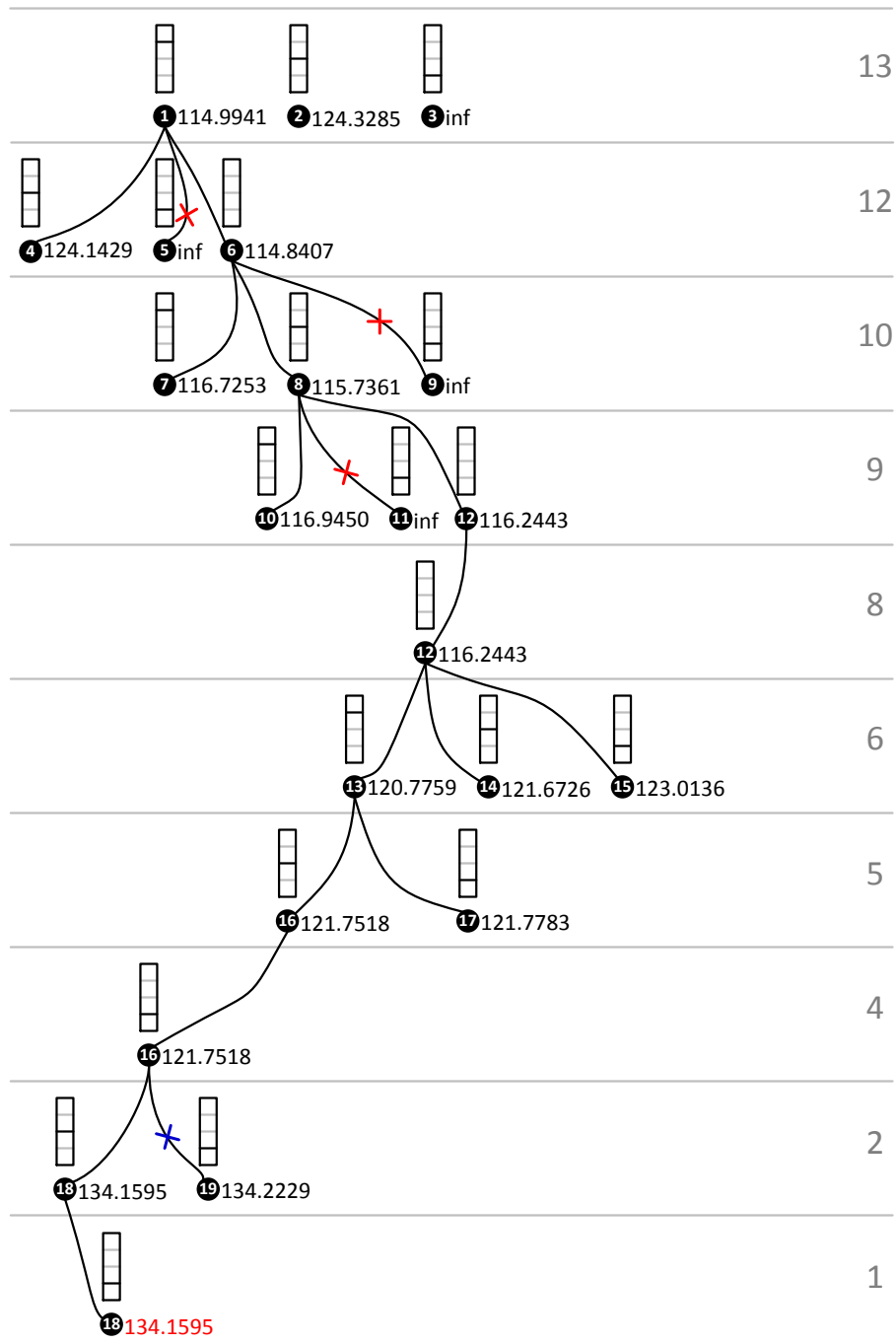


Figura 4.12. Búsqueda en profundidad hasta la primera solución entera (con recalentamiento).

A partir de la solución encontrada solo se pudo cortar por acotamiento la rama correspondiente al nodo 19. En la Figura 4.12 se observa que restan por analizar 7 nodos activos (2,

4, 7, 10, 14, 15 y 17). De manera similar al ejemplo anterior, el próximo nodo a expandir es el más cercano a la solución encontrada, es decir, el nodo 17.

Para poder visualizar la interpretación de cada nodo, en la Figura 4.13 se muestra la superestructura correspondiente al nodo 17. La misma embebe todas las configuraciones posibles que contienen los intercambiadores definidos por los nodos recorridos hasta llegar al número 17 (secciones 13 a 5). Por ejemplo, la sección 13 está definida por el nodo 1, la sección 12 por el nodo 6, la sección 10 por el nodo 8 y así sucesivamente hasta la sección 5 que está definida por el nodo 17.

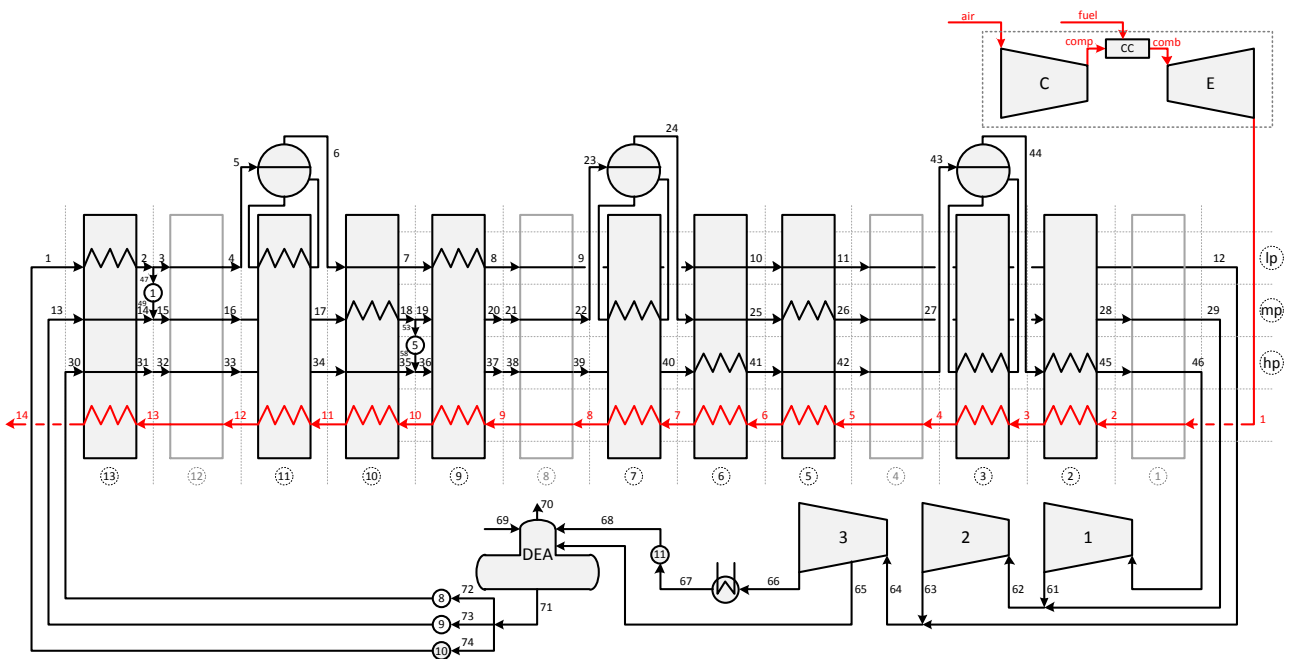


Figura 4.13. Superestructura obtenida en el nodo 17.

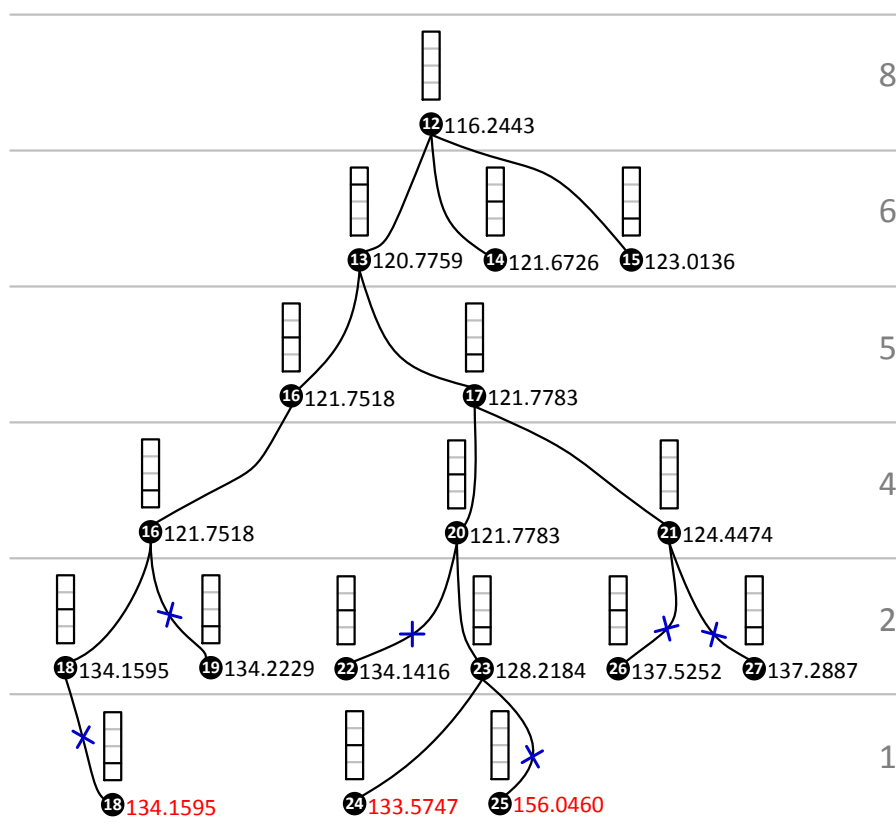


Figura 4.14. Exploración del nodo 17 hasta cerrarlo.

Al expandir el nodo 17 y continuar la búsqueda en profundidad (Figura 4.14) se obtiene una mejor solución entera en el nodo 24 con la que se cortan algunas ramas con nodos activos (nodos 18, 22 y 25). Los nodos 26 y 27 que se obtienen al expandir el nodo 21, no arrojan una mejor solución por lo que son cortados.

El árbol de búsqueda a partir del nodo 13 ya se encuentra totalmente explorado y la mejor solución encontrada corresponde a la del nodo 24. Para una mejor visualización, en la Figura 4.15 se reemplaza el nodo 13 por el 24.

Una vez cerrado el nodo 13, los nodos activos más cercano son el 14 y el 15. En la Figura 4.15 se expande primero el nodo 14 (por tener menor valor de la función objetivo) y luego en la Figura 4.16 se repite el proceso con el nodo 15. Se puede notar como varias ramas son cortadas gracias a la solución entera encontrada anteriormente.

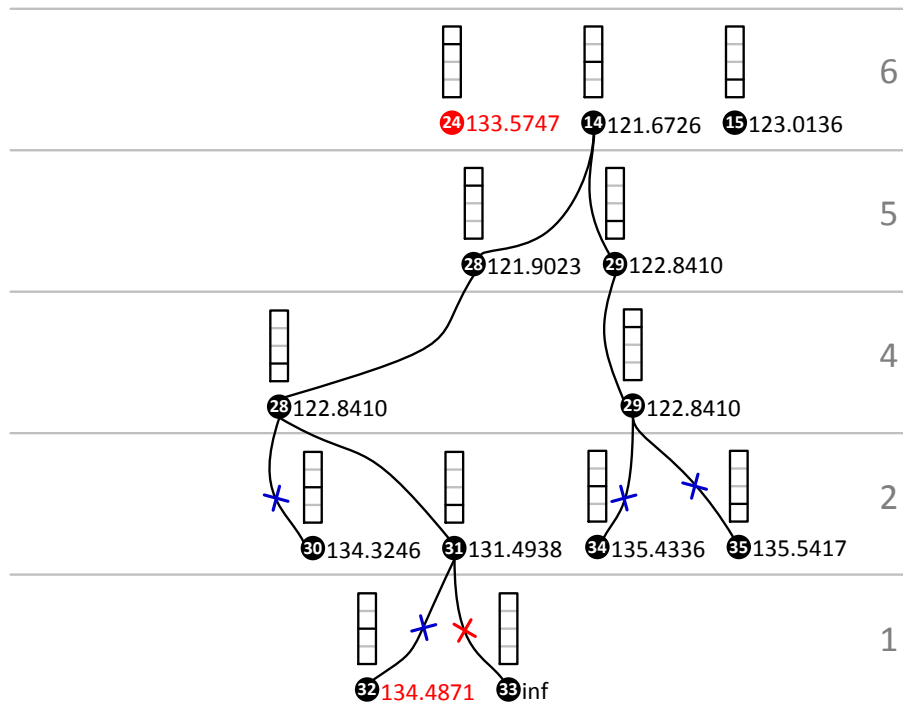


Figura 4.15. Exploración del nodo 14 hasta cerrarlo.

Debido a que no existen nodos activos que estén vinculados al nodo 14 este puede ser cortado. Según la Figura 4.16 lo mismo ocurre con el nodo 15, por lo que la mejor solución encontrada aguas abajo del nodo 12 corresponde a la del nodo 24. En la Figura 4.17 se reemplaza este nodo por el 24 y se continúa expandiendo el nodo activo más cercano (nodo 10).

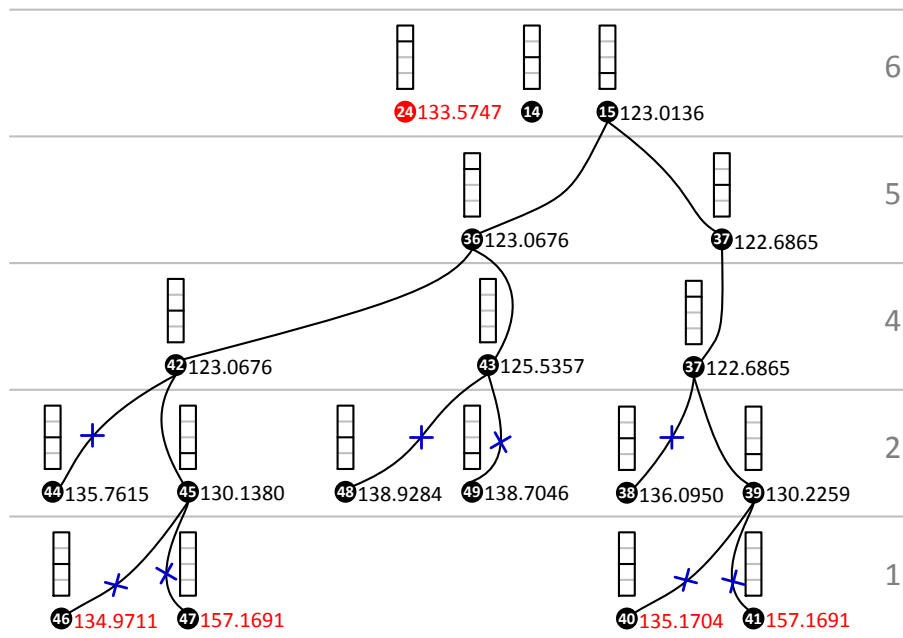


Figura 4.16. Exploración del nodo 15 hasta cerrarlo.

Al expandir el nodo 10 (Figura 4.17) se encuentra una mejor solución entera en el nodo 60 que reemplaza a la anterior (nodo 24). Al continuar con la búsqueda, se obtiene un valor inferior de la función objetivo en el nodo 68 que reemplaza ahora a la del nodo 60.

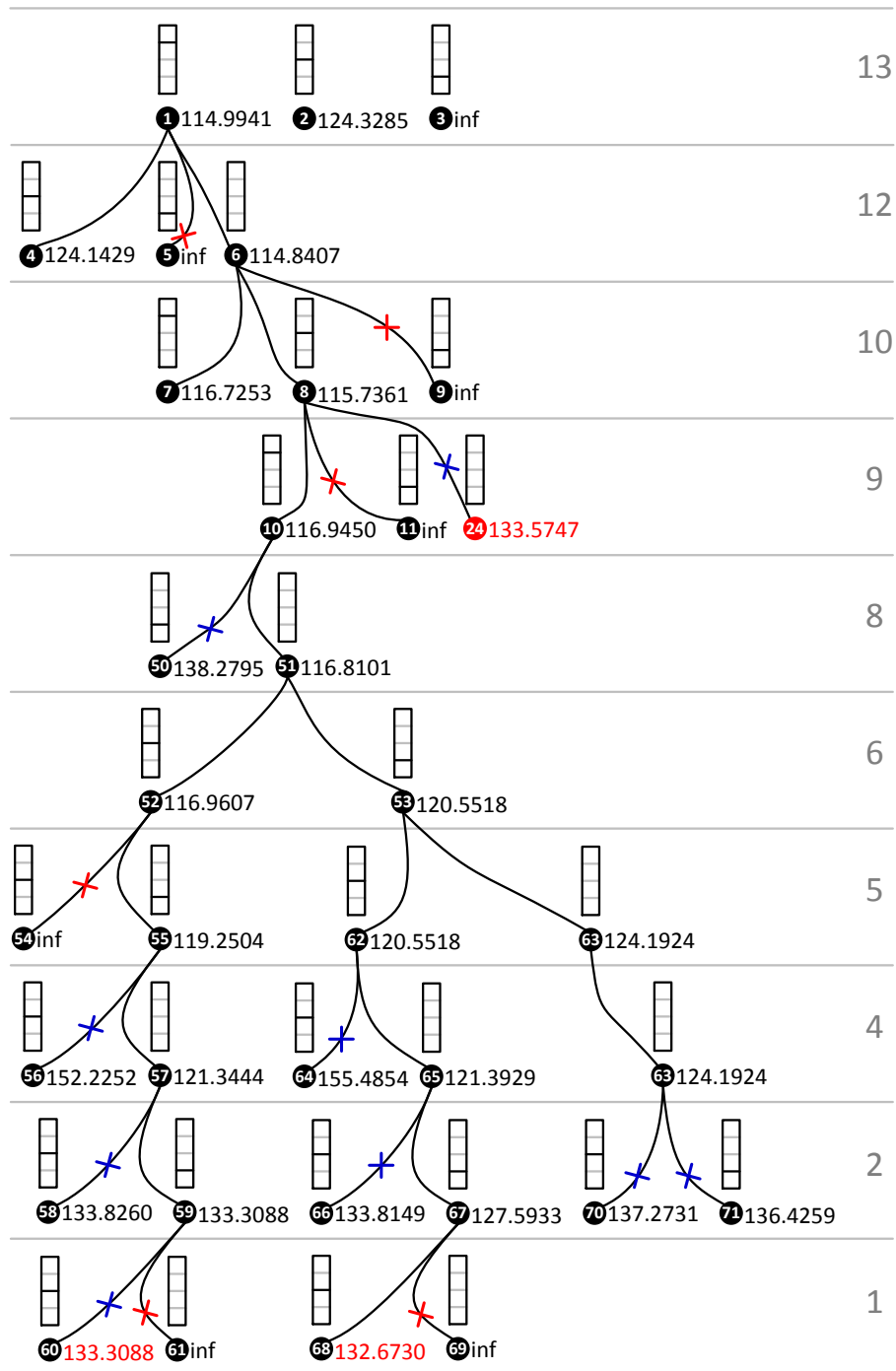


Figura 4.17. Exploración del nodo 10 hasta cerrarlo.

En las Figuras 4.12 a 4.17 se exploraron todos los nodos por debajo del nodo 8 y como se mencionó, la mejor solución encontrada corresponde a la del nodo 68. En la Figura 4.18 se reemplaza el nodo 8 por el 68 y se continúa con la búsqueda siguiendo el nodo 7.

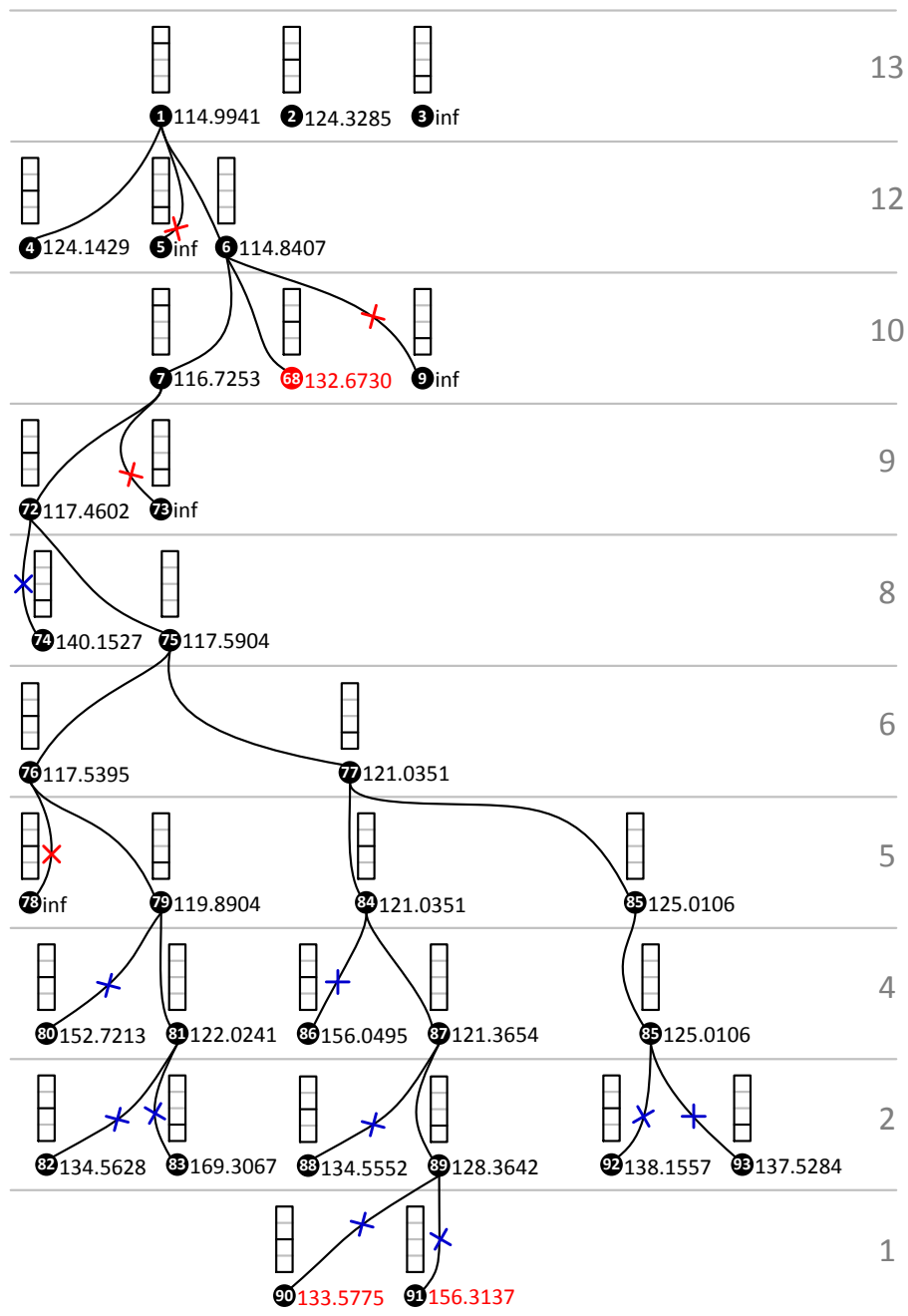


Figura 4.18. Exploración del nodo 7 hasta cerrarlo.

Al explorar el árbol siguiendo el nodo 7 no se encontró un menor valor para el área total de intercambio y se han resuelto hasta el momento 93 nodos. Como se observa en las Figuras 4.12 a 4.18 la mejor solución aguas abajo del nodo 6 corresponde a la del nodo 68. Al reemplazar el nodo 6 por el 68, en la Figura 4.19 se observa que solo restan explorar los nodos 2 y 4.

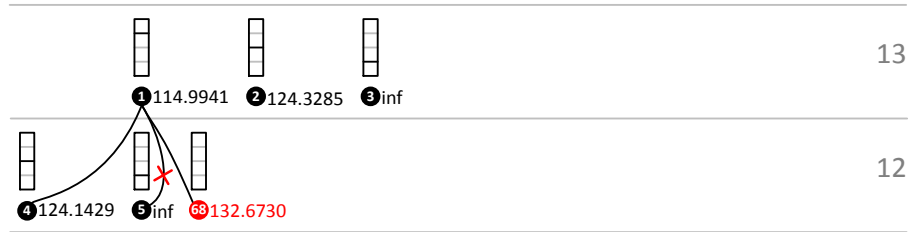


Figura 4.19. Nodos activos restantes luego de explorar 93 nodos.

En la Figura 4.20 se muestra la expansión de los nodos 2 y 4 hasta cerrarlos y se da por finalizada la búsqueda luego de resolver 125 nodos.

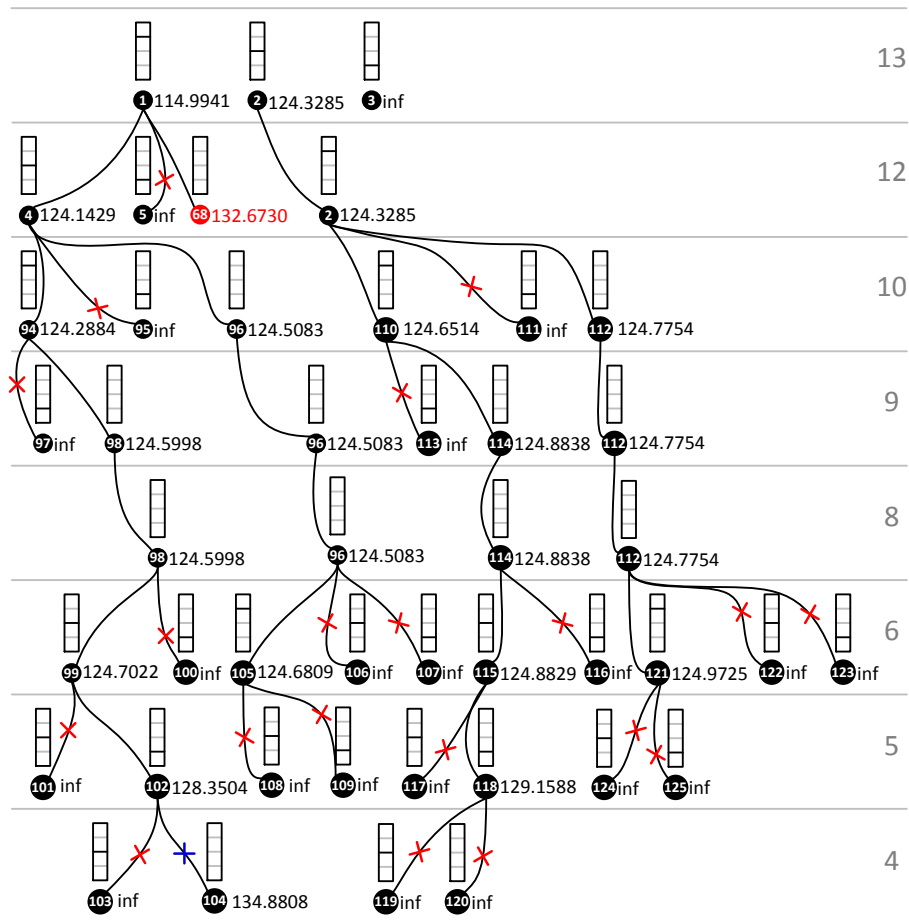


Figura 4.20. Exploración de los nodos 2 y 4 hasta cerrarlos y finalización de la búsqueda.

Al igual que en problemas anterior (sin recalentamiento) los balances de energía terminan seleccionando las bombas 1 y 5 sin necesidad de agregar otros nodos correspondientes a las decisiones de las bombas. Tampoco se deben agregar nodos respecto al recalentamiento ya que debido a las restricciones que relacionan los intercambiadores con las corrientes de ingreso de vapor (Ecuaciones (3.23) a (3.31)) una vez conformada la estructura del HRSG la posibilidad de ingreso de vapor resulta única. En la Figura 4.21 se muestra la estructura correspondiente al nodo 68.

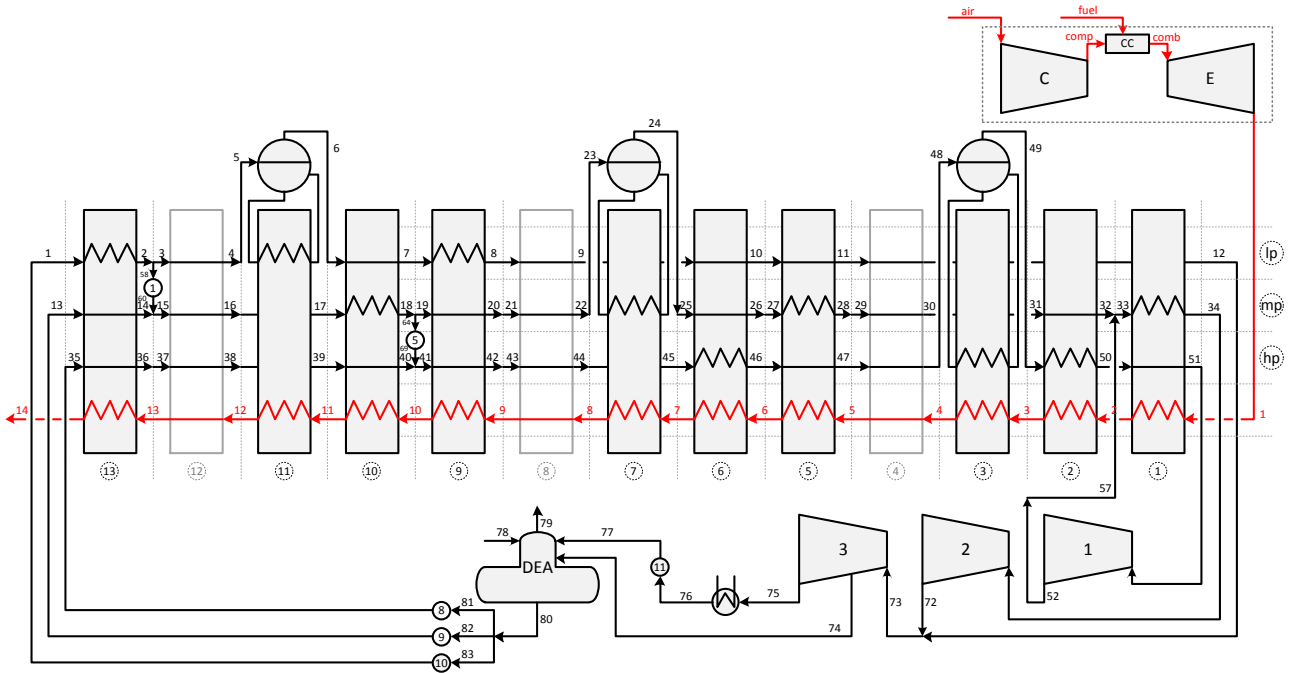


Figura 4.21. Estructura obtenida en el Nodo 68.

Como se observa en las Figuras 4.11 a 4.20 se necesitaron resolver 125 nodos para finalizar la búsqueda, lo que representa alrededor del 48% de las estructuras posibles (260 configuraciones). Por otro lado, utilizando la estrategia tradicional de branch and bound (SBB) se tuvieron que resolver 198 nodos lo que representa un 58% más de problemas NLP que utilizando la estrategia propuesta (198 nodos vs 125 nodos).

Para finalizar con el análisis de los resultados debe destacarse que, a diferencia de lo sucedido en el caso anterior (sin recalentamiento), la solución obtenida aplicando la estrategia propuesta resultó ser la misma a la obtenida por el resolver SBB y presentada en el capítulo anterior.

De manera similar que para el caso anterior (sin recalentamiento), la Tabla 4.7 compara los tamaños y tiempos de resolución de los problemas NLP correspondientes a los nodos 1 y 68 (mejor solución). Claramente se puede apreciar como el tamaño del modelo y el tiempo de cómputo disminuye durante el desarrollo de la metodología.

Tabla 4.7. Comparación entre el nodo 1 y el 68.

	Nodo 1	Nodo 68	Disminución porcentual
Número de ecuaciones	543	471	13.26%
Número de variables	445	357	19.78%
Tiempo de resolución	1.903 seg	0.515 seg	72.94%
Cantidad de iteraciones	273	105	61.54%

En la Tabla 4.8 se compara el nodo 68 con el modelo MINLP del Capítulo 3 (con recalentamiento) fijando la estructura seleccionada.

Tabla 4.8. Comparación entre el problema MINLP con la estructura fija y el nodo 68.

	MINLP (estructura fija)	Nodo 68	Disminución porcentual
Número de ecuaciones	732	471	35.66%
Número de variables	495	357	27.88%
Tiempo de resolución	1.139 seg	0.515 seg	54.78%
Cantidad de iteraciones	165	105	36.36%

4.5 Conclusiones del Capítulo

Este capítulo presentó una estrategia alternativa de resolución para el modelo de síntesis y diseño óptimo de un ciclo combinado diferente a las implementadas por los resolvedores nativos de GAMS. La estrategia propuesta realiza un proceso de ramificación y acotamiento con una estrategia de creación de nodos diferente a la que utiliza el resolvidor SBB de GAMS. Es importante recordar que SBB también realiza un proceso de ramificación y acotamiento pero la forma en que se crea un nodo es muy diferente a la de la estrategia presentada.

La metodología propuesta consiste en resolver por única vez un problema IP que genera todas las configuraciones posibles según las restricciones planteadas. Luego, esta información es utilizada en una segunda etapa para explorar y determinar la configuración de los intercambiadores en forma ordenada y sistemática comenzando por la sección ubicada a la izquierda del HRSG ($i=13$) hasta alcanzar la sección $i=1$.

La diferencia principal de la estrategia presentada respecto del proceso estándar de ramificación y acotamiento (SBB) es que en la secuencia propuesta no intervienen variables binarias sino que cada nodo queda definido por los balances de materia y energía de los equipos que no fueron eliminados. El modelo NLP generado para cada nodo es equivalente a fijar las correspondientes variables binarias en MINLP original pero con la ventaja de que al eliminar las ecuaciones de los equipos que no intervienen se reduce el tamaño del modelo. Por lo tanto, el resolvidor SBB siempre resuelve el mismo modelo mientras que en la estrategia propuesta las dimensiones del problema van disminuyendo a medida que se avanza en la búsqueda.

Un aspecto sumamente importante para destacar es que la metodología propuesta permitió en el caso de estudio sin considerar reingreso de vapor determinar una solución óptima mejor que las obtenidas por los dos resolvedores SBB y DICOPT; mientras que en el caso de estudio con

reingreso de vapor encontró la misma solución. De esto se desprende que la estrategia, en principio, asegura encontrar soluciones iguales o mejores que las encontradas por los algoritmos convencionales que se encuentran incluidos en GAMS. Sin embargo, debe aclararse que dicha metodología fue aplicada a dos casos de estudio requiriendo ser aplicada a más casos de estudios incluyendo también otros procesos lo cual constituye una de las líneas de investigación desde el punto de vista metodológico el que se abordará en el futuro.

Capítulo 5

Síntesis y Diseño Óptimo de un ciclo combinado con extracción de vapor para captura de CO₂

5.1 Introducción

A nivel mundial, las principales acciones que se están desarrollando en materia de política ambiental son el estudio de la diversificación de las fuentes de energía y la reducción de la dependencia de los combustibles fósiles, con el fin de hacer frente a las crecientes necesidades energéticas en forma sustentable con el medio ambiente. En este aspecto, la incorporación de energías renovables no hidráulicas (solar, eólica, geotérmica, bioenergía) en la matriz energética ha adquirido mayor relevancia en los últimos años. Sin embargo, se estima que en las próximas décadas, el carbón y el gas natural seguirán siendo, debido a su alta disponibilidad y a su economía de escala, los combustibles fundamentales tanto para la generación de energía eléctrica como para la generación de vapor de proceso (Mores, 2013).

El uso de combustibles fósiles para la generación de energía es la causa principal de las emisiones de uno de los principales gases de efecto invernadero, el CO₂. De acuerdo a las estadísticas presentadas por la Agencia Internacional de Energía (IEA), el sector de producción de energía representa aproximadamente el 83% de las emisiones totales de gases efecto invernadero provenientes de fuentes antropogénicas (resultado de actividades humanas), contabilizando el

aporte de la producción, transformación, manejo y consumo de todas las fuentes energéticas (Mores, 2013).

Los principales procesos para la captura de CO₂ actualmente disponibles, los cuales se encuentran en distintas fases de desarrollo tecnológico son: absorción química, adsorción con cambio de presión (PSA) y temperatura (TSA), separación por membranas y criogenación, entre otros. Las opciones que se encuentran bajo desarrollo para la disposición final del CO₂ son el almacenamiento geológico, el almacenamiento oceánico y la mineralización (Olajire, 2010; Pires et al., 2011; Wang et al., 2011).

Las opciones tecnológicas disponibles para la captura implican procesos basados en transformaciones físicas o químicas. En la absorción química, el CO₂ reacciona con el solvente (aminas en nuestro caso) que luego es regenerado, al mismo tiempo que el CO₂ es liberado de la solución. En particular, la absorción química con aminas permite tratar corrientes con bajas concentraciones de CO₂, que es una característica típica de la corriente de gases exhaustos generada en las plantas de potencia basadas en la combustión de combustibles fósiles (3.2-4.2% de CO₂ en plantas de generación que utilizan gas natural y 12-14% en plantas de generación que utilizan carbón). La principal desventaja asociada a esta tecnología es el alto consumo de energía requerido fundamentalmente en la etapa de regeneración del solvente.

La absorción química con aminas es la tecnología con mayor desarrollo y aplicabilidad a corrientes gaseosas diluidas de CO₂ (que son características de los gases de combustión exhaustos) en un horizonte de tiempo cercano. Sin embargo, la absorción química y posterior compresión de CO₂ requieren altos consumos de energía térmica (vapor necesario para la regeneración del solvente) y electricidad (funcionamiento de compresores, bombas, sopladores), así como acoplar (integrar) un sistema de captura a una planta existente de generación de energía, lo cual implica la modificación estructural y operativa de esta última.

