



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un
colector solar de concentración Fresnel trabajando en
Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de
37 kW

Trabajo Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Industrial

AUTOR/A: González Torres, Juan José

Tutor/a: Cazorla Marín, Antonio

Cotutor/a: Payá Herrero, Jorge

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIERÍA
INDUSTRIAL VALENCIA

Curso Académico:

AGRADECIMIENTOS

A mis padres, hermana y abuelos por el ánimo que me han dado a lo largo de estos años, quienes me han acompañado en todo momento de manera incondicional, así como también a mis amigos por su apoyo constante.

Agradecer a mis tutores, Antonio Cazorla Marín y Jorge Payá Herrero, por su dedicación y por tener la bondad de compartir conmigo su conocimiento y saber a lo largo de este trabajo.

Finalmente, agradezco a mis compañeros del IIE el trato recibido durante este proyecto, especialmente a María, Vivo y Alicia por ofrecer en todo momento ayuda y apoyo a lo largo de esta experiencia.

RESUMEN

Recientemente se ha extendido el uso de colectores solares de concentración lineales para producir calor para procesos industriales con el fin de descarbonizar el sector industrial, dado que actualmente para cubrir la alta demanda de calor por parte de este sector se emplean fundamentalmente sistemas basados en el uso de combustibles fósiles. En este contexto, generar vapor directamente dentro del tubo absorbedor, en lugar de calentar aceite o agua y utilizar un intercambiador intermedio, simplifica la configuración del sistema y mejora su eficiencia, evitando la pérdida de eficiencia ligada al uso de intercambiadores de calor intermedios para producir vapor. Sin embargo, la generación directa de vapor implica trabajar en condiciones de flujo bifásico dentro del tubo absorbedor y las inestabilidades correspondientes. En este trabajo fin de máster se ha realizado un análisis del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor para diferentes condiciones utilizando un modelo numérico, estudiando el efecto de diferentes caudales máscos y tasas de transferencia de calor, así como la inestabilidad de Ledineg en la caída de presión y patrón de flujo, analizando cómo influyen estos efectos en la operación del sistema. Se realiza la aplicación del análisis en una instalación experimental ubicada en la Universitat Politècnica de València de 37 kW de potencia térmica pico, así como una propuesta de sistema para una industria de 100 kW.

Palabras Clave: Energía solar de concentración; Generación Directa de Vapor; Calor solar para procesos industriales; Flujo bifásico; Colectores Solares Fresnel

RESUM

Recentment s'ha estés l'ús de col·lectors solars de concentració lineals per a produir calor per a processos industrials amb la finalitat de descarbonitzar el sector industrial, atés que actualment per a cobrir l'alta demanda de calor per part d'aquest sector s'empren fonamentalment sistemes basats en l'ús de combustibles fòssils. En aquest context, generar vapor directament dins del tub absorbidor, en lloc de calfar oli o aigua i utilitzar un intercanviador intermedi, simplifica la configuració del sistema i millora la seua eficiència, evitant la pèrdua d'eficiència lligada a l'ús de intercanviadors de calor intermedis per a produir vapor. No obstant això, la generació directa de vapor implica treballar en condicions de flux bifàsic dins del tub absorbidor i les inestabilitats corresponents. En aquest treball fi de màster s'ha realitzat una anàlisi del flux bifàsic a l'interior del tub absorbidor per a diferents condicions utilitzant un model numèric, estudiant l'efecte de diferents cabals màssics i taxes de transferència de calor, així com la inestabilitat de Ledinneg en la caiguda de pressió i patró de flux, analitzant com influeixen aquests efectes en l'operació del sistema. Es realitza l'aplicació de l'anàlisi en una instal·lació experimental situada a la Universitat Politècnica de València de 37 kW de potència tèrmica pic, així com una proposta de sistema per a una indústria de 100 kW.

Paraules clau: Energia solar de concentració; Generació Directa de Vapor; Calor solar per a processos industrials; Flux bifàsic.

ABSTRACT

Recently, the use of linear solar concentrators has been extended to generate heat for industrial processes in order to decarbonize the industrial sector. Currently, the high heat demand in this sector is primarily met through systems that rely on fossil fuels. In this context, generating steam directly within the absorber tube simplifies the system configuration and improves its efficiency, avoiding the efficiency losses associated with the use of intermediate heat exchangers to produce steam by heating oil or water. However, the direct generation of steam involves working under two-phase flow conditions within the absorber tube and the corresponding instabilities. In this master's thesis, an analysis of the two-phase flow inside the absorber tube has been conducted for different conditions using a numerical model. The study investigates the effect of different mass flow rates and heat transfer rates, as well as the Ledinegg instability in pressure drop and flow pattern. The analysis examines how these effects influence the system's operation. The analysis is applied to an experimental installation located at the Universitat Politècnica de València with a peak thermal power of 37 kW, along with a proposed system for a 100 kW industrial application.

Keywords: Concentrated Solar Power (CSP); Direct Steam Generation (DSG); Solar heat for industrial processes; Two-phase flow, Linear Fresnel Collectors

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

MEMORIA.....	2
PRESUPUESTO	105
ANEXO A. Modelos desarrollados en Matlab	114

Máster en Ingeniería Industrial

MEMORIA

Autor: Juan José González Torres

Tutor: Antonio Cazorla Marín

Cotutor: Jorge Payá Herrero

Curso 2022/2023

Índice de contenidos

1	Introducción	12
1.1	Motivación.....	12
1.2	Objetivos	14
1.3	Relación del trabajo con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).....	15
1.4	Estructura de la memoria.....	16
2	Calor Solar para Procesos Industriales (SHIP) y Generación Directa de Vapor (DSG) ..	18
2.1	Estado del arte.....	18
2.2	Fluido caloportador	22
2.3	Ventajas e inconvenientes del SHIP	23
2.4	Ventajas e inconvenientes del DSG.....	24
2.5	Integración del SHIP en las industrias	25
2.6	Barreras a la introducción	27
2.7	Antecedentes tecnológicos existentes.....	29
2.8	Central tipo Linear Fresnel para SHIP empleando DSG.....	32
2.8.1	Componentes principales.....	32
2.8.2	Principio de funcionamiento	34
2.9	Flujo bifásico en el tubo absorbedor.....	35
3	Instalación experimental MicroGENVASOL.....	37
4	Modelos estudio del flujo bifásico en tubo absorbedor.....	41
4.1	Descripción de los modelos.....	41
4.1.1	Modelo flujo bifásico en conducto cilíndrico	41
4.1.2	Modelo análisis flujo bifásico en tubo absorbedor	42
4.1.3	Modelo análisis inestabilidad de Ledinegg.....	44
4.1.4	Modelo análisis efecto sombreados durante operación.....	45
4.2	Análisis de sensibilidad del modelo.....	46
4.2.1	Análisis de sensibilidad planta MicroGENVASOL.....	47
4.2.2	Análisis sensibilidad planta comercial	51
4.3	Validación del modelo	52
5	Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor	58
5.1	Análisis del flujo bifásico	58

5.1.1	Caso MicroGENVASOL	59
5.1.2	Caso Planta Comercial	67
5.1.3	Caso MicroGENVASOL Optimizada.....	74
5.2	Análisis inestabilidad de Ledinegg.....	80
5.2.1	Caso Planta MicroGENVASOL con subenfriamiento 10 K	80
5.2.1	Caso Planta MicroGENVASOL diferentes subenfriamientos	85
5.2.2	Caso Planta Comercial	86
6	Análisis comportamiento módulos en paralelo	89
6.1	Caso sombreado gradual.....	90
6.2	Caso sombreado extremo	92
6.3	Caso colector bloqueado.....	94
7	Análisis técnico económico	96
8	Conclusiones.....	98
9	Bibliografía	100

Índice de figuras

Figura 1. Consumo energético por sector en España 2020 [7]	12
Figura 2. Metodología empleada a lo largo del proyecto	17
Figura 3. Consumo energético industria europea 2020. Fuente EUROSTAT [17]	18
Figura 4. Colectores planos [20]	20
Figura 5. Colectores cilíndrico parabólicos [22]	20
Figura 6. Colector disco parabólico ARUN-160 [23]	21
Figura 7. Concentradores Linear Fresnel en RAM Pharma, Jordania [24]	21
Figura 8. Demanda global de calor de las industrias por temperaturas en 2018 [25]	22
Figura 9. Integración del SHIP en un proceso industrial. Basado en [19], [27][36], [37]	27
Figura 10. Planta DISS [40]	29
Figura 11. Principales emplazamientos de plantas SHIP en el mundo[41]	30
Figura 12. Planta SHIP Ram Pharma [43]	30
Figura 13. Instalación Linear Fresnel para SHIP de Soltigua [46]	31
Figura 14. Planta piloto proyecto P3 en Alanod Aluminium-Veredelung GmbH & Co[47]	31
Figura 15. Reflectores central Linear Fresnel. [49].....	32
Figura 16. Tubo absorbedor Schott PTR70 [50]	33
Figura 17. Esquema del separador de vapor [51]	33
Figura 18. Esquema simplificado central Linear Fresnel	34
Figura 19. Flujo bifásico en conducción horizontal [53].....	35
Figura 20. Inestabilidad de Ledinegg [56]	36
Figura 21. Emplazamiento planta MicroGENVASOL en el Campus de Vera de la UPV	37
Figura 22. Esquema PI&D instalación MicroGENVASOL.....	38
Figura 23. Steam Drum instalado en MicroGENVASOL.....	38
Figura 24. Planta experimental MicroGENVASOL con los espejos desorientados (izquierda) y orientados (derecha)	39
Figura 25. Esquema funcionamiento modelo análisis del flujo bifásico en conducto cilíndrico.....	41
Figura 26. Empleo de celdas en el tubo absorbedor.....	43
Figura 27. Mapa patrón de flujo bifásico	43
Figura 28. Esquema funcionamiento modelo análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor	44
Figura 29. Esquema funcionamiento modelo análisis inestabilidad de Ledinegg.....	45

Figura 30. Esquema funcionamiento modelo análisis efecto sombreados durante operación.....	46
Figura 31. Título de vapor a la salida en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL	47
Figura 32. Caída de presión en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL.....	48
Figura 33. Fracción de huecos en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL.....	48
Figura 34. Temperatura salida en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL	49
Figura 35. Entalpía salida en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL	49
Figura 36. Coeficiente de transmisión de calor en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL.....	50
Figura 37. Tiempo de cálculo de simulación en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL.....	50
Figura 38. Título de vapor a la salida en función del número de celdas para planta comercial.....	51
Figura 39. Patrón de flujo y título de vapor a lo largo del tubo absorbedor en el Caso 1 de la validación del modelo	55
Figura 40. Patrón de flujo a lo largo del tubo absorbedor en el Caso 2 de la validación del modelo...	56
Figura 41. Título de vapor a la salida Caso MicroGENVASOL en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar.....	60
Figura 42. Diferencia de temperatura de pared y de fluido frente al caudal en función del flujo de calor en MicroGENVASOL. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar.....	60
Figura 43. Temperaturas en MicroGENVASOL con $Q=10$ kW, $m=0.04$ kg/s y $P=5$ bar.....	61
Figura 44. Caída de presión en el absorbedor en función del caudal y el flujo de calor para MicroGENVASOL. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar.....	62
Figura 45. Caída de presión y patrón de flujo para un caudal de 0.6 kg/s y $Q=40$ kW en MicroGENVASOL.....	63
Figura 46. Patrón de flujo y título de vapor en MicroGENVASOL con $P=5$ bar, $m=0.09$ kg/S y $Q=30$ kW	64
Figura 47. Patrón de flujo y título de vapor en MicroGENVASOL con $P=5$ bar, $m=0.09$ kg/S y $Q=40$ kW	64
Figura 48. Diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el fluido en función del caudal, flujo de calor y presión	65
Figura 49. Temperaturas en MicroGENVASOL con $Q=10$ kW, $m=0.04$ kg/s y $P=5$ bar (izquierda) frente a $P=8$ bar (derecha)	66
Figura 50. Caída de presión en función del caudal, flujo de calor y presión de entrada para MicroGENVASOL.....	66
Figura 51. Temperaturas en Planta Comercial con $Q=100$ kW, $m=0.04$ kg/s y $P=8$ bar	68

Figura 52. Título de vapor a la salida Caso Planta Comercial en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar.....	69
Figura 53. Diferencia de temperatura de pared y de fluido frente al caudal en función del flujo de calor en Planta Comercial. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar.....	70
Figura 54. Temperatura máxima de pared del tubo absorbedor en el caso Planta Comercial. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar.....	70
Figura 55. Coeficiente de transmisión de calor con caudal de 0.09 kg/s (izquierda) y 0.6 kg/s (derecha). P=8 bar y Q=170 kW	72
Figura 56. Coeficiente de transmisión de calor con Q=100 kW (izquierda) y Q=170 kW (derecha). P=8 bar y m=0.4 kg/s.....	72
Figura 57. Caída de presión en función del caudal y el flujo de calor para la Planta Comercial. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar.....	73
Figura 58. Diferencia de temperatura entre pared y fluido para el Caso MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar.....	76
Figura 59. Temperatura máxima de pared en función del caudal y el diámetro exterior para MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar	77
Figura 60. Evolución temp. pared. Q=25 kW, P=8 bar, m=0.04 kg/s con Dext=70 mm (izquierda) y Dext=20 mm (derecha).....	78
Figura 61. Coeficiente trans. Calor. Q=25 kW, P=8 bar, m=0.04 kg/s con Dext=70 mm (izquierda) y Dext=20 mm (derecha).....	78
Figura 62. Caída de presión en función del caudal y el diámetro exterior para MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y Q=25 kW.....	79
Figura 63. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de Q y la velocidad másica para la mitad del tubo. Diámetro exterior 70 mm	81
Figura 64. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de Q y la velocidad másica para el final del tubo. Diámetro exterior 70 mm	81
Figura 65. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de la presión para la mitad del tubo. Diámetro exterior 70 mm	82
Figura 66. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de la presión para el final del tubo. Diámetro exterior 70 mm	83
Figura 67. Inestabilidad de Ledinegg en función del diámetro del tubo absorbedor para la mitad del tubo en MicroGENVASOL	84
Figura 68. Inestabilidad de Ledinegg en función del diámetro del tubo absorbedor para el final del tubo en MicroGENVASOL	84
Figura 69. Inestabilidad de Ledinegg en función del subenfriamiento a mitad del tubo para MicroGENVASOL.....	85

Figura 70. Inestabilidad de Ledinegg en función del subenfriamiento al final del tubo para MicroGENVASOL.....	85
Figura 71. Inestabilidad de Ledinegg en función de la presión para la Planta Comercial a mitad del tubo absorbedor.....	87
Figura 72. Inestabilidad de Ledinegg en función de la presión para la Planta Comercial al final del tubo absorbedor	87

Índice de tablas

Tabla 1. Parámetros instalación MicroGENVASOL.....	39
Tabla 2. Parámetros de entrada análisis sensibilidad planta MicroGENVASOL.....	47
Tabla 3. Parámetros de entrada análisis sensibilidad planta comercial	51
Tabla 4. Características colectores empleados en el modelo de referencia para la validación [63]	53
Tabla 5. Variables entrada Caso 1 de la validación del modelo	53
Tabla 6. Resultados Caso 1 de la validación del modelo	54
Tabla 7. Resultados Caso 1 de la validación del modelo modificando las correlaciones para la caída de presión.....	54
Tabla 8. Variables entrada Caso 2 de la validación del modelo	55
Tabla 9. Resultados Caso 2 de la validación del modelo	55
Tabla 10. Resultados Caso 2 de la validación del modelo modificando las correlaciones para la caída de presión.....	55
Tabla 11. Variables entrada Caso 3 de la validación del modelo	56
Tabla 12. Resultados Caso 3 de la validación del modelo	57
Tabla 13. Resultados Caso 3 de la validación del modelo modificando las correlaciones para la caída de presión.....	57
Tabla 14. Título de vapor a la salida Caso MicroGENVASOL en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar.....	59
Tabla 15. Temperaturas de pared máxima en el tubo absorbedor MicroGENVASOL para invierno y verano. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar.....	61
Tabla 16. Patrón de flujo a la salida del tubo absorbedor en función del caudal y del flujo de calor en MicroGENVASOL. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar.....	63
Tabla 17. Título de vapor en función del caudal, flujo de calor y presión para MicroGENVASOL	65
Tabla 18. Variables de entrada para el estudio del Caso Planta Comercial	67
Tabla 19. Título de vapor a la salida Caso Planta Comercial en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar.....	68
Tabla 20. Patrón de flujo a la salida del tubo absorbedor en función del caudal y del flujo de calor en Planta Comercial. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar	71
Tabla 21. Caída de presión en función del caudal y la presión de entrada en Planta Comercial.....	74
Tabla 22. Título de vapor en función del caudal y la presión de entrada en Planta Comercial	74
Tabla 23. Parámetros de entrada simulaciones Planta MicroGENVASOL Optimizada	75

Tabla 24. Título de vapor a la salida en función del caudal y diámetro exterior para MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar	75
Tabla 25. Patrón de flujo a la salida para el Caso MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar	77
Tabla 26. Variables de entrada análisis inestabilidad de Ledinegg para la planta MicroGENVASOL.....	80
Tabla 27. Variables de entrada análisis inestabilidad de Ledinegg para la Planta Comercial.....	86
Tabla 28. Parámetros característicos colector tipo en planta comercial.....	89
Tabla 29. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en nominal. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s	90
Tabla 30. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en nominal. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar y caudal total de 2.4 kg/s	91
Tabla 31. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s	91
Tabla 32. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 0.8 kg/s	91
Tabla 33. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en invierno. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s	92
Tabla 34. Efecto en el caudal másico sombreado extremo durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s	92
Tabla 35. Efecto en el caudal másico sombreado extremo durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 0.8 kg/s	93
Tabla 36. Efecto en caudal másico sombreado extremo durante el invierno para caudal nominal. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar	93
Tabla 37. Efecto en el caudal másico con colector bloqueado durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s.....	94
Tabla 38. Efecto en el caudal másico con colector bloqueado durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 0.8 kg/s.....	94
Tabla 39. Efecto en el caudal másico con colector bloqueado durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 1.8 kg/s.....	95
Tabla 39. Características técnicas y económicas tubo absorbedor Royaltech RTUVR® 70M4. Fuente: Royalcsp y SOLATOM.....	96
Tabla 40. Características técnicas y económicas tubos absorbedores Achime Industrial Co. Fuente: Achime Industrial Co.	96

Tabla 41. Comparativa técnico económica instalación tubos absorbedores en planta comercial de 100 kW	97
--	----

1 Introducción

1.1 Motivación

En el año 2015, en la Conferencia de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (COP21), tuvo lugar la aprobación del Acuerdo de París, un tratado internacional jurídicamente vinculante que supone un desafío sin precedentes, la limitación del calentamiento global por debajo de los 2°C, siendo el objetivo que dicho calentamiento no supere los 1.5°C, objetivo que tal y como se acordó en dicha conferencia ha de ser alcanzado a partir de una disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero como es el dióxido de carbono [1].

En miras de poder alcanzar este objetivo tan ambicioso, la Unión Europea y por ende todos sus países miembros acordaron en 2021 la aprobación de la Ley Europea del Clima, un mecanismo regulador que establece como objetivo para 2050 conseguir la neutralidad climática, a la par que para el año 2030 la reducción del 55% de gases de efecto invernadero, teniendo como referencia los niveles existentes en el año 1990 [2], [3]. Este último objetivo, conocido como Objetivo 55 supone una obligación jurídica, el cual impulsa el desarrollo e introducción de fuentes de energía renovables en los distintos sectores, ya no solo de producción de electricidad, sino que, también potenciando la entrada de estas fuentes de energía en sectores como el transporte o la industria a diferentes escalas, planteando por tanto reducir en un 40% las emisiones de gases de efecto invernadero de aquí al 2030 [4], [5]

La industria, en la consecución de dicho objetivo, cuenta con un papel de gran relevancia, y es que, de acuerdo con los datos proporcionados por la Agencia Internacional de la Energía (IEA) para el año 2021 la actividad industrial a nivel global fue responsable de la emisión de 9.4 Gt de CO₂, cifra a la que cabría sumar la emisión indirecta llevada a cabo por la generación de electricidad empleada en los diferentes procesos industriales [6]

Poniendo el foco a nivel nacional, la industria española supone un sector ampliamente representado en el consumo final de energía en nuestro país, y es que de acuerdo con los datos proporcionados por la IEA para el año 2020 [7], la industria supuso el consumo del 31.36% de energía a nivel nacional, tal y como se puede observar en la presente figura donde se compara el consumo energético por parte de los diferentes sectores que forman parte del tejido económico nacional:

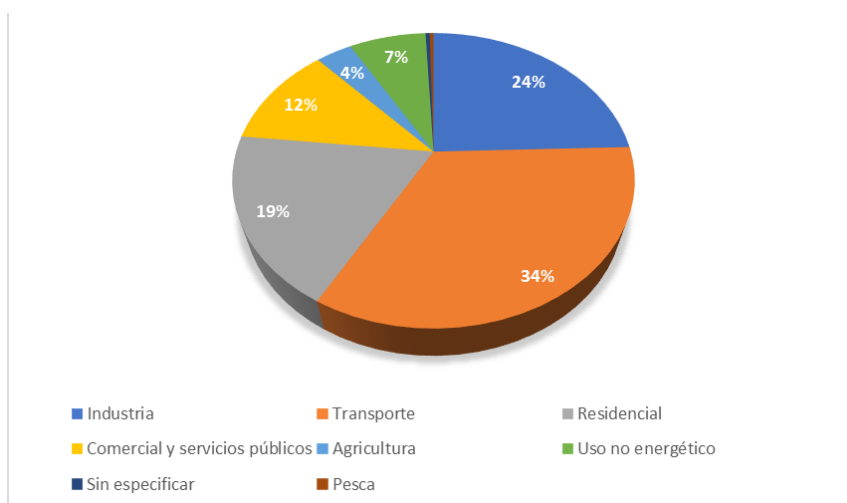


Figura 1. Consumo energético por sector en España 2020 [7]

De todo el consumo energético efectuado por parte del sector industrial, el porcentaje de consumo de energía eléctrica ascendía al 56.7% del total, mientras que el 43.3% restante fue debido a la necesidad de calor por parte de las distintas industrias, tal y como muestran los datos publicados por el Instituto Nacional de Estadística (INE) para el año 2019 [8].

No obstante, y a pesar del gran consumo por parte de la industria, según el informe anteriormente mencionado la mayor parte de los productos energéticos empleados en este sector provienen de fuentes de energía no renovables que tienen un fuerte impacto en la emisión de gases de efecto invernadero, ya que del 43,3% dedicado a las necesidades de calor, el 30% de lo consumido es gas y el 7,8% productos petrolíferos.

Este hecho pone en evidencia la creciente necesidad de desarrollar y sustituir estas fuentes fósiles de energía por otras de carácter renovable, que tengan un impacto mucho más reducido o incluso neutro en la emisión de gases de efecto invernadero, con tal de poder cumplir con los compromisos climáticos anteriormente mencionados.

Es de esta necesidad de la que surge el interés en el uso de la energía termosolar u otras alternativas más respetuosas con el medioambiente para suplir la demanda térmica de procesos industriales, como es el uso de las bombas de calor, aunque en estas últimas nos encontramos con una limitación de la temperatura que se puede alcanzar, llegando como máximo a temperaturas de 150-160°C en algunos prototipos avanzados [9]. De esta forma se puede sustituir los sistemas convencionales basados en la combustión de fósiles, como bien puede ser las calderas, o bien lograr la hibridación de los mismos en caso de tener fuertes necesidades de calor, reduciendo así las emisiones generadas y el consumo de combustibles fósiles, como el gas.

Sin embargo, y a pesar del gran atractivo que presenta la energía termosolar como fuente de energía renovable, de acuerdo con la Agencia Internacional de las Energías Renovables (IRENA) en su informe Estadísticas de Capacidad Renovable 2020 [10] para el año 2019 de los 2.536.853 MW de energía renovable instalados a nivel mundial tan solo 6.275 MW fueron provenientes de energía solar de concentración, es decir, solo un 0.24%, teniendo un incremento porcentual respecto al año anterior del 9.57%.

El desarrollo de esta fuente de energía es de suma importancia, pues presenta puntos de especial interés, ya no solo por su carácter renovable, sino también por la independencia que nos ofrece de los combustibles fósiles con la importancia que tiene esto en el contexto geopolítico actual, permitiendo además a las industrias mantenerse independientes en cierto grado del precio de mercado. Esto muestra la gran necesidad existente de desarrollo e investigación en el ámbito de la energía termosolar, en especial en aquella dedicada a la producción de calor para procesos industriales, centrándonos concretamente en la destinada a la generación directa de vapor, puesto que en el interior de elementos críticos, como el tubo absorbedor, se producen fenómenos termodinámicos que resultan críticos en el comportamiento del sistema y por lo tanto son un elemento clave en el adecuado diseño y control de las plantas termosolares.

Por ello, la necesidad de alcanzar los compromisos medioambientales y la legislación anteriormente mencionada, así como el fomentar la mayor participación de la energía termosolar en el mercado energético internacional, motivan el desarrollo del presente Trabajo Final de Máster.

1.2 Objetivos

Este Trabajo Final de Máster trata de fomentar el desarrollo y consolidación de la energía termosolar, aplicada especialmente a la Generación Directa de Vapor para cubrir la demanda de calor en las diferentes industrias. Para realizar esto, el presente Trabajo Final de Máster se enmarca en unas prácticas académicas efectuadas en el área térmica del Instituto de Ingeniería Energética (IIE) de la UPV. Gracias a esto se dispone de la información de una planta experimental con colectores solares de concentración Linear Fresnel (LFC) que trabaja en generación directa de vapor, planta instalada por la empresa SOLATOM [11] en colaboración con el IIE.

Se pretende lograr cubrir esta demanda térmica trabajando en particular con sistemas de concentración Fresnel lineales, ya que esto supone una simplificación de la planta y costes, al no tener que recurrir a intercambiadores. Además, este tipo de alternativas genera una reducción en las emisiones de gases de efecto invernadero por parte del sector industrial.

No obstante, el generar vapor directamente en el interior de un tubo absorbedor supone trabajar con un flujo bifásico, con sus correspondientes efectos en la transferencia de calor y caída de presión, así como en cuestiones relacionadas con inestabilidades que pueden tener lugar en el interior del tubo.

Por ello los objetivos que se pretenden conseguir mediante el desarrollo del presente TFM son los siguientes:

- Análisis del flujo bifásico y de los distintos fenómenos termodinámicos que se producen en el interior de un tubo absorbedor, como son la caída de presión o título de vapor conseguido en dos sistemas:
 - Planta de 37 kW experimental situada en la Universitat Politècnica de València (UPV).
 - Sistema para una planta de tamaño comercial ficticia para una industria de 100 kW
- Optimización del diseño del tubo absorbedor para la planta experimental de la UPV, en base a las condiciones de patrón de flujo, los fenómenos de transferencia de calor y las condiciones de operación del sistema, cuyos resultados pueden ser de especial interés para la empresa SOLATOM, que ha desarrollado la tecnología.
- Análisis de la inestabilidad de Leddineg que puede darse en el interior de un tubo absorbedor durante la operación en sistemas de Generación Directa de Vapor.
- Estudio del comportamiento del campo solar con filas de colectores en paralelo bajo diferentes condiciones de operación.

1.3 Relación del trabajo con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS)

En el año 2015 se adoptaron los conocidos como Objetivos del Desarrollo Sostenible (ODS) los cuales buscan tener un impacto positivo para el año 2030 en materia social, sostenibilidad, económica y medioambiental [12]. Mediante la elaboración del presente TFM se pretende lograr realizar un aporte a la consecución de diversos ODS:

- **Objetivo 7: Energía asequible y no contaminante.** Mediante este ODS se pretende alcanzar energía de fácil acceso, no contaminante y adaptada a las necesidades actuales, respetando el medioambiente y brindándola de manera sostenible [13]. Mediante el siguiente análisis del flujo bifásico y su posterior aplicación a una planta experimental se pretende contribuir al desarrollo de energía renovable de origen solar que permita reducir el impacto medioambiental y la huella de carbono por parte de las industrias. Esto contribuye a alcanzar para el año 2030 una de las metas que se proponen (meta 7.2) para este ODS que es el aumentar la proporción de energía renovable respecto a la convencional.
- **Objetivo 9: Industria, innovación e infraestructuras.** Tal y como indican las Naciones Unidas para este ODS la investigación, el desarrollo y la innovación son factores vitales a la hora de afrontar los problemas medioambientales y económicos a los que hacen frente las sociedades actuales. Además, es importante el generar industrias resilientes y sostenibles [14]. Efectuar un análisis adecuado del tubo absorbedor permite mejorar la eficiencia de este tipo de instalaciones, las cuales generan el calor necesario para distintos procesos industriales. Esto permite cumplir la meta 9.4 en cuanto a modernizar la infraestructura y lograr incrementar la sostenibilidad de las industrias y su eficiencia para así conseguir que sean lo más limpias posibles en términos de impacto ambiental. Junto con ello desarrollar esta tecnología nos permite llevar las industrias a lugares sin suministro, así como a países los cuales no disponen de este recurso.
- **Objetivo 11: Ciudades y comunidades sostenibles.** Lograr que las ciudades sean más inclusivas, seguras, resilientes y sostenibles, contribuyendo directamente a reducir el uso de combustibles fósiles, incrementando la sostenibilidad de nuestro entorno.
- **Objetivo 13: Acción por el clima.** Los niveles de emisiones de gases de efecto invernadero están teniendo un profundo efecto en el clima a escala global, lo que afecta a todos los escalones sociales y constituye a la par un desafío para las economías [15]. En base a esto este ODS hace hincapié en la necesidad de reducir las emisiones y tomar medidas orientadas a atajar el problema que supone el cambio climático. Mediante este trabajo al llevar a cabo un análisis del flujo bifásico se pretende incrementar el conocimiento en lo referido a la energía termosolar, promoviendo el desarrollo y la posterior inclusión de este tipo de energía, la cual es limpia y respetuosa con el medio. Además de esto mediante la aplicación de este tipo de tecnologías se conseguiría reducir el impacto de las diferentes industrias en el medioambiente, favoreciendo así a la mitigación de los efectos derivados del cambio climático causadas por las emisiones del sector productivo entre otros.