Acoplar el sistema de captura por absorción química al final de la línea de producción de energía (postcombustión) resulta ser la configuración más “atractiva” desde el punto de vista económico (en determinadas condiciones) y actualmente, es aplicable a las tecnologías más extendidas de generación de energía eléctrica a partir de combustibles fósiles, en particular a centrales térmicas de carbón y ciclos combinados de gas (Mores, 2013).

Debido al alto nivel de consumo energético requerido por el proceso de captura, resulta necesario integrar energéticamente ambos procesos (Generación + Captura) en forma eficiente. En Manassaldi et al. (2014) se presenta un modelo matemático de optimización de un ciclo combinado

de generación de energía acoplado a un proceso de captura de CO₂ mediante absorción química con Aminas. En Manassaldi et al. (2014) la estructura del ciclo combinado se encuentra fija y solo se optimizan las variables operativas mientras que el modelo de captura es implementado de manera rigurosa. La principal vinculación entre ambos procesos es que el vapor necesario para el proceso de captura es producido en el ciclo combinado.

Como continuación de lo presentado en Manassaldi et al. (2014) en esta tesis se presenta un modelo matemático de Generación + Captura pero con la estructura del ciclo combinado como variable de optimización. A diferencia de lo anterior (Manassaldi et al., 2014) aquí el proceso de captura se representa con un modelo simplificado de consumo de vapor en función de la concentración de CO₂ (Mores, 2013).

En la Figura 5.1 se presenta la superestructura propuesta para la síntesis de un ciclo combinado con extracción de vapor para las captura de CO₂. La caldera de recuperación de calor cuenta con 3 niveles de presión y recalentamiento y considera la posibilidad de involucrar intercambios de calor en paralelo. A diferencia de los modelos considerados en los capítulos anteriores, al nivel de presión más bajo (lp) se lo utiliza únicamente para generar el vapor requerido para regenerar la amina en la planta de captura y se asume que abandona el HRSG en condición de vapor saturado.

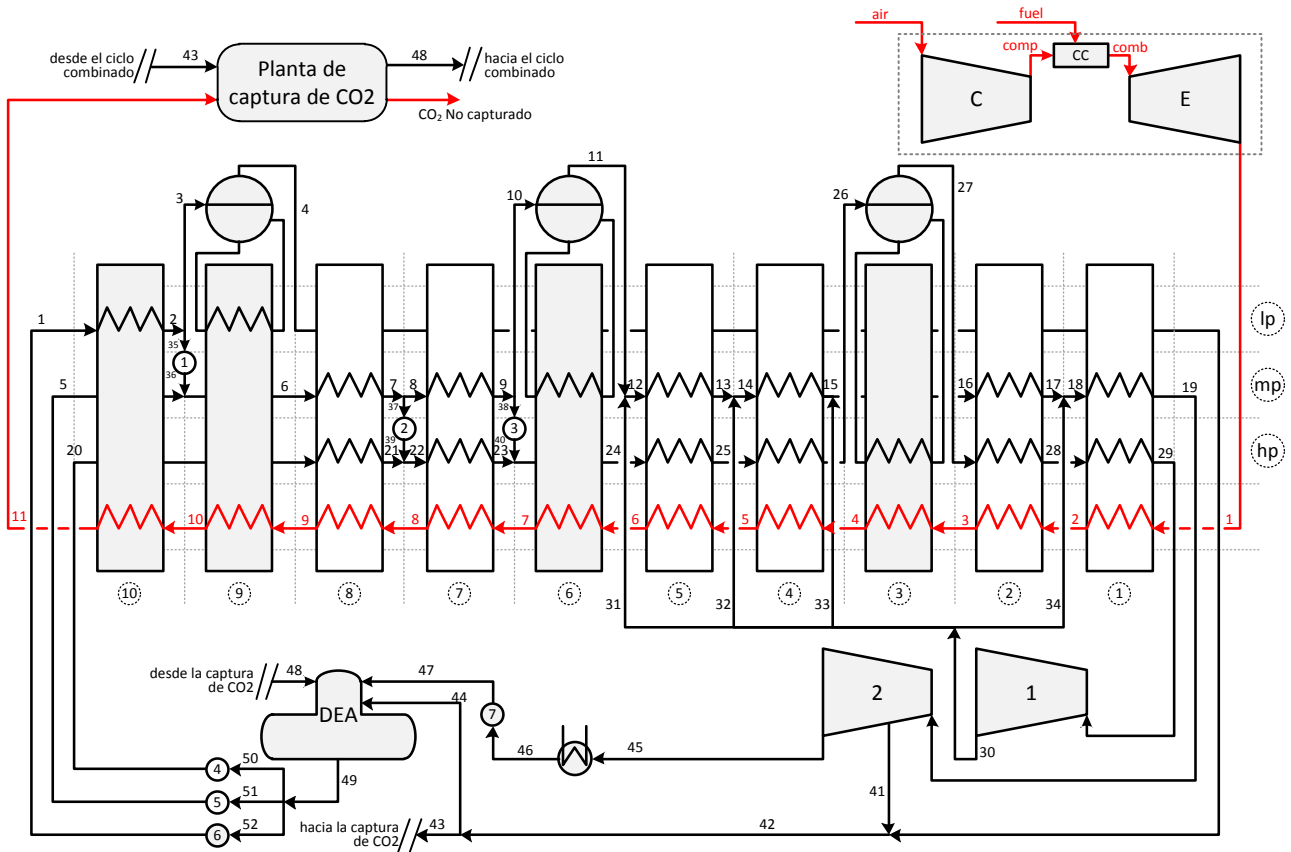


Figura 5.1. Superestructura propuesta con extracción de vapor para ser utilizado en la planta de captura de CO₂.

5.2 Modelo Matemático

Una vez más, los balances de materia y energía se realizan siguiendo los lineamientos establecidos en el Capítulo 2, solo bastan definir los sets y subset siguiendo la superestructura de la Figura 5.1. Al existir ahora una corriente de condensado (corriente #48) que retorna al ciclo combinado, la presión en el desaireador es considerada, a diferencia de los capítulos anteriores, una variable de optimización en lugar de un parámetro del modelo.

Las restricciones que involucran variables binarias y que realizan la selección de equipos, se implementan según lo presentado en el capítulo 3.

Como se observa en la Figura 5.1, la novedad en este proceso es la extracción de vapor para ser utilizado en la planta de captura de CO₂. Como se mencionó, como primera aproximación, se establece que el calor requerido para capturar un kilogramo de CO₂ es considerado como un parámetro del modelo (k_{CO_2}) (Mores, 2013).

En Mores (2013) se sugieren valores de energía consumida en el intervalo de 3.5 a 5.5 kW/kg CO₂. El calor requerido en la planta de captura de CO₂ para regenerar la amina se calcula

como la diferencia entre la energía de la corriente que abandona el ciclo hacia la captura (corriente #43) menos la de retorno de condensado (#48) que ingresa al desaireador, según la ecuación (5.1).

$$Q_{CO_2} = m_{43}h_{43} - m_{48}h_{48} \quad (5.1)$$

Por su parte, dicho calor Q_{CO_2} , se relaciona con la cantidad de CO_2 que se desea recuperar mediante la ecuación (5.2). En dicha ecuación, mg y w_{CO_2} son variables del modelo y representan, respectivamente, el caudal y la fracción en masa de CO_2 de la corriente gaseosa que abandona el HRSG. A su vez, los parámetros k_{CO_2} y R_{CO_2} representan, respectivamente, la energía necesaria para capturar un kilogramo de CO_2 y el nivel de captura deseado.

$$Q_{CO_2} = R_{CO_2}k_{CO_2}mg w_{CO_2} \quad (5.2)$$

La composición de CO_2 en la corriente de gas (w_{CO_2}) es función de la relación aire-combustible (AF) en la turbina de gas y dicha funcionalidad es modelada con la función “extrinsic” w_{diox} . La función externa w_{diox} se describe en detalle en el Apéndice 1.

$$w_{CO_2} = w_{diox}(AF) \quad (5.3)$$

Por último, la ecuación (5.4) establece la igualdad entre el flujo de vapor que abandona el ciclo y el flujo que retorna como condensado e ingresa al desaireador.

$$m_{43} = m_{48} \quad (5.4)$$

La configuración óptima del HRSG (selección de equipos e interconexiones) se determina en forma similar a la utilizada en el Capítulo 3, pero considerando ahora la nueva superestructura de la Figura 5.1. Las ecuaciones (5.5) a (5.21) corresponden a las restricciones lógicas modificadas para representar la nueva superestructura.

Las ecuaciones (5.5) y (5.6) evitan la presencia de soluciones equivalentes y son similares a las ecuaciones (3.6) a (3.10) utilizadas al tratar la superestructura del Capítulo 3.

$$x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,mp} \geq 1 \quad \forall i / i = 8, 5, 2 \quad (5.5)$$

$$x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,hp} \geq 1 \quad \forall i / i = 8, 5, 2 \quad (5.6)$$

Las primeras cinco bombas están relacionadas con una decisión discreta del modelo. Las ecuaciones (5.7) a (5.10) corresponden al proceso de selección. Las mismas son equivalentes a las ecuaciones (3.11) a (3.14).

$$m_a \leq y_n \left| m_a \right|_{up} \quad \forall a, n \in PUMP / n \leq 5 \quad (5.7)$$

$$m_a \geq y_n |m_a|_{lo} \quad \forall a, n \in PUMP / n \leq 5 \quad (5.8)$$

$$y_1 + y_5 = 1 \quad (5.9)$$

$$y_2 + y_3 + y_4 = 1 \quad (5.10)$$

Las ecuaciones (5.11) a (5.13) corresponden a la selección de una de las corrientes de recalentamiento propuestas. Su implementación es similar a las ecuaciones (3.17) a (3.19).

$$m_a \leq z_a |m_a|_{up} \quad \forall a / 31 \leq a \leq 34 \quad (5.11)$$

$$m_a \geq z_a |m_a|_{lo} \quad \forall a / 31 \leq a \leq 34 \quad (5.12)$$

$$\sum_{a=31}^{34} z_a = 1 \quad (5.13)$$

Las ecuaciones (5.14) a (5.20) relacionan la selección de los sobrecalentadores de media con el ingreso de la corriente de recalentamiento. Se obtienen de manera similar que las ecuaciones (3.23) a (3.31).

$$1 - x_{5,mp} + 1 - x_{i,mp} + z_a \geq 1 \quad \forall i, a \in RH / i < 5 \quad (5.14)$$

$$1 - x_{4,mp} + 1 - x_{i,mp} + z_a \geq 1 \quad \forall i, a \in RH / i < 4 \quad (5.15)$$

$$1 - x_{2,mp} + 1 - x_{1,mp} + z_{34} \geq 1 \quad (5.16)$$

$$1 - x_{5,mp} + \left(\sum_{i < 5 \wedge i \neq 3} x_{i,mp} \right) + z_{31} \geq 1 \quad (5.17)$$

$$1 - x_{4,mp} + \left(\sum_{i < 4 \wedge i \neq 3} x_{i,mp} \right) + z_{32} \geq 1 \quad (5.18)$$

$$1 - x_{2,mp} + x_{1,mp} + z_{33} \geq 1 \quad (5.19)$$

$$1 - x_{1,mp} + z_{34} \geq 1 \quad (5.20)$$

Por último, como se mencionó anteriormente en este capítulo se permite la presencia de intercambiadores de calor en paralelo por lo que la ecuación (3.5) se reemplaza por la (5.21).

$$\sum_{j \in HE} x_{i,j} \leq 2 \quad \forall i / i \notin EV \quad (5.21)$$

5.3 Casos de estudio

5.3.1 Implementación del modelo de síntesis de un ciclo combinado acoplado a un proceso de recuperación de CO₂

A continuación la Tabla 5.1 detalla los set, subset y ecuaciones que conforman el modelo para el caso de estudio propuesto en este capítulo.

Tabla 5.1. Set, subset y restricciones que conforman el modelo matemático propuesto.

Cálculo propiedades termodinámicas (Grupo 1)	Balances de materia, energía y ecuaciones de diseño de los equipos (Grupo 2)
$i = \{1 \text{ a } 10\}$	Turbina de gas: Ecuaciones (2.11) a (2.15)
$j = \{\text{hp, mp, lp}\}$	ST = {1.29.30}
$a, b, c, d \text{ y } e = \{1 \text{ a } 52\}$	STe = {2.19.41.45}
LIQ = {1 a 3, 5 a 10, 20 a 26, 35 a 40, 46 a 52}	Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.16) a (2.22).
VAP = {4, 11 a 19, 27 a 34, 41 a 44}	HE = {1.hp.28.29, 2.hp.27.28, 3.hp.26.27, 4.hp.25.26, 5.hp.24.25, 7.hp.22.23, 8.hp.20.21, 1.mp.18.19, 2.mp.16.17, 4.mp.14.15, 5.mp.12.13, 6.mp.10.11, 7.mp.8.9, 8.mp.6.7, 9.lp.3.4, 10.lp.1.2}
TIT = {45}	EV = {3, 6, 9}
$pl = \{\text{hp, mp, lp, dea, cond}\}$	Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34).
PRESS = {20.hp a 29.hp, 39.hp a 40.hp, 5.mp a 19.mp, 30.mp a 34.mp, 36.mp a 38.mp, 1.lp a 4.lp, 35.lp, 41.lp a 44.lp, 48.lp, 47.dea, 49.dea a 52.dea, 45.cond a 46.cond}	COND = {1.45.46}
Propiedades del gas: Ecuación (2.1).	Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36)
Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).	En este proceso el desaireador no cuenta con salida de vapor saturado, por tanto el subset DEA tiene una posición menos. Como la presión del desaireador es variable, se debe tener en cuenta la ecuación (2.40).
Selección / Eliminación de equipos (Grupo 3)	DEA = {44.47.48.49}
EC = {8.mp, 8.hp, 7.mp, 7.hp, 5.hp, 4.hp}	Desaireador: Ecuaciones (2.37), (2.38) y (2.40).
SH = {5.mp, 4.mp, 2.mp, 2.hp, 1.mp, 1.hp}	PUMP = {1.35.36, 2.37.39, 3.38.40, 4.50.20, 5.51.5, 6.52.1, 7.46.47}
Selección de los intercambiadores de calor: Ecuaciones (3.1) a (3.3), (3.20) a (3.22), (5.5), (5.6) y (5.21).	Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)
Selección de la corriente de recalentamiento: Ecuaciones (5.11) a (5.13).	MX = {5.36.6, 21.39.22, 23.40.24, 11.31.12, 13.32.14, 15.33.16, 17.34.18, 41.4.42}
RH = {5.31, 4.32, 2.33, 1.34}	Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49).
Relación entre los intercambiadores y el ingreso de recalentamiento: Ecuaciones (5.14) a (5.20).	Debido a la presencia del recalentamiento aparece ahora un divisor de una corriente en cuatro (SP ₁₄)
Selección de las bombas: Ecuaciones (5.7) a (5.10).	SP ₁₂ = {2.3.35, 7.8.37, 9.10.38, 42.43.44}
NHNP = {8.mp.2, 7.mp.3}	SP ₁₃ = {49.50.51.52}
HNP = {8.hp.2, 8.hp.3, 7.hp.3}	SP ₁₄ = {30.31.32.33.34}
Relación entre los intercambiadores y bombas: Ecuaciones (3.15) y (3.16)	Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)

Área y Potencia: Ecuaciones (2.52) y (2.53)
 Proceso de captura de CO₂: Ecuaciones (5.1) a (5.4).
 Modelo de costo: Ecuaciones (3.32) a (3.38)

La Tabla 5.2 muestra los parámetros y cotas de este problema, la mayoría son similares a los de la Tabla 2.1 y las diferencias corresponden a los requerimientos de este problema. Precisamente, el nivel de presión lp es ahora fijo, no existe el nivel de extracción ext y la presión de operación del desaireador dea es para este nuevo problema variable.

Tabla 5.2. Parámetros y cotas para la síntesis con captura de CO₂.

Parámetros		Cotas	
Símbolo	Valor	Símbolo	inferior / superior
$Pinch$	15 K	Pr_{hp}	90 bar / 120 bar
Ap	5 K	Pr_{mp}	5 bar / 50 bar
$Tcmax$	1473.15 K	Pr_{dea}	0.2 bar / 2.5 bar
Pr_{cond}	0.05 bar	AF	40 / 60
Pr_{lp}	3.6150 bar	PR	10 / 15
η^{st}	0.9	Tg	353.15 K / 873.15 K
η^{pump}	0.75		
U (economizadores)	42.6 W/m ² K		
U (evaporadores)	43.7 W/m ² K		
U (sobrecalentadores)	50 W/m ² K		
U (condensador)	3403 W/m ² K		

La Figura 5.2 ilustra la configuración óptima incluyendo los valores de presión, temperatura y caudal de cada una de las corrientes que implican el mínimo costo total anual de 156.8349 MUSD/año. Según se puede apreciar, la solución óptima involucra 9 intercambiadores de los cuales 2 pares de equipos intercambian calor en paralelo con la corriente de gas. Precisamente, se tratan de los dos sobrecalentadores “2.hp” y “2.mp” ubicados en la sección $i=2$ los cuales intercambian, respectivamente, 44.4702 y 34.0611 MW con la corriente de gas requiriendo 8.0039 y 6.1775 $\times 10^3 m^2$ involucrando fuerzas impulsoras de 111.1209 y 110.2749 K. El otro par de intercambiadores es el economizador “5.mp” y el sobrecalentador “5.hp” ubicados en la sección $i=5$ los cuales intercambian, respectivamente, 5.4428 y 26.0289 MW con la corriente de gas requiriendo 1.3666 y 7.0398 $\times 10^3 m^2$ involucrando fuerzas impulsoras de 79.6544 y 86.7938 K. Los requerimientos óptimos de área total de transferencia de calor y combustible son 78.0134 m² y 13.3993 kg/s.

Luego, se resolvió el mismo problema de optimización pero ahora prohibiendo intercambios de calor en paralelo (se reemplaza la ecuación (5.21) por la (3.5)) obteniéndose la misma cantidad equipos, ya que los intercambiadores que operaban en paralelo en la solución anterior pasaron a operar en serie, según se ilustra en la Figura 5.3. La solución óptima presentada en la Figura 5.3, identificada como SUB_OP1 es una solución subóptima respecto a la presentada en la Figura 5.2. Resulta interesante destacar que a pesar del cambio en la configuración, el costo total anual solo aumentó 0.0871 MUSD/año como consecuencia de que el costo total operativo (OPEX) aumentó 0.1168 MUSD/año (110.0374 vs 109.9206 MUSD/año) y que el costo total de inversión anualizado (CAPEX/FRC) disminuyó en 0.0297 MUSD/año (46.8846 vs 46.9143 MUSD/año). La comparación de los resultados indica claramente que a pesar que ambas soluciones son diferentes implican prácticamente el mismo costo total anual. En efecto, al prohibir intercambios en paralelo las temperaturas presiones y flujos se redistribuyen de tal manera que implican mayor consumo de combustible y menor área total de transferencia de calor pero que dichas variaciones no modifican significativamente el costo total anual. Precisamente frente a esa imposición, el área total de transferencia de calor disminuyó en 1.0 con respecto a la configuración con intercambios en paralelo (77.0341 vs 78.0134 $\times 10^3 \text{m}^2$) mientras que el consumo de combustible aumentó en 0.027 kg/s (13.4263 vs 13.3993 kg/s).

Finalmente, el modelo fue resuelto prohibiendo la extracción de vapor desde la segunda turbina. Esto implica que toda la energía necesaria para recuperar la amina en el proceso de captura de CO_2 es otorgada por el vapor generado en la caldera de recuperación de calor sin recibir el aporte de la corriente de extracción de la turbina de vapor (corriente #41). Para este problema se obtuvo la solución subóptima SUB_OP2 ilustrada en la Figura 5.4.

Al comparar los valores de la Tabla 5.3, se observa que el TAC asociado a SUB_OP2 es 3.0094 MUSD/año más grande respecto a OPT (159.8443 vs 156.8349 MUSD/año) como consecuencia de que OPEX aumentó 3.4237 MUSD/año (113.3443 vs 109.9206 MUSD/año) y CAPEX disminuyó en 0.4143 MUSD/año (46.5 vs 46.9143 MUSD/año). Dichas tendencias son similares a las observadas en la comparación entre SUB_OP1 y OPT.

Tabla 5.3. Variables principales de la solución en paralelo

	OPT	SUB_OP1	SUB_OP2
TAC [MUSD/año]	156.8349	156.922	159.7586
CAPEX/CRF [MUSD/año]	46.9143	46.8846	46.5196
OPEX [MUSD/año]	109.9206	110.0374	113.2390
m_{fuel} [kg/seg]	13.3993	13.4263	14.0063
A^{total} [$\times 10^3 \text{m}^2$]	78.0134	77.0341	69.8583

Las Tablas 5.4 y 5.5 comparan, respectivamente, las contribuciones de los equipos al costo de adquisición total (C_{inv}) y de los servicios auxiliares al OPEX correspondientes a las tres soluciones. La Tabla 5.4 muestra que en todas las soluciones la mayor contribución al CAPEX corresponde a la turbina de gas (aprox. 71.0 %) seguido por las turbinas de vapor (aprox. 21.0 %) y por la caldera de recuperación (aprox. 9.0 %). Por su parte la Tabla 5.5 indica, como era de esperar, que el OPEX prácticamente corresponde al costo del combustible ya que éste representa aproximadamente el 98.0 % del total mientras que el costo asociado al consumo de agua de enfriamiento representa el 2.0 % restante.

Tabla 5.4. Distribución de los costos de adquisición de equipos.

	OPT	SUB_OP1	SUB_OP2
Intercambiadores de Calor [MUSD]	9.4381	9.3638	8.7170
Turbina de Gas [MUSD]	68.8119	68.9546	72.0253
Turbinas de Vapor [MUSD]	21.9098	21.7781	18.5748
Cinv [MUSD]	100.1598	100.0965	99.3171

Tabla 5.5. Distribución de costos de servicios auxiliares.

	OPT	SUB_OP1	SUB_OP2
Combustible [MUSD/año]	64.0418	64.1706	66.9426
Agua de enfriamiento [MUSD/año]	1.044	1.0496	1.6121
Crn [MUSD/año]	65.0858	65.2202	68.5547

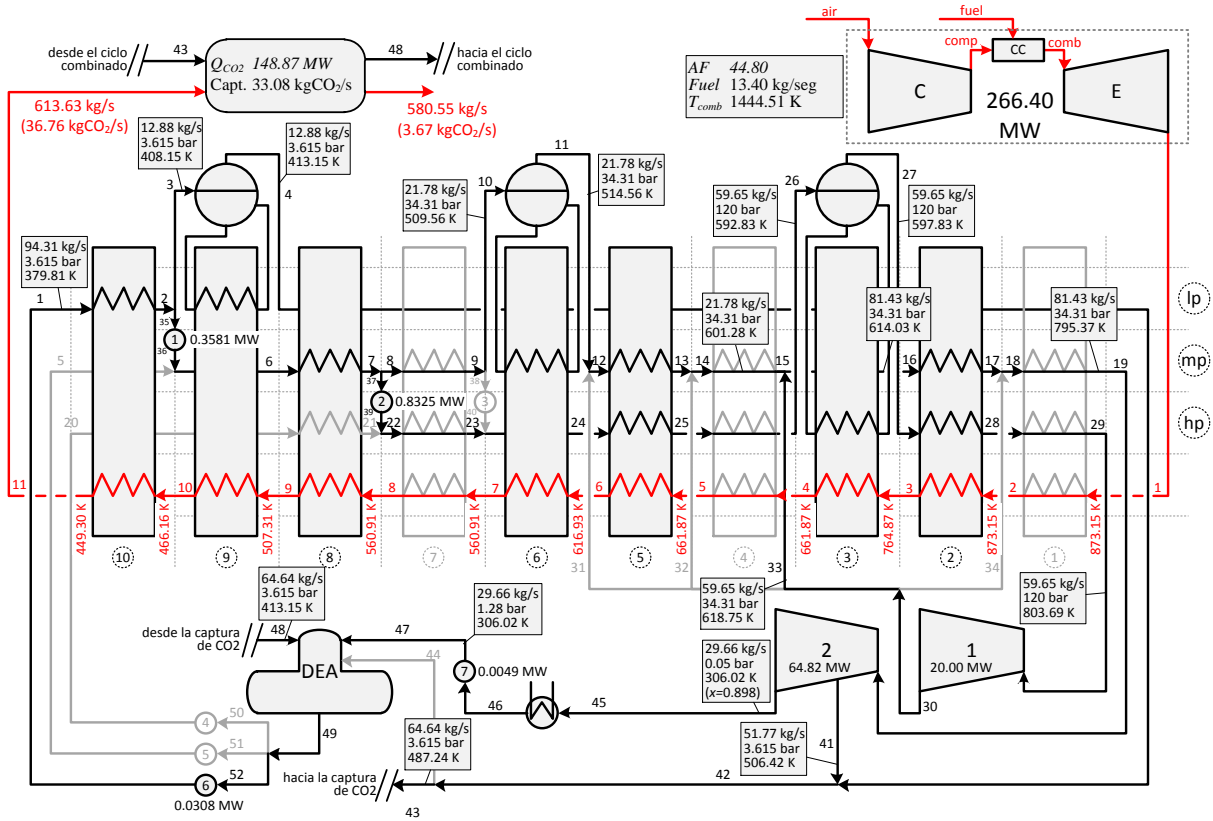


Figura 5.2. Solución óptima obtenida al minimizar TAC permitiendo intercambio de calor en paralelo.

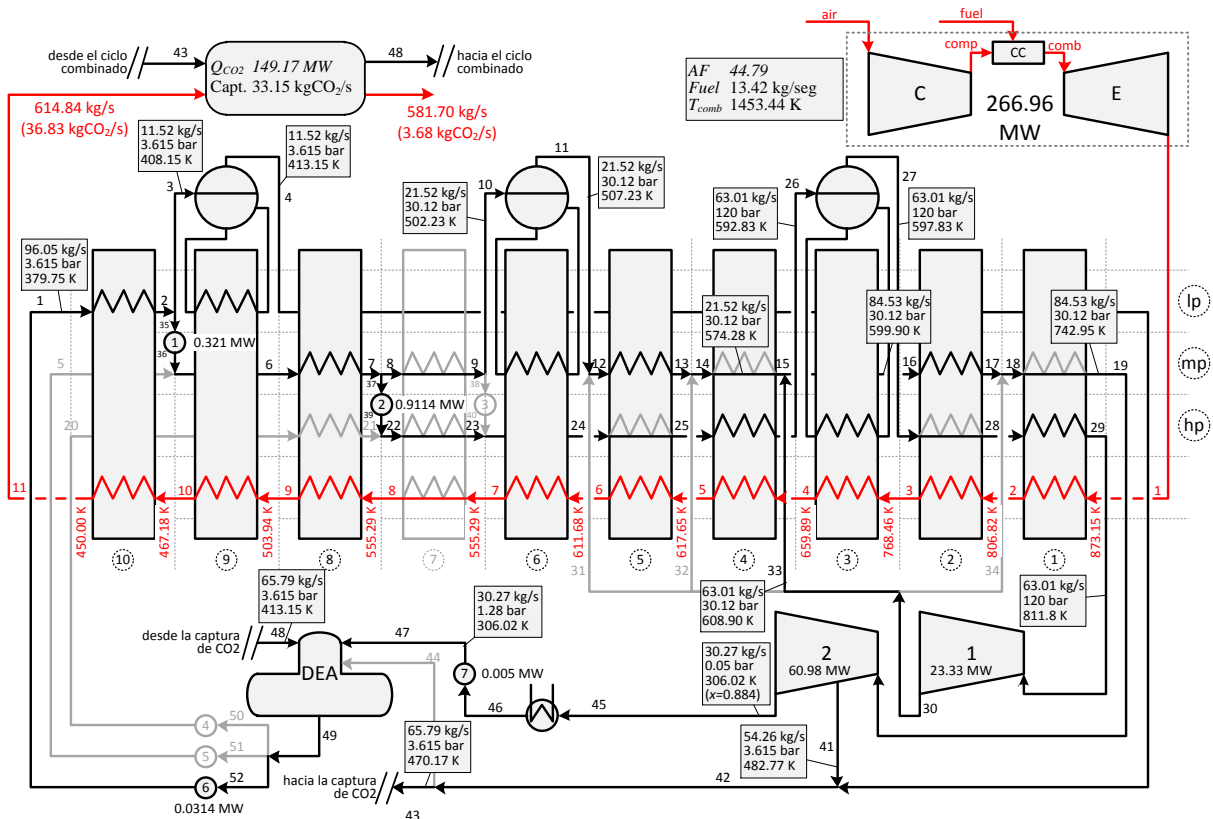


Figura 5.3. Solución subóptima SUB_OP1 obtenida al minimizar TAC impidiendo intercambios de calor en paralelo.

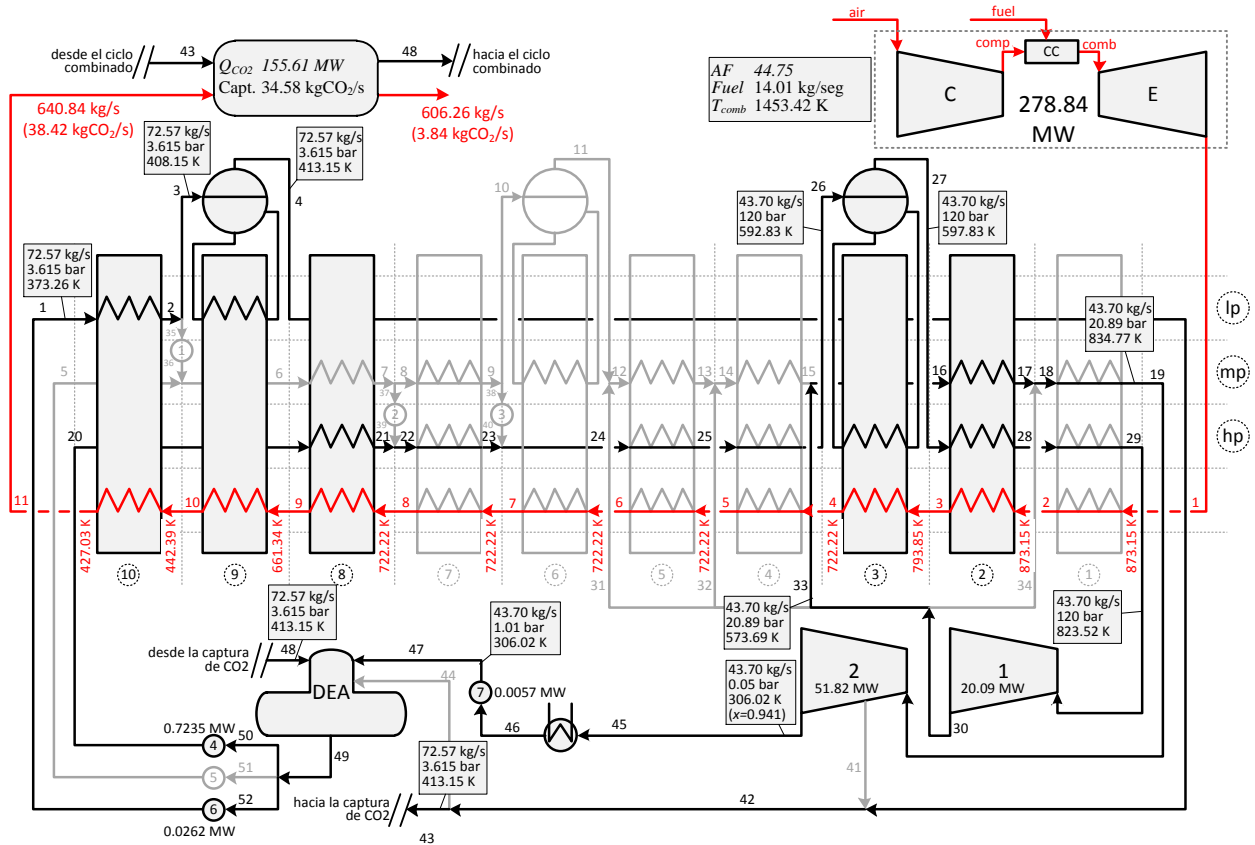


Figura 5.4. Solución subóptima SUB_OP2 obtenida al minimizar TAC (permitiendo intercambiadores en paralelo).

La Tabla 5.6 compara los valores óptimos correspondientes a las cargas calóricas, áreas de transferencia de calor y fuerzas impulsoras obtenidos en cada solución de las Figuras 5.2, 5.3 y 5.4.

Tabla 5.6. Valores óptimos obtenidos para OPT, SUB_OP1 y SUB_OP2 (permitiendo intercambiadores en paralelo).

	OPT			SUB_OP1			SUB_OP2		
	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]
10.lp	11.3526	63.5728	4.1919	11.588	64.481	4.219	10.7441	43.2683	5.8289
8.mp	36.6966	72.6319	11.8601	35.196	72.328	11.423	0	357.7056	0
8.hp	0	172.7585	0	0	168.3974	0	45.0028	198.1536	5.3312
4.hp	0	69.0420	0	29.634	89.053	7.812	0	129.3899	0
5.hp	26.0289	86.7938	7.0398	0.000	112.413	0.000	0	129.3899	0
9.lp	27.8877	71.6164	8.9108	24.953	70.823	8.062	157.1657	100.2181	35.8864
6.mp	38.8167	70.6567	12.5714	39.102	72.616	12.322	0	234.4735	0
3.hp	73.2122	107.3182	15.6109	77.340	107.203	16.509	53.6395	157.4898	7.7938
5.mp	5.4428	79.6544	1.3666	4.165	69.440	1.200	0	234.4735	0
2.mp	34.0611	110.2749	6.1775	27.788	107.831	5.154	25.3923	102.9862	4.9312
2.hp	44.4702	111.1209	8.0039	0.000	189.2119	0.000	34.8344	106.1131	6.5655
1.hp	0	69.4640	0	48.312	120.152	8.042	0	49.6282	0
Cond	64.5446	8.317	2.2804	64.892	8.317	2.293	99.6638	8.317	3.5212

Las Figuras 5.5, 5.6 y 5.7 corresponden a los diagramas “T vs Q” de las soluciones OPT, SUB_OP1 y SUB_OP2 respectivamente. En las mismas se puede observar la integración energética entre la corriente de gas que abandona la turbina y las del fluido circulante.

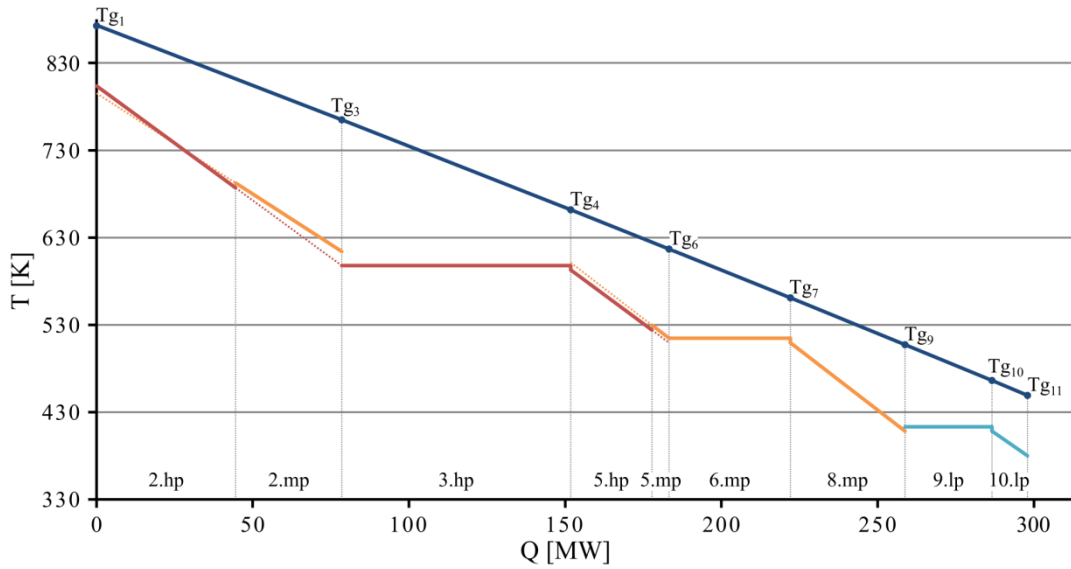


Figura 5.5. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución OPT.

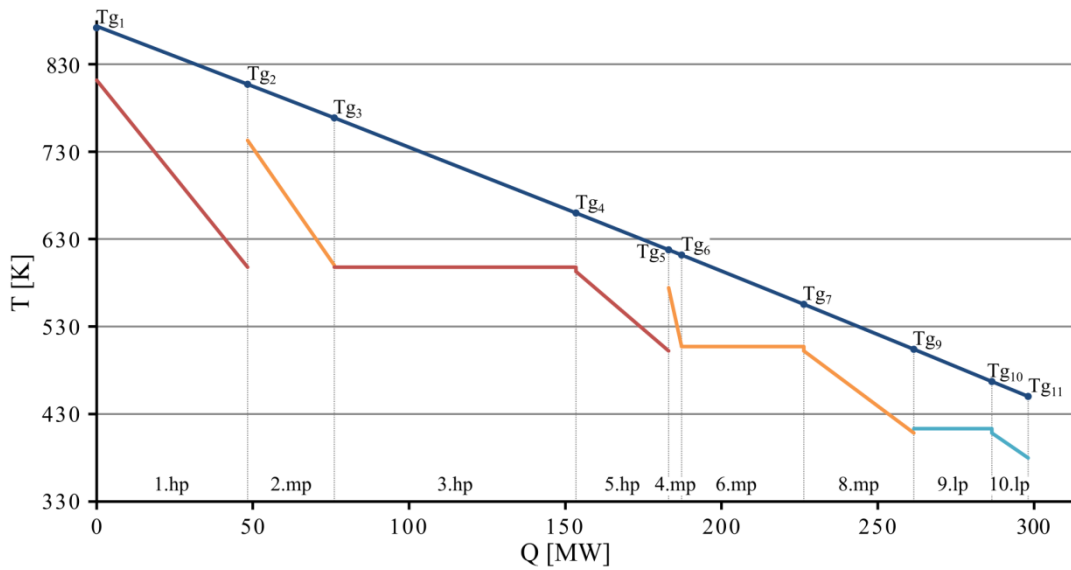


Figura 5.6. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución SUB_OP1.

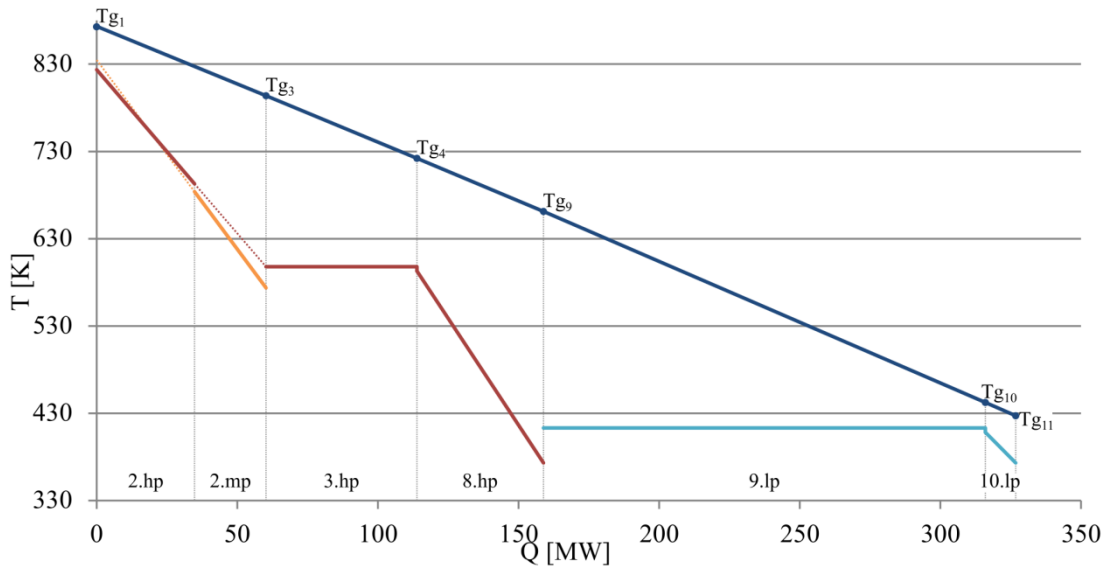


Figura 5.7. Diagrama “ T vs Q ” correspondiente a la solución SUB_OP2.

5.3.2 Influencia de la función objetivo en la configuración óptima

Finalmente, se investigó la influencia de la función objetivo en la configuración óptima. Para esto, el modelo fue resuelto nuevamente pero considerando ahora como funciones objetivos la minimización del consumo de combustible y la minimización del área total de transferencia de calor. Los resultados obtenidos al minimizar el TAC en la sección anterior también fueron considerados. En todos los casos se consideró la posibilidad de seleccionar intercambiadores en paralelo.

La Figura 5.8 ilustra las soluciones obtenidas al minimizar el consumo de combustible. Como puede advertirse, el modelo obtuvo dos soluciones óptimas con el mismo consumo de combustible (12.8613 kg/seg) pero diferentes configuraciones, involucrando en ambos casos el mismo número de intercambiadores. Al comparar ambas figuras, se puede advertir que la sección $i=5$ de la Figura 5.8 presenta dos intercambiadores en paralelo a diferencia de la Figura 5.9 que presenta 1 intercambiador en la sección $i=5$ (“5.hp”) y otro en la sección $i=4$ (“4.mp”), manteniéndose en ambas soluciones dos intercambiadores en la sección $i=2$ (“2.mp” y “2.hp”) los que intercambian calor en paralelo con la corriente de gas.

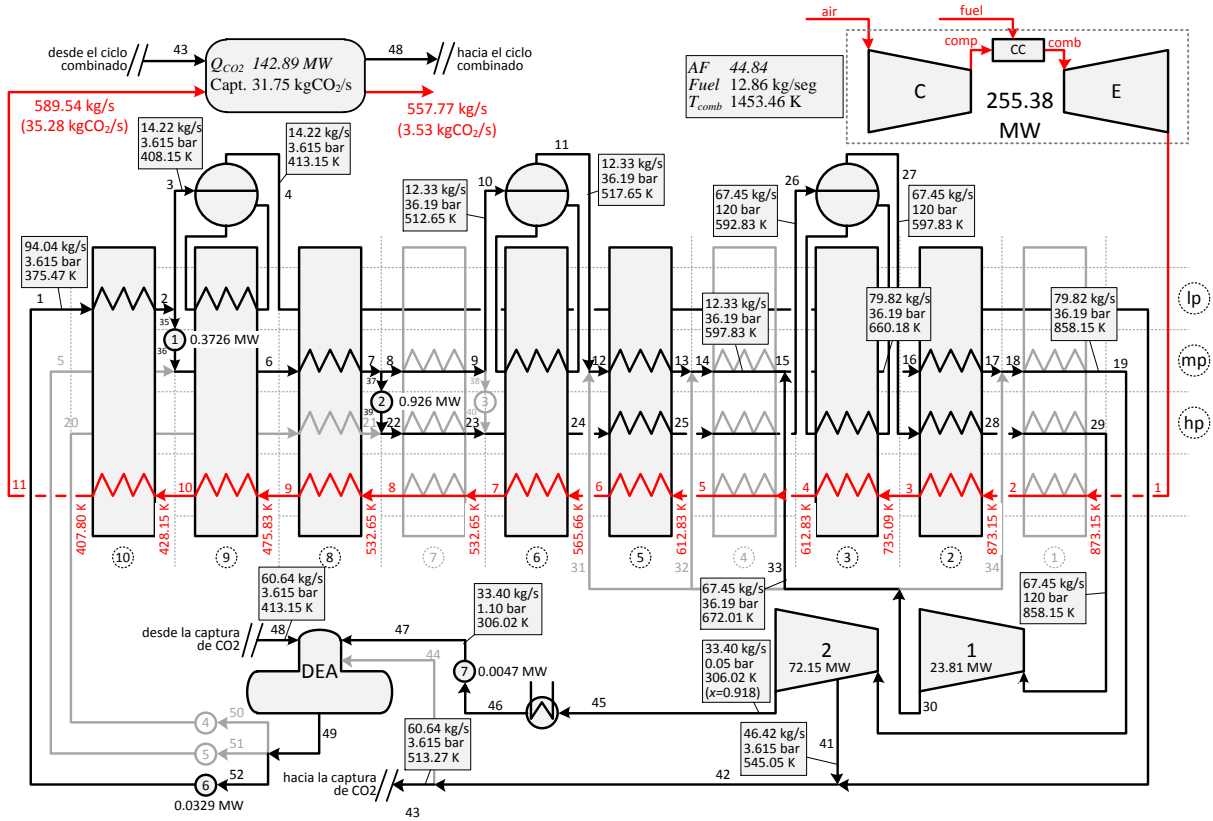


Figura 5.8. Solución óptima obtenida al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 1).

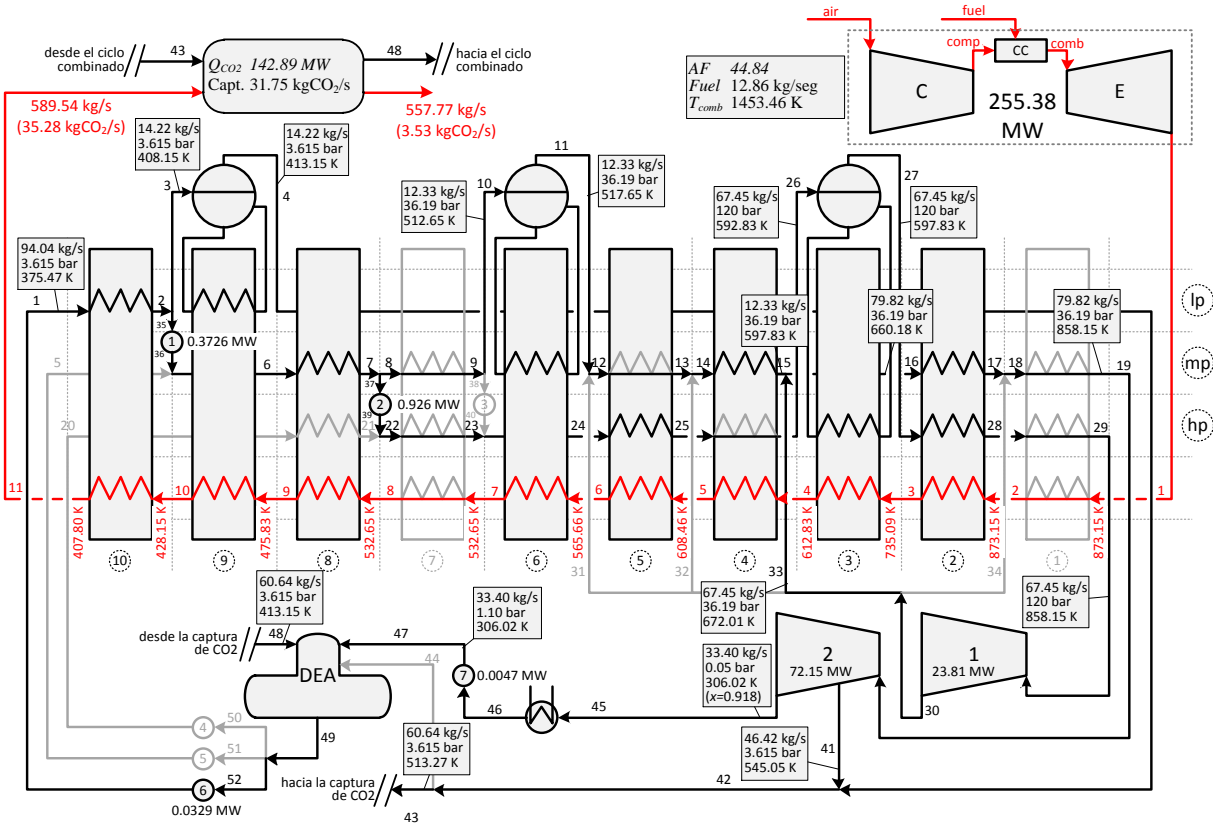


Figura 5.9. Solución óptima obtenida al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 2).

Por su parte, la Figura 5.10 ilustra la configuración óptima obtenida al minimizar el área total de transferencia de calor, y al compararla con las restante se puede observar que es similar a la de la Figura 5.8 y a la obtenida al minimizar el TAC (Figura 5.5).

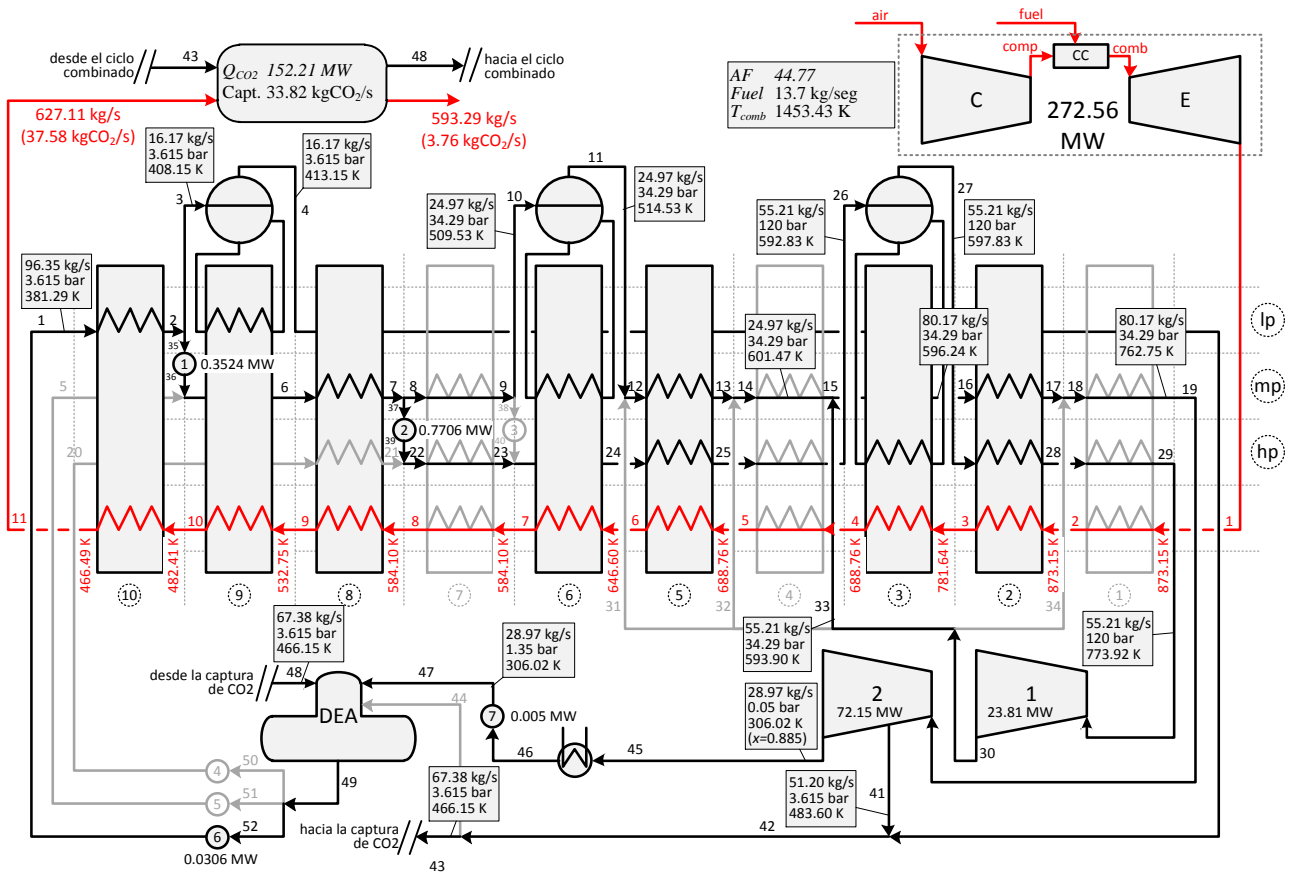


Figura 5.10. Solución óptima obtenida al minimizar el área total de intercambio permitiendo equipos en paralelo.

En la Tabla 5.7 se muestran las variables más representativas de cada una de las cuatro soluciones obtenidas. En cada caso se destaca el valor de la función objetivo. Por otro lado, la Tabla 5.8 presenta los valores de diseño de los intercambiadores de calor que forman parte del HRSG en cada uno de los casos analizados.

Tabla 5.7. Valores Óptimos de las variables más importantes obtenidos por diferentes funciones objetivo (permitiendo intercambiadores en paralelo).

	Min. TAC	Min. A^{total}	Min. mg_{fuel} (Solución 1)	Min. mg_{fuel} (Solución 2)
TAC [MUSD/año]	<u>156.8349</u>	157.1386	159.4356	159.5033
CAPEX/CRF [MUSD/año]	46.9143	46.2746	49.7344	49.7716
OPEX [MUSD/año]	109.9206	110.864	109.7012	109.7317
mg_{fuel} [kg/seg]	13.3993	13.7*	<u>12.8613</u>	<u>12.8613</u>
A^{total} [$\times 10^3 m^2$]	78.0134	<u>60.7727</u>	174.4614	175.9375

* Cota superior

Tabla 5.8. Valores óptimos obtenidos al minimizar distintas funciones objetivo (permitiendo intercambiadores en paralelo).

	Min. TAC			Min. A^{total}			Min. mg_{fuel} (Solución 1)			Min. mg_{fuel} (Solución 2)		
	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]	Q [MW]	ΔT [K]	A [x10 ³ m ²]
10.lp	11.35	63.57	4.19	11.59	64.48	4.22	13.04	25.67	11.93	13.04	25.67	11.93
8.mp	36.70	72.63	11.86	35.20	72.33	11.42	37.13	39.00	22.35	37.13	39.00	22.35
4.hp	0.00	69.04	0.00	29.63	89.05	7.81	0.00	20.00	0.00	0.00	17.73	0.00
5.hp	26.03	86.79	7.04	0.00	112.41	0.00	28.48	33.83	19.76	28.48	30.53	21.90
9.lp	27.89	71.62	8.91	24.95	70.82	8.06	30.80	33.18	21.24	30.80	33.18	21.24
6.mp	38.82	70.66	12.57	39.10	72.62	12.32	21.79	28.31	17.61	21.79	28.31	17.61
3.hp	73.21	107.32	15.61	77.34	107.20	16.51	82.83	53.92	35.15	82.83	53.92	35.15
5.mp	5.44	79.65	1.37	4.17	69.44	1.20	2.92	28.31	2.06	0.00	67.14	0
4.mp	0.00	60.59	0.00	0.00	87.29	0.00	0.00	15.00	0.00	2.92	41.62	1.40
2.mp	34.06	110.27	6.18	27.79	107.83	5.15	36.15	36.97	19.56	36.15	36.97	19.56
2.hp	44.47	111.12	8.00	0.00	189.21	0.00	59.77	53.92	22.17	59.77	53.92	22.17
1.hp	0.00	69.46	0.00	48.31	120.15	8.04	0.00	15.00	0.00	0.00	15.00	0.00
Cond	64.54	8.32	2.28	64.89	8.32	2.29	74.33	8.32	2.63	74.33	8.32	2.63

Las Figuras 5.11 a 5.13 muestran los diagramas “T vs Q” de las soluciones presentadas en las Figuras 5.8 a 5.10 respectivamente. Se destaca nuevamente que estos diagramas permiten observar la integración energética entre ambos fluidos (gas y agua).

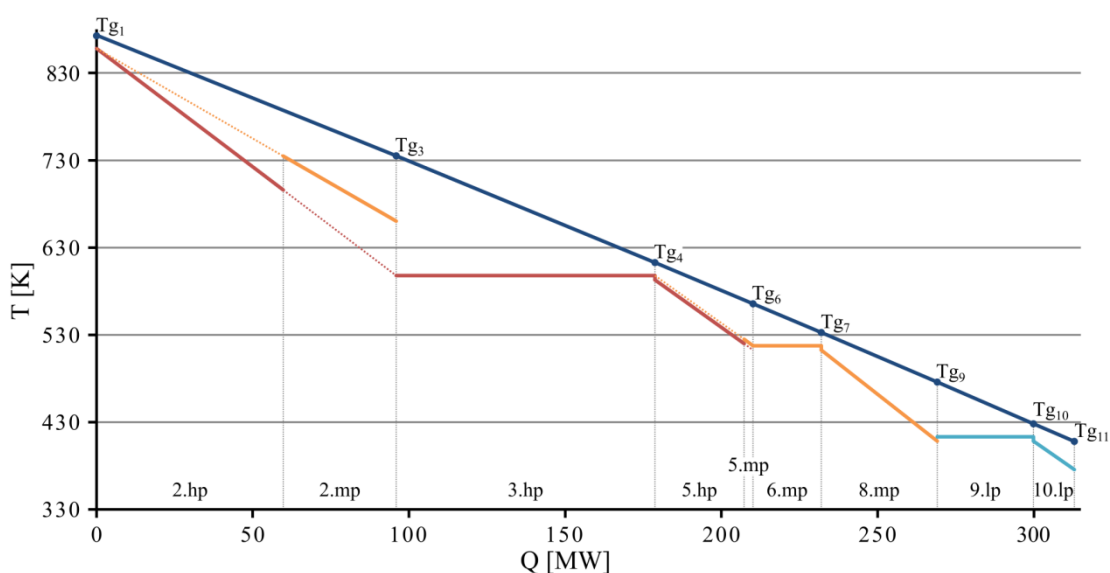


Figura 5.11. Diagrama “T vs Q” correspondiente a la solución encontrada al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 1).

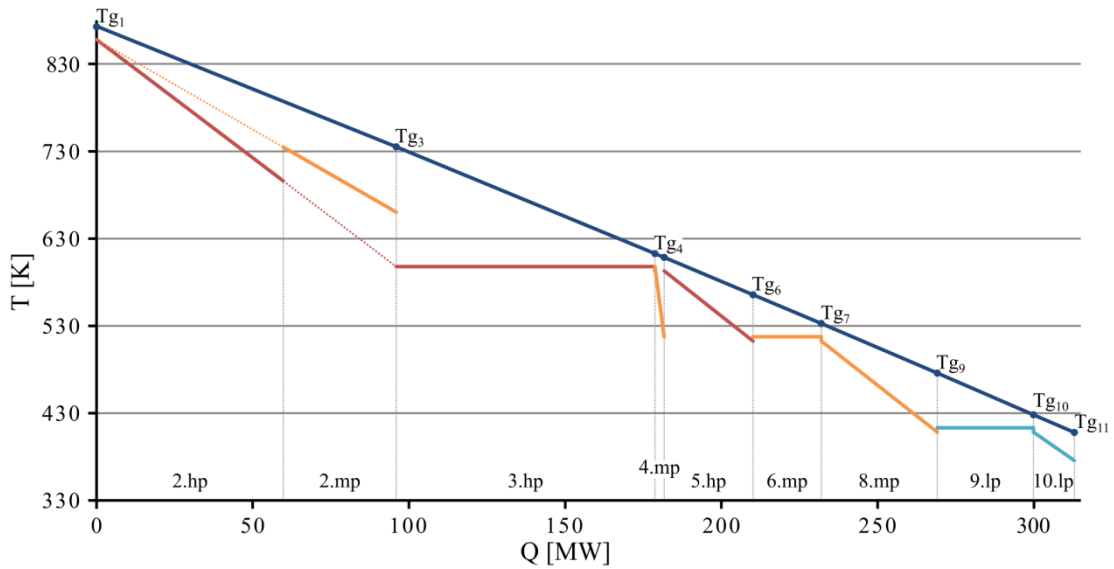


Figura 5.12. Diagrama “ T vs Q ” correspondiente a la solución encontrada al minimizar el consumo de combustible permitiendo equipos en paralelo (Solución 2).

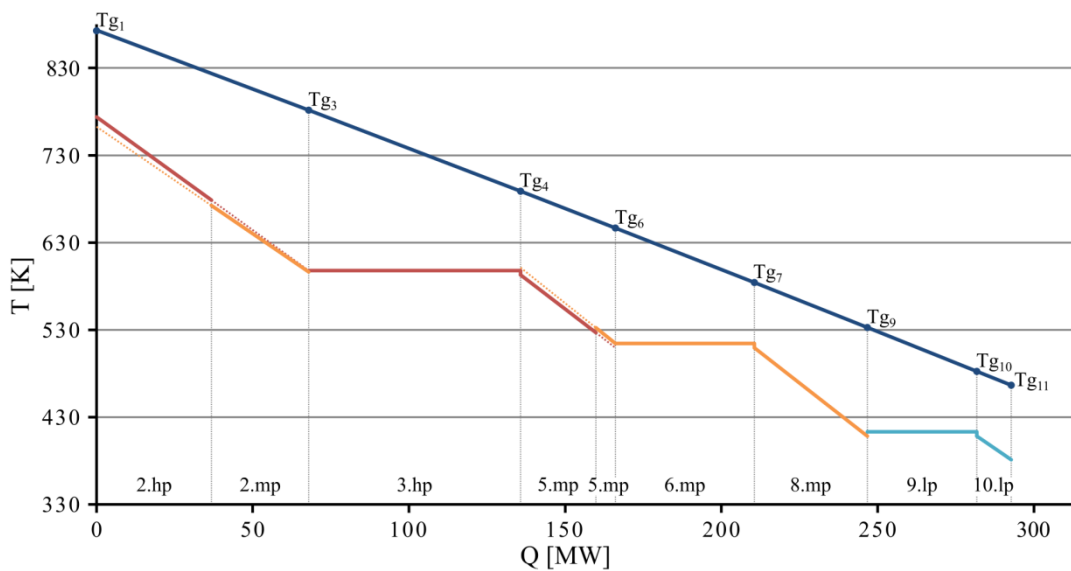


Figura 5.13. Diagrama “ T vs Q ” correspondiente a la solución encontrada al minimizar el área de intercambio permitiendo equipos en paralelo.

El mismo análisis fue realizado para el caso en que se prohíbe intercambiadores en paralelo obteniendo las configuraciones ilustradas en las Figuras 5.14 y 5.15 las cuales se corresponden con las variables más representativas listadas en la Tabla 5.9 y los calores transferidos, áreas y fuerzas impulsoras mostradas en la Tabla 5.10.

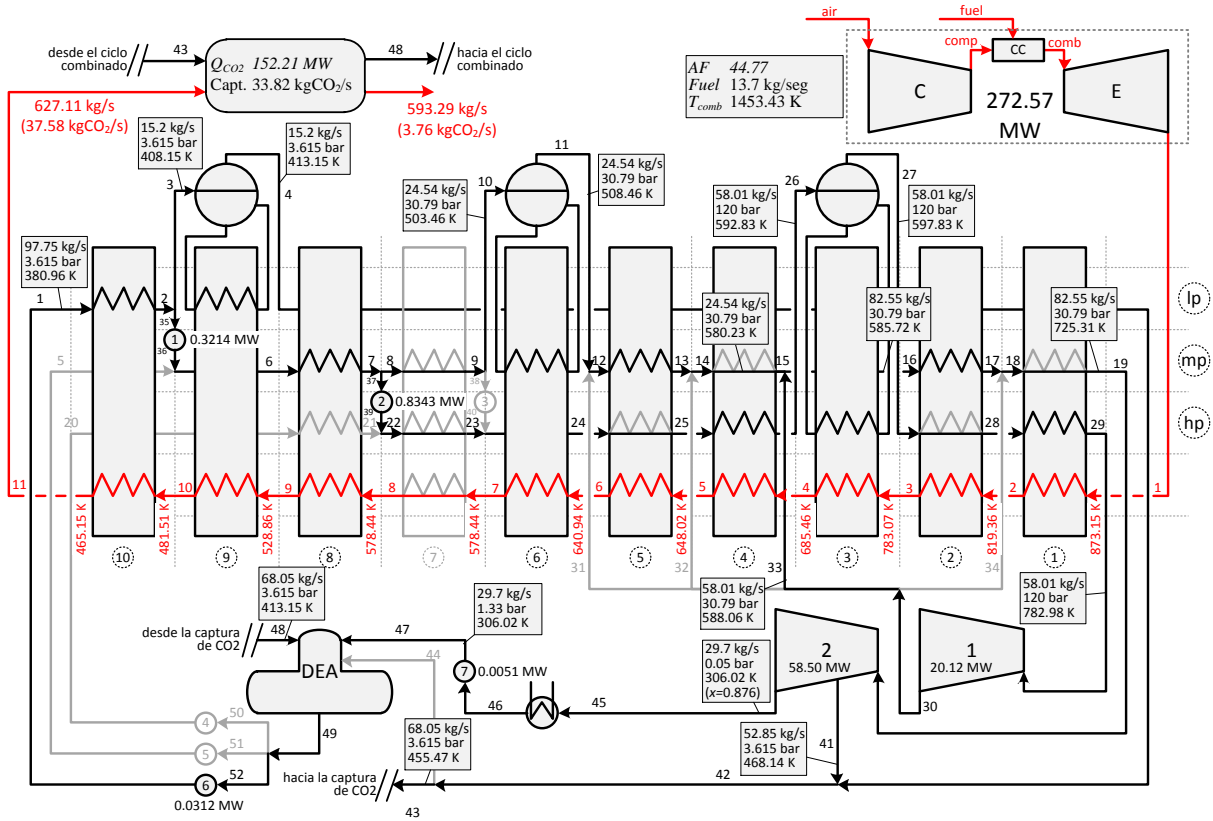


Figura 5.14. Solución obtenida al minimizar el área total de intercambio prohibiendo equipos en paralelo.

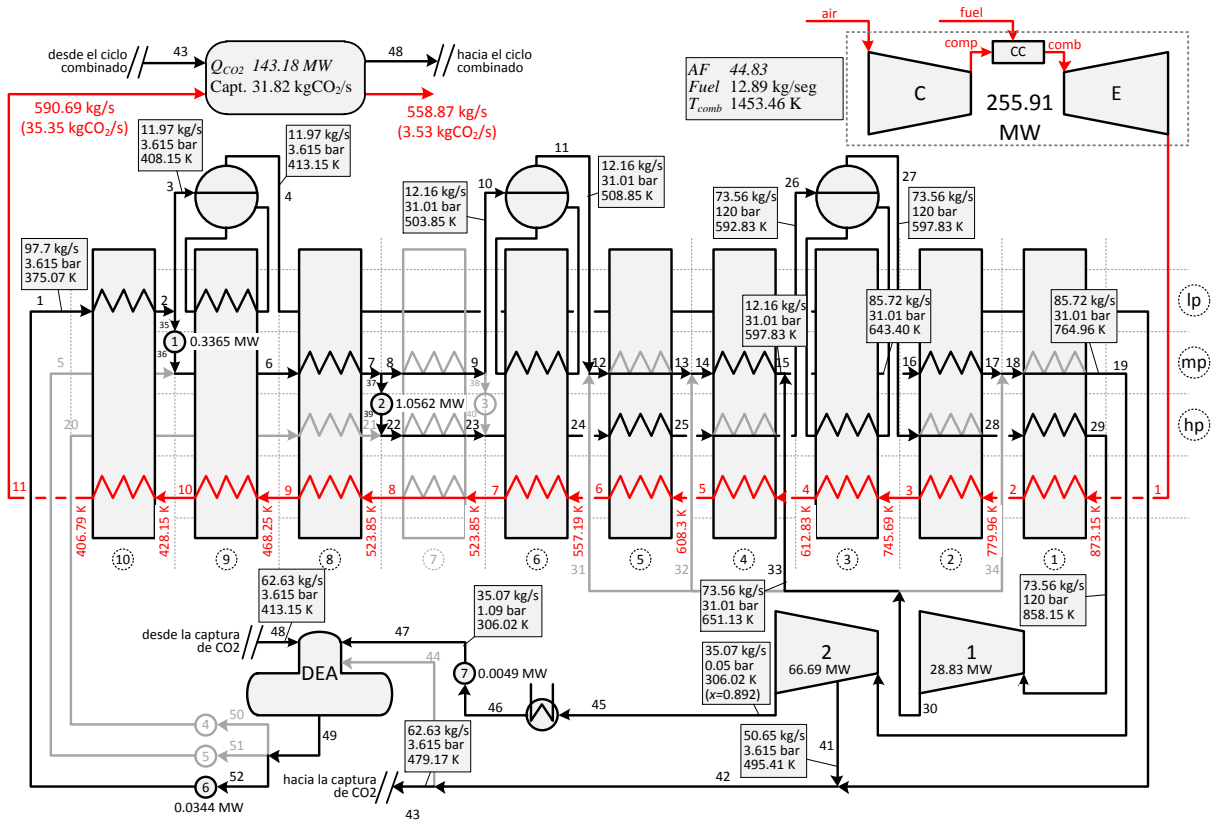


Figura 5.15. Solución obtenida al minimizar el consumo de combustible prohibiendo equipos en paralelo.

Al comparar los resultados se concluye que la configuración que se obtiene al minimizar el costo total anual (Figura 5.3) es similar a la que se obtiene al minimizar el área de transferencia de calor (Figura 5.14) pero ambas configuraciones son diferentes a la que se obtiene al minimizar el consumo de combustible (Figura 5.15). La diferencia entre las soluciones se debe a la posición del sobrecalentador de media presión y del economizador de alta presión. En las Figuras 5.3 y 5.11, la corriente de gas primero intercambia calor con el economizador “4.hp” ubicado en el nivel de alta presión y luego con el sobrecalentador ubicado en el nivel de media presión (“5.mp”) mientras que en la Figura 5.15 la corriente de gas primero intercambia calor con el sobrecalentador ubicado en el nivel de media presión (“4.mp”) y luego intercambia calor con el economizador “5.hp” ubicado en el nivel de alta presión.

Tabla 5.9. Valores Óptimos de las variables más importantes obtenidos por diferentes funciones objetivo (prohibiendo intercambiadores en paralelo).

	Min. TAC	Min. mg_{fuel}	Min. A^{total}
TAC [MUSD/año]	<u>156.922</u>	159.4365	157.1886
CAPEX/CRF [MUSD/año]	46.8846	49.6495	46.2936
OPEX [MUSD/año]	110.0374	109.787	110.895
mg_{fuel} [kg/seg]	13.4263	<u>12.8874</u>	13.7*
A^{total} [$\times 10^3 m^2$]	77.0341	174.4614	<u>61.1896</u>

* Cota superior

Tabla 5.10. Valores óptimos obtenidos al minimizar distintas funciones objetivo (prohibiendo intercambiadores en paralelo).

	Min. TAC			Min. mg_{fuel}			Min. A^{total}		
	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 m^2$]	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 m^2$]	Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 m^2$]
10.lp	11.588	64.481	4.219	13.718	25.409	12.673	11.294	78.652	3.371
8.mp	35.196	72.328	11.423	36.341	36.378	23.450	34.843	96.031	8.517
4.hp	29.634	89.053	7.812	0	17.638	0	26.949	116.672	5.422
5.hp	0	112.413	0	34.045	30.504	26.199	0.000	140.992	0
9.lp	24.953	70.823	8.062	25.930	30.712	19.320	32.925	89.958	8.376
6.mp	39.102	72.616	12.322	22.002	28.422	17.714	44.455	97.908	10.390
3.hp	77.340	107.203	16.509	90.289	56.527	36.551	71.193	130.351	12.498
4.mp	0	62.096	0	3.035	44.030	1.379	0	85.137	0
5.mp	4.165	69.440	1.200	0	70.818	0	5.069	96.523	1.050
2.mp	27.788	107.831	5.154	23.674	44.812	10.566	26.812	139.322	3.849
1.hp	48.312	120.152	8.042	65.145	64.576	20.176	40.069	146.014	5.488
Cond	64.892	8.317	2.293	75.791	8.317	2.678	63.057	8.317	2.228

Los diagramas “T vs Q” correspondientes a las soluciones reportadas en las Figuras 5.14 y 5.15 se presentan en las Figuras 5.16 y 5.17 respectivamente.

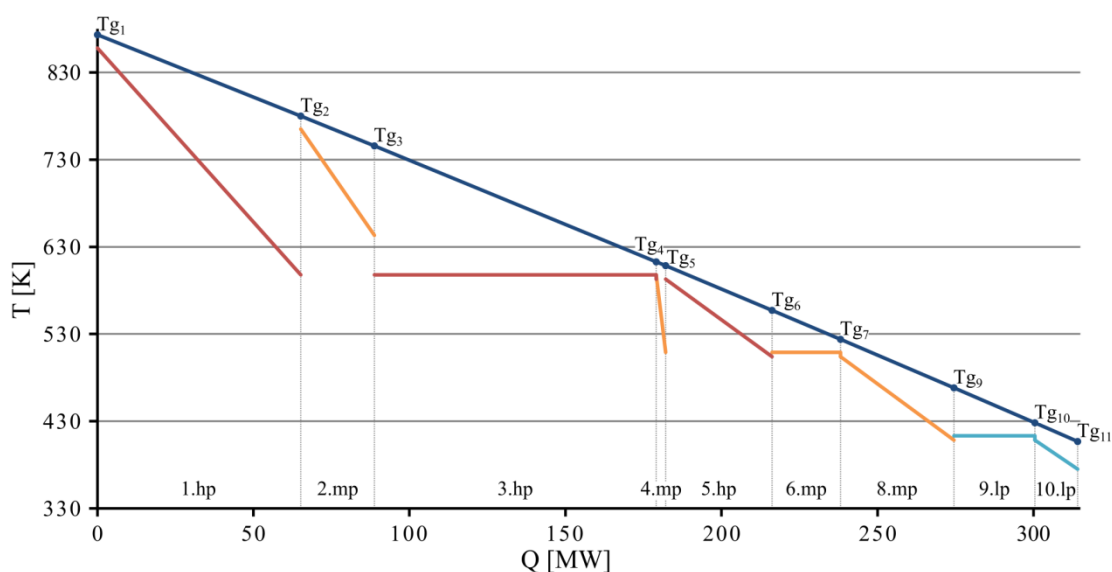


Figura 5.16. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada al minimizar el consumo de combustible prohibiendo equipos en paralelo.

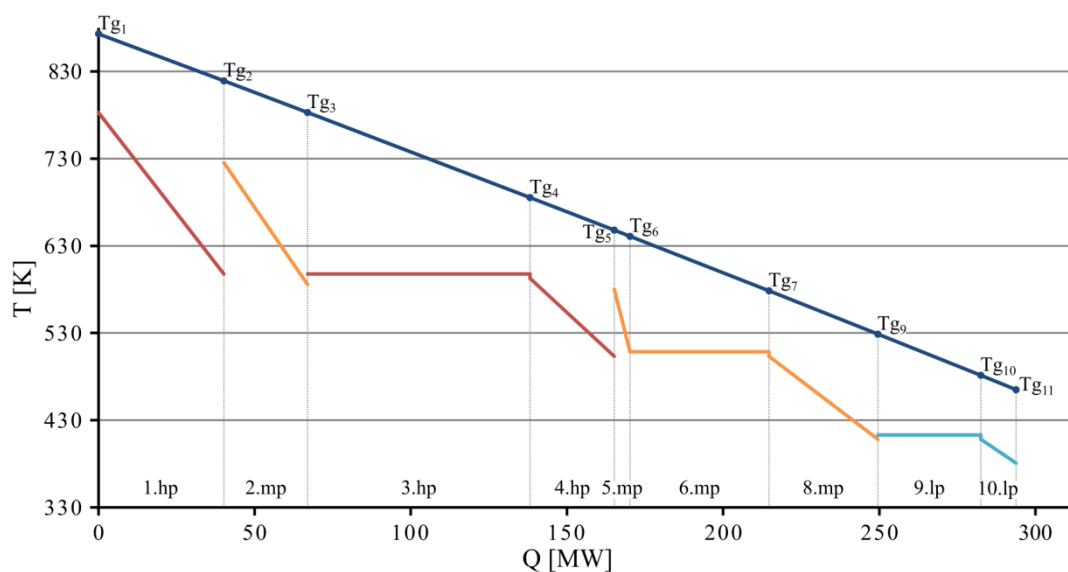


Figura 5.17. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada al minimizar el área de intercambio prohibiendo equipos en paralelo.