1.4 Estructura de la memoria

El siguiente TFM se estructura de la siguiente manera, en el apartado “2.Calor Solar para Procesos Industriales (SHIP) y Generación Directa de Vapor (DSG)” se efectúa una introducción al concepto principal alrededor del cual va a tratar el TFM, poniendo el foco en los diferentes avances y estado del arte en cuanto a la energía termosolar y la generación directa de vapor, repasando además ciertos conceptos fundamentales del flujo bifásico que van a ser analizados a posteriori.

En el apartado “Instalación experimental MicroGENVASOL” se presenta una introducción a la central experimental sobre la que se ha trabajado a lo largo del estudio efectuado, mostrando los principales parámetros y características de esta.

Una vez realizado esto, en el apartado “Modelos estudio del flujo bifásico en tubo absorbedor” se explica el modelo de cálculo que ha sido desarrollado en el entorno de Matlab, indicando el modo de funcionamiento de este, así como las diferentes versiones que han sido necesarias para realizar los diferentes estudios. Junto con ello, en este apartado se realiza el análisis de sensibilidad del modelo y se incluye una validación de este a partir de otros modelos realizados por otros autores.

El apartado “Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor” incluye el estudio del flujo bifásico en sí. A lo largo del mismo, se desarrolla la metodología con la que se han efectuado las diferentes simulaciones, así como se comentan los resultados obtenidos, analizando la influencia que tienen diversas variables en el comportamiento de la mezcla bifásica en el tubo absorbedor. Para ello se estudian tres casos diferentes. Además de esto, en este capítulo se encuentra el análisis de la inestabilidad de Ledinegg, la cual tiene claro impacto en el control de la central de generación directa de vapor durante el funcionamiento de la central.

Por otro lado, en el apartado “Análisis comportamiento módulos en paralelo” se estudia el efecto que pueden producir sombreados y suciedad en los espejos en el comportamiento de la central en caso de tener instalados diferentes módulos en paralelo, lo que puede crear desequilibrios en lo que a reparto de caudal másico se refiere.

Una vez llevados a cabo los diferentes estudios se incluye en el apartado “Análisis técnico económico” una comparativa a nivel de costes entre diferentes tubos absorbedores comerciales, destacando el interés que presentan cada uno de ellos. Finalmente, en el apartado “Conclusiones” se destaca el aprendizaje y conocimiento obtenido a lo largo de este TFM a partir de los resultados tras llevar a cabo los distintos análisis y estudios.

En cuanto a la metodología empleada esta se puede apreciar en la Figura 2. En primer lugar, se efectuó un estudio bibliográfico, el cual permite conocer el estado del arte y profundizar en los conceptos principales que van a ser analizados en el presente TFM. Una vez hecho esto, mediante Matlab se desarrolla el modelo, el cual es validado previamente, para realizar los distintos análisis que han sido descritos anteriormente. Finalmente, tras analizar los distintos resultados y efectuar la optimización de la planta, se lleva a cabo un análisis técnico económico.

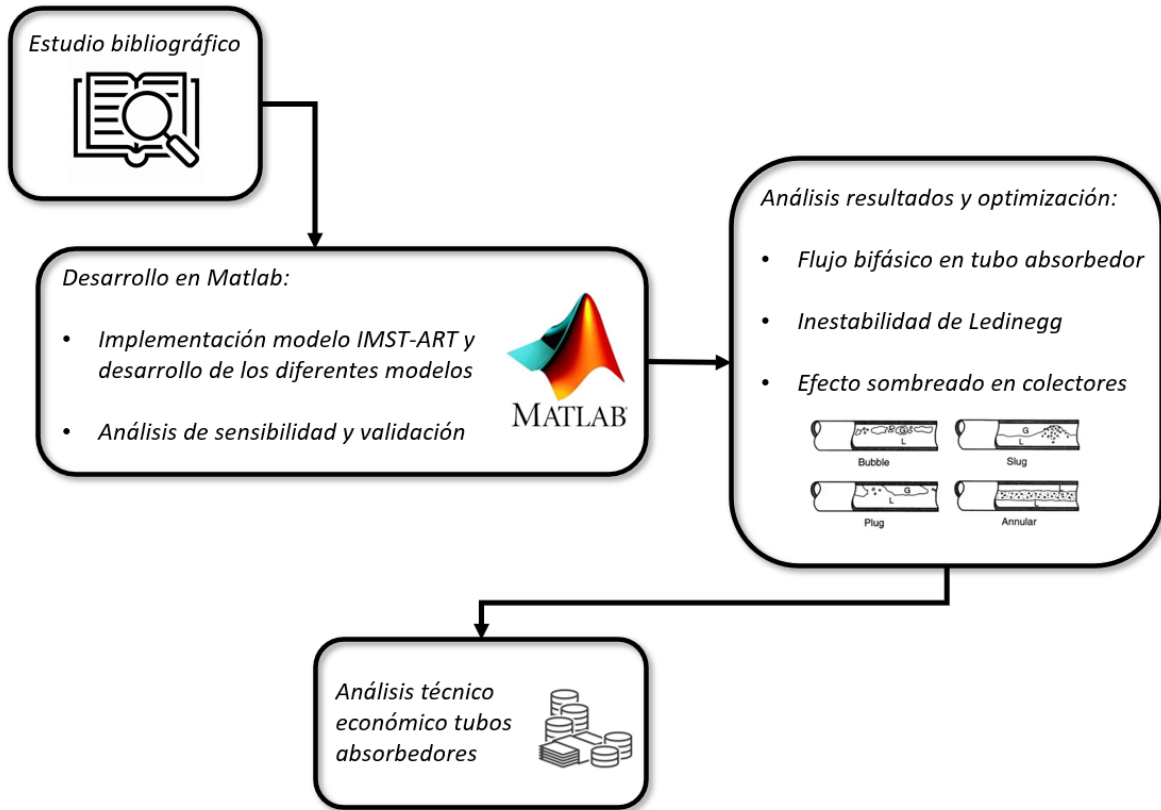


Figura 2. Metodología empleada a lo largo del proyecto

2 Calor Solar para Procesos Industriales (SHIP) y Generación Directa de Vapor (DSG)

2.1 Estado del arte

El sector industrial es uno de los principales causantes de emisiones de gases de efecto invernadero en España. Sin ir más lejos, para el año 2020 de acuerdo con los datos proporcionados por el Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico en su Informe Resumen del Inventario Nacional de Emisiones a la Atmósfera [16] la industria supuso un total del 20.8% del total de las emisiones, siendo superada únicamente por el sector del transporte.

Dentro de este sector las principales industrias tienen dos grandes necesidades de aporte energético para desarrollar sus procesos, necesidad de electricidad y de calor. Esto lo muestran los datos de consumo para toda la industria europea en el año 2020, y es que de acuerdo con los datos proporcionados por EUROSTAT [17] el consumo de electricidad supuso el 33% del consumo energético del sector industrial, mientras que el 67% restante se atribuyó a las necesidades de calor y empleo de combustibles fósiles como el gas natural, tal y como se puede apreciar en la siguiente figura:

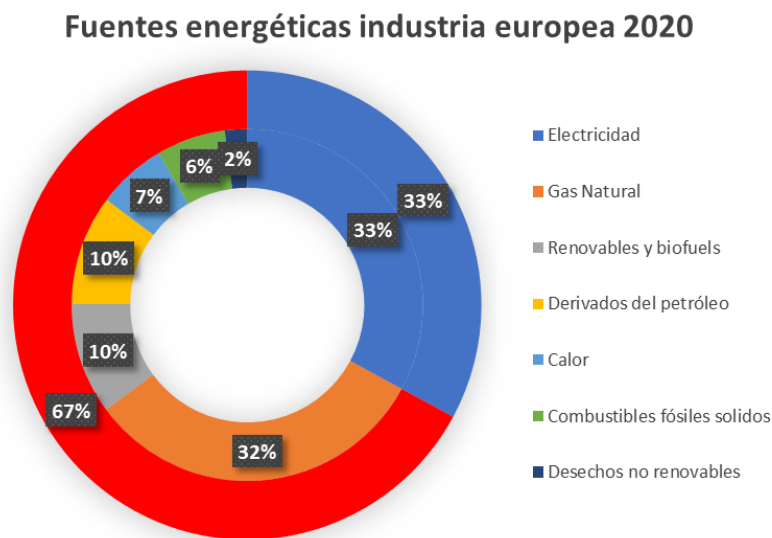


Figura 3. Consumo energético industria europea 2020. Fuente EUROSTAT [17]

A la vista de esto surge la necesidad de sustituir las fuentes de aporte térmico de origen fósil, las cuales son causantes principales del gran número de emisiones de efecto invernadero, por otras más respetuosas con el medioambiente y de origen renovable. Es por esto por lo que cobra gran atractivo la aplicación del calor solar para procesos industriales (SHIP, por sus siglas en inglés).

Actualmente, entre las fuentes de energía que más se están empleando para limitar las emisiones a la atmósfera en el sector industrial destaca el uso de bombas de calor, las cuales se estima que a nivel europeo podrían llegar a cubrir el 10% de la necesidad energética de la industria [18], aunque presentan una clara limitación, y es que las máximas temperaturas a las que pueden aportar el calor al proceso industrial se encuentran entre los 120°-160°C en lo que se refiere a modelos disponibles comercialmente y hasta 180°C en ciertos prototipos que están en vías de desarrollo.

Esta limitación de temperaturas supone sin lugar a dudas una barrera a la introducción en ciertas industrias, por lo que en vista de ello resulta de gran atractivo el SHIP, debido a su capacidad de adaptación a los diferentes escalones térmicos que existen en el sector productivo.

La necesidad de calor por parte de las industrias se puede agrupar en base a la temperatura a la que hay que garantizar para así poder realizar la actividad productiva. Este rango de temperaturas es muy amplio, partiendo desde los 50°C hasta ciertas actividades que pueden requerir hasta 2000°C, por tanto, podemos dividir la amplia variedad de temperaturas en tres rangos:

- **Baja temperatura:** este es el caso en el que el calor necesario se encuentre por debajo de los 150°C. Dentro de este escalón de temperatura podemos encontrar sectores industriales como bien pueden ser el de la alimentación o la industria del papel, en las que se llevan a cabo operaciones como son el secado o lavado de las materias primas a temperaturas que oscilan entre los 30°-90°C [19].
- **Media temperatura:** en este escalón encontramos los procesos que oscilan entre los 150°C y los 400°C. Dentro de este grupo destacan las industrias farmacéuticas, químicas o gran parte de los procesos industriales que emplean plásticos.
- **Alta temperatura:** se enmarcan dentro de este grupo aquellos procesos que requieren más de 400°C para efectuar la actividad industrial. Aquí se enmarcan industrias con elevados requerimientos de calor como son las dedicadas al acero o la fabricación de cemento.

En el ámbito de la energía termosolar, una de las tecnologías más extendidas son los colectores planos, sin embargo, estos presentan una gran limitación, y es que las máximas temperaturas alcanzables mediante ellos ascienden hasta los 100°C, pudiendo alcanzar los 120°C en el caso de emplear tubos de vacío, por lo que esta tecnología queda limitada a necesidades baja temperatura, principalmente al empleo para el calentamiento de agua en estado líquido para aplicaciones de agua caliente sanitaria (ACS) o de calefacción.

Con el objetivo de aplicar la energía termosolar a los procesos industriales y así poder aplicar el SHIP surge la necesidad de recurrir al concepto de concentración, esto es, concentrar la radiación o bien sobre un único punto, lo que nos permite obtener mayor temperatura, o bien efectuarlo de manera distribuida sobre un eje horizontal, lo que permite obtener una temperatura media. Aquí surge la importancia del grado de concentración, que se define como el cociente del área de apertura del colector ($A_{ap,c}$) con el área del absorbedor ($A_{ap,r}$):

$$C = \frac{A_{ap,c}}{A_{ap,r}} \quad (2.1)$$

En base al grado de concentración, es posible definir el potencial de las diferentes tecnologías de acuerdo a la industria en la que se vaya a emplear. En lo referente a aplicaciones de baja temperatura, como las que se han mencionado anteriormente, podemos destacar el empleo de tecnologías sin concentración, como son los colectores planos o aquellos que emplean tubos de vacío. Esta tecnología destaca por su madurez y el gran potencial que posee.



Figura 4. Colectores planos [20]

Para poder abastecer a las industrias con necesidades de temperatura media es necesario recurrir a las tecnologías con cierto grado de concentración. Existen dentro de este ámbito diferentes alternativas, como son los colectores cilíndrico parabólicos (PTs), mediante los cuales se puede llegar a grados de concentración de entre 30-70 [21] y temperaturas de hasta 400°C dependiendo del fluido caloportador, siendo esta una tecnología madura en el ámbito termosolar.



Figura 5. Colectores cilíndrico parabólicos [22]

Otra alternativa, que se encuentra en vías de desarrollo y es relativamente reciente, es el empleo de colectores de disco parabólico. Esta tecnología es de gran interés en países o lugares de difícil acceso a los suministros energéticos, y es que se caracterizan por ser sumamente compactos, así como por su capacidad para ser instalados de manera aislada. Ejemplo de este sistema es el modelo ARUN-160, el cual tiene capacidad de generar entre 900-1000 kg de vapor al día, pudiendo alcanzar temperaturas de hasta 300°C y una presión de hasta 20 bar [23].

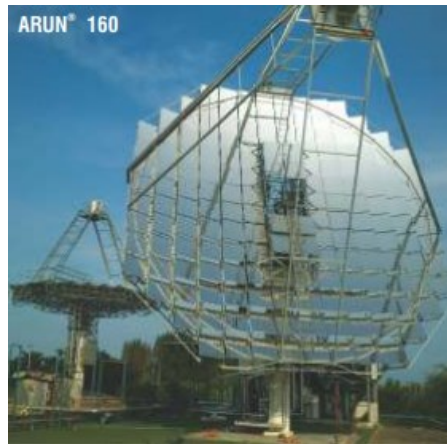


Figura 6. Colector disco parabólico ARUN-160 [23]

Por último, destaca la tecnología de colectores Linear Fresnel, la cual va a ser objeto de mayor análisis en el presente TFM. Esta es de gran atractivo para su aplicación al SHIP, y es que dependiendo del fluido caloportador se pueden alcanzar temperaturas de hasta 400°C, siendo además posible efectuar el emplazamiento de los mismo en tejados de las industrias o en terrenos adyacentes de manera más compacta de lo que sería con PTs. Estos hechos hacen que sea de gran interés y tenga un potencial sumamente elevado en el campo del SHIP.