5.4 Conclusiones del Capítulo

En este capítulo se presentó la síntesis y el diseño óptimo de un ciclo combinado considerando la captura de CO₂ generado en el proceso de combustión en la turbina de gas. En esta oportunidad, el ciclo combinado fue representado mediante el modelo matemático introducido en el Capítulo 3 pero con ciertas modificaciones. En efecto, si bien la caldera de recuperación de calor

cuenta con 3 niveles de presión y recalentamiento y considera la posibilidad de involucrar intercambios de calor en paralelo, a diferencia de los modelos considerados en los capítulos anteriores, el nivel de baja presión está destinado únicamente para generar el vapor requerido para regenerar la amina en la planta de captura y no es considerado para generar electricidad por lo que el ciclo combinado “original” que incluía tres turbinas de vapor ahora se reduce a dos turbinas. Por su parte, la planta de captura fue representada considerando una relación “sencilla” entre el calor necesario en la planta de captura y la cantidad de CO₂ generada en la combustión (ecuación (5.2)).

Con fines de comparación con los resultados obtenidos al permitir intercambios en paralelo, el modelo fue resuelto imponiendo distintas restricciones sobre la configuración del HRSG obteniéndose así soluciones subóptimas. Por ejemplo, una de las soluciones subóptimas se le impuso prohibir intercambios de calor en paralelo. La comparación de los resultados indicó claramente que a pesar que ambas soluciones son diferentes implican prácticamente el mismo costo total anual. En efecto, al prohibir intercambios en paralelo las temperaturas presiones y flujos se redistribuyen de tal manera que implicaron que el consumo de combustible aumente en 0.027 kg/s (13.4263 vs 13.3993 kg/s) y que el área total de transferencia de calor disminuya en $1.0 \cdot 10^3$ con respecto a la configuración con intercambios en paralelo (77.0341 vs 78.0134 $\times 10^3 \text{m}^2$) resultando en un ligero aumento de 0.0871 MUSD/año en el TAC (156.922 vs 156.8349 MUSD/año). Para otra solución subóptima obtenida al prohibir la extracción de vapor desde la segunda turbina, el TAC resultó ser 3.0094 MUSD/año mayor respecto a la solución óptima (159.8443 vs 156.8349 MUSD/año) como consecuencia de que OPEX aumentó 3.4237 MUSD/año (113.3443 vs 109.9206 MUSD/año) y CAPEX disminuyó en 0.4143 MUSD/año (46.5 vs 46.9143 MUSD/año).

Por último, se investigó la influencia de la función objetivo en la configuración óptima para lo cual el modelo fue resuelto la minimización del consumo de combustible y la minimización del área total de transferencia de calor y en todos los casos se consideró la posibilidad de seleccionar intercambios en paralelo. De la comparación de resultados se concluyó que la configuración que se obtuvo al minimizar el costo total anual es similar a la que se obtuvo al minimizar el área de transferencia de calor pero ambas configuraciones son diferentes a la que se obtuvo al minimizar el consumo de combustible.

Capítulo 6

Síntesis y Diseño Optimo de un ciclo combinado acoplado a una planta de producción de servicios auxiliares

6.1 Introducción

La tarea de síntesis y diseño de sistemas de utility, esto es, plantas de cogeneración de energía eléctrica, vapor y potencia mecánica en industrias de procesos es uno de los problemas más interesantes y a la vez complejos de resolver debido a los diferentes trade-offs presentes entre las principales variables de tales sistemas.

En la literatura específica relacionada con la optimización de procesos químicos e industriales, se pueden encontrar diferentes trabajos interesantes que abordan el estudio de configuraciones y condiciones de operación de sistemas de utility aplicando diferentes metodologías de resolución, considerando distintos casos de estudio y asumiendo diferentes hipótesis de modelado como así también nivel de detalles en la descripción de los equipos.

Desde el punto de vista metodológico, los principales enfoques aplicados a la tarea de síntesis y diseño que se encontraron en la literatura se pueden clasificar en dos grupos según se describe brevemente a continuación:

6.1.1 Enfoques basados en la minimización de la pérdida de energía disponible

Los primeros trabajos sobre síntesis de sistemas de utility fueron mayoritariamente de naturaleza heurística o basados en principios termodinámicos (Chou y Shih, 1987; Nishio, 1977; Nishio et al., 1980, 1982; Petroulas y Reklaitis, 1984).

Nishio (1977), Nishio et al. (1980, 1982) presentaron una metodología para minimizar la pérdida de energía total de procesos incluyendo el sistema de vapor y potencia. Los autores proponen dividir el problema original en dos subproblemas: 1) minimizar la pérdida de energía disponible para el sistema de proceso, y 2) minimizar la pérdida de energía disponible para el sistema de vapor y potencia. El modelo para minimizar la pérdida de energía disponible en el proceso lo resuelven disponiendo de las demandas apropiadas de vapor y potencia. La pérdida de energía disponible del sistema generador de vapor-potencia se modela con los balances de materia y energía apropiados, manteniendo constante la eficiencia isentrópica de las turbinas de vapor. Posteriormente las demandas del sistema son clasificadas entre: a) potencia-dominantes para lo cual son necesarias turbinas de contrapresión y de condensación en el sistema y b) vapor dominantes para lo cual son necesarias turbinas de contrapresión.

En forma similar, Petroulas y Reklaitis (1984) abordan el problema de síntesis de sistemas de servicios auxiliares para lo cual proponen minimizar la pérdida de energía disponible dividiendo el procedimiento en dos subproblemas. El primer subproblema consiste en determinar la temperatura y presión de cada colector de vapor para lo cual proponen un modelo de programación lineal y considerando como función objetivo la minimización de la pérdida de energía disponible. Para resolver el modelo lineal los autores asumen conocidas la temperatura máxima del sistema y el número de niveles de presión. Luego, en el segundo subproblema determinan si las demandas de potencia motriz se deben satisfacer empleando turbinas de vapor o utilizando motores eléctricos. Para determinar esto, los autores resuelven un modelo de programación lineal mixta entera pero ahora minimizando los costos asociados a las importaciones de vapor y electricidad. En esta etapa el flujo de vapor excedente disponible en cada nivel de presión, generado en las calderas de recuperación o proveniente de expansiones, se divide entre las turbinas de vapor para potencia motriz y el generador de potencia eléctrica. Dichos autores asumen valores fijos para la temperatura inicial y final de cada corriente de calor de desecho y de cada corriente con necesidades de carga térmica, así como la presión mínima permitida de cada demanda de vapor. Además, los estados del vapor a diferentes niveles de presión, excepto el nivel de presión más alto, se relacionan con la temperatura por medio de una curva de operación definida a través de una eficiencia isentrópica constante para cada turbina de vapor dada. De esta manera a partir de las condiciones del vapor en

el cabezal de alta presión, y con el valor de la eficiencia isentrópica constante es posible calcular los estados inferiores del vapor.

Yoo et al. (1996) desarrollan un método sistemático para modelar y simular sistemas de servicios auxiliares con topología fija, que determina las condiciones óptimas de operación. Las condiciones óptimas de operación determinadas son: la cantidad de vapor generado, la distribución de flujos de vapor en todo el sistema y el número de turbinas que deben operar. Para el modelado del sistema generador de vapor y de potencia eléctrica, los autores suponen que las condiciones de operación de los cabezales están fijas y la eficiencia isentrópica de las turbinas es constante. El criterio de optimización consiste en minimizar irreversibilidad total del sistema.

6.1.2 Enfoques considerando la optimización de modelos basados en superestructura

El primer paso según este enfoque y según se desarrolló en capítulos anteriores, es la postulación de una superestructura, que contemple todas las configuraciones posibles que pueden considerarse, y de las cuales se selecciona la solución óptima. Esta superestructura contiene un número finito de unidades de proceso con sus correspondientes interconexiones. Una vez desarrollada la superestructura de servicios auxiliares, el segundo paso es formular el problema de síntesis como un problema de programación lineal mixta entera involucrando decisiones discretas (variables binarias) para seleccionar/eliminar unidades de procesos y decisiones continuas para representar las condiciones de operación y dimensiones de cada equipo.

Bajo este enfoque existen numerosos trabajos y algunos de los cuales se describen a continuación.

Papoulias y Grossmann (1983) propusieron una superestructura de un sistema de cogeneración que incluye turbinas de vapor y una turbina de gas el cual fue modelado a través de un programa mixto entero lineal (MILP) para seleccionar, de entre un intervalo fijo de niveles de presión, una configuración óptima para las demandas de vapor y potencia especificadas.

En forma similar a Papoulias y Grossmann (1983), Petroulas y Reklaitis (1984) propusieron también una superestructura incluyendo turbinas de vapor y una turbina de gas, requerimientos de vapor para el proceso de intercambio de calor, y vapor húmedo para las necesidades del proceso. Los autores aplicaron programación lineal acoplada con técnicas de programación dinámica para establecer una configuración óptima para las demandas de vapor y potencia especificadas.

Nath et al. (1986), desarrollaron un programa mixto entero, para acoplar la optimización tanto del proceso, como del sistema de cogeneración. En este trabajo se utilizaron modelos, relativamente sencillos, para la descripción del proceso y del equipo.

A diferencia de los trabajos anteriores, Colmenares y Seider (1987) presentaron una estrategia de programación no lineal (NLP) para la síntesis de sistemas de cogeneración que satisfacen las demandas de 3 potencia y de calentamiento del proceso al 100% de eficiencia. La estrategia utiliza el método del intervalo de temperatura (Linnhoff y Flower, 1978), el cual permite un alto grado de integración de calor y potencia entre la máquina de vapor y el proceso, y entre la misma máquina de calor.

Wellons et al. (1994), desarrollo un modelo del tipo no lineal para la optimización operativa del sistema de cogeneración en línea, sobre un amplio rango de condiciones.

Maia et al. (1995) propusieron un modelo matemático de optimización altamente combinatorio para derivar estructuras de sistemas que satisfacen demandas fijas de vapor, electricidad y potencia mecánica. Este enfoque permite la selección del equipo disponible en capacidades estándar, manipulando variables discretas y funciones discontinuas de costo.

Mavromatis y Kokossis (1998a) desarrollaron una herramienta conceptual para redes de turbinas de vapor, la cual puede ser utilizada para analizar y optimizar su operación y diseño. Explora el conocimiento de ingeniería del sistema y proporciona una proyección de la región factible de operación de toda la red. La representación es entonces particionada en dominios de optimalidad que proporcionan el modo de operación óptimo para la red, bajo demandas específicas. Luego, los mismos autores, Mavromatis y Kokossis (1998b), presentaron un nuevo procedimiento para analizar las opciones de diseño existentes. El modelo matemático, propuesto para la turbina, cuantifica la variación de la eficiencia con el tamaño de la turbina, la carga y las condiciones de operación de una manera sencilla. Es aplicable a cualquier tipo de unidad y proporciona estimaciones adecuadas de su rendimiento sobre el rango total de operación. Como tal, puede ser utilizado para establecer objetivos reales de trabajo en la etapa inicial del diseño, así como para establecer los niveles de vapor para maximizar el potencial de cogeneración.

Bruno et al. (1998) presentó un modelo MINLP de síntesis de una planta de servicios auxiliares considerando como decisiones discretas la selección del(os) equipo(s) para generar vapor como así también el número y tipo de turbinas de vapor y. Precisamente para la generación de vapor, los autores proponen los siguientes cuatro equipos candidatos: 1. Ciclo combinado incluyendo la posibilidad de combustor adicional en la caldera de recuperación de calor, 2. Caldera

de alta presión utilizando fuel como combustible, 3. Caldera de media presión utilizando fuel como combustible, 4. Caldera de recuperación de calor a partir de gases provenientes de otros procesos y/o de otras unidades de procesos por ej. reactores químicos. Por su parte, para satisfacer las demandas especificadas de electricidad y potencia mecánica, los autores proponen como alternativa diferentes tipos de turbinas de vapor las cuales se mencionan a continuación: 1. Turbina de contrapresión descargando a media presión, 2. Turbina de contrapresión descargando a baja presión, 3. Turbina de contrapresión descargando a media y baja presión, 4. Turbina de condensación, 5. Turbina de condensación con extracción de vapor para nivel de media presión, 6. Turbina de condensación con extracción de vapor para nivel de baja presión. También, los autores consideraron la alternativa de poder seleccionar motores eléctricos para satisfacer parcial o totalmente las demandas de potencia requeridas. El modelo resultante es implementado en GAMS y resuelto con DICOPT utilizando MINOS5 como resolovedor no lineal y OSL como resolovedor para el modelo lineal.

Petracci et al. (2001) propusieron resolver una superestructura para determinar el número de caldera convencionales y turbinas de vapor considerando como función objetivo la minimización del costo total de operación. Las calderas fueron modeladas en forma rigurosa considerando por ejemplo correlaciones para tener en cuenta la variación del coeficiente global de transferencia y poder así determinar las curvas de cargas-eficiencia en una de las calderas. El modelo MINLP resultante fue resuelto para distintas demandas de potencia y vapor. Finalmente, los resultados obtenidos utilizando modelos rigurosos fueron comparados con los obtenidos por modelos simplificados.

A diferencia de los trabajos anteriores, Martínez y Eliceche (2008) resolvieron un problema de optimización multiobjetivo del tipo MINLP para optimizar plantas de servicios auxiliares considerando aspectos ambientales y económicos. El modelo permite seleccionar las condiciones de presión y temperatura de los cabezales en las líneas de alta, media y baja presión considerando como decisiones discretas equipos candidatos tales como motores eléctricos y turbinas de vapor.

Recientemente, Caballero et al. (2014) proponen una metodología híbrida de resolución para resolver diferentes problemas pero la aplican para al problema de síntesis de servicios auxiliares presentado por Bruno et al. (1998) pero considerando 4 niveles de presión en vez de 3. También, la metodología propuesta es diferente a la empleada por Bruno et al. (1998) ya que Caballero et al. (2014) proponen integrar convenientemente técnicas de programación matemática con simuladores de procesos con el fin de explotar las ventajas que ofrecen cada uno de ellos para resolver el modelo completo.

El objetivo de este capítulo es integrar el modelo MINLP de síntesis y diseño del recuperador de calor presentado en los capítulos anteriores a la planta de servicios auxiliares presentada en Caballero et al. (2014). A diferencia de los trabajos mencionados anteriormente, aquí se asume que el vapor es generado solamente por un ciclo combinado y se propone determinar no solo la configuración óptima del mismo, en especial la de HRSG, sino la del sistema de utility (disposición de turbinas de y válvulas de expansión).

También, como un desafío importante de este capítulo, se propone presentar una metodología de resolución para el modelo resultante la cual surge de la experiencia ganada durante el desarrollo de los capítulos anteriores.

6.2 Descripción de la superestructura y definición del problema de optimización

En la Figura 6.1 se presenta la superestructura propuesta para la síntesis de un ciclo combinado inmerso en una planta de generación de servicios auxiliares (electricidad, potencia mecánica y vapor). El recuperador de calor cuenta con tres niveles de presión y en este caso no considera recalentamiento de vapor (Figura 6.2).

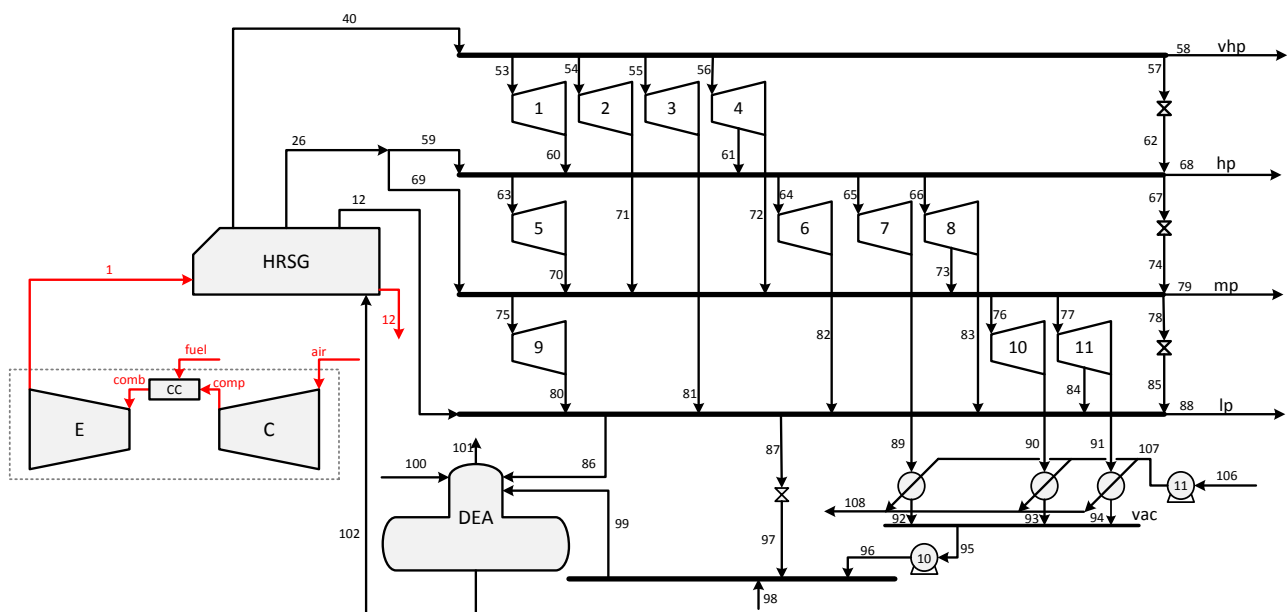


Figura 6.1. Superestructura propuesta para la planta de servicios auxiliares.

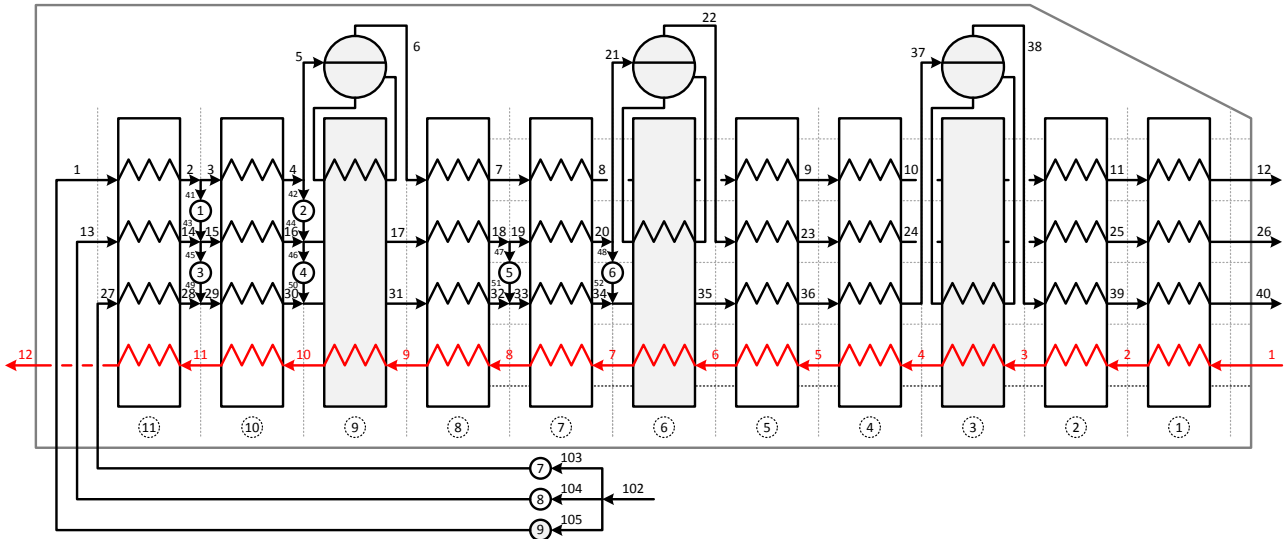


Figura 6.2. Superestructura propuesta para el HRSG acoplado a la planta de servicios auxiliares.

El problema que se propone resolver puede definirse de la siguiente manera: Dado un conjunto de demandas de vapor, energía eléctrica y potencia mecánica (parámetros del problema), el problema consiste en seleccionar la configuración óptima a partir de las configuraciones candidatas que se encuentran embebidas en las Figuras 6.1 y 6.2 y determinar las condiciones de operación y tamaños de los equipos, de tal manera que el consumo de combustible requerido por la turbina de gas resulte mínimo.

6.2.1 Modelo correspondiente a la síntesis de HRSG

La superestructura del HRSG de la Figura 6.2 corresponde a un recuperador de calor que como se ha indicado, en este caso asumimos sin recalentamiento. Sin embargo, es diferente a la superestructura presentada en el Capítulo 3. Al igual que en la superestructura del capítulo anterior, se deben adecuar algunas restricciones a la superestructura de la Figura 6.2. Las ecuaciones (6.1) a (6.7) corresponden a las ecuaciones lógicas para este caso (Figura 6.2).

Las ecuaciones (6.1) y (6.3) cumplen la misma función que las ecuaciones (3.6) a (3.10), en el problema planteado en dicho capítulo.

$$x_{i,lp} + x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,lp} \geq 1 \quad \forall i / i = 11, 8, 5, 2 \quad (6.1)$$

$$x_{i,lp} + x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,mp} \geq 1 \quad \forall i / i = 11, 8, 5, 2 \quad (6.2)$$

$$x_{i,lp} + x_{i,mp} + x_{i,hp} + 1 - x_{i-1,hp} \geq 1 \quad \forall i / i = 11, 8, 5, 2 \quad (6.3)$$

Por otra parte, las primeras ocho bombas están asociadas a una decisión discreta (ecuaciones (6.4) a (6.7)). Estas restricciones son equivalentes a las ecuaciones (3.11) a (3.14).

$$m_a \leq y_n |m_a|_{up} \quad \forall a, n \in PUMP / n \leq 8 \quad (6.4)$$

$$m_a \geq y_n |m_a|_{lo} \quad \forall a, n \in PUMP / n \leq 8 \quad (6.5)$$

$$y_1 + y_2 + y_8 = 1 \quad (6.6)$$

$$y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 = 1 \quad (6.7)$$

6.2.2 Selección/eliminación de las turbinas de vapor

En este problema como hemos resaltado, aparecen nuevas decisiones discretas que deben ser tenidas en cuenta. Además de la síntesis en el HRSG, el modelo debe “decidir” acerca de la existencia (o no) de las turbinas de vapor y el lugar de alimentación de la salida intermedia del HRSG. Por tal motivo, se definen las siguientes variables binarias:

$$x_n^{st} \begin{cases} 1: \text{Existe la turbina de vapor } n \\ 0: \text{No existe la turbina de vapor } n \end{cases}$$

$$x^{MP} \begin{cases} 1: \text{El HRSG alimenta el nivel de presión MP de la planta de servicios} \\ 0: \text{El HRSG alimenta el nivel de presión HP de la planta de servicios} \end{cases}$$

Cuando una turbina no existe el flujo de entrada es cero y la relación entre las condiciones de entrada y salida (evolución isentrópica con rendimiento) no se establece. Esto se logra con las ecuaciones (6.8) a (6.11) (turbinas sin extracción).

$$m_a \leq x_n^{st} |m_a|_{up} \quad \forall n, a \in ST \quad (6.8)$$

$$m_a \geq x_n^{st} |m_a|_{lo} \quad \forall n, a \in ST \quad (6.9)$$

$$h_b \leq stout(P_a, T_a, P_b, \eta_n^{st}) + (1 - x_n^{st})M \quad \forall n, a, b \in ST \quad (6.10)$$

$$h_b \geq stout(P_a, T_a, P_b, \eta_n^{st}) - (1 - x_n^{st})M \quad \forall n, a, b \in ST \quad (6.11)$$

Por ejemplo, si la turbina 1 no existe ($x_1^{st} = 0$), por la ecuación (6.8) y (6.9) el flujo de entrada (m_{53}) es cero y por las ecuaciones (6.10) y (6.11) no se considera la evolución mencionada. Caso contrario, si esta turbina existe ($x_1^{st} = 1$), por las mismas restricciones el flujo que ingresa estará comprendido dentro de un rango de variación y se establece la relación entre las condiciones de entrada y salida.

De manera similar se procede con las turbinas con extracción. Las ecuaciones (6.12) a (6.17) establecen la posibilidad de eliminación de las turbinas con extracción de vapor.

$$m_a \leq x_n^{st} |m_a|_{up} \quad \forall n, a \in STe \quad (6.12)$$

$$m_a \geq x_n^{st} |m_a|_{lo} \quad \forall n, a \in STe \quad (6.13)$$

$$h_b \leq stout(P_a, T_a, P_b, \eta_n^{st}) + (1 - x_n^{st})M \quad \forall a, b, n \in STe \quad (6.14)$$

$$h_b \geq stout(P_a, T_a, P_b, \eta_n^{st}) - (1 - x_n^{st})M \quad \forall a, b, n \in STe \quad (6.15)$$

$$h_c \leq stout(P_b, T_b, P_c, \eta_n^{st}) + (1 - x_n^{st})M \quad \forall b, c, n \in STe \quad (6.16)$$

$$h_c \geq stout(P_b, T_b, P_c, \eta_n^{st}) - (1 - x_n^{st})M \quad \forall b, c, n \in STe \quad (6.17)$$

En general, existen correlaciones entre el rendimiento isentrópico y la potencia desarrollada por una turbina de vapor para diferentes presiones de entrada, según indican los propios fabricantes. Aquí adoptamos la utilizada en Bruno et al. (1998).

$$\eta_n^{st} = r_n \left(\frac{p_n - W_n^{st}}{q_n + W_n^{st}} \right) \quad \forall n \in (ST \cup STe) \quad (6.18)$$

Los parámetros p , q y r de la ecuación (6.18) dependen de la presión de entrada de cada turbina y de la naturaleza de la misma (contrapresión o condensado). Estos valores se muestran en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1. Constantes de la ecuación (6.18) (Bruno et al., 1998; Caballero et al., 2014)

	Turbinas 1 a 6 y 8	Turbina 7	Turbina 9	Turbinas 10 y 11
p	-427.0992	-313.3561	-378.0419	-244.8585
q	865.5034	648.2201	758.8181	528.1410
r	-0.8217	-0.7714	-0.8223	-0.7769

6.2.3 Selección de alimentación del nivel intermedio del HRSG

En la planta de servicios auxiliares existen cuatro niveles principales de presión (vhp, hp, mp y lp). El nivel de presión más alto de la caldera de recuperación de calor coincide con el de la planta de servicios (vhp), lo mismo ocurre con el más bajo (lp). El nivel intermedio de la caldera (mpc) puede ser el de alta de la planta (hp) o el de media (mp).

Si el HRSG alimenta al nivel mp, el valor de la presión intermedia en la caldera debe ser igual que el de la línea mp (de manera similar si se alimenta el nivel hp). Esta decisión se lleva a cabo mediante la variable binaria x^{mp} .

En la ecuación (6.19) y (6.20) se observa que si el valor de la variable binaria x^{mp} es 1, la presión intermedia en la caldera (Pr_{mpc}) es igual a la del nivel MP (Pr_{mp}) de la planta de servicios auxiliares.

$$Pr_{mpc} \leq Pr_{mp} + (1 - x^{mp})M \quad (6.19)$$

$$Pr_{mpc} \geq Pr_{mp} - (1 - x^{mp})M \quad (6.20)$$

Si se alimenta el nivel mp el flujo de la corriente que ingresa a hp (m_{59}) debe ser nulo.

$$m_{59} \leq (1 - x^{mp})|m_{59}|_{up} \quad (6.21)$$

Por otro lado, si la variable binaria x_{mp} adopta el valor discreto de 0 significa que se alimenta el nivel hp (ecuación (6.22) y (6.23)).

$$Pr_{mpc} \leq Pr_{hp} + x^{mp}M \quad (6.22)$$

$$Pr_{mpc} \geq Pr_{hp} - x^{mp}M \quad (6.23)$$

De igual manera, si se alimenta el nivel hp el flujo de la corriente que ingresa a mp (m_{69}) debe ser nulo.

$$m_{69} \leq x^{mp}|m_{69}|_{up} \quad (6.24)$$

Las ecuaciones (6.19) a (6.24) garantizan que la salida intermedia de la caldera de recuperación de calor alimente a un único nivel de presión de la planta de servicios auxiliares.

6.2.4 Asignación de turbinas para satisfacer las demandas de potencia mecánica y electricidad

La planta de servicios auxiliares debe satisfacer una demanda de electricidad y/o varios requerimientos de potencia mecánica. La potencia mecánica debe ser producida por una única turbina de vapor mientras que la electricidad puede ser fruto de varias turbinas de vapor junto con la de gas (pueden sumarse sus potencias generadas). Es decir, si una turbina de vapor debe satisfacer una demanda de potencia mecánica su potencia debe ser exactamente la solicitada pero en caso de satisfacer una demanda de electricidad su potencia será determinada por el modelo.

La asignación de demandas requiere el agregado de nuevas variables binarias que relacionan la demanda con las turbinas. Para relacionar las diferentes demandas con las turbinas de vapor se crea el set d (que contiene las demandas) y las siguientes variables binarias.

$$x_{d,n}^{ad} \begin{cases} 1: \text{La demanda } d \text{ es satisfecha por la turbina } n \\ 0: \text{La demanda } d \text{ NO es satisfecha por la turbina } n \end{cases}$$

En primer lugar, se establece que cada demanda de potencia mecánica debe ser satisfecha por alguna de las turbinas (ecuación (6.25)). Esta restricción solamente aplica a las demandas de potencia mecánica ya que la electricidad puede ser producida por más de una turbina de vapor. El subset MD contiene todas estas las demandas.

$$\sum_n x_{d,n}^{ad} = 1 \quad \forall d / d \in MD \quad (6.25)$$

A su vez, cada turbina solo puede satisfacer a lo sumo una de las demandas (ecuación (6.26)). Es decir, o genera electricidad, potencia mecánica o ninguno de los dos.

$$\sum_d x_{d,n}^{ad} \leq 1 \quad \forall n \quad (6.26)$$

La potencia generada por cada turbina W_n^{st} se desagrega en las variables correspondientes a las diferentes demandas ($W_{d,n}^{ad}$). Las ecuaciones (6.27) y (6.28) solo aplican a las demandas de potencia mecánica y establecen que cuando una demanda de potencia mecánica es asignada ($x_{d,n}^{ad}$), la variable $W_{d,n}^{ad}$ adopta el valor correspondiente a esta demanda (D_d).

$$W_{d,n}^{ad} \leq D_d x_{d,n}^{ad} \quad \forall n / d \in MD \quad (6.27)$$

$$W_{d,n}^{ad} \geq D_d x_{d,n}^{ad} \quad \forall n / d \in MD \quad (6.28)$$

Por otro lado, la ecuación (6.29) aplica para la demanda de electricidad y el único objetivo es que al asignar la producción de electricidad su potencia generada sea mayor que un valor estipulado (D_{lo}).

$$W_{d,n}^{ad} \geq D_{lo} x_{d,n}^{ad} \quad \forall n / d \notin MD \quad (6.29)$$

La potencia producida por una turbina de vapor corresponde a la sumatoria de sus variables desagregadas.

$$W_n^{st} = \sum_d W_{d,n}^{ad} \quad \forall n \quad (6.30)$$

Por último, para satisfacer los requerimientos energéticos, la potencia neta generada en la planta de servicios debe ser mayor que la suma de todas las demandas (ecuación (6.31)).

$$W^{total} \geq \sum_d D_d \quad (6.31)$$

Las ecuaciones (6.25) a (6.31) permiten que el modelo seleccione la turbina de vapor que va a satisfacer cada demanda. Es decir, cada turbina seleccionada va producir exactamente la cantidad de potencia necesaria para satisfacer alguna de las demandas o la electricidad necesaria para satisfacer la demanda.

6.3 Estrategia de resolución

La síntesis del recuperador de calor y de la planta de utility en simultáneo genera un modelo matemático MINLP que debido al número de decisiones discretas y tamaño del modelo (número de ecuaciones y variables) resulta “difícil” de resolver. Algunas de las nuevas restricciones correspondientes a la selección de las turbinas (ecuaciones (6.10), (6.11), (6.14) a (6.17), (6.19), (6.20), (6.22) y (6.23)) son de tipo BigM, que suelen generar soluciones del problema relajado (soluciones en que las variables enteras son relajadas y por ende pueden adoptar valores continuos) de muy “mala” calidad y también implicar elevados tiempo de resolución. En ese sentido, uno de los desafíos de este capítulo es desarrollar una estrategia de solución “alternativa” que en lo posible no solo permita encontrar una mejor solución sino que implique bajo costo computacional (tiempo de cómputo y número de problemas a resolver).

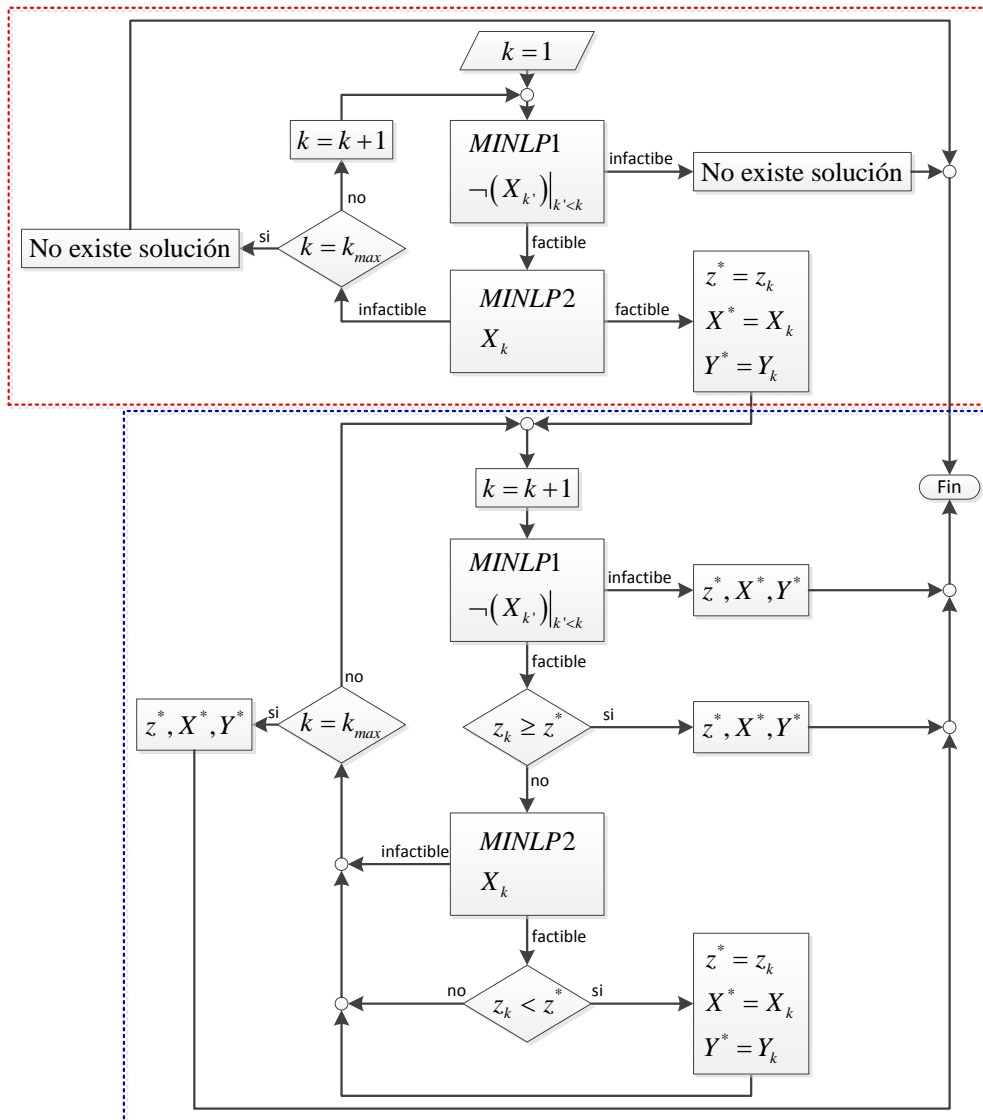


Figura 6.3. Diagrama de flujo de la estrategia de resolución propuesta.

El problema original MINLP se divide en dos subproblemas MINLP1 y MINLP2 que se resuelven en forma iterativa siguiendo el diagrama de flujo de la Figura 6.3, que corresponde a un problema de minimización. La secuencia de resolución se divide en dos etapas fundamentales. La primera etapa (recuadro rojo) consiste en encontrar la primera solución entera del problema original (MINLP) mientras que la segunda etapa (recuadro azul) busca actualizar la solución obtenida por una de menor valor en la función objetivo. Es importante destacar que puede ocurrir que la primera solución obtenida sea la solución final del problema o por lo contrario ser reemplazada en la segunda parte del algoritmo.

Como se indica en la Figura 6.3, en la primera etapa mediante un procedimiento iterativo (que comienza con $k=1$ y puede llegar hasta $k=k_{max}$ en el caso que sea necesario) se resuelve el problema MINLP1 en donde se obtiene una configuración de la planta de servicios pero sin considerar variables binarias como parte del modelo del recuperador de calor, es decir se consideran

todos los intercambiadores presentes en la Figura 6.2 con la particularidad que éstos pueden ser eliminados (en el caso que sea conveniente) a través de los correspondientes balances de materia y energía. En caso que la solución del problema MINLP1 sea infactible, el algoritmo finaliza indicando que no es posible encontrar una solución óptima al problema original. En caso que la solución problema MINLP1 sea factible, se procede a resolver el problema MINLP2 en el cual se considera fija la configuración de la planta de utility obtenida por el MINLP1 y se procede a resolver el problema MINLP2 para obtener una solución entera para el HRSG y en consecuencia una solución entera del problema original. En caso de que el problema MINLP2 sea infactible, luego de evaluar si se ha llegado al número máximo de iteraciones, se realiza la siguiente iteración prohibiendo la solución encontrada por los MINLP1 anteriores y de ser factible vuelve a resolverse el problema MINLP2 para la nueva configuración encontrada. Este procedimiento continúa hasta encontrar una solución del MINLP2 factible.

De acuerdo a la Figura 6.3, en esta primera etapa no se comparan valores de funciones objetivo de distintas soluciones (como ocurre en la segunda etapa) ya que el único objetivo es el hallazgo de una primera solución entera del proceso completo para luego ser tomada en cuenta en la segunda parte del algoritmo. Un punto interesante a mencionar aquí es que el modelo MINLP2 no es el mismo modelo que se resuelve en todas las iteraciones sino que se va actualizando en función de la configuración del sistema de utility que se obtenga en el problema MINLP1 anterior. En otras palabras, existe un pasaje de información entre el MINLP1 y MINLP2 para fijar en MINLP2 la configuración del sistema de utility obtenida en MINLP1. Este pasaje de información permite reducir significativamente el tamaño del problema ya que el MINLP2 excluye las restricciones y variables asociadas a los equipos que no fueron seleccionados por el MINLP1.

Una vez encontrada la primera solución entera, comienza la segunda etapa en la que se resuelve el problema MINLP1 introduciendo nuevamente cortes enteros para evitar seleccionar configuraciones de la planta de utility ya exploradas en iteraciones anteriores. Al igual que en la primera etapa, si la solución del problema MINLP1 es infactible, el algoritmo finaliza y si se trata de la primera iteración en la segunda etapa, la solución óptima es la encontrada en la primera etapa. En caso que la solución sea factible se procede a comparar el valor objetivo de la solución MINLP1 con el valor objetivo de la solución óptima “actual” para decidir si el algoritmo continúa o finaliza. Como se trata de un problema de minimización, el algoritmo seguirá con la búsqueda en el caso que el valor de la función objetivo del MINLP1 sea menor que el valor de la función objetivo de la solución actual, de lo contrario se detendrá. En el caso que continúe, se resolverá el problema MINLP2 (con restricciones activas de la planta de utility y considerando las variables binarias del

HRSG); si la solución del MINLP2 es infactible y no se alcanzó el límite máximo de iteraciones se vuelve a resolver el MINLP1 y se repiten nuevamente los pasos recién descritos. Si la solución del MINLP2 es factible (solución entera completa) se compara el valor objetivo de dicha solución con el valor objetivo de la mejor solución almacenada. Si la comparación indica que el valor objetivo en la iteración actual (z_k) es mayor que el valor de la mejor solución almacenada (z^*) la solución se descarta y el algoritmo continúa con la búsqueda de una nueva mejor solución, de lo contrario si el valor objetivo del MINLP2 es menor que el valor de la solución óptima “actual” indica que se obtuvo una mejor solución por lo cual pasara a ser ahora la solución de referencia y reemplazará a la solución anterior. Luego, esta nueva solución del problema será utilizada para comparar en las iteraciones siguientes. En el caso que esta solución se encuentre cuando se alcanza el límite máximo de iteraciones, representara la solución buscada del problema original.

Notar que el límite máximo de iteraciones, como en todos los algoritmos en general es un parámetro y aquí se propone un valor elevado de manera tal que no excluya la exploración de soluciones factibles.

6.4 Casos de estudio

En esta sección la metodología descrita arriba es aplicada para resolver dos casos de estudios considerando los parámetros y cotas listadas en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2. Parámetros y cotas para la síntesis acoplada a la planta de servicios.

Parámetros		Cotas	
Símbolo	Valor	Símbolo	inferior / superior
P_{inch}	15 K	Pr_{mpc}	20 bar / 40 bar
A_p	5 K	AF	40 / 60
T_{cmax}	1473.15 K	PR	10 / 15
Pr_{vhp}	100 bar	T_g	353.15 K / 873.15 K
Pr_{hp}	40 bar		
Pr_{mp}	20 bar		
Pr_{lp}	3 bar		
Pr_{dea}	1.01325 bar		
Pr_{fw}	1.01325 bar		
Pr_{cw}	1.01325 bar		
Pr_{cond}	0.1 bar		
η^{pump}	0.75		
U (economizadores)	42.6 W/m ² K		
U (evaporadores)	43.7 W/m ² K		
U (sobrecalentadores)	50 W/m ² K		
U (condensador)	3403 W/m ² K		

La Tabla 6.3 muestra los requerimientos de potencia mecánica, electricidad y vapor para los dos casos de estudios propuestos (Caballero et al., 2014). Las demandas de vapor se introducen en el problema de optimización mediante restricciones de desigualdad mientras que el retorno de condensado corresponde a un porcentaje del vapor que abandona a la planta de servicios auxiliares.

Tabla 6.3. Demandas de potencia mecánica, electricidad y vapor.

	Caso 1	Caso 2
Vapor de vhp [ton/h]	1	0
Vapor de hp [ton/h]	20	10
Vapor de mp [ton/h]	5	0
Vapor de lp [ton/h]	10	5
Retorno de Vapor [%]	30	30
Demanda de electricidad [MW]	50	0
Potencia mecánica 1 [MW]	0	2
Potencia mecánica 2 [MW]	0	2.5
Potencia mecánica 3 [MW]	0	3.5

Las restricciones (6.32) a (6.35) establecen la satisfacción de las demandas de vapor según el nivel de presión. Las corrientes correspondientes a cada nivel se observan en la Figura 6.1 y el factor (1000/3600) transforma las unidades ton/h en kg/seg. Las restricciones (6.32) a (6.35) corresponden al caso 1 y se modifican de manera sencilla para el caso 2.

$$m_{58} \geq 1 \frac{1000}{3600} \quad (6.32)$$

$$m_{68} \geq 20 \frac{1000}{3600} \quad (6.33)$$

$$m_{79} \geq 5 \frac{1000}{3600} \quad (6.34)$$

$$m_{88} \geq 10 \frac{1000}{3600} \quad (6.35)$$

En la ecuación (6.36) se establece una restricción que implica que el 30% del vapor que abandona la planta de servicios retorna como condensado.

$$m_{98} = 0.3(m_{58} + m_{68} + m_{79} + m_{88}) \quad (6.36)$$

Según la Tabla 6.3, los casos de estudio solo se diferencian entre sí por el tipo y nivel de demanda. En efecto, el Caso 1 requiere producir 1 y 5 ton/h vapor de vhp y de mp, respectivamente, y satisfacer una demanda total de electricidad de 50 MW sin requerir potencia mecánica. Por el contrario, el Caso 2 no requiere generar vapor de hvp y de mp ni tampoco satisfacer demandas de electricidad, pero si cumplir con demanda de potencia mecánica.

6.4.1 Caso 1: Demandas especificadas de electricidad y vapor

Como se mencionó, la metodología propuesta implica resolver dos problemas del tipo discreto/continuo: Modelo MINLP1 que corresponde a la síntesis de la planta de utility con el recuperador de calor libre y Modelo MINLP2 que realiza la síntesis en el HRSG con una planta de servicios auxiliares definida. En las sucesivas iteraciones se introducen cortes enteros en el problema MINLP1.

De acuerdo a lo explicado en capítulos anteriores, los sets y subset son los mismos para ambos modelos (MINLP1 y MINLP2) los cuales se detallan en la Tabla 6.4 pero solo se diferencian entre sí por las restricciones incorporadas en cada caso según se detalla en la Tabla 6.5.

Tabla 6.4. Descripción de los conjuntos y subconjuntos definidos para MINLP1 y MINLP2.

Sets y subset para el Grupo 1 de ecuaciones
$i = \{1 \text{ a } 12\}$
$j = \{\text{vhp, mpc, lp}\}$
$a, b, c, d \text{ y } e = \{1 \text{ a } 108\}$
LIQ = $\{1 \text{ a } 5, 13 \text{ a } 21, 27 \text{ a } 37, 41 \text{ a } 52, 92 \text{ a } 96, 98 \text{ a } 100, 102 \text{ a } 108\}$
VAP = $\{6 \text{ a } 12, 22 \text{ a } 26, 38 \text{ a } 40, 53 \text{ a } 88, 97, 101\}$
TIT = $\{89 \text{ a } 91\}$
$pl = \{\text{vhp, mpc, lp, hp, mp, dea, cond, fw, cw}\}$
PRESS = $\{27.\text{vhp} \text{ a } 40.\text{vhp}, 49.\text{vhp} \text{ a } 58.\text{vhp}, 13.\text{mpc} \text{ a } 26.\text{mpc}, 43.\text{mpc} \text{ a } 48.\text{mpc}, 59.\text{mpc}, 69.\text{mpc}, 1.\text{lp} \text{ a } 12.\text{lp}, 41.\text{lp} \text{ a } 42.\text{lp}, 80.\text{lp} \text{ a } 88.\text{lp}, 60.\text{hp} \text{ a } 68.\text{hp}, 70.\text{mp} \text{ a } 79.\text{mp}, 96.\text{dea} \text{ a } 99.\text{dea}, 101.\text{dea} \text{ a } 105.\text{dea}, 89.\text{cond} \text{ a } 95.\text{cond}, 100.\text{fw}, 106.\text{fw}, 107.\text{cw}, 108.\text{cw}\}$
Sets y subset para el Grupo 2 de ecuaciones
ST = $\{1.53.60, 2.54.71, 3.55.81, 5.63.70, 6.64.82, 7.65.89, 9.75.80, 10.76.90\}$
STe = $\{4.56.61.72, 8.66.73.83, 11.77.84.91\}$
HE = $\{1.\text{vhp}.39.40, 2.\text{vhp}.38.39, 3.\text{vhp}.37.38, 4.\text{vhp}.36.37, 5.\text{vhp}.35.36, 7.\text{vhp}.33.34, 8.\text{vhp}.31.32, 10.\text{vhp}.29.30, 11.\text{vhp}.27.28, 1.\text{mpc}.25.26, 2.\text{mpc}.24.25, 4.\text{mpc}.23.24, 5.\text{mpc}.22.23, 6.\text{mpc}.21.22, 7.\text{mpc}.19.20, 8.\text{mpc}.17.18, 10.\text{mpc}.15.16, 11.\text{mpc}.13.14, 1.\text{lp}.11.12, 2.\text{lp}.10.11, 4.\text{lp}.9.10, 5.\text{lp}.8.9, 7.\text{lp}.7.8, 8.\text{lp}.6.7, 9.\text{lp}.5.6, 10.\text{lp}.3.4, 11.\text{lp}.1.2\}$
EV = $\{3, 6, 9\}$
COND = $\{1.89.92, 2.90.93, 3.91.94\}$
DEA = $\{86.99.100.101.102\}$
PUMP = $\{1.41.43, 2.42.44, 3.45.49, 4.46.50, 5.47.51, 6.48.52, 7.103.27, 8.104.13, 9.105.1, 10.95.96, 11.106.107\}$
VALV = $\{1.57.62, 2.67.74, 3.78.85, 4.87.97\}$
$\text{MX}_{21} = \{28.49.29, 30.50.31, 32.51.33, 34.52.35\}$
$\text{MX}_{22} = \{14.43.15.45, 16.44.17.46\}$
$\text{MX}_{44} = \{59 \text{ a } 62.63 \text{ a } 68\}$ (corresponde al colector de hp)
$\text{MX}_{65} = \{69 \text{ a } 74.75 \text{ a } 79\}$ (corresponde al colector de mp)
$\text{MX}_{73} = \{12.80 \text{ a } 85.86 \text{ a } 88\}$ (corresponde al colector de lp)
$\text{MX}_{31} = \{96 \text{ a } 98.99, 92 \text{ a } 94.95\}$ (corresponde al colector de dea y cond)

 $SP_{12} = \{2.3.47, 4.5.48, 18.19.53, 20.21.54, 22.23.55\}$
 $SP_{13} = \{71.72.73.74\}$
 $SP_{16} = \{40.53 \text{ a } 58\}$ (corresponde al colector de vhp)

Sets y subset para el Grupo 3 de ecuaciones

 $EC = \{4.vhp, 5.vhp, 7.vhp, 8.vhp, 10.vhp, 11.vhp, 7.mpc, 8.mpc, 10.mpc, 11.mpc, 10.lp, 11.lp\}$
 $SH = \{1.vhp, 2.vhp, 1.mpc, 2.mpc, 4.mpc, 5.mpc, 1.lp, 2.lp, 4.lp, 5.lp, 7.lp, 8.lp\}$
 $NHNP = \{11.lp.1, 10.lp.2, 11.mp.3, 10.mp.4, 8.mp.5, 7.mp.6\}$
 $HNP = \{11.mp.1, 11.mp.2, 10.mp.2, 11.vhp.3, 11.vhp.4, 11.vhp.5, 11.vhp.6, 10.vhp.4, 10.vhp.5, 10.vhp.6, 8.vhp.5, 8.vhp.6, 7.vhp.6\}$
 $d = \{d1\}$
 $MD = \{\}$

Tabla 6.5. Lista de ecuaciones que conforman los modelos MINLP1 y MINLP2.

MINLP1 y MINLP2	
Grupo 1	
Propiedades del gas: Ecuación (2.1).	
Propiedades del Agua: Ecuaciones (2.2) a (2.9).	
Grupo 2	
Turbina de gas: Ecuaciones (2.11) a (2.15)	
Intercambiadores de Calor: Ecuaciones (2.23) a (2.34)	
Desaireador: Ecuaciones (2.37) a (2.39)	
Bombas: Ecuaciones (2.43) a (2.44)	
Válvulas: Ecuaciones (2.45) y (2.46).	
Mezcladores: Ecuaciones (2.47) a (2.49)	
Divisores: Ecuaciones (2.50) a (2.51)	
Área y Potencia: Ecuaciones (2.52) y (2.53)	
Demandas de vapor: Ecuaciones (6.32) a (6.35)	
Retorno de condensado del proceso: Ecuación (6.36)	
MINLP1	MINLP2
Grupo 2	
Turbinas de Vapor: Ecuaciones (2.17), (2.18), (2.21), (2.22) y (6.18).	Turbinas de Vapor (solo las que existen): Ecuaciones (2.16) a (2.22) y (6.18)
Condensador: Ecuaciones (2.35) y (2.36).	Condensadores (solo los que existen): Ecuaciones (2.35) y (2.36)
Grupo 3	
Selección de las turbinas de vapor: Ecuaciones (6.8) a (6.17).	Selección de los intercambiadores de calor: Ecuaciones (3.1) a (3.5) y (6.1) a (6.3)
Selección de salida intermedia de la caldera: Ecuaciones (6.19) a (6.24).	Selección de las bombas: Ecuaciones (6.4) a (6.7).
Asignación de demandas: (6.25) a (6.31)	Relación entre los intercambiadores y bombas: Ecuaciones (3.15) y (3.16).
Cortes enteros a partir de la segunda iteración	

Como se indica en la Tabla 6.5, el problema de optimización MINLP1 corresponde a la síntesis de la planta de servicios auxiliares acoplada al problema relajado del recuperador de calor. En este problema las únicas decisiones discretas están relacionadas con la selección de las turbinas (x^{st}) y con ubicación de la alimentación de vapor de media (x^{mp}). Con respecto al HRSG solo aparecen los balances de materia y energía que forman el modelo relajado del mismo.

Del mismo modo, de acuerdo a la Tabla 6.5, el problema MINLP2 corresponde a la síntesis del recuperador de calor, con una planta de servicios auxiliares definida. En este problema las únicas variables binarias corresponden a la selección de los equipos del intercambio de calor (x_{ij}) y de las bombas (y^p). Como ya fue mencionado anteriormente, en el modelo MINLP2 se eliminan todas las restricciones que relacionadas con los equipos que no fueron seleccionados en la solución de MINLP1, lo que permite una reducción del problema a resolver.

A continuación se detalla el proceso de resolución llevando a cabo la estrategia propuesta en la sección 6.3. En primer lugar, se resuelve el modelo MINLP1 y se obtiene un valor de 2.2430 kg/seg de flujo de combustible obteniendo la configuración del sistema de utility indicado en la Figura 6.4. Como se puede observar, se seleccionó la Turbina #2 que opera entre los niveles vhp y hp (muy alta y alta presión) y la Turbina con extracción #11 que opera entre los niveles mp, lp y vac (media presión, baja presión y vacío).

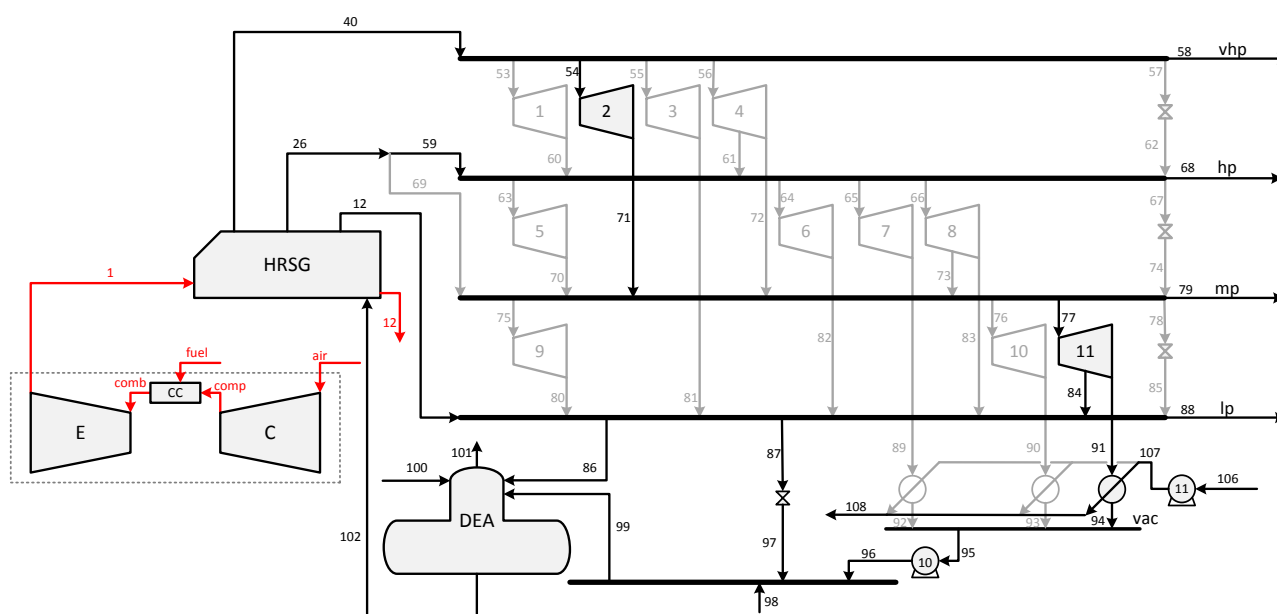


Figura 6.4. Solución del problema MINLP1 en la iteración 1 ($k=1$).

Una vez obtenida la primera estructura de la planta de servicios auxiliares se prosigue resolviendo MINLP2 obteniendo la configuración óptima del recuperador de calor indicada en la Figura 6.5. En la Figura 6.6 se observa claramente que la planta de servicios auxiliares del problema

MINLP2 tiene una configuración definida y los equipos eliminados por MINLP1 no forman parte del modelo. Es importante destacar que las inexistencias de las turbinas en el modelo MINLP2 no se logran fijando en cero el valor de las variables binarias asociadas a dichas turbinas sino excluyendo del modelo las ecuaciones que las representan. La ventaja de esta modalidad es la reducción del número de variables y ecuaciones del modelo.

Como era de esperar, al resolver MINLP2 la función objetivo empeora respecto al problema MINLP1 ya que esta solución corresponde a una solución entera en ambas plantas en lugar de una solución entera para los servicios pero relajada para HRSG. Ciertamente el combustible necesario resulta ser de 2.2490 kg/seg y por lo tanto 0.006 kg/seg más grande que en MINLP1 (2.2430 kg/seg).

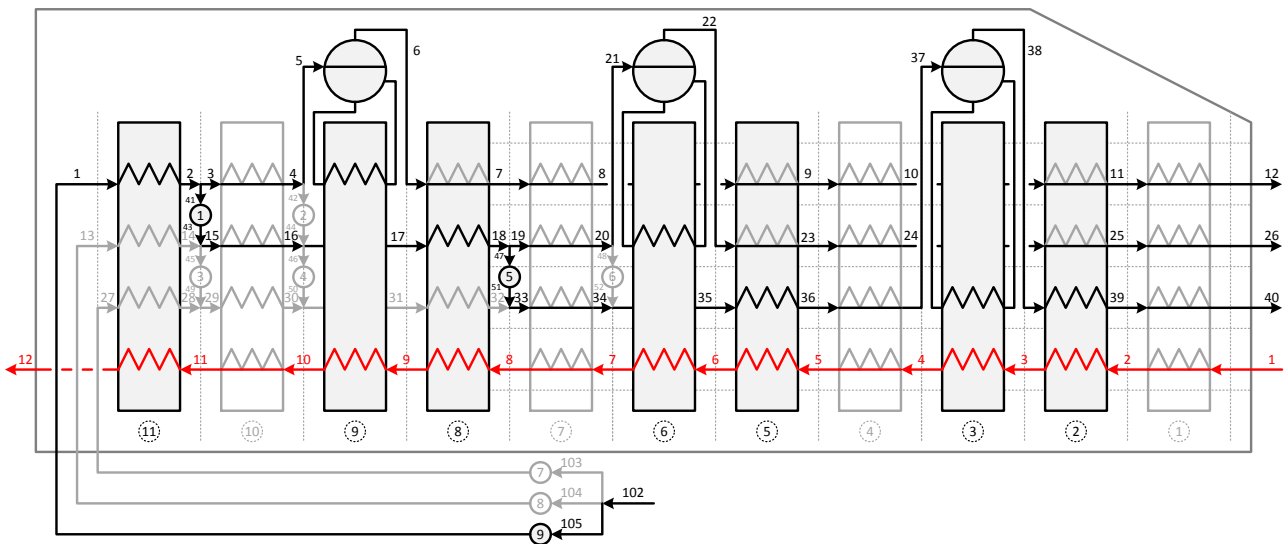


Figura 6.5. Configuración del HRSG obtenida en el problema MINLP2 ($k=1$).

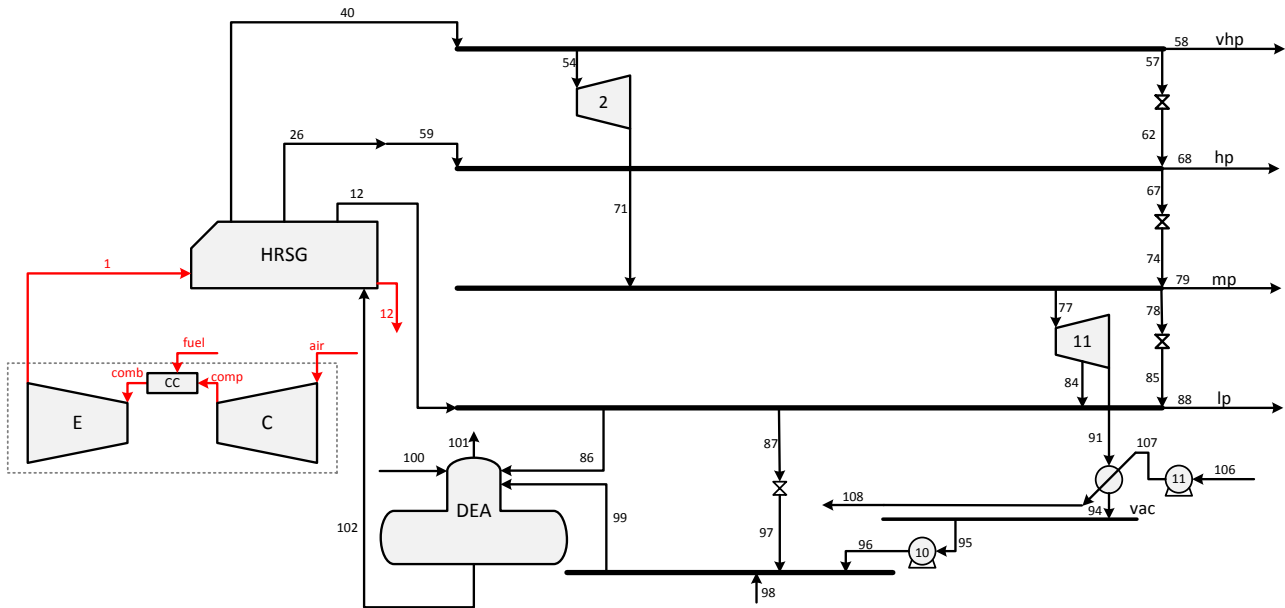


Figura 6.6. Diagrama de la planta de servicios acoplada al HRSG en el problema MINLP2 ($k=1$).

Hasta el momento la mejor (y única) solución encontrada corresponde a 2.2490 kg/seg de flujo de combustible. Según la estrategia propuesta se debe pasar a la segunda iteración ($k=2$) y agregar un corte entero a MINLP1 de manera de obtener una configuración distinta para la planta de servicios.

Una manera sencilla de plantear un corte entero es “negar” la solución que se desea bloquear. Es decir, se niega la proposición que define la solución de interés y luego mediante álgebra booleana se obtiene la ecuación algebraica correspondiente.

La variable booleana X_n^{st} representa la existencia de la turbina de vapor n y X_{mp} representa la alimentación del HRSG al nivel de media en la planta de servicios. La proposición L.6.1 corresponde a la solución encontrada en MINLP1.

$$X_2^{st} \wedge X_{11}^{st} \wedge \neg X_1^{st} \wedge \neg X_3^{st} \wedge \neg X_4^{st} \wedge \neg X_5^{st} \wedge \neg X_6^{st} \wedge \neg X_7^{st} \wedge \neg X_8^{st} \wedge \neg X_9^{st} \wedge \neg X_{10}^{st} \wedge \neg X_{mp} \quad (\text{L.6.1})$$

La solución encontrada debe ser negada para impedir que vuelva a ser elegida (L.6.2):

$$\neg (X_2^{st} \wedge X_{11}^{st} \wedge \neg X_1^{st} \wedge \neg X_3^{st} \wedge \neg X_4^{st} \wedge \neg X_5^{st} \wedge \neg X_6^{st} \wedge \neg X_7^{st} \wedge \neg X_8^{st} \wedge \neg X_9^{st} \wedge \neg X_{10}^{st} \wedge \neg X_{mp}) \quad (\text{L.6.2})$$

Mediante las reglas del álgebra booleana se manipula la proposición (L.6.2) hasta llegar a una forma conjuntiva normal (L.6.3).

$$\neg X_2^{st} \vee \neg X_{11}^{st} \vee X_1^{st} \vee X_3^{st} \vee X_4^{st} \vee X_5^{st} \vee X_6^{st} \vee X_7^{st} \vee X_8^{st} \vee X_9^{st} \vee X_{10}^{st} \vee X_{mp} \quad (\text{L.6.3})$$

Al transformar la proposición (L.6.3) en la restricción (6.37) se obtiene un corte entero que impide a la solución de MINLP1 adoptar la configuración de la iteración anterior.

$$1 - x_2^{st} + 1 - x_{11}^{st} + x_1^{st} + x_3^{st} + x_4^{st} + x_5^{st} + x_6^{st} + x_7^{st} + x_8^{st} + x_9^{st} + x_{10}^{st} + x_{mp} \geq 1 \quad (6.37)$$

En la segunda iteración, al resolver el problema MINLP1 se obtiene un consumo de combustible de 2.2441 kg/seg. En la Figura 6.7 se muestra la estructura encontrada, que debido al corte entero agregado es diferente a la de la iteración anterior. El valor actual de la función objetivo ($z_2=2.2441$ kg/seg) es menor que la solución entera disponible ($z^*=2.2490$ kg/seg) por lo que continua con la resolución.

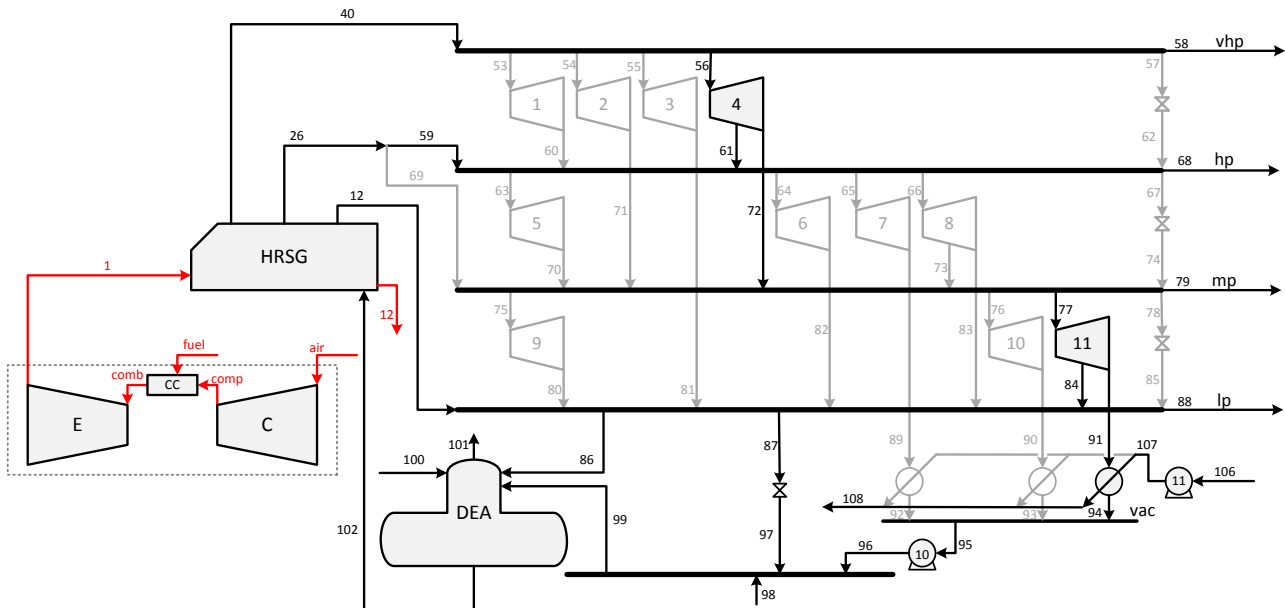


Figura 6.7. Solución del problema MINLP1 en la segunda iteración ($k=2$).

Nuevamente, a partir de la Figura 6.7 se resuelve el modelo MINLP2 para la configuración definida por MINLP1 de la planta de servicios auxiliares. La estructura del HRSG para la segunda iteración es la misma que la de la iteración anterior, pero el valor de la función objetivo es de 2.2503 kg/seg. Esta nueva solución entera del problema original ($z_2=2.2503$ kg/seg) no mejora la actualmente disponible ($z^*=2.2490$ kg/seg) por lo que no es necesario actualizarla y se continua con la tercera iteración ($k=3$).

En la Tabla 6.6 se muestran las sucesivas iteraciones hasta finalizar la búsqueda. En la iteración #5 ($k=5$) la solución de MINLP1 resultó peor que la solución entera almacenada ($z_5=2.2494$ vs $z^*=2.2490$) por lo que según el diagrama de flujo de la Figura 6.3 el proceso de resolución finaliza. Es importante destacar que la solución final del problema original corresponde a la de la primera iteración y nunca fue necesario actualizarla. En la Figura 6.8 se muestra en detalle la solución encontrada para el primer caso de estudio.

Tabla 6.6. Iteraciones hasta completar la búsqueda.

# iteración	FO (kg/s) MINLP1	FO (kg/s) MINLP2	Tiempo
1	2.2430	2.2490	2:06 min
2	2.2441	2.2503	1:53 min
3	2.2463	2.2524	2:00 min
4	2.2469	2.2529	2:09 min
5	2.2494		1:54 min

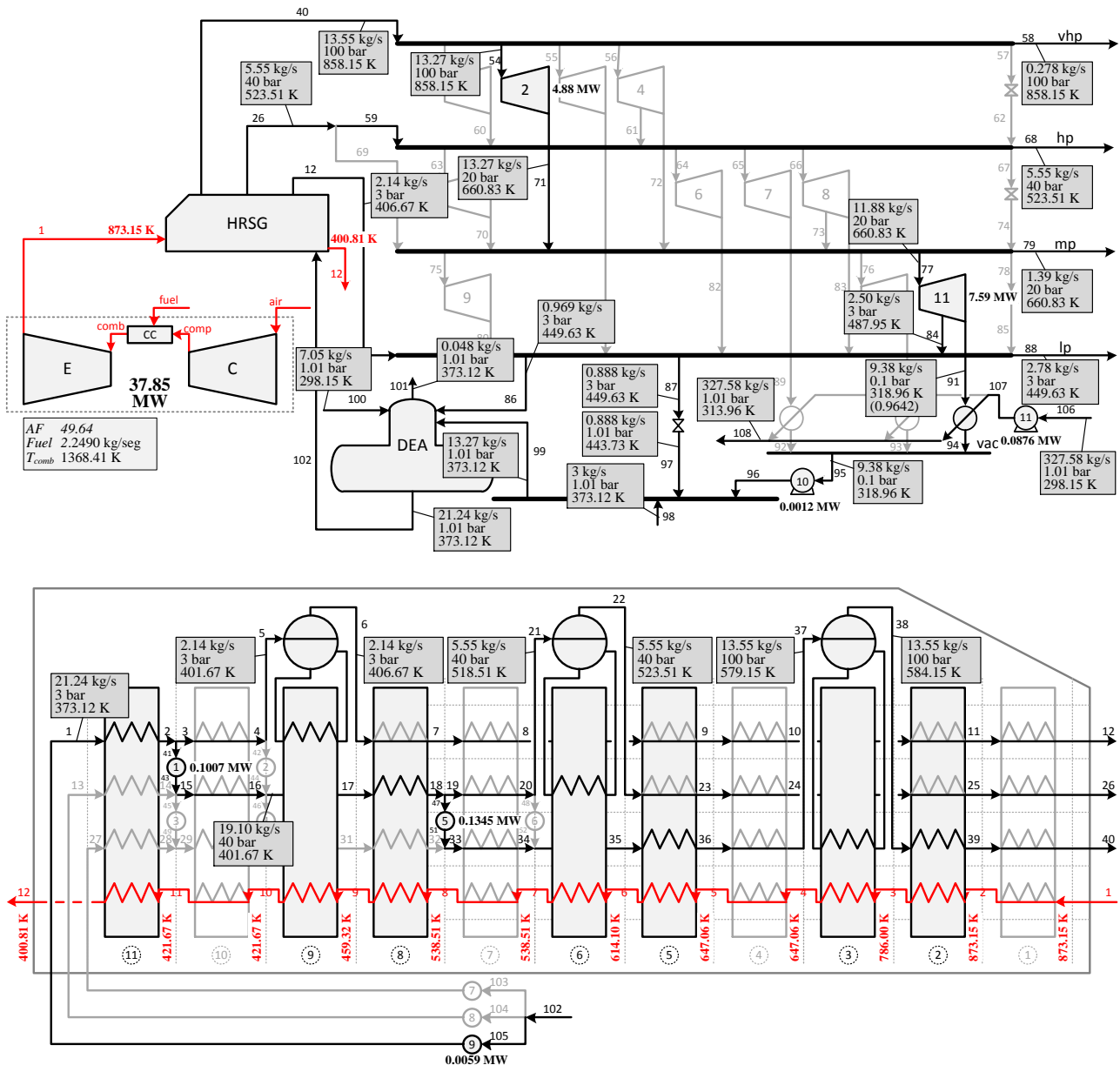


Figura 6.8. Solución óptima del problema original.

En la Tabla 6.7 se presenta el valor de las variables más representativas del proceso mientras que en la Tabla 6.8 se informa el valor de las variables de diseño de cada uno de los

intercambiadores de calor que integran el HRSG. Por último, en la Figura 6.9 se muestra el diagrama “T vs Q” correspondiente al HRSG.

Tabla 6.7. Resumen de variables más importantes.

W^{total} [MW]	50
$m g_{fuel}$ [kg/s]	2.2490
A^{total} [$\times 10^3 m^2$]	26.156

Tabla 6.8. Variables de diseño de los intercambiadores del HRSG.

		Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 m^2$]
Economizadores	11.lp	2.5696	23.635	2.552
	8.mp	9.9449	35.506	6.575
	5.vhp	4.2571	80.961	1.234
Evaporadores	9.lp	4.6669	29.892	3.573
	6.mp	9.6537	41.552	5.316
	3.vhp	18.258	118.902	3.514
Sobrecalentadores	2.vhp	11.6974	68.985	3.391
Condensadores	Cond 3	21.6402	11.032	0.576

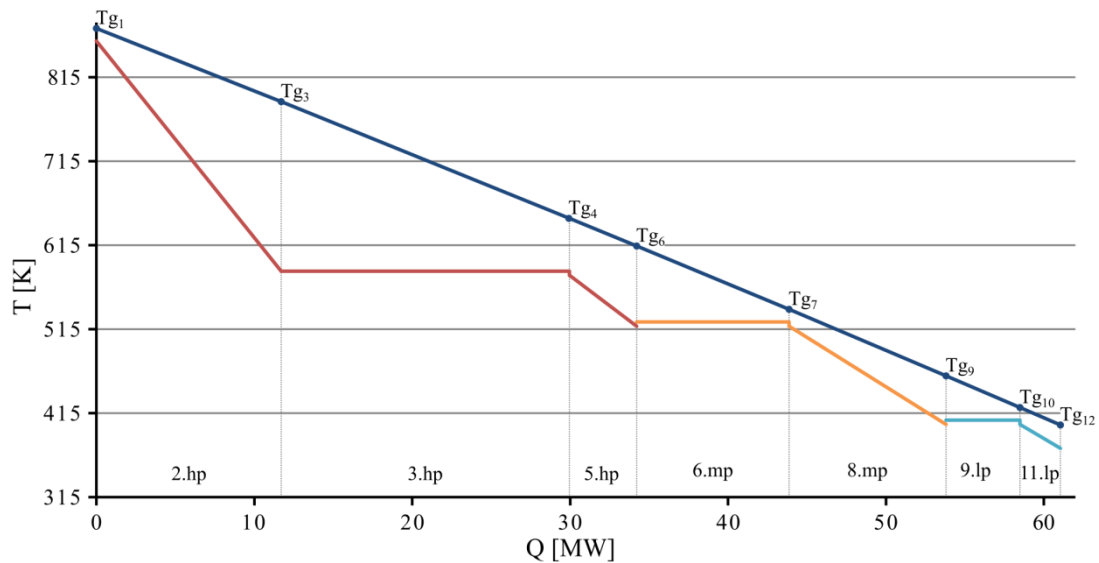


Figura 6.9. Diagrama “T vs Q” de la solución encontrada.