Figura 7. Concentradores Linear Fresnel en RAM Pharma, Jordania [24]

Mediante este breve análisis que se ha llevado a cabo de las diferentes tecnologías es posible apreciar que la capacidad de satisfacer la demanda de calor por parte de la industria reside principalmente en el campo de baja y media temperatura. Esto a priori pudiera parecer una clara desventaja de cara a la implantación de estos sistemas. Sin embargo, efectuando un análisis más exhaustivo se puede apreciar la gran cuota de mercado que existe en el rango de baja y media temperatura descrito y es que tal y como se puede apreciar en la Figura 8, más de la mitad de la necesidad de calor es posible cubrirla mediante el uso de energía termosolar y las tecnologías anteriormente descritas:

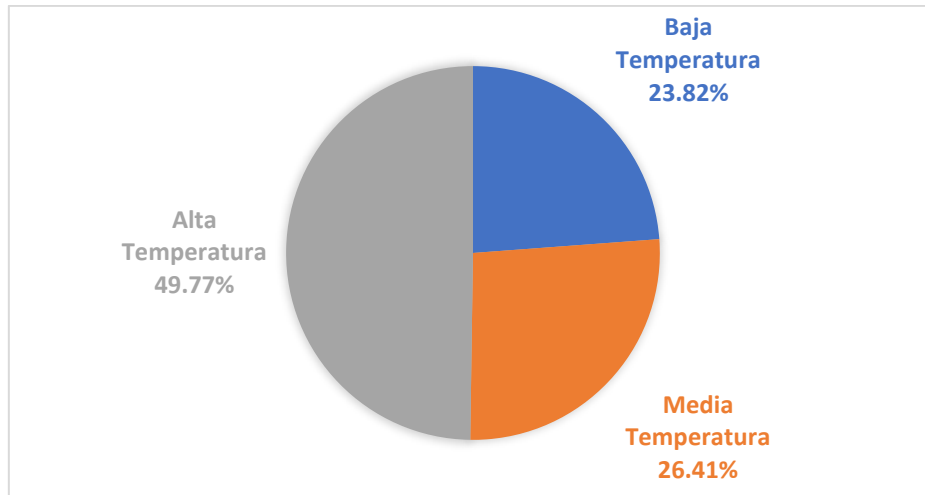


Figura 8. Demanda global de calor de las industrias por temperaturas en 2018 [25]

Es mediante el uso de la energía termosolar a partir de las tecnologías de concentración mediante las cuales se pretende cubrir la necesidad de calor por parte de la industria.

2.2 Fluido caloportador

Sin embargo, y tal como se ha descrito anteriormente, en las diferentes tecnologías termosolares existe la posibilidad de trabajar con distintos fluidos caloportadores, lo que tiene un profundo impacto en la forma de operación de la planta, así como en las condiciones en las que es capaz de operar en la industria (como puede ser la temperatura máxima). Este hecho constituye un aspecto de especial interés y que no debe ser pasado por alto, puesto que el fluido caloportador escogido afectará de manera sustancial al diseño de la planta y complejidad de la misma.

En la gran mayoría de ocasiones las tecnologías termosolares de concentración se opta por emplear como fluido caloportador una gama de aceites sintéticos, los cuales permiten alcanzar temperaturas de hasta 400°C. Junto con ello, también se están desarrollando una serie de sistemas los cuales incluyen las sales fundidas como fluido caloportador, especialmente por su atractivo para uso de almacenamiento térmico y elevadas temperaturas, de hasta 500°C en ciertos casos que son capaces de alcanzar [26].

No obstante, gran parte de las industrias emplean en la actualidad como fluido caloportador vapor, el cual se emplea o bien directamente en el proceso industrial o bien meramente para efectuar la transferencia de calor al elemento productivo [27] Este hecho conlleva que en la gran mayoría de ocasiones los sistemas de generación de vapor funcionen de manera indirecta, esto es, a partir de un intercambiador se genera el vapor el cual circulará por un circuito secundario [28], circulando por el circuito primario, es decir, aquel que recibe el calor captado por el campo solar, el aceite sintético o agua en condiciones presurizadas que evitan que alcance la ebullición.

Ante esto surge el interés de efectuar la generación de vapor de manera directa, lo que se conoce como DSG. Este concepto, que es relativamente nuevo, consiste en la generación de vapor en el circuito primario, suprimiendo por tanto la necesidad de un circuito secundario y de la integración de intercambiadores de vapor. Esto exige por tanto que el fluido caloportador empleado sea agua, la cual

produce vapor en el campo solar el cual puede llegar servirse a la industria en condiciones saturadas o incluso sobrecalentadas [29].

Esta posibilidad abre diversos escenarios posibles, como es el de emplearlo en aplicaciones de gran escala, como son aplicado a la generación directa de vapor para su posterior empleo en una turbina y dedicarlo a generación de electricidad [30] o bien con plantas más pequeñas, las cuales son el foco de estudio en el presente TFM aplicado al SHIP.

Sin embargo, y a pesar del gran atractivo que posee, la generación directa de vapor presenta una serie de desafíos que no se deben pasar por alto debido a que el fluido se encuentra en condiciones bifásicas, y es que efectuar la generación de vapor en el interior del tubo absorbedor como son las inestabilidades que pueden surgir en el interior del mismo, así como de control durante la operación del mismo los cuales deben ser sorteados de manera adecuada para satisfacer la demanda de la industria de forma eficaz [31].

Es por ello, por lo que tras efectuar una breve introducción a los conceptos del SHIP y del DSG se realiza un análisis de las ventajas y desventajas que ofrecen este tipo de sistemas frente a las alternativas disponibles hoy en día en el mercado, lo que nos permite comprender la idoneidad de las mismas y justificar su introducción en el mercado.

2.3 Ventajas e inconvenientes del SHIP

A continuación, se va a efectuar una comparación de los sistemas SHIP frente a los sistemas convencionales de generación de calor, destacando en primer lugar las ventajas que presentan estos sistemas más novedosos frente a los tradicionales:

- Por lo general, las necesidades de calor por parte de las industrias no superan una necesidad de presión superior a los 20 bar de presión, frente a las presiones más elevadas con las que se trabajan en plantas de generación eléctrica [31]. Es por ello, por lo que además de tener un menor tamaño las plantas de SHIP son más económicas, y es que los niveles de presión menores en los que se trabaja permiten reducir coste en conducciones y tener una mayor facilidad de construcción.
- El SHIP tal y como se ha descrito anteriormente muestra ser una fuente de energía respetuosa con el medioambiente, pues proviene de una fuente de energía ilimitada y renovable como es la radiación solar, colaborando por lo tanto a mitigar los efectos de las industrias en el cambio climático y su impacto en el entorno en las que se emplazan.
- Este tipo de sistemas ofrecen la versatilidad necesaria para poder ser introducidos en zonas de acceso complicado a los recursos energéticos, permitiendo por tanto favorecer la industrialización de ciertas zonas.

Sin embargo, no todo lo que presenta el SHIP son ventajas. En este tipo de tecnologías es fundamental comprender cuales son los inconvenientes que presentan a la hora de llevar a cabo un mejor estudio de las mismas que permita así mejorarlas y así poder aumentar su comprensión y madurez para su inclusión en las industrias:

- La naturaleza de la energía que es empleada por parte de las centrales SHIP, la radiación solar, supone un especial inconveniente, puesto que, como es bien sabido, solo se dispone de ella durante ciertas horas del día, presentando una elevada variabilidad, ya no solo dentro del mismo año según la estación en la que nos encontremos, sino que presenta una elevada variabilidad diaria.
- Por lo descrito en el punto anterior, surge la necesidad en las industrias de combinar las centrales termosolares empleadas para SHIP junto con fuentes de apoyo, realizando lo que se conoce como un funcionamiento híbrido con una fuente convencional como bien puede ser una caldera de la cual ya disponga la industria o bien de bombas de calor. Esto permite seguir de manera adecuada de la industria y así poder garantizar que la cadena de producción de esta no se vea interrumpida por falta de calor.
- Necesidades de espacio. Este tipo de plantas requiere de una superficie en la que emplazarse, la cual es necesario que se encuentre libre de posibles sombras con tal de garantizar un adecuado funcionamiento de la planta. En consecuencia, de esto la superficie útil que es tan importante en la industria se ve gravemente disminuida. Un hecho que contrarresta este problema es disponer de una cubierta en la que se emplazarlo, sin embargo, no en todas las industrias es posible contar con ello.

2.4 Ventajas e inconvenientes del DSG

Los sistemas de generación directa de vapor presentan una serie de ventajas e inconvenientes frente a las alternativas de generación indirecta. Entre los beneficios que ofrece aplicar este tipo de generación a los sistemas termosolares se encuentran los siguientes:

- Desde el punto de vista medioambiental la generación directa de vapor presenta menos riesgos medioambientales, puesto que el fluido caloportador es agua, la cual no resulta perjudicial para el entorno [32]. Es cierto que en la generación indirecta se puede emplear el agua, sin embargo, está ampliamente extendido el uso del aceite sintético en los sistemas de generación indirecta, el cual en caso de fugas resulta contaminante y puede derivar en posibles incendios.
- Mayor eficiencia respecto a sus equivalentes de generación indirecta. Este hecho se debe a que en los sistemas de generación directa se elimina la necesidad de incluir intercambiadores de calor, por lo que las pérdidas por transferencia de calor se ven reducidas. Además de ello, al trabajar con menores presiones se pueden ver también reducidas las pérdidas [27].
- La planta resulta menos compleja, puesto que no son necesarios los intercambiadores de calor, así como ciertos sistemas de apoyo [30]. Este hecho permite reducir los costes de diseño de la planta, al no ser necesario realizar la transferencia de calor de manera indirecta.
- Costes de mantenimiento menores [33] respecto a una planta con generación de vapor indirecta. Uno de los aspectos que permite disminuir los costes es el hecho de no emplear aceite sintético como fluido caloportador, y es que entorno al 4% del aceite debe reponerse

de manera anual con los costes que ello conlleva. Junto con esto, no existe la necesidad de emplear el anticongelante que resulta crucial en las plantas que funcionan con aceite, puesto que el punto de congelación de este se encuentra en torno a los 14°C [34].

- En el caso de sistemas de generación directa de vapor sin emplear sistemas de almacenamiento de energía el coste de la energía (LEC, por sus siglas en inglés, “Levelized electricity cost”) puede llegar a ser entre un 5-8% menor respecto a los sistemas con generación indirecta [35].

No obstante, no todo son ventajas al compararlo con sus sistemas homólogos de generación indirecta, sino que esta tecnología presenta una serie de inconvenientes que se destacan a continuación:

- La existencia en el interior de las conducciones de flujo bifásico supone un desafío en términos de control de la planta, ya que la existencia de líquido y vapor con sus condiciones termodinámicas y comportamientos diferentes requiere de un sistema de control más complejo que regule de manera adecuada la operación de la planta, especialmente en momentos críticos como puede ser el arranque durante las primeras horas de radiación del día, así como durante la parada de la planta en las horas finales del día cuando la cantidad de energía recibida por parte de la misma es menor.
- La existencia de flujo bifásico conlleva prestar atención al patrón de flujo generado en el tubo, ya que algunos patrones presentan más probabilidad de presentar “secado de tubo” (partes del perímetro de tubo con vapor en lugar de líquido) y esto puede suponer llegar a temperaturas más elevadas en las secciones con secado que en las partes con líquido, con las tensiones térmicas generadas.
- En el interior de los tubos absorbedores se puede dar lugar una serie de inestabilidades que afectan al comportamiento de la planta. Junto con ello, la disposición de la planta puede suponer también una fuente de inestabilidad en el caso de situar conjuntos captadores y absorbedores, lo que supone un desafío en el diseño del sistema SHIP.

2.5 Integración del SHIP en las industrias

A la hora de efectuar la integración del SHIP en la cadena de generación de vapor en la industria existen diferentes puntos en los que es posible integrar el concepto de acuerdo con estudios efectuados por diversos autores [36], [37], empleando según el punto en el que se integre la tecnología de las anteriormente descritas que mejor se adapte. A continuación, se exponen aquellos de mayor interés, lo que permite comprender en mayor medida la gran versatilidad que posee el SHIP:

- **I. Precalentamiento de agua de reposición:** En este modo de funcionamiento resultan de interés el empleo de colectores planos. Es de gran interés para aquella agua que deber reemplazarse en el sistema por las pérdidas que puedan existir del vapor o debido a la contaminación de este, aplicándose fundamentalmente por tanto al agua de alimentación. En estos casos la temperatura del agua a la que se trabaja es relativamente baja en comparación con la que se puede encontrar en pasos más avanzados de la generación de calor, de ello el interés por los colectores planos.

- **II. Pre calentamiento del agua de alimentación:** esto permite aumentar la temperatura del agua antes de efectuar su conversión a vapor, paso previo a la entrada en los desaireadores y al propio sistema de generación de vapor. En industrias que emplean calderas convencionales con tal de satisfacer sus necesidades permite reducir el consumo de combustible, puesto que al realizar un pre calentamiento del agua la diferencia de temperaturas es menor y por ende se necesita un menor consumo. En este caso el atractivo aumenta cuanto mayores sean las necesidades de vapor por parte del proceso industrial.

- **III. Funcionamiento hibridado en paralelo con el sistema convencional:** este sin duda es el más prometedor y en que más avances se están efectuando para aplicarlo en la industria. En este caso el sistema tradicional como son las calderas funciona en paralelo junto con el sistema de producción termosolar de vapor. En este caso ambos trabajan juntos, cubriendo el sistema de energía termosolar la demanda durante las partes del día en las que hay una mayor incidencia de radiación solar y tomando mayor peso el sistema tradicional o bien en días con condiciones meteorológicas adversas o bien durante la noche, los arranques y las paradas. Este es el sistema que más relevancia tiene y el cual va a ser analizado en el presente TFM.

- **IV. Integración en determinados procesos de la industria:** determinadas industrias dentro de la cadena de producción se dividen en subprocesos con necesidades de calor diferentes. Por ejemplo, industrias como la de la alimentación tienen procesos de secado que requieren temperaturas de en torno a los 30-90°C o industrias como la de las bebidas requieren temperaturas de entre los 60-70°C para efectuar procesos de pasteurización [19]. Esto demuestra la posibilidad de acoplar los sistemas SHIP en menor escala de forma independiente al sistema de generación de vapor central que pueda tener la industria, permitiendo cubrir así las necesidades de algunos subprocesos de forma independiente y renovable.