6.4.1.1 Comparación de las soluciones obtenidas por la estrategia y resolvedores incluidos en GAMS

El modelo MINLP original fue implementado y resuelto utilizando DICOPT y SBB de GAMS y las soluciones obtenidas fueron comparadas con la de la estrategia presentada. En ningún caso, aun variando las distintas opciones internas, dichos resolvedores permitieron obtener la

solución encontrada por la estrategia propuesta. Sin embargo, al resolver el MINLP original para la configuración encontrada por la estrategia (variables binarias fijas), el modelo obtuvo los mismos valores numéricos para las todas las variables continuas y por ende el mismo valor de la función objetivo.

En Tabla 6.9 se observa el tamaño del problema original MINLP y el de los dos subproblemas MINLP1 y MINLP2 considerados por la iteración $k=1$ (que al finalizar el algoritmo resulto ser la solución óptima). Es importante destacar que el problema de menores dimensiones es el MINLP debido a que en este las turbinas no seleccionadas por MINLP no aparecen en el problema.

Tabla 6.9. Dimensiones de los modelos.

	MINLP	MINLP1*	MINLP2*
Ecuaciones	773	650	591
Variable	552	520	412
Variables binarias	44	12	32

* Dimensiones correspondientes a la primera iteración ($k=1$)

La Tabla 6.10 resume las diferentes propuestas de resolución consideradas para el MINLP original sin utilizar la estrategia presentada mientras que las Figuras 6.10 y 6.11 ilustran las mejor configuraciones obtenidas por SBB y DICOPT respectivamente.

Tabla 6.10. Soluciones del MINLP original sin aplicar la estrategia de resolución.

Solver	Opciones	Criterio de Finalización	FO (kg/s)	Tiempo	Obs.
SBB	Por defecto	Número máximo de Nodos	2.2751	4:07 min	999 Nodos
DICOPT	Por defecto	Empeora la solución NLP	2.2716	3 seg	3 it. principales
SBB	Se aumenta el número de nodos máximos a 4000 (nodlim=4000)	Número máximo de Nodos	2.2567	17:32 min	3999 Nodos
DICOPT	Se aumenta el número de iteraciones máximas a 150 y se modifica el criterio de finalización (maxcycle=150; stop=0)	Número máximo de iteraciones	2.2653	15:04 min	150 it. principales

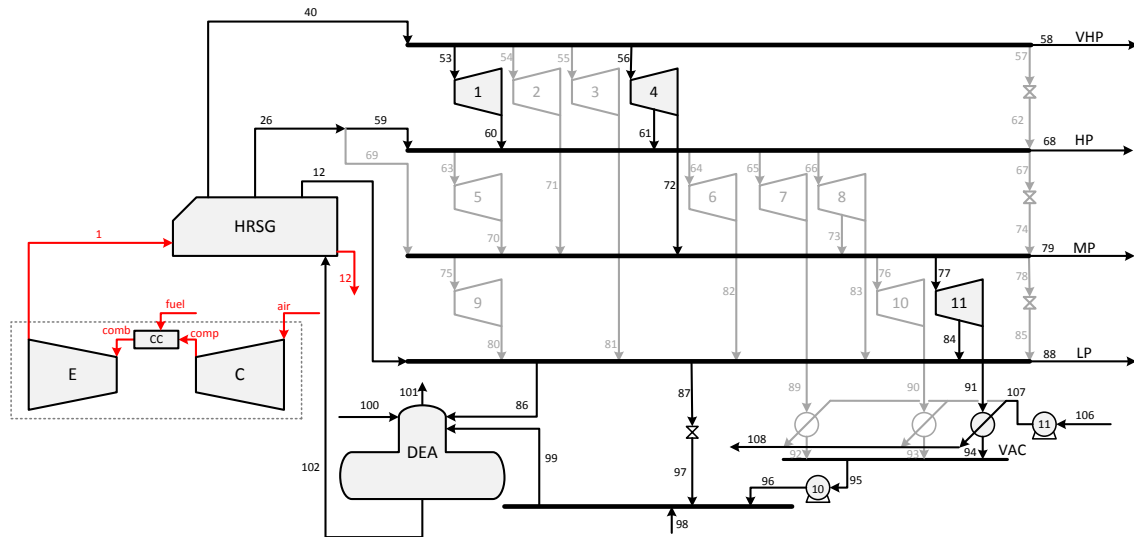


Figura 6.10. Mejor configuración obtenida al resolver el problema con SBB sin aplicar la estrategia propuesta.

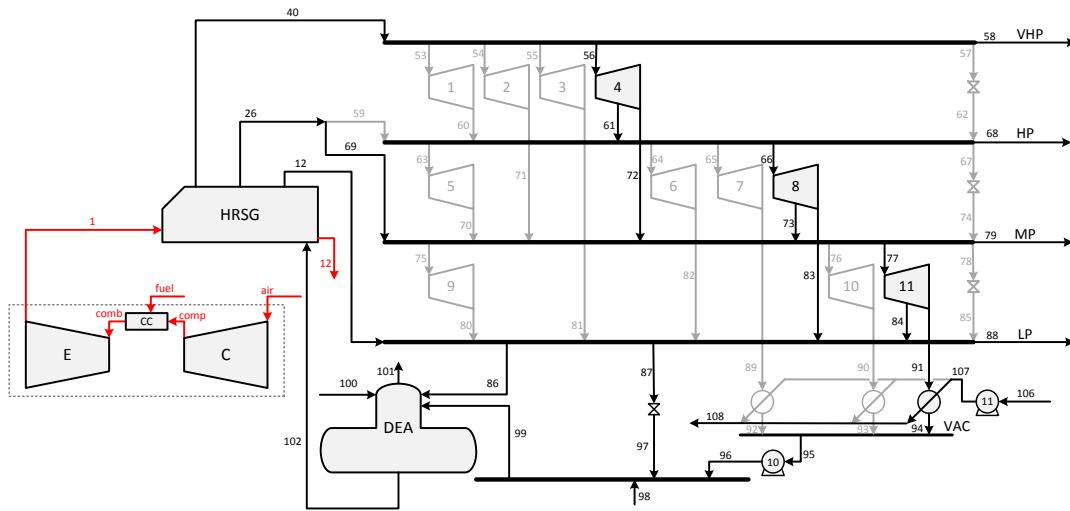


Figura 6.11. Mejor configuración obtenida al resolver el problema con DICOPT sin aplicar la estrategia propuesta.

Según se puede observar al comparar las Figuras 6.8, 6.10 y 6.11, las configuraciones obtenidas en cada caso son diferentes. Es importante destacar que todas las soluciones obtuvieron la misma configuración estructural para el HRSG.

6.4.2 Caso 2: Demandas especificadas de potencia mecánica y vapor

Para el segundo caso de estudio las restricciones (6.32) a (6.35) deben ser reajustadas de manera sencilla para considerar los nuevos requerimientos de demandas presentados en la Tabla 6.3. Por otro lado, también es necesario actualizar el set d y subset MD (se actualiza a las nuevas demandas presentadas en la Tabla 6.3; $d=\{d1, d2, d3\}$ y $MD=\{d1, d2, d3\}$) por incluir ahora demandas de potencia mecánica.

Utilizando la misma estrategia de resolución que para el primer caso de estudio, se obtuvieron las estructuras óptimas para la planta de servicios auxiliares y el HRSG indicadas en la Figura 6.12 que incluye los valores de temperatura, presión y flujo de cada corriente. Para obtener la solución óptima, se requirió de 4 iteraciones obteniendo en cada iteración los valores de MINLP1 y MINLP2 presentados en la Tabla 6.11.

Tabla 6.11. Iteraciones hasta completar la búsqueda.

# iteración	FO [kg/s] MINLP1	FO [kg/s] MINLP2	Tiempo
1	1.2364	<u>1.2479</u>	3:32 min
2	1.2425	1.2505	1:49 min
3	1.2433	1.2548	3:20 min
4	1.2492		3:36 min

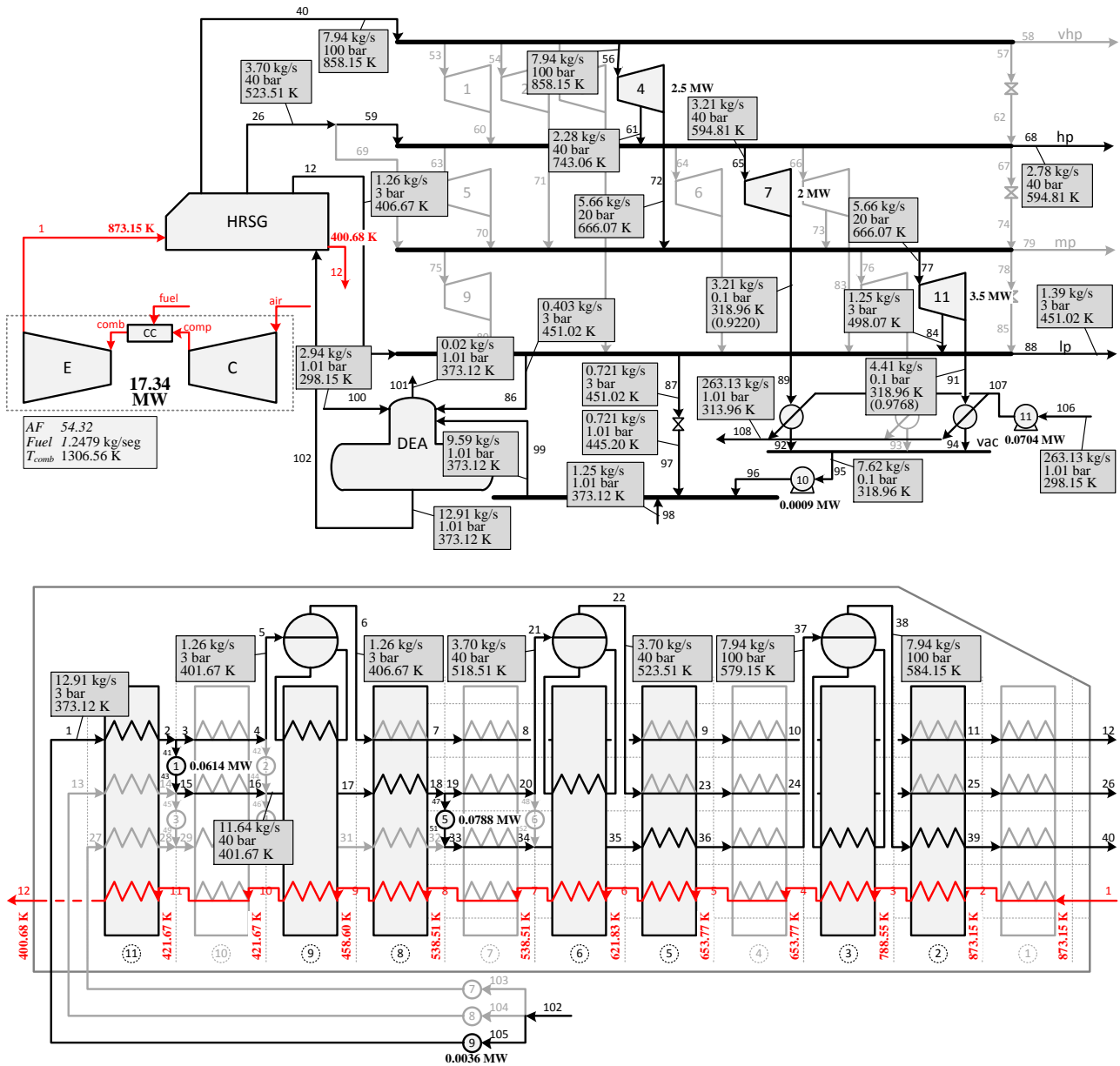


Figura 6.12. Solución encontrada para el segundo caso de estudio.

En la Tabla 6.12 se muestran las variables más representativas del sistema mientras que la Tabla 6.13 reporta los valores óptimos de área de transferencia de calor, carga calórica y fuerza impulsora de cada intercambiador del HRSG. A partir de la solución óptima se construye el correspondiente diagrama “T vs Q” según se muestra en la Figura 6.13.

Tabla 6.12. Principales variables.

W^{total} [MW]	25.1212
mg_{fuel} [kg/s]	1.2479
A^{total} [$\times 10^3 m^2$]	15.878

Tabla 6.13. Variables de diseño de los intercambiadores del HRSG (Caso 2).

		Q [MW]	ΔT [K]	A [$\times 10^3 \text{m}^2$]
Economizadores	11.lp	1.5618	23.578	1.555
	8.mp	6.0616	35.247	4.037
	5.vhp	2.4957	88.195	0.664
Evaporadores	9.lp	2.7653	29.649	2.134
	6.mp	6.4321	43.719	3.367
	3.vhp	10.7037	124.929	1.961
Sobrecalentadores	2.vhp	6.8575	69.543	1.972
Condensadores	Cond 1	7.0748	11.032	0.188
	Cond 3	10.3081	11.032	0.275

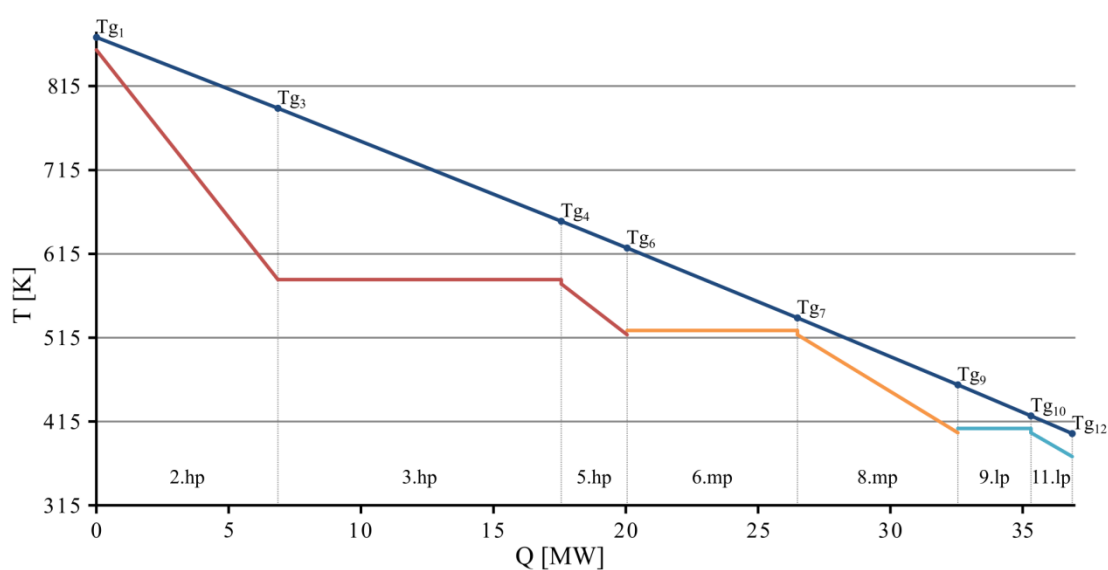


Figura 6.13. Diagrama "T vs Q" de la solución encontrada (Caso 2).

Por último, la Tabla 6.14 indica, a modo de comparación, el tamaño del problema original MINLP y los dos subproblemas MILP1 y MINLP2 considerados por la iteración $k=1$ (que al finalizar el algoritmo resultó ser la solución óptima). Se puede observar que, en lugar de resolver el problema original MINLP con 909 ecuaciones y 618 variables de las cuales 77 son variables binarias, se resuelven dos subproblemas con menores número de ecuaciones: MINLP1 con 786 ecuaciones y 586 variables de las cuales 45 son variables binarias y MINLP2 con 607 ecuaciones y 423 variables de las cuales 32 son variables binarias, lo que permite disminuir el costo computacional.

Tabla 6.14. Dimensiones de los modelos.

	MINLP	MINLP1*	MINLP2*
Ecuaciones	909	786	607
Variable	618	586	423
Variables binarias	77	45	32

* *Dimensiones correspondientes a la primera iteración (k=1)*

Capítulo 7

Conclusiones finales y trabajos futuros

7.1 Introducción

Este capítulo tiene por objetivo resumir las conclusiones y exponer las nuevas líneas de investigación que surgen a partir de los resultados presentados en esta tesis.

El desarrollo e implementación de modelos matemáticos para abordar la tarea de síntesis y diseño óptimo de ciclos combinados acoplados a otros procesos es una tarea compleja por la cantidad de ecuaciones y variables que deben considerarse que involucran varias relaciones de compromiso algunas de mayor peso que otras dependiendo del criterio de optimización empleado.

La presentación de la tesis se desarrolló en forma gradual, ya que la complejidad de los modelos matemáticos aumenta a medida que transcurren los capítulos. Además, de desarrollar e implementar modelos matemáticos válidos para encarar la tarea de síntesis y diseño, en esta tesis se presentaron dos estrategias “alternativas” para resolver problemas con decisiones discretas y continuas. A continuación se resumen las principales conclusiones de cada capítulo.

7.2 Conclusiones del Capítulo 2

Esta capítulo constituye la base de presentación de la tesis ya que presenta los principales lineamientos sobre la manera en que se propone modelar convenientemente cada uno de los equipos y procesos en general, identificando y definiendo cada uno de los elementos del modelo matemático

comenzando por la definición de los distintos conjuntos y subconjuntos sobre los cuales se expresan los balances de materia, energía y cálculo de dimensiones, la declaración de los parámetros del modelo como así también la identificación de las variables de optimización correspondiente a cada uno de los equipos (turbina de gas, turbinas de vapor en sus diferentes tipos (con/si extracción) , bombas, intercambiadores, entre otros).

Por conveniencia para una mejor presentación de los modelos a lo largo de la tesis, se propuso agrupar las ecuaciones del modelo matemático en tres grandes grupos: **Grupo 1**: ecuaciones relacionadas con el cálculo de las propiedades termodinámicas de todas las corrientes de proceso; **Grupo 2**: ecuaciones asociadas a los balances de materia, energía y al diseño de cada uno de los equipos involucrados; y **Grupo 3**: ecuaciones utilizadas para representar las distintas alternativas de interconexión de los equipos.

7.3 Conclusiones del Capítulo 3

Este capítulo, a diferencia del anterior, presentó un modelo matemático que permite abordar la tarea de “*síntesis y diseño óptimo*” de ciclos combinados con lo cual el tamaño del mismo aumento significativamente debido principalmente al número de variables discretas incluidas relacionadas con la selección/eliminación de intercambiadores de calor. El modelo propuesto fue aplicado satisfactoriamente a diferentes casos de estudios (sin recalentamiento de vapor, con recalentamiento de vapor, considerando la turbina de gas tanto como parámetro del modelo y como variable del modelo) y distintas funciones objetivos (minimización del costo total anual –inversión y operación–; minimización del área total de transferencia de calor). A partir de los resultados discutidos en este capítulo se concluye que los modelos matemáticos presentados determinan sistemáticamente no solo las condiciones óptimas de operación y tamaños de los equipos sino también la configuración de los intercambiadores dentro de la caldera de recuperación del ciclo combinado y que los mismos son lo suficientemente “robustos” para resolver distintos problemas de optimización considerando distintas funciones objetivo. Esto representa una ventaja importante ya que dichos modelos pueden ser acoplados a otros procesos y así poder optimizarlos en conjunto. En todos los casos, los modelos fueron resueltos con resolvedores incluidos en GAMS, precisamente con DICOPT y SBB.

7.4 Conclusiones del Capítulo 4

Este capítulo presentó una estrategia alternativa de resolución para el modelo de síntesis y diseño óptimo de un ciclo combinado diferente a las implementadas por los resolvedores nativos de

GAMS. La estrategia propuesta realiza un proceso de ramificación y acotamiento con una estrategia de creación de nodos diferente a la que utiliza el resolvidor SBB de GAMS.

La diferencia principal de la estrategia presentada respecto del proceso estándar de ramificación y acotamiento (SBB) es que en la secuencia propuesta no intervienen variables binarias sino que cada nodo queda definido por los balances de materia y energía de los equipos que no fueron eliminados. El modelo NLP generado para cada nodo es equivalente a fijar las correspondientes variables binarias en MINLP original pero con la ventaja de que al eliminar las ecuaciones de los equipos que no intervienen se reduce el tamaño del modelo. Por lo tanto, el resolvidor SBB siempre resuelve el mismo modelo mientras que en la estrategia propuesta las dimensiones del problema van disminuyendo a medida que se avanza en la búsqueda.

7.5 Conclusiones del Capítulo 5

Este capítulo presentó la “*síntesis y el diseño óptimo*” de un ciclo combinado considerando la captura del CO₂ generado por el proceso de combustión en la turbina de gas. El ciclo combinado fue representado por el modelo presentado en el Capítulo 3 pero con ciertas modificaciones mientras que la planta de captura fue modelada considerando una relación “sencilla” entre el calor necesario en la planta de captura y la cantidad de CO₂ generada en la combustión. La solución óptima fue comparada en forma detallada con soluciones subóptimas obtenidas.

Por último, se investigó la influencia de la función objetivo en la configuración óptima para lo cual el modelo fue resuelto minimizando el consumo de combustible y el área total de transferencia de calor. En todos los casos se consideró la posibilidad de seleccionar intercambios en paralelo. De la comparación de resultados se concluyó que la configuración que se obtuvo al minimizar el costo total anual es similar a la que se obtuvo al minimizar el área de transferencia de calor pero ambas configuraciones son diferentes a la que se obtuvo al minimizar el consumo de combustible.

7.6 Conclusiones del Capítulo 6

Este capítulo presentó un modelo matemático MINLP para abordar la síntesis y el diseño óptimo de sistemas de utility. El modelo considerado para la caldera de recuperación es el mismo que el presentado en el Capítulo 3, mientras que fue necesario desarrollar el modelo matemático correspondiente al sistema de utility. Además, se presentó una estrategia alternativa de resolución que consiste en la interacción entre dos subproblemas MINLP diferentes al original. El primer modelo resuelve la configuración del sistema de utility considerando “libre/relajado” la

configuración del HRSG mientras que el segundo resuelve la configuración del HRSG considerando la configuración del sistema de utility obtenida por el primero.

La estrategia propuesta fue aplicada satisfactoriamente a dos casos de estudio los cuales se diferenciaron por considerar diferentes tipos y niveles de demandas, obteniéndose mejores soluciones que al resolver el problema MINLP original con los resolvedores DICOPT y SBB.

7.7 Trabajos futuros

Los puntos específicos para considerar en el futuro básicamente responden a cuestiones de modelado matemático y cuestiones metodológicas de resolución, las cuales se describen brevemente a continuación.

7.7.1 Aspectos de modelado matemático

Desde el punto de vista del modelado matemático se propone incorporar mayor nivel de detalle en cada uno de los equipos más importantes del ciclo combinado. A continuación se mencionan algunas propuestas respecto a la rigurosidad del modelado.

Con respecto a los intercambiadores de calor se propone incluir las siguientes variables de optimización:

- Número de tubos, diámetros y longitud de los mismos al igual que sus disposiciones estructurales (arreglo cuadrado o triangular).
- Características geométricas de las aletas de los tubos.
- Coeficiente global de transferencia de calor utilizando el mayor nivel de detalle.
- Caída de presión tanto en el fluido circulante como en la corriente de gas.

Con respecto a las turbinas del sistema, si bien las mismas fueron modeladas de manera rigurosa resulta importante incorporar mayor restricciones de diseño que complementen al modelo presentado. Una de las alternativas consiste en mejorar el ajuste del comportamiento con datos de funcionamiento provisto por fabricantes o usuarios.

Con respecto al proceso de captura de CO₂, se propone reemplazar el modelo simplificado utilizado en el Capítulo 5 por el modelo riguroso y detallado presentado en la tesis doctoral de Mores (Mores, 2013) que incluye las etapas de absorción, regeneración de aminas y compresión del CO₂ capturado. Este avance permitirá incluir los trade-offs presentes en el proceso de captura y así poder optimizar la totalidad de los mismo (ciclo + captura) en forma simultánea.

Por último, resulta interesante aumentar las relaciones de compromiso entre las variables del modelo introduciendo en el problema de optimización otros aspectos no considerados, tales como operabilidad/disponibilidad.

7.7.2 Aspectos metodológicos

En base a las bondades mostradas por la aplicación de metodologías propias de resolución, se propone profundizar las mismas según se detalla a continuación:

- Extender las metodologías de resolución presentadas en los Capítulos 4 y 6 a otros tipos de procesos y/o equipos con el objetivo de generalizar su aplicación.
- Proponer otras estrategias de resolución que permitan mejorar el análisis de los problemas tratados en esta tesis. Por ejemplo, una estrategia en la que se está trabajando consiste en aprovechar el problema MIP generado por DICOPT y a partir de esta información generar y resolver un subproblema NLP reducido en donde las ecuaciones de los equipos eliminados no intervengan. El principal aporte que se busca es aprovechar la información generada por los resolvers nativos y hacerlos interactuar entre ellos para mejorar la implementación de la resolución.
- Actualmente se está desarrollando una estrategia de optimización global de ciclos combinados de cogeneración mediante la aplicación de técnicas de linealización y aproximaciones convexas de las funciones utilizadas. La metodología aplicada en el Apéndice 2 para la obtención de cotas corresponde a un avance sobre esta línea de investigación.

Según lo mencionado resulta interesante destacar que cualquier avance en la formulación del problema MINLP de manera de mejorar la información del problema relajado (ya sea NLP o MIP) incidirá fuertemente en el rendimiento de cualquiera de las estrategias de resolución.

De lo expuesto, se desprende con claridad que existen varias líneas de investigación por explorar, de las cuales algunas de ellas ya se encuentran en desarrollo.

Apéndice 1

Extrinsic Function para GAMS

A1.1 Introducción

En Caballero (2010) se presenta un modelo híbrido de optimización de torres de destilación que combina la flexibilidad de la programación matemática con la robustez de paquetes termodinámicos externos. Posteriormente, en (Caballero, 2015; Caballero et al., 2014) se aprovechan los avances en el modelado de equipos de los simuladores comerciales y se los combina con optimizadores orientados a ecuaciones. De manera similar, en esta tesis se programaron funciones externas que contienen paquetes termodinámicos y modelos de equipos para ser utilizadas en combinación con el software de optimización GAMS.

En las últimas versiones del software, los usuarios pueden programar sus propias funciones (extrinsic function) y llamarlas para su utilización. Las funciones se importan a partir de una biblioteca de enlace dinámico (dll) y quedan disponibles para utilizarse en cualquier modelo. Las funciones importadas pueden ser utilizadas de la misma forma que cualquier función tradicional de GAMS.

La librería de funciones (dll) fue desarrollada en C, utilizando DEV-C++ como entorno de desarrollo (IDE) y tdm-gcc como compilador. Es importante destacar que las funciones pueden tener como argumentos de entrada un número máximo de 20 valores pero siempre un único valor de retorno. Son del tipo $R^n \Rightarrow R$.

Para que la función esté completa se deben programar también su correspondiente función Gradiente ($R^n \Rightarrow R^n$) y Hessiana ($R^n \Rightarrow R^{n \times n}$). Para esto, el software tiene como opción utilizar una aproximación numérica o una derivación analítica programada por el usuario. Todas las funciones presentadas en este apéndice utilizan la funcionalidad analítica del vector Gradiente y matriz Hessiana.

A continuación se presentan las funciones creadas para la implementación de los modelos presentados a lo largo de la tesis.

A1.2 $gtout(PR,AF, \eta_{comp}, \eta_{exp})$

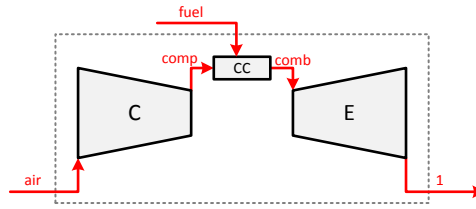


Figura A1.1. Turbina de Gas.

La entalpía de salida de una turbina de gas solo es función de la relación de compresión (PR), la relación aire-combustible (AF) y los rendimientos isentrópicos del compresor y expansor (η_{comp} y η_{exp}).

A partir de la relación de compresión (PR), relación aire combustible (AF) y rendimientos isentrópicos (η_{comp} y η_{exp}) la función $gtout$ devuelve la entalpía de salida de la turbina de gas. Es importante aclarar que la función está implementada para una turbina de gas alimentada con aire en condiciones ISO (15 °C, 1.01325 bar y 60% HR) y metano puro como combustible. Esta referencia puede ser modificada sin ninguna dificultad.

Como se detalló anteriormente la forma de cálculo en una extrínica function es de manera secuencial. La siguiente secuencia corresponde a la función $gtout(PR,AF, \eta_{comp}, \eta_{exp})$.

- 1) A partir de la evolución isentrópica y utilizando el método de Newton-Raphson se obtiene la temperatura ideal de descarga del compresor (T_{comp}^{id}). Como valor inicial para facilitar la convergencia se asume la evolución politrópica ($\gamma=1.4$) con cp constante. Si el método no converge se reporta un error y la ejecución del solver es interrumpida.

$$a_{air} \log\left(\frac{T_{comp}^{id}}{288}\right) + b_{air} (T_{comp}^{id} - 288) + \frac{1}{2} c_{air} (T_{comp}^{id 2} - 288^2) + \frac{1}{3} d_{air} (T_{comp}^{id 3} - 288^3) + \frac{1}{4} e_{air} (T_{comp}^{id 4} - 288^4) - R \log(PR) = 0 \rightarrow T_{comp}^{id}$$

- 2) A partir de la temperatura ideal de salida del compresor se calcula de manera directa su entalpía.

$$H_{comp}^{id} = \Delta H_{air}^{298K} + \int_{298}^{T_{comp}^{id}} cp_{air} dT$$

- 3) La entalpía real de la corriente de salida del compresor se obtiene utilizando el rendimiento isentrópico del compresor.

$$H_{comp} = H_{air} + \frac{(H_{comp}^{id} - H_{air})}{\eta_{comp}}$$

4) Se calculan las variables necesarias para el balance de materia y energía en la cámara de combustión. Aquí se utiliza la relación aire-combustible (AF).

$$mole_{comb} = x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2 + 1 + x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2$$

$$x_{comb}^{H_2O} = \frac{x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{CO_2} = \frac{1}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{N_2} = \frac{x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}}}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{O_2} = \frac{x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2}{mole_b}$$

$$cp_{comb} = \sum_i x_{comb}^i cp^i$$

$$\Delta H_{comb}^{298K} = \sum_i x_{comb}^i \Delta H^{i,298K}$$

5) De manera directa se obtiene la entalpía de los gases que abandonan el combustor (despejando H_{comb} del balance de energía).

$$H_{comb} = \frac{AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} (H_{comp} - \Delta H_{air}^{298K}) + (H_{fuel} - \Delta H_{fuel}^{298K} + LHV)}{mole_{comb}} + \Delta H_{comb}^{298K}$$

6) A partir de la expresión de la entalpía en función de la temperatura y utilizando Newton-Rhapson se obtiene la temperatura de salida de la cámara de combustión. Como valor de arranque se propone una aproximación de la temperatura utilizando un cp constante de la mezcla de gases. Si el método no converge se reporta un error y la ejecución del solver es interrumpida.

$$H_{comb} - \Delta H_{comb}^{298K} - \int_{298}^{T_{comb}} cp_{comb} dT = 0 \rightarrow T_b$$

7) A partir de la evolución isentrópica en el expansor y mediante el método de Newton-Rhapson se obtiene la temperatura ideal de descarga del expansor (T_I^{id}). A diferencia del compresor, el segundo término aparece sumando porque la relación de las presiones es ahora inversa a la relación de compresión. Como valor inicial para facilitar la convergencia se asume la evolución

politrópica ($\gamma=1.4$) con c_p constante. Si el método no converge se reporta un error y la ejecución del solver es interrumpida.

$$a_{comb} \log\left(\frac{T_1^{id}}{T_{comb}}\right) + b_{comb} (T_1^{id} - T_{comb}) + \frac{1}{2} c_{comb} (T_1^{id^2} - T_{comb}^2) + \frac{1}{3} d_{comb} (T_1^{id^3} - T_{comb}^3) + \frac{1}{4} e_{comb} (T_1^{id^4} - T_{comb}^4) + R \log(PR) = 0 \rightarrow T_1^{id}$$

8) A partir de la temperatura ideal a la salida del expansor se calcula de manera directa su entalpía.

$$H_1^{id} = \Delta H_{comb}^{298K} + \int_{298}^{T_1^{id}} c_{p,comb} dT$$

9) De manera directa se obtiene la entalpía de salida de la turbina de gas

$$H_1 = H_{comb} - \eta^{exp} (H_{comb} - H_1^{id})$$

10) El argumento de salida de la función corresponde a la entalpía en base másica que abandona la turbina de gas. Esto se debe a que luego se utiliza en un balance de energía en base másica. Para obtener este valor primero se calcula el peso molecular de los gases de combustión (la composición a salida del combustor es idéntica a la de salida de la turbina).

$$MW_{comb} = \sum_i x_{comb}^i MW^i$$

11) Finalmente se define la salida de la función que corresponde a la entalpía en base másica que abandona la turbina de gas.

$$f^{out} = \frac{H_1}{MW_b}$$

A1.3 $t_{comb}(PR, AF, \eta_{comp})$

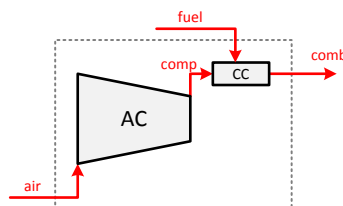


Figura A1.2. Compresor y Combustor de la turbina de Gas.

La temperatura de salida del combustor (o temperatura de ingreso al expansor) es una de las variables más importantes. Esta debe ser conocida y acotada para no superar valores que establecen los materiales de construcción.

La función t_{comb} determina la temperatura de los gases a la salida del combustor. Esta depende solamente de la relación de compresión (PR), relación másica entre el flujo de aire y

combustible (AF) y el rendimiento isentrópico del compresor (η_{comp}). De la misma manera que para $gtout$, esta función está implementada para una turbina de gas alimentada con aire en condiciones ISO (15 °C, 1.01325 bar y 60% HR) y metano puro como combustible.

La siguiente secuencia corresponde a la función $tcomb(PR,AF,ncomp)$:

- 1) A partir de la evolución isentrópica y utilizando el método de Newton-Raphson se obtiene la temperatura ideal de descarga del compresor (T_{comp}^{id}). Como valor inicial para facilitar la convergencia se asume la evolución politrópica ($\gamma=1.4$) con c_p constante. Si el método no converge se reporta un error y la ejecución del solver es interrumpida.

$$a_{air} \log\left(\frac{T_{comp}^{id}}{288}\right) + b_{air} (T_{comp}^{id} - 288) + \frac{1}{2} c_{air} (T_{comp}^{id} - 288)^2 + \frac{1}{3} d_{air} (T_{comp}^{id} - 288)^3 + \frac{1}{4} e_{air} (T_{comp}^{id} - 288)^4 - R \log(PR) = 0 \rightarrow T_{comp}^{id}$$

- 2) A partir de la temperatura ideal de salida del compresor se calcula de manera directa su entalpía.

$$H_{comp}^{id} = \Delta H_{air}^{298K} + \int_{298}^{T_{comp}^{id}} c_{p,air} dT$$

- 3) La entalpía real de la corriente de salida del compresor se obtiene utilizando el rendimiento isentrópico del compresor.

$$H_{comp} = H_{air} + \frac{(H_{comp}^{id} - H_{air})}{\eta^{comp}}$$

- 4) Se calculan las variables necesarias para el balance de materia y energía en la cámara de combustión. Aquí se utiliza la relación aire-combustible (AF).

$$mole_{comb} = x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2 + 1 + x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2$$

$$x_{comb}^{H_2O} = \frac{x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{CO_2} = \frac{1}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{N_2} = \frac{x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}}}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{O_2} = \frac{x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2}{mole_b}$$

$$cP_{comb} = \sum_i x_{comb}^i cP^i$$

$$\Delta H_{comb}^{298K} = \sum_i x_{comb}^i \Delta H^{i,298K}$$

- 5) De manera directa se obtiene la entalpía de los gases que abandonan el combustor (despejando H_{comb} del balance de energía).

$$H_{comb} = \frac{AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} (H_{comp} - \Delta H_{air}^{298K}) + (H_{fuel} - \Delta H_{fuel}^{298K} + LHV)}{mole_{comb}} + \Delta H_{comb}^{298K}$$

- 6) A partir de la expresión de la entalpía en función de la temperatura y utilizando Newton-Raphson se obtiene la temperatura de salida de la cámara de combustión. Como valor de arranque se propone una aproximación de la temperatura utilizando un cp constante de la mezcla de gases. Si el método no converge se reporta un error y la ejecución del solver es interrumpida.

$$H_{comb} - \Delta H_{comb}^{298K} - \int_{298}^{T_{comb}} cP_{comb} dT = 0 \rightarrow T_b$$

- 7) Finalmente, el argumento de salida de la función corresponde a la temperatura a la que los gases abandonan la cámara de combustión.

$$f^{out} = T_b$$

A1.4 *wdiox(AF)*

La composición del gas que abandona la turbina solamente depende de la relación aire-combustible. La función *wdiox* calcula la fracción en masa de CO₂ que abandona la turbina de gas en función de la relación AF. Esta función se utiliza para evaluar los gases de efecto invernadero que se generan en la combustión.