Todas estas alternativas aquí expuestas se muestran en el siguiente diagrama, mediante el cual de manera sencilla se pretende facilitar la visualización de los diversos puntos en los cuales es posible incluir el SHIP en una industria al uso:

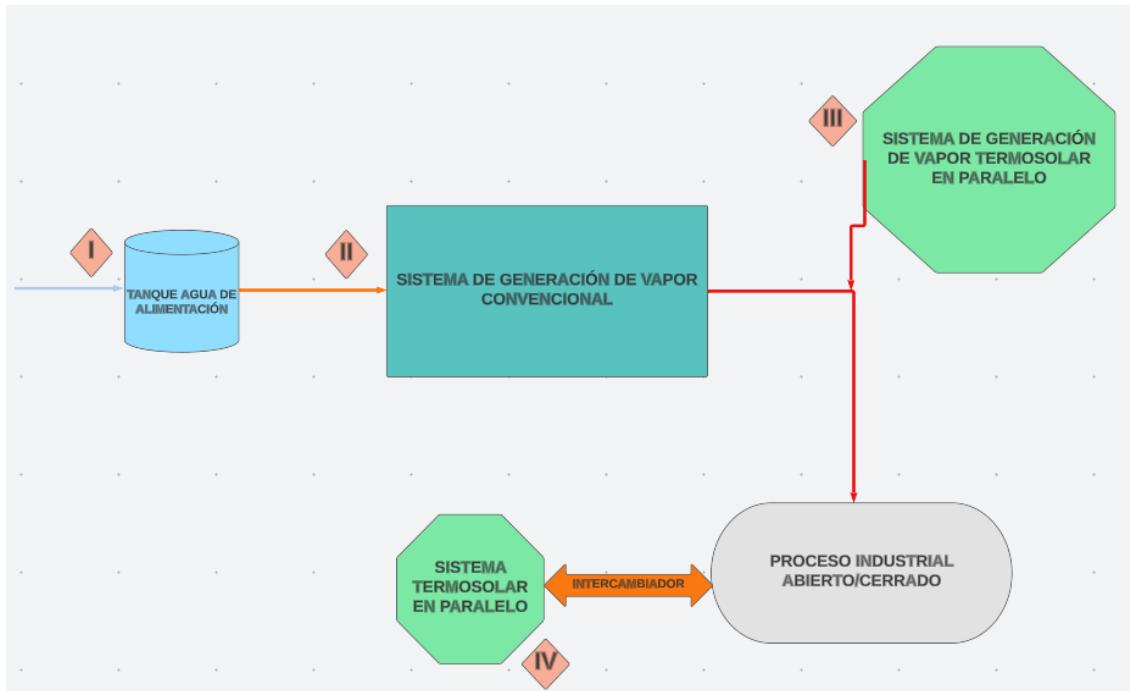


Figura 9. Integración del SHIP en un proceso industrial. Basado en [19], [27], [36], [37]

Las posibles aplicaciones como fuentes de calor han sido descritas, pero además de esto y contrariamente a lo que se pudiese pensar los sistemas basados en energía termosolar como bien pueden ser los Linear Fresnel tienen posibilidad de ser empleados en las industrias para satisfacer la demanda de refrigeración [19].

Para poder conseguir esto se emplean en sistemas de adsorción reemplazando a los enfriadores, que se basan en el uso de fuentes de energía no renovables como es el gas, de los cuales disponen estos equipos de adsorción/absorción. Mediante esto se logra cubrir las necesidades de climatización, ya que gracias a la energía termosolar se logra regenerar el fluido absorbedor que contiene el fluido refrigerante tras la evaporación.

Este hecho muestra por tanto la gran versatilidad que ofrecen los sistemas SHIP para las industrias, pudiendo ser empleados para cubrir la demanda energética en varios puntos de una cadena productiva, contribuyendo por lo tanto a favorecer la disminución de emisiones por parte de ellas.

2.6 Barreras a la introducción

No obstante, y a pesar de las grandes ventajas que poseen esta clase de sistemas, existen una serie de barreras a la introducción las cuales no deben ser pasadas por alto al efectuar un análisis adecuado del SHIP y el DSG y su inclusión en el mercado. Las barreras con las que cuentan se pueden agrupar en tres campos, tecnológicas, económicas y un último grupo en el que se engloban las institucionales y legales [38]:

- **Barreras tecnológicas:** si bien es cierto que la energía termosolar ha sido objeto de estudio y análisis en los últimos años, especialmente en España, y que muchos de los desafíos tecnológicos que presenta esta novedosa fuente de energía aplicada a la industria han sido

resueltos, aún existe una elevada falta de personal y empresas competentes en el mercado para favorecer su implantación. Junto con ello, muchas de las industrias tienen requerimientos medios de temperatura, lo que conlleva tener que recurrir a la concentración de la radiación, lo que supone un incremento de la complejidad de diseño del sistema. Por otro lado, es una tecnología que es realmente eficaz en lugares donde la radiación que se recibe es elevada, por lo que naturalmente no es extrapolable a ciertos países del planeta en los cuales esta radiación no resulta tan grande. Además de ello, otra barrera tecnológica es el elevado tamaño de estos sistemas. Aunque bien es cierto que son mucho más compactos que los destinados para generación de electricidad y que al realizar la generación directa de vapor se elimina la necesidad de intercambiadores y por tanto se produce un ahorro y espacio, los sistemas siguen poseyendo unas dimensiones considerables, más aún si se incluyen opciones de almacenamiento térmico para seguir la demanda de la industria cuando no se dispone de radiación, lo cual para ciertas industrias resulta inasumible.

- **Barreras económicas:** estos sistemas requieren de una inversión inicial sustancialmente elevada en comparación con otras alternativas para cubrir las necesidades de calor. A esta inversión inicial cabe añadirle la necesidad de efectuar un correcto mantenimiento de la central para asegurar su correcto funcionamiento y prolongar al máximo su vida útil, lo que inherentemente requiere de personal especializado, con los consiguientes costes derivados de ello. Junto con esto, los periodos de amortización son más largos que en el caso de implantar otras tecnologías, lo cual es un factor definitorio para las industrias a la hora de escoger una opción, ya que el deseo de las mismas es obtener un retorno de la inversión lo antes posible. No obstante, el actual contexto geopolítico puede suponer una ventaja a la hora de optar por los sistemas SHIP, ya que gracias a ellos se puede obtener cierto grado de independencia de los precios tan volátiles que han experimentado los combustibles fósiles recientemente.
- **Barreras sociales, legales e institucionales:** los incentivos para el empleo de la energía termosolar, a excepción de los últimos años en ciertos países, no han resultado lo suficientemente atractivos para compensar los obstáculos económicos que se han mencionado en el anterior punto. Junto con ello, si bien que resulta variable en función del país en el que se implante, en la mayoría de las ocasiones es necesario cumplir con ciertos requisitos en cuanto a la instalación de las plantas en los tejados de las industrias, así como requisitos medioambientales según la escala del sistema a instalar. Este hecho puede repercutir de manera negativa generando incrementos de costes inesperados o retrasos durante la puesta en marcha. Además de ello, el factor social supone una gran barrera. Usualmente el público general no dispone de un gran conocimiento acerca de este tipo de sistemas, fundamentalmente debido a que no están ampliamente extendidos y no existe gran cantidad de información al respecto. Este hecho afecta fundamentalmente en la toma de decisiones en cuanto a la idoneidad de implantar este sistema en una industria, y es que el no disponer de numerosos ejemplos prácticos de plantas similares puede resultar una barrera, ya que por lo general se opta por sistemas convencionales debida a la amplia familiaridad de la cual dispone la gente de los mismos y la confianza que este hecho genera. No obstante, efectuar un asesoramiento adecuado mediante análisis y el apoyo de expertos puede eliminar

con relativa facilidad esta última barrera, logrando así reducir la percepción de riesgo por parte de las industrias.

2.7 Antecedentes tecnológicos existentes

La generación directa de vapor pese a no estar altamente extendida lleva varias décadas en vías de desarrollo. Uno de los principales proyectos de investigación que supuso un gran aporte al conocimiento de este arte bajo el proyecto DISS (Direct Steam Steam, por sus siglas en inglés), el cual permitió incrementar el conocimiento en cuanto a la generación directa de vapor en sistemas con concentración principalmente orientados a la generación de electricidad. Esto pudo ser logrado a través ensayos experimentales efectuados en la Plataforma Solar de Almería, donde se instaló uno de los primeros prototipos, investigándose varias condiciones de operación y concluyéndose la posibilidad real de generar vapor de manera directa. Todo ello contribuyó a incrementar el conocimiento y asentar los cimientos necesarios para seguir adelante con el desarrollo de esta tecnología [39].



Figura 10. Planta DISS [40]

En lo referente a las instalaciones SHIP de las cuales se disponen actualmente en el mundo de acuerdo con la base de datos de IEA (International Energy Agency, por sus siglas en inglés) para la tarea 49/IV se disponían para el año 2022 de un total de 296 proyectos [41] repartidos por diversas partes del mundo tal y como se puede apreciar en la siguiente imagen:

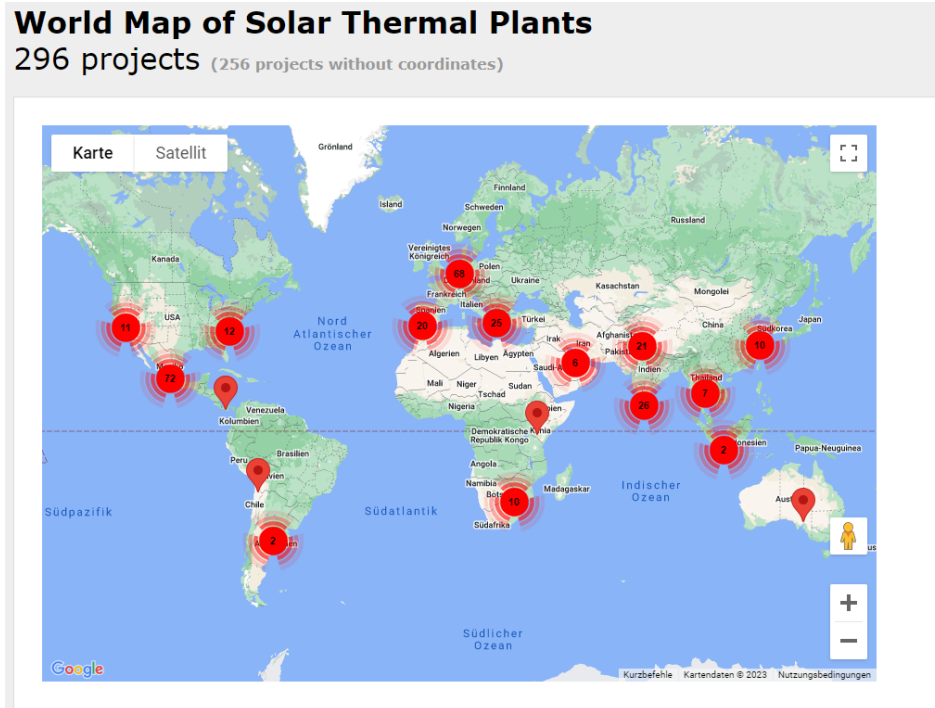


Figura 11. Principales emplazamientos de plantas SHIP en el mundo[41]

Sin embargo, de entre todas estas plantas que existen en el mundo solo unas pocas se basan en el funcionamiento de generación directa de vapor, no siendo por lo tanto una tecnología común. Dentro de este ámbito, el cual se va a estudiar en mayor profundidad en el presente TFM, destacan plantas como las siguientes:

- **Planta comercial RAM Pharmaceutical Industries Co. Ltd:** esta planta se encuentra en Jordania y ha sido objeto de diversos estudios, permitiendo incrementar el conocimiento del DSG y el SHIP empleando 18 módulos Linear Fresnel que generan vapor de manera directa, disponiendo de una apertura de 396 m² y una potencia pico de 222 kW térmicos [24], [42].



Figura 12. Planta SHIP Ram Pharma [43]

- **El proyecto EU FP 7 Project InSun** favoreció la instalación de una central de colectores Linear Fresnel en una fábrica dedicada a la producción de materiales de construcción en Italia, siendo desarrollada la instalación por la empresa Soltigua. En ella fueron instalados un total de 20

colectores los cuales creaban un campo solar con una apertura de 2640 m². Este campo solar permitía generar vapor a 180°C y una presión de 12 bar, mediante lo cual se efectuaba el secado de ladrillos [44], [45].



Figura 13. Instalación Linear Fresnel para SHIP de Soltigua [46]

- **En el marco del proyecto P3** iniciado en el año 2007 se desarrolló una planta piloto que empleaba colectores cilíndrico parabólicos con el fin de generar vapor de forma directa para satisfacer parte de la demanda de una industria dedicada a la producción de espejos efectuados con aluminio anodizado para realizar reflectores. Este campo, a diferencia de los anteriores, dispone de una apertura más reducida de 108 m² debido a las limitaciones técnicas y financieras. Mediante esta planta se logró suministrar vapor a la industria en dos niveles, uno a 4 bar de presión y 143°C, y otro a 9 bar y 175°C [47], [48].



Figura 14. Planta piloto proyecto P3 en Alanod Aluminium-Veredelung GmbH & Co[47]

Estas plantas aquí expuestas permiten dar una visión general del gran campo de aplicación con el que cuentan las tecnologías termosolares en la industria, y es que como se ha podido observar las industrias en las que se encuentran emplazadas son sumamente diversas, teniendo por lo tanto un gran potencial de mercado frente a ellas.

2.8 Central tipo Linear Fresnel para SHIP empleando DSG

En el presente apartado se va a efectuar una breve descripción de los componentes principales que forman parte de una central Linear Fresnel trabajando en condiciones de generación directa de vapor para ser empleado por parte de un proceso industrial. Tener una visión general de su funcionamiento y componentes permite comprender de mejor manera lo que sucede en la misma y por ende del análisis que se va a efectuar en posteriores apartados.

Una de las principales diferencias de las centrales de concentración empleadas para el SHIP frente a sus homólogas empleadas para la generación eléctrica es la gran diferencia de tamaño existente. Las plantas dedicadas a la producción de electricidad disponen de una gran apertura de campo y potencias pico superiores a la escala del megavatio, mientras que en las SHIP las áreas de apertura son menores por motivos de economía de espacio, una de las razones por las que se opta por concentradores Linear Fresnel, y por razones de necesidades de potencia, las cuales se encuentran usualmente en la escala de kilovatios.

2.8.1 Componentes principales

A continuación, se describen los elementos principales de una central tipo, poniendo el foco fundamentalmente en el tubo absorbedor, el cual es el objeto de estudio principal en el presente TFM:

Campo solar. Reflectores

Estos son los encargados de recoger la radiación solar y concentrarla en el absorbedor. En el caso de los Linear Fresnel disponemos de los reflectores primarios, los cuales son espejos planos que discretizan una parábola a través de distintos segmentos, y de un reflector secundario o reconcentrador, el cual está dispuesto sobre el tubo absorbedor que redirige la radiación dado que el seguimiento de los primarios no es perfecto y que permite que la temperatura sea más homogénea en el absorbedor.

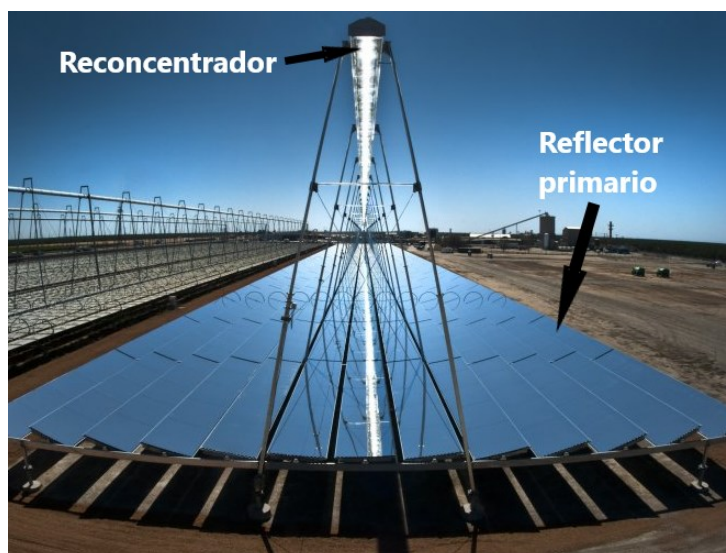


Figura 15. Reflectores central Linear Fresnel. [49]

Campo solar. Absorbedor

Este es uno de los elementos críticos de las centrales SHIP y al cual se le debe prestar una atención especial, ya que en ellos se produce la conversión de la energía procedente de la radiación en energía térmica en el fluido caloportador, en este caso el agua para generar vapor en el interior del mismo.

Debido a producir vapor de manera directa en el interior del mismo se encontrará una mezcla bifásica, la cual se va a estudiar en apartados posteriores, por lo que el tubo absorbedor debe ser capaz de satisfacer condiciones de operación importantes en términos de resistencia a presión y a temperaturas. Además, en el interior del mismo se pueden llevar a cabo una serie de inestabilidades, por lo que es necesario un correcto diseño del mismo para incrementar al máximo la eficiencia de la planta y garantizar el adecuado funcionamiento en todo momento.

El diámetro de los mismos en la práctica está bastante estandarizado, siendo lo usual contar la mayoría de plantas con un tubo absorbedor de diámetro exterior de 70 mm, siendo esto lo habitual.

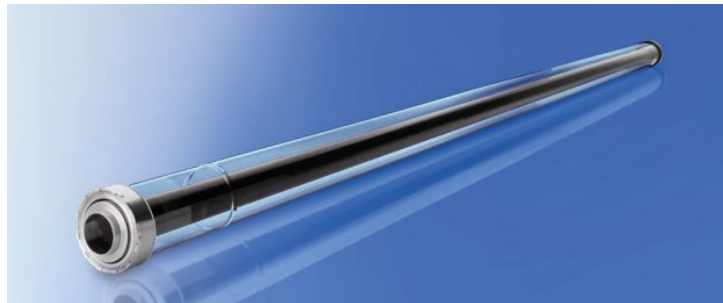


Figura 16. Tubo absorbedor Schott PTR70 [50]

Separador de vapor

Tal y como su nombre bien expresa en el interior del mismo tiene lugar la separación de la mezcla bifásica proveniente de la salida del tubo absorbedor, siendo por lo tanto uno de los elementos clave de las centrales SHIP que operan mediante generación directa de vapor. A continuación, en la presente figura se muestra un esquema del separador de vapor:

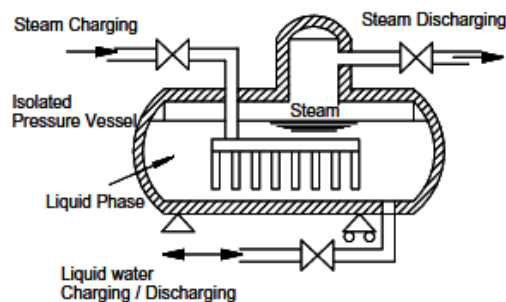


Figura 17. Esquema del separador de vapor [51]

La figura 16 nos permite comprender de mejor manera el funcionamiento de este elemento de la central. Podemos ver que se dispone de una entrada por la que entra una mezcla bifásica, para en el interior del mismo separar la fase líquida que se extrae por la parte inferior, mientras que la fase vapor se extrae por la parte superior de este.

2.8.2 Principio de funcionamiento

Una vez descritos los principales componentes que forman parte de una central de concentración Linear Fresnel para SHIP con generación directa de vapor podemos comprender de mejor manera el funcionamiento de una planta. En la siguiente figura se puede observar el diagrama de la central, el cual nos permite ilustrar de mejor manera esto:

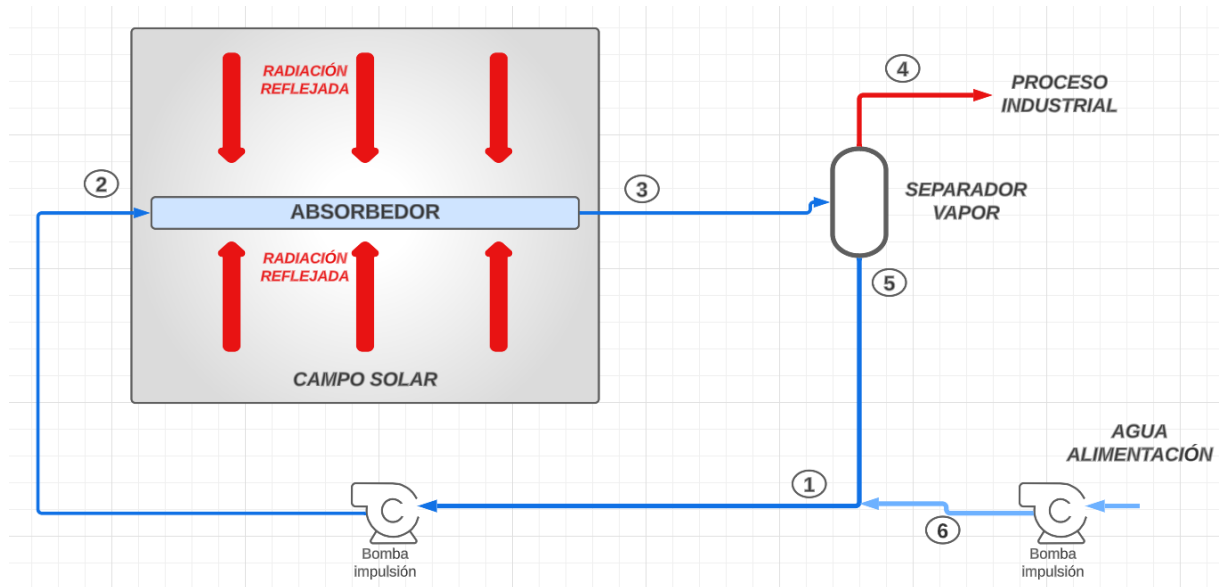


Figura 18. Esquema simplificado central Linear Fresnel

En el punto 1 se obtiene la mezcla del agua en estado líquido proveniente del separador de vapor, punto 5, y del agua de alimentación que se aporta a una temperatura menor, punto 6. Esta agua de alimentación se aporta para suplir al vapor que es extraído para ser dirigido a la industria. Una vez mezclada el agua en el punto 1 es impulsada por una bomba hasta la entrada del tubo absorbedor, punto 2.

Tras esto, el caudal de agua líquida entra al tubo absorbedor, recibiendo la radiación reflejada por los espejos y evaporando parte de esta agua de forma directa, produciéndose la mezcla bifásica. A la salida del absorbedor, punto 3, se tiene un flujo bifásico agua-vapor, el cual entra en el separador de vapor, donde se separa, obteniendo en la parte superior, punto 4, agua en estado de vapor saturado y en la parte inferior, agua en estado de líquido saturado, que por el punto 5, se recircula para iniciar de nuevo el proceso. Gracias a una válvula de expansión, se extraerá vapor por la parte superior del separador (4) cuando haya demanda y la presión del separador sea superior a la del proceso industrial.

Con esto se permite tener una comprensión del funcionamiento de la central que resulta esencial, pues nos permite tener un conocimiento de los principales parámetros que deben ser analizados con atención, especialmente los fenómenos termodinámicos que ocurren entre los puntos 2 y 3 en el interior del tubo absorbedor.

Es por ello por lo que en el siguiente punto se va a realizar una introducción al flujo bifásico, remarcando aquello esencial y que resulta objeto de análisis principal en el presente TFM.

2.9 Flujo bifásico en el tubo absorbedor

En el interior del tubo absorbedor, a raíz de la radiación que incide sobre este se produce el cambio de fase, lo que conlleva que en el interior del mismo se produzcan diversos patrones de flujo los cuales tienen una gran incidencia en los fenómenos de transmisión de calor y caída de presión [52]. En la siguiente figura se pueden observar los principales patrones de flujo que pueden tener lugar:

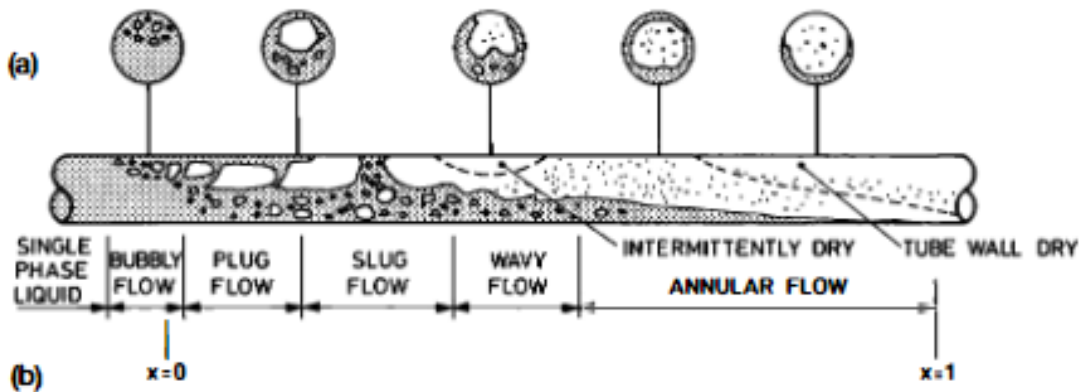


Figura 19. Flujo bifásico en conducción horizontal [53]

La aparición de un determinado tipo de patrón de flujo dependerá fundamentalmente de condiciones como son el caudal másico que circula, las características geométricas de la conducción, al calor absorbido, entre otros. Ello determina por tanto la capacidad de transmisión de calor, lo que podría desembocar en el caso de tener patrones de flujo desfavorables, desde el punto de vista termodinámico, en temperaturas de la pared del absorbedor elevadas que acabarían desembocando en un eventual quemado del tubo.

Patrones de flujo como el estratificado o el secado completo del absorbedor pueden resultar perjudiciales para el absorbedor. Esto si bien permite tener títulos de vapor superiores supone un riesgo durante la operación, por lo que resulta de especial importancia efectuar un correcto control sobre el caudal másico y la presión de entrada, ya que a mayores caudales menores posibilidades de desarrollar patrones perjudiciales. No obstante, el tener grandes caudales supone grandes caídas de presión y por ello consumos eléctricos por parte de las bombas de impulsión mayores. Todo ello nos indica que será necesario alcanzar una solución de compromiso [42], [54].

Además, efectuar un correcto diseño del tubo absorbedor permite operar en condiciones de flujo anular. Bajo esta tipología de patrón de flujo las paredes del tubo están constantemente mojadas, por lo que la transmisión de calor mejora y con ello se consiguen tener diferencias de temperatura entre el tubo y el fluido caloportador menores, además de una temperatura en la pared del tubo más uniforme, en comparación con los patrones de flujo que presentan partes del perímetro del tubo con líquido y partes con vapor.

Junto con los fenómenos aquí descritos en lo referido a patrones de flujo y su efecto en la integridad estructural del absorbedor destaca otra problemática existente durante la operación, las posibles inestabilidades que pueden tener lugar, las cuales sin duda suponen un desafío para el control de la planta y que por ello no deben ser pasadas por alto.

Una de las principales inestabilidades que pueden tener lugar es la conocida como inestabilidad de Ledinegg, sin duda la más importante de todas. Este efecto puede llevar a una caída de presión en el absorbedor al incrementar la velocidad del flujo [55], al contrario de lo que cabría esperar en flujo monofásico.

Esta inestabilidad se produce para un rango de caudales máscicos en los que el flujo se encuentra en bifásico. Como se observa en la Figura 20, en el caso de tener un flujo íntegro de vapor la curva resistente presentaría una pendiente positiva mayor, que, en el caso de tener un flujo íntegro en estado líquido, cuya curva resistente sería positiva pero mucho menor. Sin embargo, para ciertos caudales es posible encontrar ambas fases, hecho que provoca que para cierto intervalo de caudales máscicos se pueda obtener una pendiente negativa (punto A), debido a las condiciones bifásicas del flujo y la variabilidad en cuanto a densidad. Para caudales más bajos (punto A), la caída de presión será más parecida a la que se obtendrían en el caso de que todo fuese vapor. Por el contrario, para caudales más elevados (punto B), se obtendría una caída de presión más similar al caso de que todo fuese líquido. Este hecho explica por tanto que entre el punto C y B, dado el estado bifásico en el que se encuentra el flujo, pueda ocurrir la inestabilidad de Ledinegg.

Esta inestabilidad es por lo tanto uno de los principales causantes de problemas y fallos en el control y operación de un sistema SHIP con colectores solares de concentración lineales operando en generación directa de vapor. En la siguiente figura se puede observar el efecto que tiene esta inestabilidad, comparando por una parte la caída de presión en el tubo absorbedor respecto al flujo máscico, reflejando claramente como se produce esta inestabilidad en la región coloreada de azul:

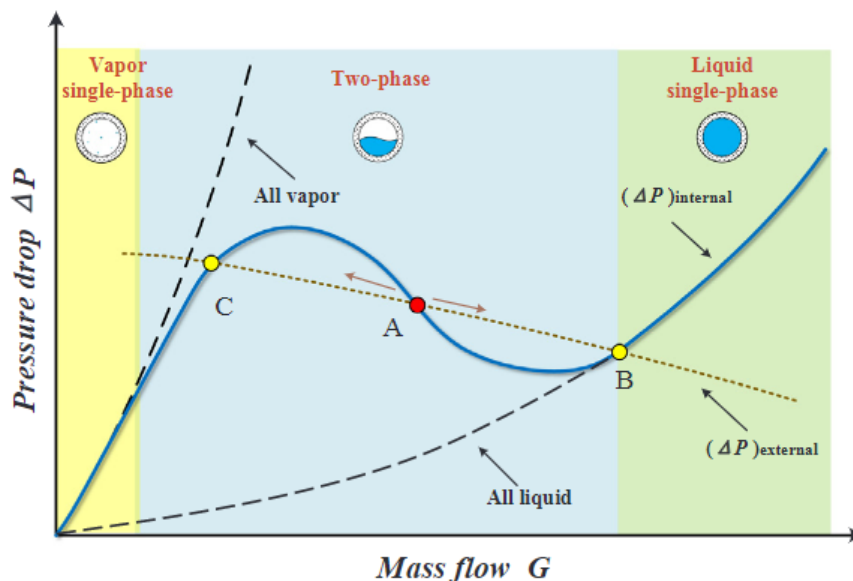


Figura 20. Inestabilidad de Ledinegg [56]

Debido a esto, y con tal de evitarla, es necesario efectuar un análisis adecuado en los parámetros geométricos del absorbedor, así como en las condiciones de operación de la central, como son la presión de entrada, caudal circulante por el absorbedor, temperaturas de entrada y subenfriamiento, junto con la radiación incidente, aspectos que tanto en conjunto como individualmente tienen un claro impacto en la aparición de la misma en mayor o menor medida [56].