La siguiente secuencia corresponde a la función *wdiox(AF)*.

- 1) Se calcula la composición del gas que abandona la cámara de combustión.

$$mole_{comb} = x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2 + 1 + x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2$$

$$x_{comb}^{H_2O} = \frac{x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{CO_2} = \frac{1}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{N_2} = \frac{x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}}}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{O_2} = \frac{x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2}{mole_b}$$

2) Se calcula el peso molecular de la mezcla

$$MW_{comb} = \sum_i x_{comb}^i MW^i$$

3) Finalmente, el argumento de salida corresponde a la fracción en masa de CO_2 en la corriente de salida.

$$f^{out} = \frac{x_{comb}^{CO_2} MW^{CO_2}}{MW_{comb}}$$

A1.5 $h_{gas}(T, AF)$

La composición de los gases que abandonan la turbina de gas, solamente depende de la relación aire-combustible a la que es alimentada la turbina. La función h_{gas} determina la entalpía de los gases exhaustos en función de la temperatura y la relación aire combustible.

La siguiente secuencia corresponde a la función $h_{gas}(T, AF)$.

1) Se calcula la composición del gas que abandona la cámara de combustión. Esta composición es constante a lo largo del expansor y de las corrientes de gas que atraviesan el recuperador de calor.

$$mole_{comb} = x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2 + 1 + x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2$$

$$x_{comb}^{H_2O} = \frac{x_{air}^{H_2O} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} + 2}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{CO_2} = \frac{1}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{N_2} = \frac{x_{air}^{N_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}}}{mole_b}$$

$$x_{comb}^{O_2} = \frac{x_{air}^{O_2} AF \frac{MW_{fuel}}{MW_{air}} - 2}{mole_b}$$

2) Se calcula la entalpía (base molar) del gas a la temperatura T

$$cP_{comb} = \sum_i x_{comb}^i cP^i$$

$$\Delta H_{comb}^{298K} = \sum_i x_{comb}^i \Delta H^{i,298K}$$

$$MW_{comb} = \sum_i x_{comb}^i MW^i$$

$$H = \Delta H_{comb}^{298K} + \int_{298}^T cP_{comb} dT$$

3) Finalmente, el argumento de salida de la función corresponde a la entalpía de los gases (base másica) producto de la combustión a la temperatura T.

$$f^{out} = \frac{H}{MW_{comb}}$$

A1.6 *tsat(P)*

La función *tsat(P)* devuelve la temperatura de saturación del agua a partir de su presión (*P*). Su implementación corresponde a lo definido por la IAPSW (The International Association for the Properties of Water and Steam) según lo expuesto en Wagner y Kretschmar (2007). La siguiente secuencia corresponde a la función *tsat(P)*.

1) Se calculan las variables intermedias para el cálculo de la temperatura de saturación

$$\beta = \left(\frac{P}{10} \right)^{0.25}$$

$$E = \beta^2 + n_3 \beta + n_6$$

$$F = n_1 \beta^2 + n_4 \beta + n_7$$

$$G = n_2 \beta^2 + n_5 \beta + n_8$$

$$J = -F - \sqrt{F^2 - 4EG}$$

$$D = \frac{2G}{J}$$

2) Finalmente la temperatura de saturación corresponde a la salida de la función

$$f^{out} = 0.5 \left(n_{10} + D - \sqrt{n_{10}^2 - 4n_9 - 2n_{10}D + D^2} \right)$$

A1.7 *h_{vap}(P,T)*

La función *h_{vap}(P,T)* devuelve la entalpía utilizando la función para la zona 2 del IPWS (vapor) a partir de su presión (P) y temperatura (T). Esta función es aplicable a cualquier presión y temperatura. Por tal motivo, al ser utilizada en GAMS debe tenerse la precaución de combinarla con una restricción que obligue a la temperatura a ser mayor o igual que la de saturación. Su implementación corresponde a lo definido por la IAPSW (The International Association for the Properties of Water and Steam) según lo expuesto en Wagner y Kretzschmar (2007). La siguiente secuencia corresponde a la función *h_{vap}(P,T)*.

1) Se calculan las variables intermedias

$$\pi = \frac{P}{10}$$

$$\tau = \frac{540}{T}$$

$$\gamma_{\tau}^o = \sum_{k=1}^9 n_k^o J_k^o \tau^{J_k^o - 1}$$

$$\gamma_{\tau}^r = \sum_{k=1}^{43} n_k^r J_k^r \pi^{I_k} (\tau - 0.5)^{J_k^r - 1}$$

2) La entalpía (argumento de salida de la función) es una función de los valores previamente calculados

$$f^{out} = 540R\gamma_{\tau}^o + 540R\gamma_{\tau}^r$$

A1.8 *h_{liq}(P,T)*

La función *h_{liq}(P,T)* devuelve la entalpía utilizando la función para la zona 1 del IPWS (líquido) a partir de su presión (P) y temperatura (T). Al igual que *h_{vap}*, esta función es aplicable a cualquier presión y temperatura por lo que, al ser utilizada en GAMS, debe tenerse la precaución de

combinarla con una restricción que obligue a la temperatura a ser menor o igual que la de saturación. Su implementación corresponde a lo definido por la IAPSW (The International Association for the Properties of Water and Steam) según lo expuesto en Wagner y Kretzschmar (2007). La siguiente secuencia corresponde a la función $hliq(P,T)$.

1) Se calculan los variables intermedias

$$\pi = \frac{P}{165.3}$$

$$\tau = \frac{1386}{T}$$

$$\gamma_\tau = \sum_{k=1}^{34} n_k J_k (7.1 - \pi)^{I_k} (\pi - 1.222)^{J_k - 1}$$

2) La entalpía (argumento de salida de la función) es una función de los valores previamente calculados

$$f^{out} = 1386R\gamma_\tau$$

A1.9 $htit(P,x)$

La función $htit(P,x)$ determina la entalpía para una mezcla de vapor y agua a partir de su presión (P) y fracción de vapor (x). Como el agua se encuentra en estado de saturación, la temperatura es función de la presión. Su implementación corresponde a lo definido por la IAPSW (The International Association for the Properties of Water and Steam) según lo expuesto en Wagner y Kretzschmar (2007). La siguiente secuencia corresponde a la función $htit(P,x)$.

1) Se calcula la temperatura de saturación en función de la presión.

$$\beta = \left(\frac{P}{10} \right)^{0.25}$$

$$E = \beta^2 + n_3\beta + n_6$$

$$F = n_1\beta^2 + n_4\beta + n_7$$

$$G = n_2\beta^2 + n_5\beta + n_8$$

$$J = -F - \sqrt{F^2 - 4EG}$$

$$D = \frac{2G}{J}$$

$$T_{sat} = 0.5 \left(n_{10} + D - \sqrt{n_{10}^2 - 4n_9 - 2n_{10}D + D^2} \right)$$

2) Se continúa con el cálculo de la entalpía en cada fase

$$\pi_{liq} = \frac{P}{165.3}$$

$$\tau_{liq} = \frac{1386}{T_{sat}}$$

$$\gamma_\tau = \sum_{k=1}^{34} n_k J_k (7.1 - \pi_{liq})^{I_k} (\pi_{liq} - 1.222)^{J_k - 1}$$

$$h_{liq} = 1386R\gamma_\tau$$

$$\pi_{vap} = \frac{P}{10}$$

$$\tau_{vap} = \frac{540}{T_{vap}}$$

$$\gamma_\tau^o = \sum_{k=1}^9 n_k^o J_k^o (\tau_{vap})^{J_k^o - 1}$$

$$\gamma_\tau^r = \sum_{k=1}^{43} n_k^r J_k^r (\pi_{vap})^{I_k^r} (\tau_{vap} - 0.5)^{J_k^r - 1}$$

$$h_{vap} = 540R\gamma_\tau^o + 540R\gamma_\tau^r$$

3) La salida de función (entalpía) se obtiene utilizando el título de la mezcla.

$$f^{out} = h_{liq}(1-x) + h_{vap}x$$

A1.10 stout($P_{in}, T_{in}, P_{out}, \eta_{st}$)

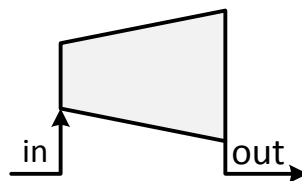


Figura A1.3. Turbina de Vapor.

A partir de las condiciones de entrada de un turbina de vapor, la entalpía de salida solo depende de la presión de descarga (P_{out}) y del rendimiento isentrópico (η_{st}).

La función $stout$ tiene como argumento de salida la entalpía (en base másica) de la corriente que la abandona y los argumentos de entrada son la presión y temperatura de ingreso (P_{in} y T_{in}), la presión de descarga (P_{out}) y el rendimiento isentrópico (η_{st}). Su implementación corresponde a lo definido por la IAPSW (The International Association for the Properties of Water and Steam) según lo expuesto en Wagner y Kretzschmar (2007). La siguiente secuencia corresponde a la función $stout(P_{in}, T_{in}, P_{out}, \eta_{st})$.

1) Se calculan la entalpía y entropía de la corriente que ingresa a la turbina.

$$h_{in} = f(P_{in}, T_{in})$$

$$s_{in} = f(P_{in}, T_{in})$$

2) La evolución ideal de la corriente de entrada hasta la presión de salida es isentrópica. Entonces, se debe encontrar cual es la temperatura a la cual la salida tiene una entropía igual a la de entrada. Existen dos casos posibles: que la evolución isentrópica corresponda a estado vapor (por encima de la temperatura de saturación de salida) o que la temperatura ideal de descarga sea igual a la de saturación y estemos ante una mezcla de vapor y líquido (dentro de la campana de saturación). Para evaluar estos dos escenarios se calculan las propiedades de saturación de la descarga.

$$T_{out}^{sat} = f(P_{out})$$

$$s_{out}^{v,sat} = f(P_{out})$$

3) Se evalúa el primer caso mencionado en el paso 2. Si se cumple que $s_{in} \geq s_{out}^{v,sat}$ se ejecuta esta secuencia (paso 3). Caso contrario se prosigue con el paso 4. En Wagner y Kretzschmar (2007) se presentan también las llamadas “backwars equation” que permiten calcular la temperatura en función de la presión y entropía para la zona de vapor. Como la entropía de salida debe ser igual que la de entrada, se calcula de manera directa la temperatura ideal de descarga y su correspondiente entalpía.

$$T_{out}^{id} = f(P_{out}, s_{in})$$

$$h_{out}^{id} = f(P_{out}, T_{out}^{id})$$

- 4) Se evalúa el segundo caso. Si $s_{in} < s_{out}^{v,sat}$ se ejecuta esta secuencia (paso 4), caso contrario ya fue realizado el paso 3. Para este caso ya conocemos la temperatura (saturación) por lo que la entalpía de descarga ideal la conocemos a partir del título de la mezcla. La relación vapor-líquido se obtiene a partir de la entropía de saturación y luego utilizando el valor obtenido se calcula la entalpía de descarga ideal.

$$s_{out}^{l,sat} = f(P_{out})$$

$$x_{out} = \frac{s_{in} - s_{out}^{l,sat}}{s_{out}^{v,sat} - s_{out}^{l,sat}}$$

$$h_{out}^{l,sat} = f(P_{out})$$

$$h_{out}^{v,sat} = f(P_{out})$$

$$h_{out}^{id} = (1 - x_{out})h_{out}^{l,sat} + x_{out}h_{out}^{v,sat}$$

- 5) Finalmente, una vez realizado el primer o segundo caso, por rendimiento isentrópico se calcula la condición de salida de la turbina de gas.

$$f^{out} = h_{in} - \eta_{st}(h_{in} - h_{out}^{id})$$

A1.11 $wpump(P_{in}, T_{in}, P_{out}, \eta_{pump})$



Figura A1.4. Bomba para impulsar agua.

La función $wpump$ determina la potencia de compresión por unidad de flujo de masa de agua.

- 1) Mediante la función presentada en Wagner y Kretzschmar (2007) se calcula la densidad de la corriente de entrada (in).

$$\rho_{in} = f(P_{in}, T_{in})$$

- 2) Por último, la potencia consumida por unidad de flujo de agua (salida de la función) corresponde al cociente entre la variación de presión y la densidad, afectado por el rendimiento de la bomba.

$$f^{out} = \frac{(P_{out} - P_{in})}{\rho_{in} \eta_{pump}}$$

Apéndice 2

Obtención de cotas mediante algoritmos de optimización global

A2.1 Introducción

A partir del análisis de la configuración de un ciclo combinado es posible conocer el rango de presión y temperatura de cada una de las corrientes del fluido circulante (agua). Esta información permite establecer los valores máximos y mínimos (cotas) de las correspondientes propiedades termodinámicas. Las cotas inferiores y superiores para la presión y temperatura resultan sencillas de obtener y sus valores dependen del estado de agregación de la corriente (líquido, vapor o mezcla de líquido-vapor). Sin embargo, con el fin de mejorar la implementación y facilitar la resolución del problema de optimización, resulta interesante poder determinar los valores extremos (cotas) de las propiedades termodinámicas (en este caso entalpía) que dependan de la presión y temperatura.

Las funciones termodinámicas utilizadas en esta tesis (Wagner y Kretzschmar, 2007) son de carácter altamente no lineal por lo que al pretender encontrar su valor máximo (o mínimo) de manera directa se pueden obtener extremos locales que no son de utilidad para acotar la función.

El objetivo de este apéndice es presentar la implementación de un algoritmo de optimización global para la obtención de las cotas (inferior y superior) de la entalpía en todas las corrientes del fluido circulante del ciclo de vapor (agua).

A2.2 Obtención de cotas para el fluido circulante considerando estado líquido

La ecuación (A2.1) corresponde a la función propuesta en Wagner y Kretzschmar (2007) y utilizada en esta tesis para el cálculo de la entalpía del agua en estado líquido. En la Tabla A2.1 se presentan los valores de los parámetros involucrados.

$$h_l = 1386R \sum_{k=1}^{34} n_k J_k \left(7.1 - \frac{P}{165.3} \right)^{I_k} \left(\frac{1386}{T} - 1.222 \right)^{J_k - 1} \quad (\text{A2.1})$$

Tabla A2.1. Parámetros para la función entalpía en estado líquido

<i>k</i>	<i>I</i>	<i>J</i>	<i>n</i>	<i>k</i>	<i>I</i>	<i>J</i>	<i>n</i>
1	0	-2	1.46329712131670E-01	18	2	3	-4.41418453308460E-06
2	0	-1	-8.45481871691140E-01	19	2	17	-7.26949962975940E-16
3	0	0	-3.75636036720400E+00	20	3	-4	-3.16796448450540E-05
4	0	1	3.38551691683850E+00	21	3	0	-2.82707979853120E-06
5	0	2	-9.57919633878720E-01	22	3	6	-8.52051281201030E-10
6	0	3	1.57720385132280E-01	23	4	-5	-2.24252819080000E-06
7	0	4	-1.66164171995010E-02	24	4	-2	-6.51712228956010E-07
8	0	5	8.12146299835680E-04	25	4	10	-1.43417299379240E-13
9	1	-9	2.83190801238040E-04	26	5	-8	-4.05169968601170E-07
10	1	-7	-6.07063015658740E-04	27	8	-11	-1.27343017416410E-09
11	1	-1	-1.89900682184190E-02	28	8	-6	-1.74248712306340E-10
12	1	0	-3.25297487705050E-02	29	21	-29	-6.87621312955310E-19
13	1	1	-2.18417171754140E-02	30	23	-31	1.44783078285210E-20
14	1	3	-5.28383579699300E-05	31	29	-38	2.63357816627950E-23
15	2	-3	-4.71843210732670E-04	32	30	-39	-1.19476226400710E-23
16	2	0	-3.00017807930260E-04	33	31	-40	1.82280945814040E-24
17	2	1	4.76613939069870E-05	34	32	-41	-9.35370872924580E-26

El problema que se desea resolver corresponde a la minimización y maximización de la entalpía para un intervalo de presión y temperatura. Este problema nos permite encontrar las cotas de la entalpía para cada corriente de agua líquida conocido su rango de presión y temperatura. Al tratarse de estado líquido se debe agregar una restricción que establezca que la temperatura sea menor que la de saturación. Por lo tanto, a continuación se define el problema original (PO) que permite establecer el valor máximo y mínimo de la entalpía:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Min/Max } h_l = 1386R \sum_{k=1}^{34} n_k J_k \left(7.1 - \frac{P}{165.3} \right)^{I_k} \left(\frac{1386}{T} - 1.222 \right)^{J_k - 1} \\ \text{sujeto a:} \\ T \leq T_{\text{sat}}(P) \\ P^l \leq P \leq P^u \\ T^l \leq T \leq T^u \end{array} \right\} \text{ (PO)}$$

Como se mencionó, este problema es de carácter no lineal y su resolución de manera directa puede ocasionar la obtención de extremos locales y por ende su utilización sería incorrecta. Por lo tanto, se procede con una reformulación del problema original que permita la obtención de extremos globales. Por lo tanto, resulta conveniente definir tres nuevas variables z_1 , z_2 y z_3 .

$$z_1 = \frac{165.3}{1173.63 - P} \quad (\text{A2.2})$$

$$z_2 = \frac{1386}{T} - 1.222 \quad (\text{A2.3})$$

$$z_3 = \frac{T}{1386 - 1.222T} \quad (\text{A2.4})$$

Con el objetivo de no alterar la expresión original, a continuación se definen los nuevos parámetros α_k y β_k que dependen de los parámetros originales listados en la Tabla A2.1.

$$\alpha_k = \begin{cases} 0 & \text{si } (J_k - 1) > 0 \wedge (J_k - 1) - I_k < 1 \\ J_k - 1 & \text{si } (J_k - 1) \leq 0 \vee (J_k - 1) - I_k \geq 1 \end{cases}$$

$$\beta_k = \begin{cases} 0 & \text{si } (J_k - 1) \leq 0 \vee (J_k - 1) - I_k \geq 1 \\ 1 - J_k & \text{si } (J_k - 1) > 0 \wedge (J_k - 1) - I_k < 1 \end{cases}$$

Al introducir las nuevas variables (z_1 , z_2 y z_3) y parámetros (α_k y β_k) en la expresión original de la entalpía (A2.1) se obtiene la ecuación (A2.5).

$$h_l = 1386R \sum_{k=1}^{34} n_k J_k z_1^{-I_k} z_2^{\alpha_k} z_3^{\beta_k} \quad (\text{A2.5})$$

Según se explicará posteriormente, resulta conveniente separar los términos de la sumatoria según el signo que arroja el producto $n_k J_k$ (ecuación (A2.6)).

$$h_l = 1386R \left(\sum_{k/n_k J_k \geq 0} n_k J_k z_1^{-I_k} z_2^{\alpha_k} z_3^{\beta_k} - \sum_{k/n_k J_k < 0} |n_k J_k| z_1^{-I_k} z_2^{\alpha_k} z_3^{\beta_k} \right) \quad (\text{A2.6})$$

Continuando con la reformulación, se definen dos variables nuevas f_1 y f_2 que corresponden a las sumatorias previamente separadas. La variable f_1 agrupa los términos positivos y f_2 los términos negativos que se transforman en positivos al aplicarse el valor absoluto.

$$f_1 = \sum_{k/n_k J_k \geq 0} n_k J_k z_1^{-I_k} z_2^{\alpha_k} z_3^{\beta_k} \quad (\text{A2.7})$$

$$f_2 = \sum_{k/n_k J_k < 0} |n_k J_k| z_1^{-I_k} z_2^{\alpha_k} z_3^{\beta_k} \quad (\text{A2.8})$$

Finalmente, al introducir todas las nuevas variables se obtiene el problema reformulado (PR) que se detalla a continuación:

$$\left. \begin{aligned}
 & \text{Min/Max } h_l = 1386R(f_1 - f_2) \\
 & \text{sujeto a :} \\
 & T \leq Tsat(P) \\
 & z_1 = \frac{165.3}{1173.63 - P} \\
 & z_2 = \frac{1386}{T} - 1.222 \\
 & z_3 = \frac{T}{1386 - 1.222T} \\
 & f_1 = \sum_{k/n_k J_k \geq 0} n_k J_k z_1^{-I_k} z_2^{\alpha_k} z_3^{\beta_k} \\
 & f_2 = \sum_{k/n_k J_k < 0} |n_k J_k| z_1^{-I_k} z_2^{\alpha_k} z_3^{\beta_k} \\
 & P^l \leq P \leq P^u \\
 & T^l \leq T \leq T^u
 \end{aligned} \right\} (PR)$$

Es importante destacar que el nuevo problema de optimización continúa siendo no lineal. Sin embargo, las propiedades de las nuevas funciones permiten implementar un proceso de optimización global a partir de la relajación de las restricciones del problema.

Al analizar el nuevo problema, se observa que la función objetivo es del tipo lineal por lo que no necesita ser modificada. Por otro lado, la función $Tsat(P)$ es una función cóncava y al estar en una restricción de desigualdad del tipo menor o igual, solo se la debe sobreestimar con una aproximación simple de primer orden. Las restantes restricciones son de igualdad y su relajación se explicará a continuación.

En primer lugar, z_1 , z_2 y z_3 son funciones convexas. Precisamente, z_1 es una función convexa de la presión y z_2 y z_3 de la temperatura. Por lo tanto, para el problema lineal se deben subestimar con una aproximación de primer orden y sobrestimar mediante una combinación lineal de los valores de la función en los extremos del intervalo (cuerda de la función).

Como se observa en las definiciones de f_1 y f_2 ((A2.7) y (A2.8)) éstas corresponden a la sumatoria (ponderada por el producto $n_k J_k$) del producto de tres variables (z_1 , z_2 y z_3) elevadas a diferentes exponentes. Este tipo de funciones se conocen como “signomial” y según sus características pueden ser funciones convexas. Debido a que α y β nunca adoptarán en simultáneo un valor distinto de cero, f_1 y f_2 corresponden a una función signomial en el que cada término es de dos variables (z_1 y z_2 o z_1 y z_3).

Según Lundell (2009) una función signomial es convexa cuando todos los términos de la sumatoria son convexos. A su vez, un término signomial de dos variables es convexo cuando la constante de multiplicación es positiva y además se cumple alguna de las siguientes condiciones:

- Ambos exponentes son negativos
- Uno solo es negativo pero la suma de ambos es mayor a uno
- Uno de los exponentes es cero y el restante es negativo o mayor a uno

En la Figura A2.1 se muestra un análisis de convexidad de un término signomial de dos variables del tipo $x^a y^b$ en donde los ejes cartesianos corresponden a los exponentes a (absisa) y b (ordenada).

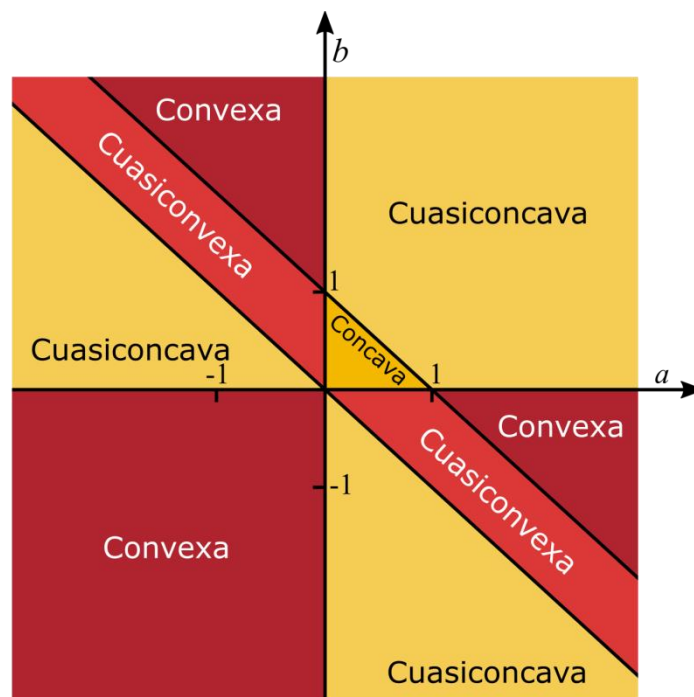


Figura A2.1. Análisis de convexidad de una expresión del tipo $x^a y^b$.

En la Figura A2.2 se observa que todos los pares de exponentes de los 34 términos de las sumatorias de f_1 y f_2 caen en la zona convexa. Por lo tanto, si todos los términos de ambas sumatorias son convexos entonces f_1 y f_2 resultan ser funciones convexas respecto de z_1 , z_2 y z_3 .

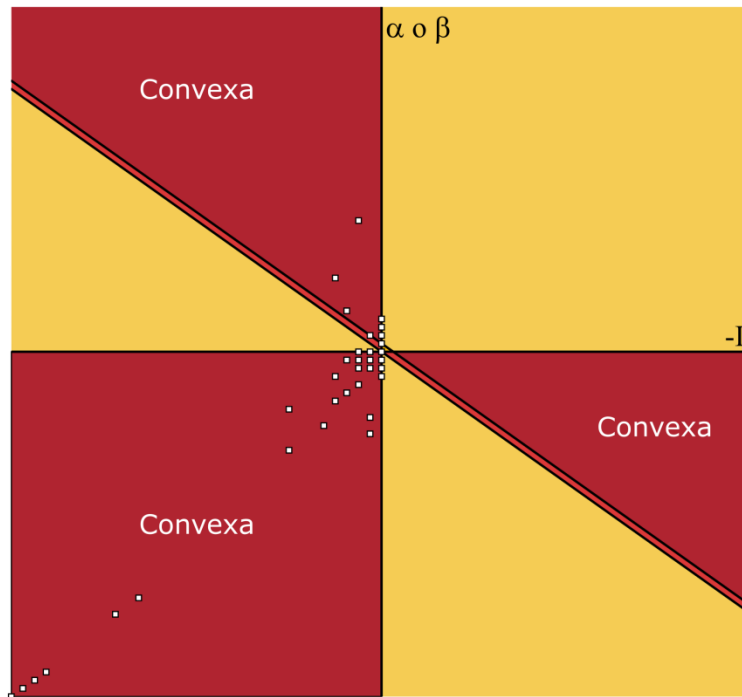


Figura A2.2. Análisis de convexidad según sus exponentes de los términos de las sumatorias de f_1 y f_2 .

Finalmente, todas las restricciones de igualdad son funciones convexas salvo la función temperatura de saturación que es cóncava. Por lo tanto, para obtener el problema relajado lineal se deben subestimar las restricciones convexas con una aproximación de primer orden y sobrestimar las mismas mediante una combinación lineal de los valores de la función en los extremos del intervalo. A continuación se muestra la aproximación lineal del problema reformulado. El conjunto i representa las particiones del dominio de la presión y el conjunto j de la temperatura. Al comenzar la resolución i y j representan el intervalo original.

$$\text{Min/Max } h_j = 1386R(f_1 - f_2)$$

sujeto a :

$$T \leq T_{\text{sat}}(P_i') + \left. \frac{dT_{\text{sat}}}{dP} \right|_{P_i'} (P - P_i') \quad \forall i$$

$$T \leq T_{\text{sat}}(P_i'') + \left. \frac{dT_{\text{sat}}}{dP} \right|_{P_i''} (P - P_i'') \quad \forall i$$

$$z_1 \geq z_1|_{P_i'} + \left. \frac{dz_1}{dP} \right|_{P_i'} (P - P_i') \quad \forall i$$

$$z_1 \geq z_1|_{P_i''} + \left. \frac{dz_1}{dP} \right|_{P_i''} (P - P_i'') \quad \forall i$$

$$\forall_i \left[\begin{array}{c} YP_i \\ P_i^l \leq P \leq P_i^u \\ z_1 \leq z_1|_{P_i^l} + z_1|_i^* (P - P_i^l) \end{array} \right]$$

$$z_2 \geq z_2|_{T_j^l} + \frac{dz_2}{dT} \Big|_{T_j^l} (T - T_j^l) \quad \forall j$$

$$z_2 \geq z_2|_{T_j^u} + \frac{dz_2}{dT} \Big|_{T_j^u} (T - T_j^u) \quad \forall j$$

$$z_3 \geq z_3|_{T_j^l} + \frac{dz_3}{dT} \Big|_{T_j^l} (T - T_j^l) \quad \forall j$$

$$z_3 \geq z_3|_{T_j^u} + \frac{dz_3}{dT} \Big|_{T_j^u} (T - T_j^u) \quad \forall j$$

$$\forall_j \left[\begin{array}{c} YT_j \\ T_j^l \leq T \leq T_j^u \\ z_2 \leq z_2|_{T_j^l} + z_2|_j^* (T - T_j^l) \\ z_3 \leq z_3|_{T_j^l} + z_3|_j^* (T - T_j^l) \end{array} \right]$$

$$f_1 \geq f_1|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} + \frac{\partial f_1}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_1 - z_{1i}^l) + \frac{\partial f_1}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_2 - z_{2j}^l) + \frac{\partial f_1}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_3 - z_{3j}^l) \quad \forall i, j$$

$$f_1 \geq f_1|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \frac{\partial f_1}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_1 - z_{1i}^l) + \frac{\partial f_1}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_2 - z_{2j}^u) + \frac{\partial f_1}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_3 - z_{3j}^u) \quad \forall i, j$$

$$f_1 \geq f_1|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \frac{\partial f_1}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_1 - z_{1i}^u) + \frac{\partial f_1}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_2 - z_{2j}^u) + \frac{\partial f_1}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_3 - z_{3j}^u) \quad \forall i, j$$

$$f_1 \geq f_1|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} + \frac{\partial f_1}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_1 - z_{1i}^u) + \frac{\partial f_1}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_2 - z_{2j}^l) + \frac{\partial f_1}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_3 - z_{3j}^l) \quad \forall i, j$$

$$f_2 \geq f_2|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} + \frac{\partial f_2}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_1 - z_{1i}^l) + \frac{\partial f_2}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_2 - z_{2j}^l) + \frac{\partial f_2}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_3 - z_{3j}^l) \quad \forall i, j$$

$$f_2 \geq f_2|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \frac{\partial f_2}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_1 - z_{1i}^l) + \frac{\partial f_2}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_2 - z_{2j}^u) + \frac{\partial f_2}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_3 - z_{3j}^u) \quad \forall i, j$$

$$f_2 \geq f_2|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \frac{\partial f_2}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_1 - z_{1i}^u) + \frac{\partial f_2}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_2 - z_{2j}^u) + \frac{\partial f_2}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} (z_3 - z_{3j}^u) \quad \forall i, j$$

$$f_2 \geq f_2 \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} + \frac{\partial f_2}{\partial z_1} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_1 - z_{1i}^u) + \frac{\partial f_2}{\partial z_2} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_2 - z_{2j}^l) + \frac{\partial f_2}{\partial z_3} \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} (z_3 - z_{3j}^l) \quad \forall i, j$$

$$\forall_{ij} \left[\begin{array}{c} Y_{ij} \\ f_1 \leq \lambda_1 f_1 \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} + \lambda_2 f_1 \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \lambda_3 f_1 \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \lambda_4 f_1 \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} \\ f_2 \leq \lambda_1 f_2 \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} + \lambda_2 f_2 \Big|_{(z_{1i}^l; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \lambda_3 f_2 \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^u; z_{3j}^u)} + \lambda_4 f_2 \Big|_{(z_{1i}^u; z_{2j}^l; z_{3j}^l)} \\ z_1 = \lambda_1 z_{1i}^l + \lambda_2 z_{1i}^l + \lambda_3 z_{1i}^u + \lambda_4 z_{1i}^u \\ z_2 = \lambda_1 z_{2j}^l + \lambda_2 z_{2j}^u + \lambda_3 z_{2j}^u + \lambda_4 z_{2j}^l \\ z_3 = \lambda_1 z_{3j}^l + \lambda_2 z_{3j}^u + \lambda_3 z_{3j}^u + \lambda_4 z_{3j}^l \\ \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 = 1 \end{array} \right]$$

$$Y P_i \wedge Y T_j \Rightarrow Y_{ij}$$

A medida que se resuelve el problema lineal, se van agregando puntos de corte en el dominio de manera de mejorar la aproximación. Esto se realiza hasta que la diferencia entre el valor de la función objetivo del problema reformulado respecto de la del problema lineal sea muy pequeña.

Ejemplo de aplicación:

A continuación se muestra como ejemplo el proceso de resolución para encontrar la cota inferior y superior de la entalpía de una corriente de agua líquida en el siguiente rango de presión y temperatura:

$$1 \text{ bar} \leq P \leq 10 \text{ bar}$$

$$298.15 \text{ K} \leq T \leq 453.036 \text{ K}$$

El primer paso consiste en calcular todos los valores necesarios para el problema lineal. Se deben obtener los valores de las funciones en los extremos del intervalo, el valor de las derivadas en los extremos y para funciones de una variable, la pendiente de la recta que une los valores de la función en los extremos del intervalo. En la Figura A2.3a se muestra la región factible del problema original en donde se observa que la temperatura es menor que la de saturación. En la Figura A2.3b se muestra la región factible del problema lineal en donde se reemplaza la curva de saturación por su aproximación de primer orden en los extremos del intervalo.

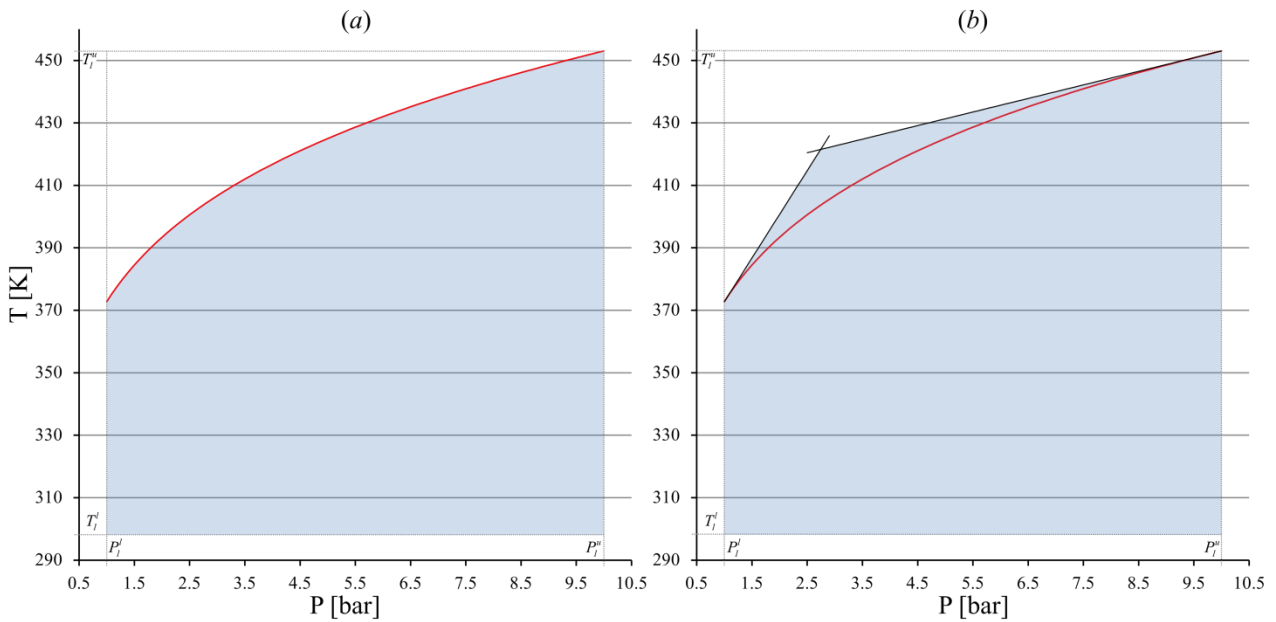


Figura A2.3. Región factible del problema reformulado (a) y de la aproximación lineal (b).

En la Figura A2.4a se observa la curva correspondiente a z_2 en función de la temperatura y en la Figura A2.4b se muestra su envoltura convexa en el problema lineal a partir de su aproximación de primer orden y la recta que une los valores extremos del intervalo (cuerda). Como se observa, esta reformulación corresponde a un conjunto convexo.

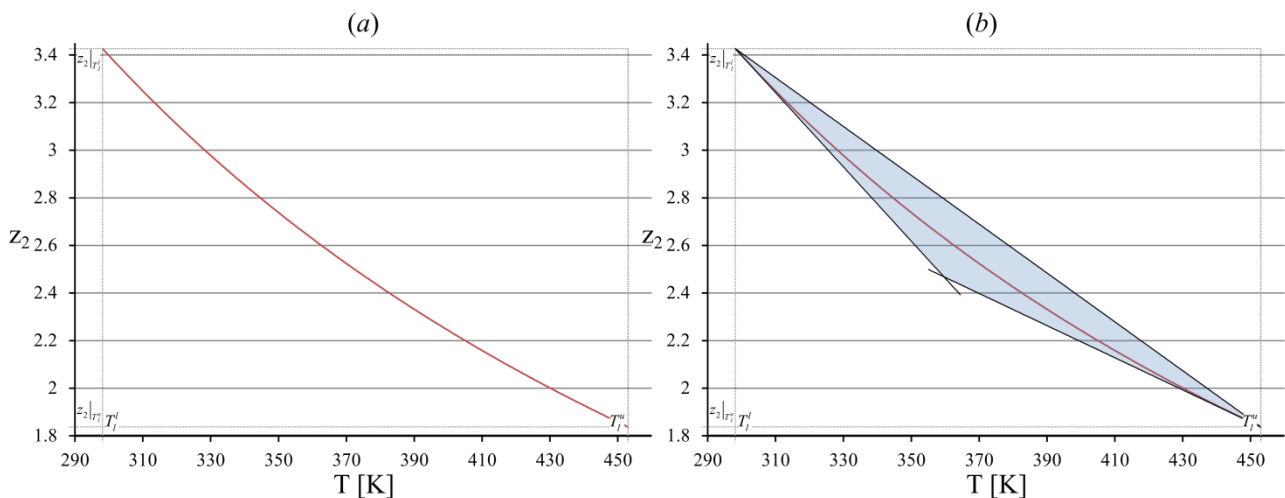


Figura A2.4. Curva z_2 de problema reformulado (a) y su correspondiente envoltura convexa del problema lineal (b).