3 Instalación experimental MicroGENVASOL

La instalación MicroGENVASOL se enmarca en el proyecto “Micro generación de vapor solar” [57], el cual fue efectuado por la empresa SOLATOM en colaboración con el Instituto de Ingeniería Energética. Esta instalación se encuentra emplazada en la Universitat Politècnica de València (UPV) como se puede ver en la Figura 21 , siendo utilizada principalmente con fines docentes y de carácter investigador. Actualmente, se están realizando mejoras en esta instalación en el marco del proyecto SolarSteam4IND [58], financiado por la Agencia Estatal de Investigación. El objetivo de este proyecto es estudiar en detalle el comportamiento del sistema, en particular, estudiar el flujo bifásico en el tubo absorbedor. Para ello, se está ampliando el sistema de monitorización y realizando algunas modificaciones.

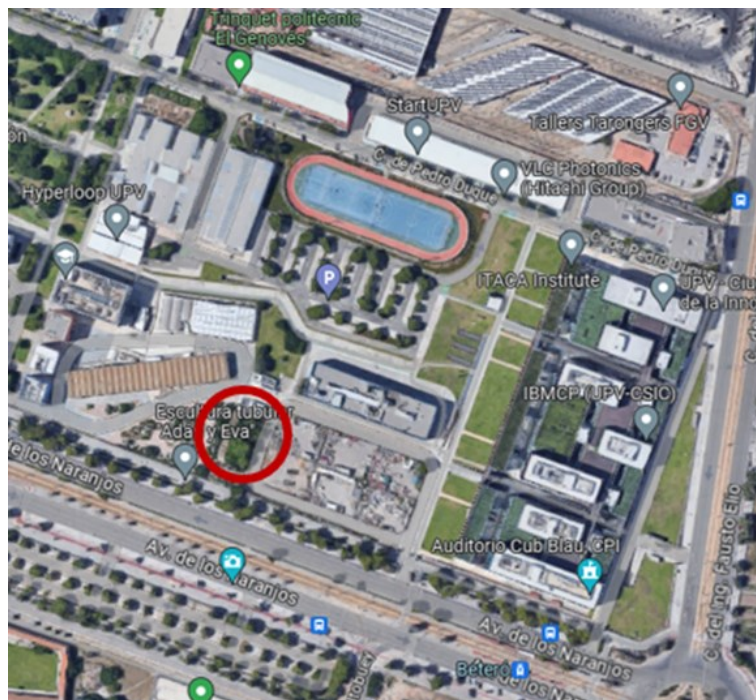


Figura 21. Emplazamiento planta MicroGENVASOL en el Campus de Vera de la UPV

En el presente TFM se pone foco de estudio principalmente en el comportamiento del absorbedor de esta planta, dedicada a la microgeneración de vapor de manera directa.

Esta instalación consiste en una central de concentración lineal basada en el uso de concentradores Linear Fresnel. La potencia pico con la que cuenta es de 37 kW, aunque en la mayoría de los casos debido al ángulo de incidencia de la radiación solar y las consecuentes pérdidas de radiación en los extremos de los espejos, la variabilidad de la irradiancia directa a lo largo del año y el día, así como la suciedad la potencia nominal de la planta se puede establecer una potencia absorbida máxima en torno a 25 kW.

A continuación, se muestra el esquema PI&D de la central de microgeneración, el cual permite tener mayor claridad a la hora de comprender el funcionamiento de la instalación y de sus componentes:

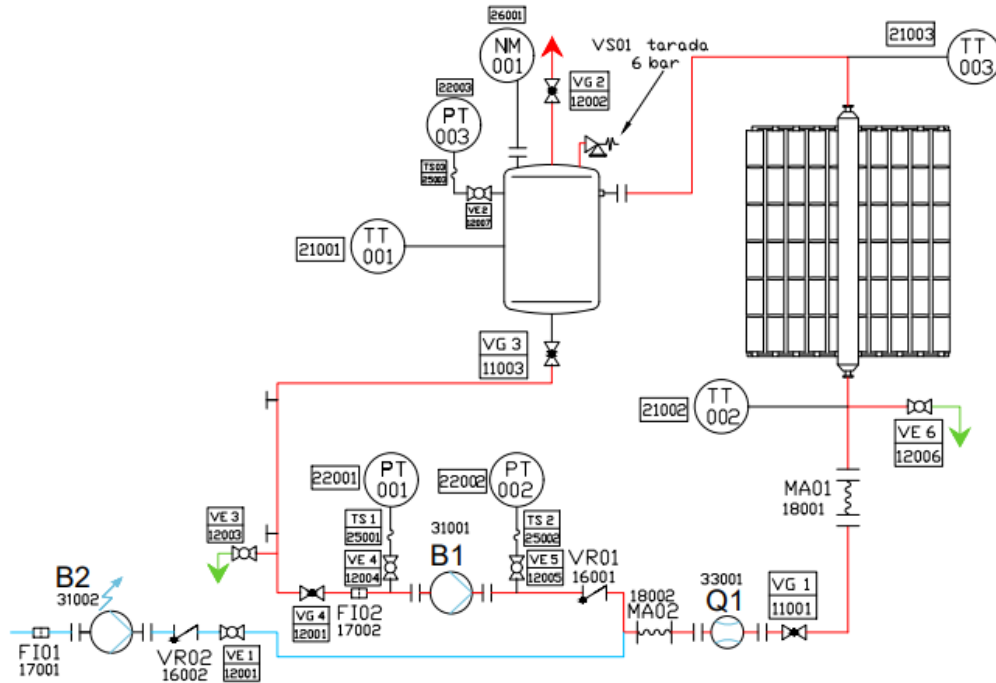


Figura 22. Esquema PI&D instalación MicroGENVASOL

La instalación cuenta con un separador de vapor en posición vertical (Figura 23), el cual cuenta con una válvula por la que se extrae el vapor generado. La instalación MicroGENVASOL está configurada para funcionar en generación directa de vapor, por lo que se producirá la mezcla bifásica en el interior del tubo absorbidor, tal y como se ha desarrollado en el anterior capítulo 2, para ser diferenciada en fase líquida y gas en el separador de vapor. Como se puede apreciar en la Figura 22 la instalación dispone de una serie de sensores de presión (PT001, PT002 y PT003), así como de temperatura (TT001, TT002 y TT003) y de nivel (NM001).



Figura 23. Steam Drum instalado en MicroGENVASOL

Junto con esto para concentrar la radiación incidente sobre el absorbedor dispone de un total de 120 espejos, los cuales proporcionan un área de apertura de 51 m² en conjunto.

En lo referente a la orientación de la planta esta se encuentra orientando sus espejos de este a oeste (Figura 24). Estos espejos concentran la radiación sobre un conjunto de cuatro tubos absorbedores, los cuales constan de un tubo de acero inoxidable y un tubo de vidrio cubriéndolo con vacío en su interior, disponiendo por tanto en conjunto de una longitud de 16.4 metros en la que la radiación resulta concentrada por los espejos. Para la radiación que desborda debido a que la discretización de los espejos no forma una parábola perfecta se cuenta con un espejo reconcentrador en la parte superior del absorbedor.



Figura 24. Planta experimental MicroGENVASOL con los espejos desorientados (izquierda) y orientados (derecha)

En cuanto a los parámetros principales de la instalación quedan recogidos en la siguiente tabla, donde se pueden apreciar los parámetros geométricos principales, como el diámetro exterior del tubo absorbedor de 70 mm el cual se ajusta al estándar habitual, así como valores nominales de operación:

Tabla 1. Parámetros instalación MicroGENVASOL

Tanque		
<u>Parámetro</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidad</u>
Diámetro	350	mm
Longitud	800	mm
Material	Acero al carbono	
Colectores Fresnel		
<u>Parámetro</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidad</u>
Número de espejos	120	Uds.
Longitud espejos	850	mm
Ancho espejos	500	mm
Reflectividad espejos	93.5	%
Modelo de tubo	Royaltech	Fabricante

Colectores Fresnel

<u>Parámetro</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidad</u>
Número tubos	4	Uds.
Longitud tubo absorbedor	4100	mm
Diámetro externo tubo absorbedor	70	mm
Espesor tubo absorbedor	3.5	mm
Altura tubo absorbedor	3500	mm

Circuito primario

<u>Parámetro</u>	<u>Valor</u>	<u>Unidad</u>
Diámetro tubería	32	mm
Material	Acero al carbono	
Espesor aislante	60	mm
Longitud tubería	35	m
Caudal nominal	2	m ³ /h
Presión nominal	5	bar
Presión máxima	10	bar

4 Modelos estudio del flujo bifásico en tubo absorbedor

4.1 Descripción de los modelos

Con tal de efectuar el análisis del flujo bifásico en una instalación termosolar en generación directa de vapor se ha programado en Matlab [59] diferentes modelos que permiten estudiar el comportamiento del tubo absorbedor o el campo solar en base al comportamiento interno dentro del tubo absorbedor. Todos estos modelos utilizan una librería extraída del software IMST-ART [60] para calcular el comportamiento del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor en base a unos parámetros y variables de entrada. Además, utilizan las librerías de propiedades termo físicas del agua de REFPROP [61].

A continuación, se va a efectuar una descripción del modelo empleado, así como de las diferentes modificaciones que se han efectuado con tal de efectuar diferentes análisis. Junto con ello, se incluye un análisis de sensibilidad efectuado para comprender de mejor manera el modelo y ajustarlo a las necesidades del estudio. Por último, se efectúa un primer ajuste empleando como referencia resultados aportados por otros modelos de diferentes autores, lo que permite preparar el modelo de cálculo de manera adecuada previo al análisis del flujo bifásico.

Para efectuar el análisis se dispone de tres modelos, los cuales son muy similares entre sí y presentan ligeras modificaciones, especialmente en el postproceso de los resultados según la propiedad que está siendo estudiada. Todos los códigos de estos modelos se encuentran en el “Anexo I. Modelos desarrollados en Matlab” del presente TFM.

4.1.1 Modelo flujo bifásico en conducto cilíndrico

Este modelo se extrae de IMST-ART y es integrado en el cálculo que realiza el modelo desarrollado para analizar el flujo bifásico, la inestabilidad de Ledinegg y el comportamiento de los módulos en paralelo. Este modelo de IMST-ART inicialmente está desarrollado para realizar el cálculo del flujo a lo largo de un evaporador, por lo que es adaptado para aplicarlo al cálculo del flujo bifásico en un tubo absorbedor.

Mediante este modelo se realiza el cálculo de las principales variables del flujo bifásico a partir de una serie de entradas y parámetros que han de establecerse previamente, tal y como se ve en la siguiente figura:



Figura 25. Esquema funcionamiento modelo análisis del flujo bifásico en conducto cilíndrico

Además de esto, es necesario escoger la correlación que se va a emplear tanto para los fenómenos de transferencia de calor como para las caídas de presión, en ambos casos para el caso de flujo monofásico y bifásico. Para el caso de la transmisión de calor se emplean las correlaciones por defecto que ofrece el IMST-ART, ya que estas se ajustan debidamente al comportamiento de transferencia de calor en un tubo absorbedor. Sin embargo, en lo que se refiere a la caída de presión esta se ajusta tal y como se demostrará en apartados posteriores para un cálculo más preciso. Entre las correlaciones de caída de presión que emplea el modelo podemos encontrar para el caso monofásico:

- Constante
- Petukov
- Colebrook
- Haaland
- Churchill

Mientras que para el caso de la mezcla bifásica podemos encontrar:

- Constante
- Friedel
- Chisholm

Una vez seleccionadas las correlaciones adecuadas según la simulación a efectuar el modelo procede a la resolución del problema, con lo que se obtienen los resultados de salida.

4.1.2 Modelo análisis flujo bifásico en tubo absorbedor

Este modelo permite simular lo que sucede con la mezcla bifásica que circula por el interior del tubo absorbedor. A continuación, se describe el funcionamiento del modelo, mostrando las entradas que debe proporcionar el usuario y las salidas que este genera.

En primer lugar, se efectúa una configuración inicial del entorno de trabajo, estableciendo la ruta a la biblioteca de REFPROP, la cual permite el cálculo de propiedades termofísicas. Mediante REFPROP se obtiene el valor inicial de la temperatura de saturación y entalpía de entrada del fluido en base a la presión y el título de vapor.

En una segunda sección el usuario ha de introducir los principales parámetros de entrada, los cuales resultan esenciales para el cálculo. Los valores a definir son los siguientes:

- Diámetro exterior del tubo absorbedor
- Espesor del tubo absorbedor
- Longitud total del tubo absorbedor: este valor resulta la suma de las longitudes de todos los tubos absorbedores de la planta.
- Calor aportado al tubo absorbedor: este parámetro es el calor que va a ser absorbido por el tubo absorbedor. Para obtener el mismo el usuario ha de tener en cuenta la radiación reflejada por los espejos, teniendo en cuenta las diferentes pérdidas que existen. Para el cálculo efectuado en el presente TFM se han adoptado los valores usuales de calor que puede recibir un tubo absorbedor en Valencia en condiciones nominales, verano e invierno.

- Flujo másico que circula por el tubo absorbedor
- Presión de entrada
- Temperatura de entrada: en este punto se pueden considerar subenfriamientos en la entrada del fluido al tubo absorbedor a partir de la temperatura de saturación obtenida mediante REFPROP.
- Número de celdas: este es un parámetro crítico y que influye en gran manera en la precisión de los resultados obtenidos en la simulación. Tal y como se puede apreciar en la siguiente figura el incluir celdas permite dividir el tubo en diferentes zonas de menor longitud. Esto permite que, tras efectuar los cálculos en una celda, que es una región del tubo de un tamaño no muy elevado se pasen los resultados de salida de la celda a la siguiente como parámetros de entrada, lo que incrementa la precisión y permite obtener un resultado adecuado.