Al resolver por primera vez el problema lineal se obtiene un valor de 850.832119793664 kJ/kg como cota superior de la función objetivo (se está maximizando) y luego al resolver el problema reformulado (NLP) se obtiene un valor de 762.68284433541 kJ/kg (cota inferior). La diferencia entre la cota superior e inferior es de 88.14927546 kJ/kg por lo que se debe realizar otra iteración. Para ajustar la aproximación lineal del problema se agrega un nuevo punto de

linealización y se calculan los nuevos valores según los nuevos intervalos. Se opta por agregar un nuevo punto en la mitad de cada intervalo.

En la Figura A2.5b se observa la nueva región factible del problema lineal, en donde se puede observar claramente que se ha reducido con respecto a la de la Figura A2.5a (primera iteración). La mejora en el ajuste se debe a la nueva recta tangente introducida por el nuevo punto del intervalo.

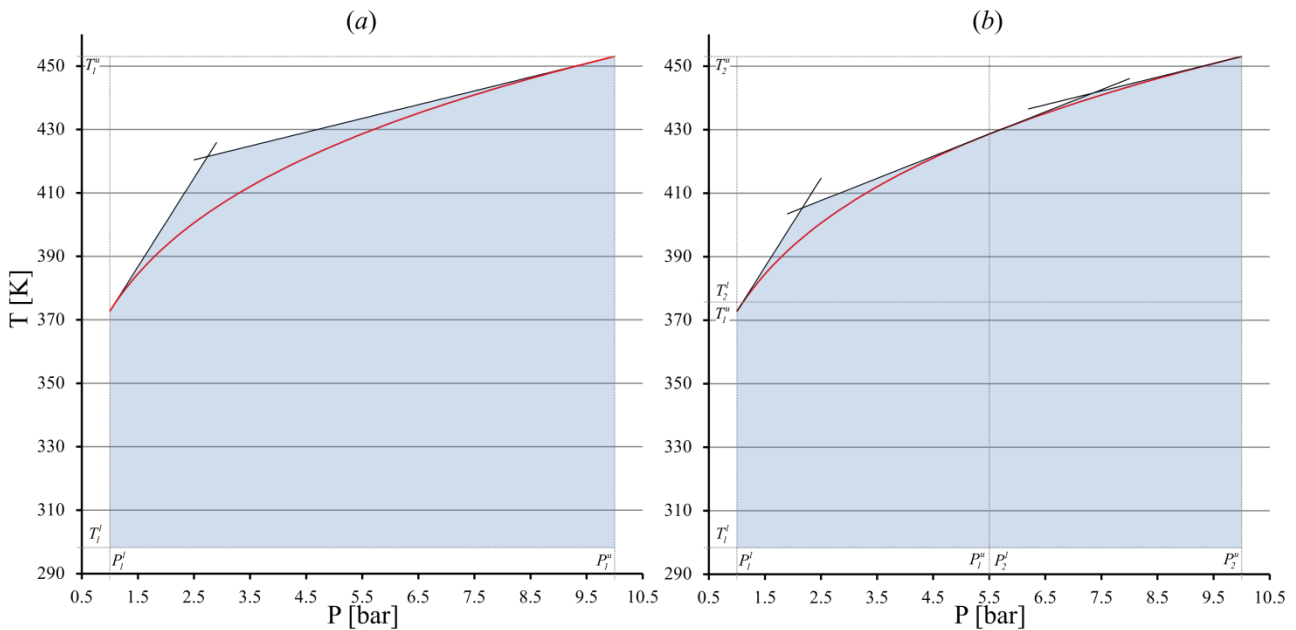


Figura A2.5. Región factible en la primera iteración (a) y en la segunda (b).

De manera similar, en la Figura A2.6b se observa la nueva aproximación de la función z_2 mostrando claramente la mejora producida en su ajuste. Es importante destacar que a partir de la segunda iteración el problema lineal es del tipo mixto entero lineal ya que se agregan variables binarias que seleccionan el intervalo de presión y temperatura.

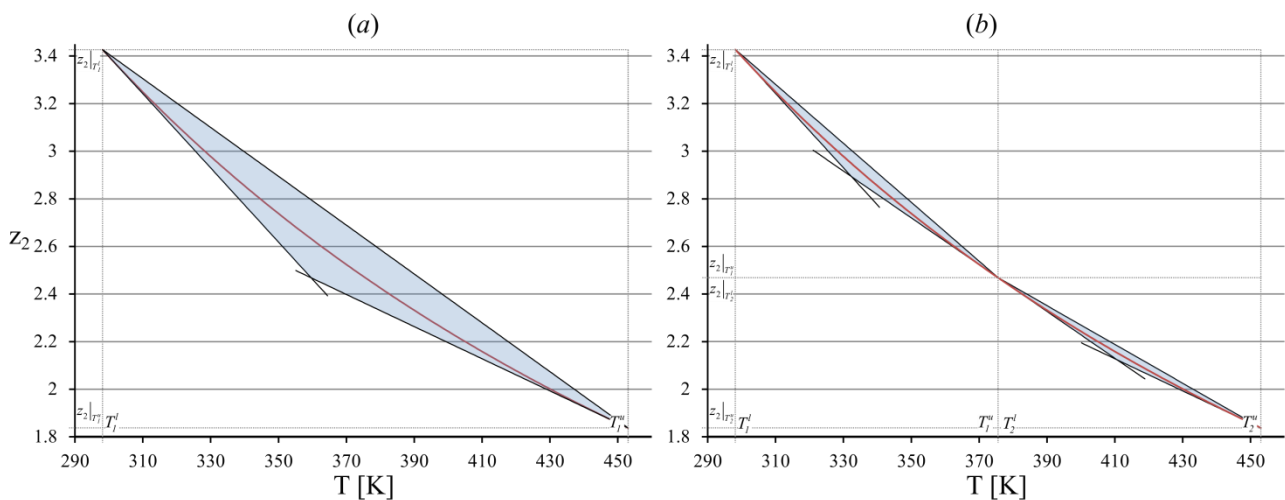


Figura A2.6. Envoltura convexa de z_2 en la primera iteración (a) y en la segunda (b).

En las Tablas A2.2 y A2.3 se muestran las iteraciones necesarias hasta obtener el valor máximo y mínimo de la entalpía de una corriente líquida cuya presión se encuentra entre 1 y 10 bar y su temperatura entre 298.15 K y 453.036 K.

Tabla A2.2. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor máximo de la entalpía (líquidos)

Iteración	h^u (MIP)	h^l (NLP)
1	850.832119793664	762.68284433541
2	762.68284433541	762.68284433541

Tabla A2.3. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor mínimo de la entalpía (líquidos)

Iteración	h^u (NLP)	h^l (MIP)
1	104.928067511896	-161.790764485149
2	104.928067511896	49.4312581445124
3	104.928067511896	104.928067511895

A2.3 Obtención de cotas para el fluido circulante considerando estado vapor

La ecuación (A2.9) corresponde a la función propuesta en Wagner y Kretzschmar (2007) y utilizada en esta tesis para cálculo de la entalpía del agua en estado vapor. En la Tabla A2.4 se muestran los valores de los parámetros.

$$h_v = 540R \sum_{k=1}^9 n_k^o J_k^o \left(\frac{540}{T} \right)^{J_k^o - 1} + 540R \sum_{k=1}^{43} n_k^r J_k^r \left(\frac{P}{10} \right)^{I_k^r} \left(\frac{540}{T} - 0.5 \right)^{J_k^r - 1} \quad (\text{A2.9})$$

Tabla A2.4. Parámetros para la función entalpía en estado vapor

k	J^o	I^o	k	I^r	J^r	n^r	k	I^r	J^r	n^r
1	0	-9.6927686500E+00	1	1	0	-1.7731742473213E-03	23	7	0	-5.9059564324270E-18
2	1	1.0086655968E+01	2	1	1	-1.7834862292358E-02	24	7	11	-1.2621808899101E-06
3	-5	-5.6087911283E-03	3	1	2	-4.5996013696365E-02	25	7	25	-3.8946842435739E-02
4	-4	7.1452738081E-02	4	1	3	-5.7581259083432E-02	26	8	8	1.1256211360459E-11
5	-3	-4.0710498224E-01	5	1	6	-5.0325278727930E-02	27	8	36	-8.2311340897998E+00
6	-2	1.4240819171E+00	6	2	1	-3.3032641670203E-05	28	9	13	1.9809712802088E-08
7	-1	-4.3839511319E+00	7	2	2	-1.8948987516315E-04	29	10	4	1.0406965210174E-19
8	2	-2.8408632461E-01	8	2	4	-3.9392777243355E-03	30	10	10	-1.0234747095929E-13
9	3	2.1268463753E-02	9	2	7	-4.3797295650573E-02	31	10	14	-1.0018179379511E-09
			10	2	36	-2.6674547914087E-05	32	16	29	-8.0882908646985E-11
			11	3	0	2.0481737692309E-08	33	16	50	1.0693031879409E-01
			12	3	1	4.3870667284435E-07	34	18	57	-3.3662250574171E-01
			13	3	3	-3.2277677238570E-05	35	20	20	8.9185845355421E-25
			14	3	6	-1.5033924542148E-03	36	20	35	3.0629316876232E-13
			15	3	35	-4.0668253562649E-02	37	20	48	-4.2002467698208E-06

16	4	1	-7.8847309559367E-10	38	21	21	-5.9056029685639E-26
17	4	2	1.2790717852285E-08	39	22	53	3.7826947613457E-06
18	4	3	4.8225372718507E-07	40	23	39	-1.2768608934681E-15
19	5	7	2.2922076337661E-06	41	24	26	7.3087610595061E-29
20	6	3	-1.6714766451061E-11	42	24	40	5.5414715350778E-17
21	6	16	-2.1171472321355E-03	43	24	58	-9.4369707241210E-07
22	6	35	-2.3895741934104E+01				

Nuevamente, el problema que se desea resolver corresponde a la minimización y maximización de la entalpía para un intervalo de presión y temperatura. Al tratarse de estado vapor se debe agregar una restricción que establezca que la temperatura sea mayor que la de saturación. Por lo tanto, para establecer el valor máximo y mínimo de esta propiedad se debe resolver el siguiente problema:

$$\left. \begin{aligned} \text{Min/Max } h_v &= 540R \sum_{k=1}^9 n_k^o J_k^o \left(\frac{540}{T} \right)^{J_k^o - 1} + 540R \sum_{k=1}^{43} n_k^r J_k^r \left(\frac{P}{10} \right)^{I_k^r} \left(\frac{540}{T} - 0.5 \right)^{J_k^r - 1} \\ \text{sujeto a:} \\ T &\geq T_{\text{sat}}(P) \\ P^l &\leq P \leq P^u \\ T^l &\leq T \leq T^u \end{aligned} \right\} (PO)$$

Siguiendo los mismo pasos que en el apartado anterior, se definen cuatro nuevas variables z_4, z_5, z_6 y z_7 que se introducen en la expresión original y se agrupan los sumandos según su signo.

$$z_4 = \frac{T}{540}$$

$$z_5 = \frac{10}{P}$$

$$z_6 = \frac{540}{T} - 0.5$$

$$z_7 = \frac{T}{540 - 0.5T}$$

$$h_v = 540R \left(\sum_{k/n_k^o J_k^o \geq 0} n_k^o J_k^o z_4^{1-J_k^o} - \sum_{k/n_k^o J_k^o < 0} |n_k^o J_k^o| z_4^{1-J_k^o} + \sum_{k/n_k^r J_k^r \geq 0} n_k^r J_k^r z_5^{-I_k^r} z_6^{\alpha_k} z_7^{\beta_k} - \sum_{k/n_k^r J_k^r < 0} |n_k^r J_k^r| z_5^{-I_k^r} z_6^{\alpha_k} z_7^{\beta_k} \right)$$

Se definen los nuevos valores de α y β de manera similar que para estado líquido pero a partir de los parámetros actuales.

$$\alpha_k = \begin{cases} 0 & \text{si } (J_k^r - 1) > 0 \wedge (J_k^r - 1) - I_k^r < 1 \\ J_k^r - 1 & \text{si } (J_k^r - 1) \leq 0 \vee (J_k^r - 1) - I_k^r \geq 1 \end{cases}$$

$$\beta_k = \begin{cases} 0 & \text{si } (J_k^r - 1) \leq 0 \vee (J_k^r - 1) - I_k^r \geq 1 \\ 1 - J_k^r & \text{si } (J_k^r - 1) > 0 \wedge (J_k^r - 1) - I_k^r < 1 \end{cases}$$

Nuevamente, se definen las nuevas variables que agrupan a todas las sumatorias.

$$f_3 = \sum_{k/n_k^0 J_k^0 \geq 0} n_k^o J_k^o z_4^{1-J_k^o}$$

$$f_4 = \sum_{k/n_k^0 J_k^0 < 0} |n_k^o J_k^o| z_4^{1-J_k^o}$$

$$f_5 = \sum_{k/n_k^r J_k^r \geq 0} n_k^r J_k^r z_5^{-I_k^r} z_6^{\alpha_k} z_7^{\beta_k}$$

$$f_6 = \sum_{k/n_k^r J_k^r < 0} |n_k^r J_k^r| z_5^{-I_k^r} z_6^{\alpha_k} z_7^{\beta_k}$$

Para poder continuar con la reformulación, resulta importante definir la convexidad de cada una de las nuevas funciones. En primero lugar z_4 , z_5 , z_6 y z_7 son funciones convexas de sus respectivas variables. En segundo lugar, f_3 y f_4 solamente dependen de z_4 y según los valores de los parámetros J^0 todos los exponentes son menores a cero o mayores que 1 por lo que todos los sumandos son funciones convexas resultando f_3 y f_4 funciones convexas. Por último, en la Figura A2.7 se muestran todos los pares de exponentes de las funciones f_5 y f_6 que muestran que ambas son funciones convexas.

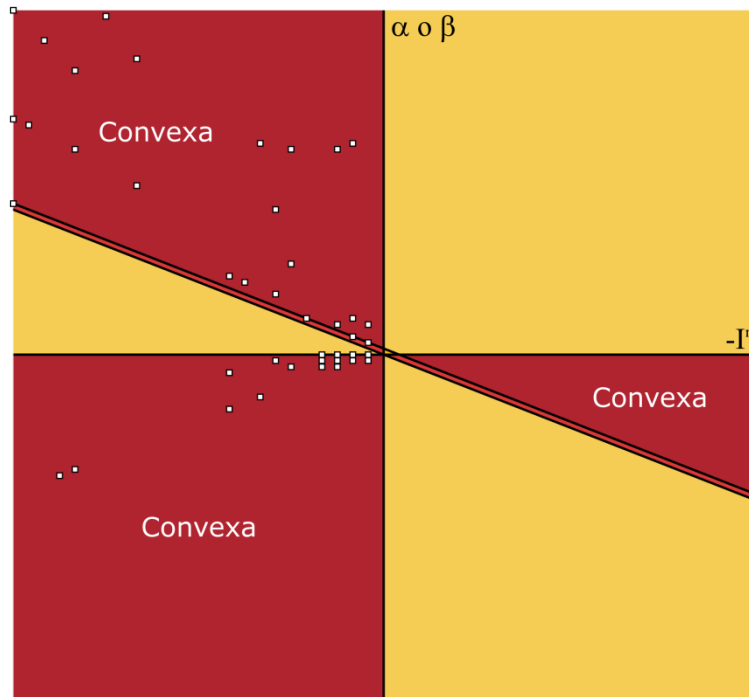


Figura A2.7. Análisis de convexidad según sus exponentes de los términos de las sumatorias de f_5 y f_6 .

Por cuestiones de espacio, solamente se presentara la reformulación del problema original en donde claramente se observa que la metodología de resolución es similar que para el estado líquido.

$$\begin{aligned}
 & \text{Min/Max } h_v = 540R(f_3 - f_4 + f_5 - f_6) \\
 & \text{sujeto a :} \\
 & T \geq Tsat(P) \\
 & z_4 = \frac{T}{540} \\
 & z_5 = \frac{10}{P} \\
 & z_6 = \frac{540}{T} - 0.5 \\
 & z_7 = \frac{T}{540 - 0.5T} \\
 & f_3 = \sum_{k/n_k^o J_k^o \geq 0} n_k^o J_k^o z_4^{1-J_k^o} \\
 & f_4 = \sum_{k/n_k^o J_k^o < 0} |n_k^o J_k^o| z_4^{1-J_k^o} \\
 & f_5 = \sum_{k/n_k^r J_k^r \geq 0} n_k^r J_k^r z_5^{-I_k^r} z_6^{\alpha_k} z_7^{\beta_k} \\
 & f_6 = \sum_{k/n_k^r J_k^r < 0} |n_k^r J_k^r| z_5^{-I_k^r} z_6^{\alpha_k} z_7^{\beta_k} \\
 & P^l \leq P \leq P^u \\
 & T^l \leq T \leq T^u
 \end{aligned}
 \quad (PR)$$

Ejemplo de aplicación:

Se muestra como ejemplo el proceso de resolución para encontrar la cota inferior y superior de la entalpía de una corriente de vapor en el siguiente rango de presión y temperatura:

$$20 \text{ bar} \leq P \leq 60 \text{ bar}$$

$$485.534 \text{ K} \leq T \leq 778 \text{ K}$$

En las Tablas A2.5 y A2.6 se muestran las iteraciones necesarias hasta encontrar los valores máximos y mínimos de la entalpía en el intervalo planteado.

Tabla A2.5. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor máximo de la entalpía (vapor)

Iteración	h^u (MIP)	h^l (NLP)
1	167987.94608782500	3478.80051655205
2	127611.19125369200	3478.80051655205
3	52243.71379943610	3478.80051655205
4	3492.85815692219	3478.80051655205
5	3478.80051655206	3478.80051655205

Tabla A2.6. Iteraciones necesarias hasta encontrar el valor mínimo de la entalpía (vapor)

Iteración	h^l (MIP)	h^u (NLP)
1	-547968.81025084500	2784.56173211058
2	-413370.10606799300	2784.56173211058
3	-162141.45886701700	2784.56173211058
4	2295.45614987622	2798.38414024312
5	2624.63722867557	2784.56173211058
6	2762.50588252200	2798.38414024312
7	2769.01302557197	2784.56173211058
8	2770.04070117818	2784.56173211058
9	2775.26435767658	2784.56173211058
10	2783.39647258849	2784.56173211058
11	2784.25505746347	2784.56173211058
12	2784.44228938230	2784.56173211058
13	2784.53559849684	2784.56173211058
14	2784.55430365393	2784.56173211058
15	2784.56021221250	2784.56173211058
16	2784.56124485050	2784.56173211058
17	2784.56167487174	2784.56173211058
18	2784.56170701588	2784.56173211058
19	2784.56172311803	2784.56173211058
20	2784.56172877951	2784.56173211058

Nomenclatura

Letras griegas

α	Fracción de la alimentación de vapor que se extrae en el desaireador [K]
β	Exponente utilizado para el cálculo del costo de inversión [adimensional]
η	Rendimiento isentrópico [adimensional]
X	Dimensión característica de un equipo para el cálculo del costo de inversión

Variables binarias

x	Denota la existencia de un intercambiador de calor del HRSG
y	Denota la existencia de una bomba
z	Denota la existencia de un ingreso de vapor para recalentamiento
x^{ad}	Asignación de demandas de electricidad o potencia mecánicas
x^{mp}	Nivel de presión de la planta de servicios auxiliares que alimenta el HRSG
x^{st}	Denota la existencia de una turbina de vapor

Variables continuas

A	Área total de intercambio de calor [$\times 10^3 \text{m}^2$]
AF	Relación Aire-Combustible en base másica [adimensional]
Ap	Diferencia entre la temperatura de entrada al evaporador y la de saturación [K]
CRF	Factor de recupero de capital [año]
C_0	Costo unitario de materia prima o servicios auxiliares [USD/unidad característica]
c_0	Costo específico de cada equipo [MUSD/unidad característica]
Ca	Consumo anual de materia prima o servicios auxiliares [unidad característica/año]
$CAPEX$	Gastos de capital [MUSD]
C_{inv}	Costo de inversión total en equipos [MUSD]

c_{inv}	Costo de adquisición de un equipo [MUSD]
C_{mant}	Costo de mantenimiento [USD/año]
C_{mp}	Costo de mano de obra [USD/año]
C_{rm}	Costo de materia prima [USD/año]
D	Demanda de potencia mecánica [MW]
ΔT	Fuerza impulsora utilizada para el cálculo de área de transferencia de calor [K]
h	Entalpía del fluido circulante (agua) [kJ/kg]
h_g	Entalpía del gas [kJ/kg]
k_{CO_2}	Energía necesaria para la captura de un kilogramo de CO ₂ [MJ/kg CO ₂]
lhv	Poder calorífico inferior [kJ/kg]
m	Flujo másico del fluido circulante (agua) [kg/seg]
mg_{fuel}	Flujo másico de combustible que ingresa a la turbina de gas [kg/seg]
mg	Flujo másico de gas que abandona la turbina de gas [kg/seg]
$OPEX$	Gastos anuales de operación [MUSD/año]
P	Presión del fluido circulante (agua) [bar]
$Pinch$	Menor diferencia de temperatura entre el gas y el agua [K]
PR	Relación de compresión en la turbina de Gas [adimensional]
Pr	Presión del Nivel de presión del fluido circulante (agua) [bar]
Q	Calor intercambiado [MW]
T	Temperatura del fluido circulante (agua) [K]
TAC	Costo Total Anual [MUSD/año]
T_{cmax}	Temperatura máxima en el combustor [K]
T_g	Temperatura del gas [K]
T^{sat}	Temperatura de saturación del fluido circulante (agua) [K]
U	Coefficiente global de intercambio de calor [W/m ² K]

W	Potencia generada o consumida [MW]
W^{ad}	Variable desagregada de la potencia generada en las turbinas de vapor [MW]
w_{CO_2}	Fracción másica de CO2 que abandona el HRSG [adimensional]

Referencias

Abu-Zahra, M.R.M., Niederer, J.P.M., Feron, P.H.M., y Versteeg, G.F. (2007). CO₂ capture from power plants: Part II. A parametric study of the economical performance based on mono-ethanolamine. *Int. J. Greenh. Gas Control* 1, 135-142.

Ahmadi, P., y Dincer, I. (2010). Exergoenvironmental analysis and optimization of a cogeneration plant system using Multimodal Genetic Algorithm (MGA). *Energy* 35, 5161-5172.

Ahmadi, P., y Dincer, I. (2011). Thermodynamic analysis and thermoeconomic optimization of a dual pressure combined cycle power plant with a supplementary firing unit. *Energy Convers. Manag.* 52, 2296-2308.

Ameri, M., Ahmadi, P., y Hamidi, A. (2009). Energy, exergy and exergoeconomic analysis of a steam power plant: A case study. *Int. J. Energy Res.* 33, 499-512.

Bassily, A.M. (2012). Numerical cost optimization and irreversibility analysis of the triple-pressure reheat steam-air cooled GT commercial combined cycle power plants. *Appl. Therm. Eng.* 40, 145-160.

Bejan, A., Tsatsaronis, G., y Moran, M.J. (1996). *Thermal Design and Optimization* (John Wiley & Sons).

Boehm, R.F. (1997). *Developments in the Design of Thermal Systems* (Cambridge ; New York: Cambridge University Press).

Borelli, S.J.S., y de Oliveira Junior, S. (2008). Exergy-based method for analyzing the composition of the electricity cost generated in gas-fired combined cycle plants. *Energy* 33, 153-162.

Brooke, A., Kendrick, D., Meeraus, A., y Raman, R. (2015). *GAMS - A User's Guide*.

Bruno, J.C., Fernandez, F., Castells, F., y Grossmann, I.E. (1998). A Rigorous MINLP Model for the Optimal Synthesis and Operation of Utility Plants. *Chem. Eng. Res. Des.* 76, 246-258.

Caballero, J.A. (2015). Logic hybrid simulation-optimization algorithm for distillation design. *Comput. Chem. Eng.* 72, 284-299.

Caballero, J.A., y Grossmann, I.E. (2010). Hybrid Simulation-Optimization Algorithms for Distillation Design. In *Computer Aided Chemical Engineering*, S.P. and G.B. Ferraris, ed. (Elsevier), pp. 637-642.

Caballero, J.A., Navarro, M.A., Ruiz-Femenia, R., y Grossmann, I.E. (2014). Integration of different models in the design of chemical processes: Application to the design of a power plant. *Appl. Energy* 124, 256-273.

Carapellucci, R., y Giordano, L. (2011). A genetic algorithm for optimizing heat recovery steam generator of combined cycle power plants. (Denver, Colorado, USA: ASME), p.

- Casarosa, C., Donatini, F., y Franco, A. (2004). Thermo-economic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants. *Energy* 29, 389-414.
- Chang, H. (2001). Exergy analysis and exergoeconomic analysis of an ethylene process. *Tamkang Rev. Cienc. E Ing.* 4, 95-104.
- Chen, J.J.J. (1987). Comments on improvements on a replacement for the logarithmic mean. *Chem. Eng. Sci.* 42, 2488-2489.
- Chou, C.C., y Shih, Y.S. (1987). A thermodynamic approach to the design and synthesis of plant utility systems. *Ind. Eng. Chem. Res.* 26, 1100-1108.
- Colmenares, T.R., y Seider, W.D. (1987). Heat and power integration of chemical processes. *AIChE J.* 33, 898-915.
- Douglas, J.M. (1988). *Conceptual Design of Chemical Processes* (New York: McGraw-Hill Science/Engineering/Math).
- El-Sayed, Y.M., y Evans, R.B. (1970). Thermo-economics and the Design of Heat Systems. *J. Eng. Power* 92, 27-35.
- Franco, A., y Giannini, N. (2006). A general method for the optimum design of heat recovery steam generators. *Energy* 31, 3342-3361.
- Ganapathy, V. (2007). *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators: Design, Applications, and Calculations* (Dekker).
- Godoy, E. (2013). *Síntesis y diseño de sistemas de generación de energía con estrategias de optimización de la disponibilidad*. Tesis Doctoral. Universidad Tecnológica Nacional.
- Grossmann, I.E. (1985). Mixed-integer programming approach for the synthesis of integrated process flowsheets. *Comput. Chem. Eng.* 9, 463-482.
- Gundersen, T. (2000). *A Process Integration PRIMER*. (SINTEF Energy Research).
- Hajabdollahi, H., Ahmadi, P., y Dincer, I. (2011). An Exergy-Based Multi-Objective Optimization Of A Heat Recovery Steam Generator (HRSG) In A Combined Cycle Power Plant (CCPP) Using Evolutionary Algorithm. *Int. J. Green Energy* 8, 44-64.
- Henao, C.A. (2010). *Simulación y evaluación de procesos químicos. Herramientas básicas para la síntesis de proceso* (Medellín, Colombia: Universidad Pontificia Bolivariana).
- Hohmann, E.C.J. (1971). *Optimum networks for heat exchange*. Ph.D. Thesis. University of Southern California.
- Ibrahim, T., y Rahman, M. (2013). Study on effective parameter of the triple-pressure reheat combined cycle performance. *Therm. Sci.* 16.
- Kaviri, A.G., Jaafar, M.N.M., Lazim, T.M., y Barzegaravval, H. (2013). Exergoenvironmental optimization of Heat Recovery Steam Generators in combined cycle power plant through energy and exergy analysis. *Energy Convers. Manag.* 67, 27-33.
-

- Kotas, T.J. (1985). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis* (Butterworth-Heinemann).
- Laukkanen, T. (2003). *A Methodology for Cost-Effective Thermal Integration of Production Plant Sections and the Utility System*. Licentiate's Thesis. Helsinki University of Technology.
- Linnhoff, B. (1979). *Thermodynamic Analysis in the Design of Process Networks*. phd. University of Leeds.
- Linnhoff, B., y Flower, J.R. (1978). Synthesis of heat exchanger networks: I. Systematic generation of energy optimal networks. *AIChE J.* *24*, 633-642.
- Linnhoff, B., y Vredeveld, D.R. (1984). Pinch Technology has come of age. *Chem. Eng. Prog.* *80*, 33-40.
- Lundell, L. (2009). *Transformation Techniques for Signomial Functions in Global Optimization*. PhD Thesis. Åbo Akademi University.
- Maia, L.O.A., Vidal de Carvalho, L.A., y Qassim, R.Y. (1995). Synthesis of utility systems by simulated annealing. *Comput. Chem. Eng.* *19*, 481-488.
- Manassaldi, J.I., Mussati, S.F., y Scenna, N.J. (2011). Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming. *Energy* *36*, 475-485.
- Manassaldi, J.I., Mores, P.L., Scenna, N.J., y Mussati, S.F. (2014). Optimal Design and Operating Conditions of an Integrated Plant Using a Natural Gas Combined Cycle and Postcombustion CO₂ Capture. *Ind. Eng. Chem. Res.* *53*, 17026-17042.
- Manassaldi, J.I., Arias, A.M., Scenna, N.J., Mussati, M.C., y Mussati, S.F. (2016). A discrete and continuous mathematical model for the optimal synthesis and design of dual pressure heat recovery steam generators coupled to two steam turbines. *Energy* *103*, 807-823.
- Manninen, J., y Zhu, (Frank) X.X. (1999a). Optimal flowsheeting synthesis for power station design considering overall integration. *Energy* *24*, 451-478.
- Manninen, J., y Zhu, X.X. (1999b). Optimal Gas Turbine Integration to the Process Industries. *Ind. Eng. Chem. Res.* *38*, 4317-4329.
- Martelli, E., Elsidio, C., Mian, A., y Marechal, F. (2016). Synthesis of Heat Exchanger Networks and Utility Systems: sequential initialization procedure and simultaneous MINLP algorithm. In *Computer Aided Chemical Engineering*, Z.K. and M. Bogataj, ed. (Elsevier), pp. 1449-1454.
- Martinez, P.E., y Eliceche, A.M. (2008). *Assessment of life cycle environmental impact in the utility plant*. (Lyon, France: Elsevier), p.
- Matches (2013). *Equipment Cost Estimates*.
- Mateos-Espejel, E. (2004). *Análisis Exergético de una planta de hidrodealquilación de tolueno y una planta simplificada de síntesis de amoniaco mediante el método de distribución de cargas exergéticas*. Tesis Licenciatura. Universidad de las Américas Puebla.
-

-
- Mavromatis, S.P., y Kokossis, A.C. (1998a). Hardware composites: A new conceptual tool for the analysis and optimisation of steam turbine networks in chemical process industries: Part I: principles and construction procedure. *Chem. Eng. Sci.* *53*, 1405-1434.
- Mavromatis, S.P., y Kokossis, A.C. (1998b). Conceptual optimisation of utility networks for operational variations—I. targets and level optimisation. *Chem. Eng. Sci.* *53*, 1585-1608.
- McCollum, D.L., y Ogden, J.M. (2006). Techno-Economic Models for Carbon Dioxide Compression, Transport, and Storage & Correlations for Estimating Carbon Dioxide Density and Viscosity. *Inst. Transp. Stud.*
- Mores, P.L. (2013). Optimización de plantas de generación de energía eléctrica incluyendo sistemas de captura de CO₂. Tesis Doctoral. Universidad Tecnológica Nacional.
- Naemi, S., Saffar-Avval, M., Behboodi Kalhori, S., y Mansoori, Z. (2013). Optimum design of dual pressure heat recovery steam generator using non-dimensional parameters based on thermodynamic and thermoeconomic approaches. *Appl. Therm. Eng.* *52*, 371-384.
- Nath, R., Libby, J.D., y Duhon, J.H. (1986). Joint optimization of process units and utility system. *Chem Eng Prog* *82*, 31-38.
- Nishio, M. (1977). Computer Aided Synthesis Of Steam And Power Plants For Chemical Complexes. Ph.D. Thesis. University of Western.
- Nishio, M., Itoh, J., Shiroko, K., y Umeda, T. (1980). A Thermodynamic Approach to Steam-Power System Design. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* *19*, 306-312.
- Nishio, M., Shiroko, K., y Umeda, T. (1982). Optimal use of steam and power in chemical plants. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* *21*, 640-646.
- Nye Thermodynamics Corporation (2013). Gas Turbine Prices by KW.
- Olajire, A.A. (2010). CO₂ capture and separation technologies for end-of-pipe applications – A review. *Energy* *35*, 2610-2628.
- Onishi, V.C., Ravagnani, M.A.S.S., y Caballero, J.A. (2014). MINLP Model for the Synthesis of Heat Exchanger Networks with Handling Pressure of Process Streams. In *Computer Aided Chemical Engineering*, P.S.V. and P.Y.L. Jiří Jaromír Klemeš, ed. (Elsevier), pp. 163-168.
- Papoulias, S.A., y Grossmann, I.E. (1983). A structural optimization approach in process synthesis—I. *Comput. Chem. Eng.* *7*, 695-706.
- Petracci, N., Diaz, S., Tonelli, S., y Bandoni, S. (2001). Optimal Operation of Utility Systems using Detailed Boiler Models. In *Proceedings ENPROMER 2001*, (Santa Fe, Argentina), pp. 133-138.
- Petrakopoulou, F., Tsatsaronis, G., Morosuk, T., y Carassai, A. (2012). Conventional and advanced exergetic analyses applied to a combined cycle power plant. *Energy* *41*, 146-152.
- Petroulas, T., y Reklaitis, G.V. (1984). Computer-aided synthesis and design of plant utility systems. *AIChE J.* *30*, 69-78.
-

Pires, J.C.M., Martins, F.G., Alvim-Ferraz, M.C.M., y Simões, M. (2011). Recent developments on carbon capture and storage: An overview. *Chem. Eng. Res. Des.* 89, 1446-1460.

Poling, B., Prausnitz, J., y Connell, J.O. (2000). *The Properties of Gases and Liquids* (McGraw Hill Professional).

Ponce, F.R., Silva, E., y Nebra, S.A. (2000). *Thermoeconomic Analysis of BIG GT CC Cogeneration Plant*. (Enschede), p.

Rao, A.B., y Rubin, E.S. (2002). A Technical, Economic, and Environmental Assessment of Amine-Based CO₂ Capture Technology for Power Plant Greenhouse Gas Control. *Environ. Sci. Technol.* 36, 4467-4475.

Rovira, A., Sánchez, C., Muñoz, M., Valdés, M., y Durán, M.D. (2011). Thermoeconomic optimisation of heat recovery steam generators of combined cycle gas turbine power plants considering off-design operation. *Energy Convers. Manag.* 52, 1840-1849.

Rovira, A., Sánchez, C., y Muñoz, M. (2015). Analysis and optimisation of combined cycles gas turbines working with partial recuperation. *Energy Convers. Manag.* 106, 1097-1108.

Savola, T., y Fogelholm, C.-J. (2007). MINLP optimisation model for increased power production in small-scale CHP plants. *Appl. Therm. Eng.* 27, 89-99.

Seider, W.D., Seader, J.D., Lewin, D.R., y Widagdo, S. (2008). *Product and Process Design Principles: Synthesis, Analysis and Design* (Hoboken, NJ: John Wiley & Sons).

Smith, R. (2005). *Chemical Process: Design and Integration* (Chichester, West Sussex, England ; Hoboken, NJ: Wiley).

Thierry, D.M., Flores-Tlacuahuac, A., y Grossmann, I.E. (2016). Simultaneous optimal design of multi-stage organic Rankine cycles and working fluid mixtures for low-temperature heat sources. *Comput. Chem. Eng.* 89, 106-126.

Tsatsaronis, G. (1993). Thermoeconomic analysis and optimization of energy systems. *Prog. Energy Combust. Sci.* 19, 227-257.

Tsatsaronis, G. (1996). Exergoeconomics: Is it only a new name? *Chem. Eng. Technol.* 19, 163-169.

Tsatsaronis, G., y Moran, M.J. (1997). Exergy-aided cost minimization. *Energy Convers. Manag.* 38, 1535-1542.

U.S. Energy Information Administration (2010). Updated capital cost estimates for electricity generation plants.

Valero, A., y Lozano, M.A. (1987). Los balances de energía, entropía, exergía y energía libre: métodos para el diagnóstico de instalaciones industriales. *Ing. Quím.* 143-153.

Varbanov, P., Perry, S., Klemeš, J., y Smith, R. (2005). Synthesis of industrial utility systems: cost-effective de-carbonisation. *Appl. Therm. Eng.* 25, 985-1001.

Vecchietti, A., y Grossmann, I.E. (1997). LOGMIP: a disjunctive 0–1 nonlinear optimizer for process systems models. *Comput. Chem. Eng. 21, Supplement*, S427-S432.

Wagner, W., y Kretzschmar, H.-J. (2007). *International Steam Tables - Properties of Water and Steam based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97: Tables, Algorithms, Diagrams, and CD-ROM Electronic Steam Tables - All of the equations of IAPWS-IF97 including a complete set of supplementary backward equations for fast calculations of heat cycles, boilers, and steam turbines* (Springer Science & Business Media).

Wang, M., Lawal, A., Stephenson, P., Sidders, J., y Ramshaw, C. (2011). Post-combustion CO₂ capture with chemical absorption: A state-of-the-art review. *Chem. Eng. Res. Des.* 89, 1609-1624.

Wellons, M.C., Sapre, A.V. (Mobil R. and D.C., Chang, A.I., y Laird, T.L. (Mobil O.C. (1994). On-Line Power Plant Optimization Improves Texas Refiner's Bottom Line. *Oil Gas J. U. S.* 92:20.

Xiong, J., Zhao, H., Zhang, C., Zheng, C., y Luh, P.B. (2012). Thermoeconomic operation optimization of a coal-fired power plant. *Energy* 42, 486-496.

Yoo, Y.H., Yi, H.S., Yeo, Y.-K., Kim, M.K., Yang, H.S., y Chung, K.P. (1996). Modeling and simulation of energy distribution systems in a petrochemical plant. *Korean J. Chem. Eng.* 13, 384-392.