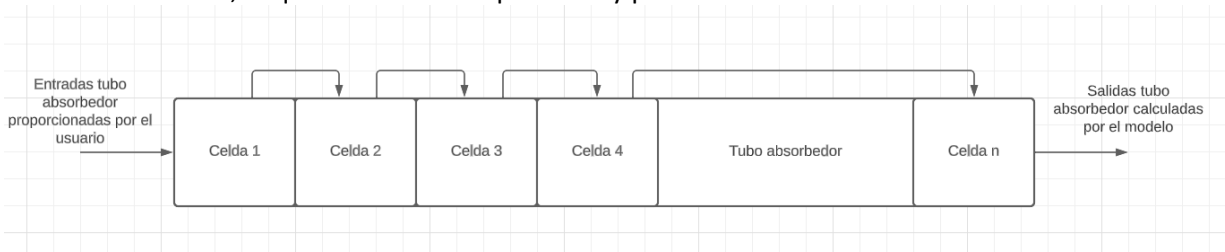


Figura 26. Empleo de celdas en el tubo absorbedor

Tras esto se crean las variables para almacenar los resultados del modelo y se produce la llamada al modelo del tubo, en el cual, mediante el empleo de un bucle se realiza una iteración a través de las diferentes celdas, utilizando el modelo de IMST-ART explicado en el apartado “4.1.2 Modelo flujo bifásico en conducto cilíndrico” para resolver el problema.

Una vez obtenidos los resultados, el programa recurre en una siguiente sección al empleo de las correlaciones del libro de Thome [52] mediante una hoja de cálculo realizada en el software Microsoft Excel, la cual permite a través del título de vapor, la temperatura del fluido y la velocidad másica entrar en el mapa del flujo bifásico y así determinar el patrón de flujo que se produce en cada punto del interior del tubo absorbedor.

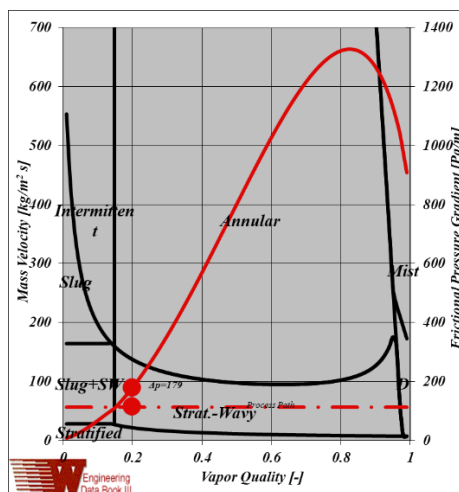


Figura 27. Mapa patrón de flujo bifásico

Finalmente, se realiza un post proceso de los resultados obtenidos, generando una serie de gráficas que permiten visualizar de mejor manera los resultados. Entre estas gráficas se encuentran las de la transferencia de calor, temperatura del fluido y de pared, patrón de flujo, título de vapor y caída de presión entre otras.

Con todo ello, a continuación, en la siguiente figura se puede apreciar un esquema del funcionamiento del modelo:

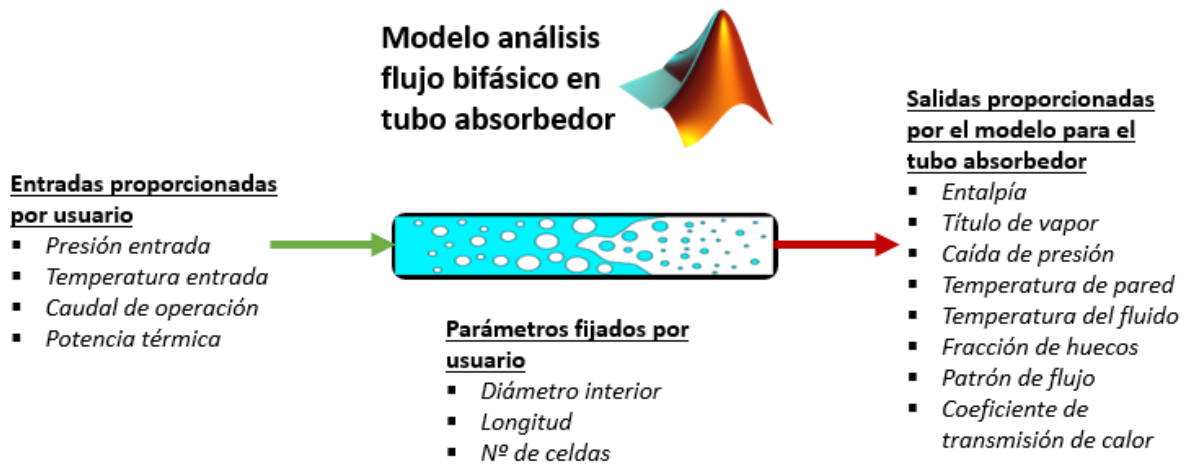


Figura 28. Esquema funcionamiento modelo análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor

4.1.3 Modelo análisis inestabilidad de Ledinegg

Este modelo se obtiene a partir de modificar ligeramente el modelo de análisis del flujo bifásico, adecuándolo a las necesidades del cálculo de la inestabilidad de Ledinegg. El funcionamiento por lo tanto del mismo es muy similar, en una primera fase se carga e inicializa la librería de REFPROP. Tras ello, en una segunda sección el usuario define los parámetros geométricos y térmicos de la instalación anteriormente comentados.

Una vez efectuado ello se inicia el cálculo. Este cálculo se realiza para un rango de caudales los cuales permiten determinar de manera adecuada lo que sucede con la inestabilidad, para que caudal comienza a surgir y la manera en la que se produce, empleando para ello un bucle en el que se determina la caída de presión para cada flujo másico.

Finalmente, se realiza el post proceso de los resultados obteniendo diferentes gráficas que permiten interpretar los resultados de manera más clara.

A continuación, en la siguiente figura, se muestra de manera más visual el funcionamiento de este modelo:

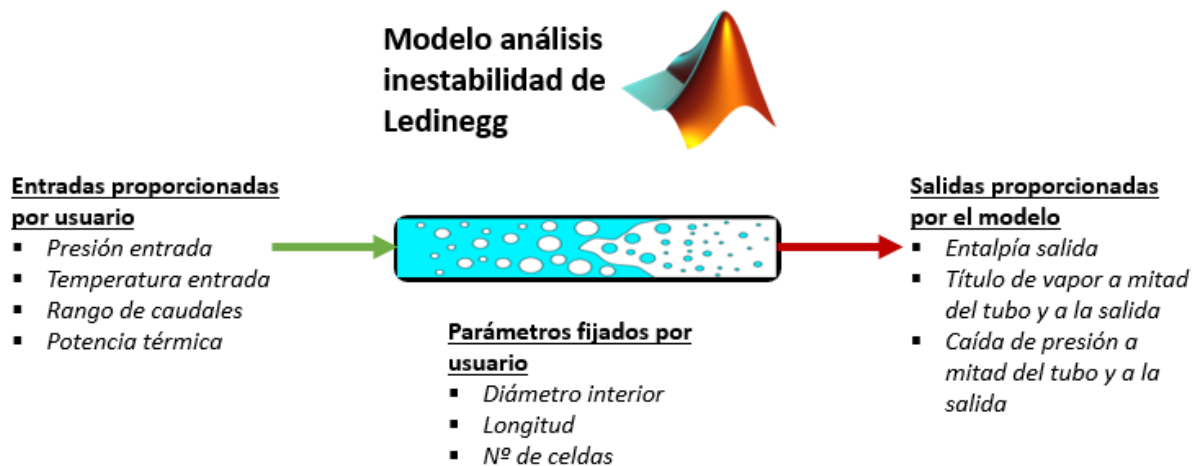


Figura 29. Esquema funcionamiento modelo análisis inestabilidad de Ledinegg

4.1.4 Modelo análisis efecto sombreados durante operación

Al igual que el modelo de la inestabilidad de Ledinegg anteriormente descrito, este modelo también se fundamenta en el empleo de partes del modelo de análisis del flujo bifásico, la librería REFPROP y contenido del software IMST-ART.

El sombreado resulta crítico para el control en las instalaciones de generación de vapor directa en los tubos absorbedores, debido a que si la sombra afecta a parte de los absorbedores hace que la radiación solar no se distribuya de la misma manera. Esto tiene impacto en el flujo másico especialmente, y es que al recibir mayor radiación solar en ciertos absorbedores y teniendo en cuenta que al estar en paralelo la caída de presión debe ser la misma el flujo másico se distribuirá de manera desequilibrada [62]. Esto puede tener efectos perjudiciales durante la operación, por lo que para comprender el impacto que puede ocasionar se desarrolla el siguiente modelo.

Para ello, en una primera fase se inicializa y carga la librería. Acto seguido el usuario indica la cantidad de flujo másico que se desea que en operación y teóricamente circule por cada absorbedor. Sin embargo, y como objeto de análisis se introduce el calor que recibirá cada absorbedor, lo que nos permite por tanto introducir las sombras que ocasionan una reducción de la radiación directa recibida. Además de ello, también se indica la presión de entrada y el número de celdas con el que se va a operar.

Con ello, y mediante una función desarrollada se resuelve iterativamente el problema, dando como resultado el valor del flujo másico que circula por cada uno de los tubos absorbedores, la presión y temperatura de salida en cada tubo, así como el título de vapor a la salida. En la siguiente figura se muestra el esquema de funcionamiento del modelo que ha sido explicado:

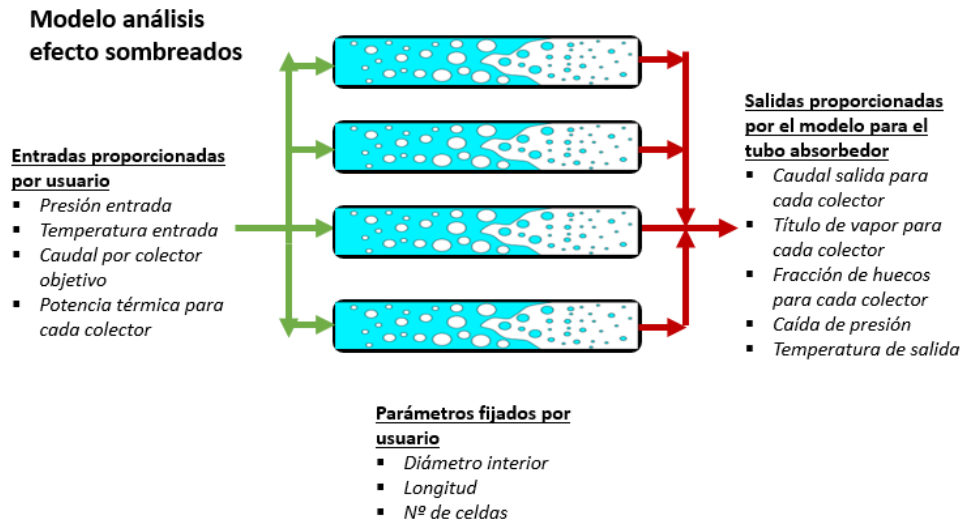


Figura 30. Esquema funcionamiento modelo análisis efecto sombreados durante operación

Todo ello nos permite comprender lo que ocurre durante la operación de una planta con tubos en paralelo, los fenómenos a evitar y el impacto que ello puede tener en la integridad de la misma.

4.2 Análisis de sensibilidad del modelo

Previo a realizar las simulaciones y efectuar el análisis del flujo bifásico resulta fundamental realizar un análisis de sensibilidad del modelo, lo que nos permite asegurar la precisión de cálculo que obtenemos mediante su empleo, así como obtener una solución de compromiso entre la precisión obtenida y el tiempo de cálculo requerido para efectuar la simulación.

La principal magnitud que afecta a la precisión de cálculo del modelo es el número de celdas que empleamos, es decir, el número de subdivisiones que realizamos del tubo absorbedor. Por ello en el siguiente análisis se va a evaluar como variando la magnitud número de celdas cambia la respuesta del modelo y los resultados obtenidos.

Para ello se valoran dos posibles escenarios en los cuales se fundamenta el cálculo de sensibilidad, escenarios que son los que típicamente van a ser objeto de análisis en posteriores apartados del presente TFM.

4.2.1 Análisis de sensibilidad planta MicroGENVASOL

En primer lugar, se realiza un análisis de sensibilidad para una planta del tamaño de MicroGENVASOL. Como parámetros de entrada al modelo de flujo bifásico se consideran los siguientes valores:

Tabla 2. Parámetros de entrada análisis sensibilidad planta MicroGENVASOL

Planta MicroGENVASOL	
Longitud	16.4 m
Calor	25 kW
Caudal másico	0.6 kg/s
Diámetro exterior	70 mm
Espesor de tubo	3.5 mm
Temperatura entrada	Saturación
Presión entrada	5 bar

Para este primer análisis se consideran un rango de número de celdas que va desde las 5 hasta las 55 celdas. Con ello se logra observar la variación en la precisión de los resultados de diferentes parámetros, entre los que destacamos los siguientes:

- **Título de salida:** como bien se puede apreciar en la Figura 31 las variaciones más importantes en la precisión de los resultados se producen entre un número de celdas inferior a 20, aunque si bien es cierto el cambio en la precisión se produce en el séptimo decimal, obteniendo por tanto una precisión elevada.

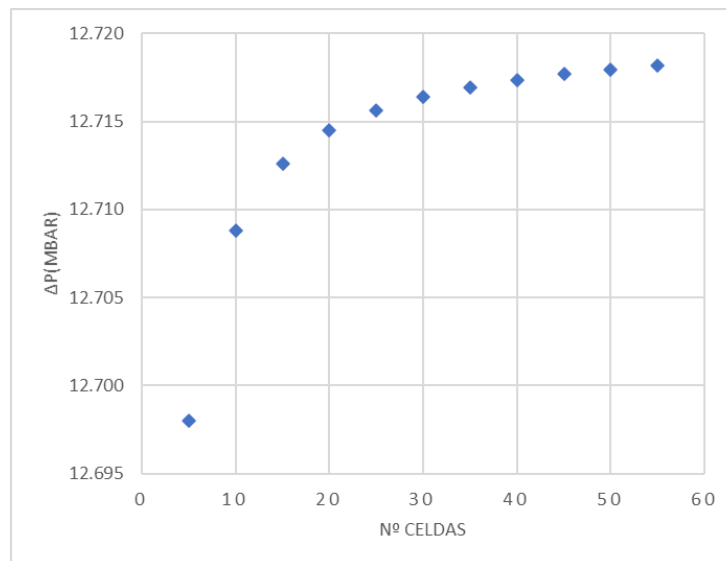


Figura 31. Título de vapor a la salida en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL

- **Caída de presión:** la caída de presión como se observa en la Figura 32 sigue un comportamiento similar a la que ocurre con el título de vapor. Para las primeras celdas las variaciones en los resultados resultan significativas, variando hasta el 4 decimal. A partir del empleo de 20 celdas en adelante los resultados tienden a estabilizarse, obteniendo una precisión dentro de un nivel de tolerancia aceptable, variando el resultado en menos de 0.001 mbar.

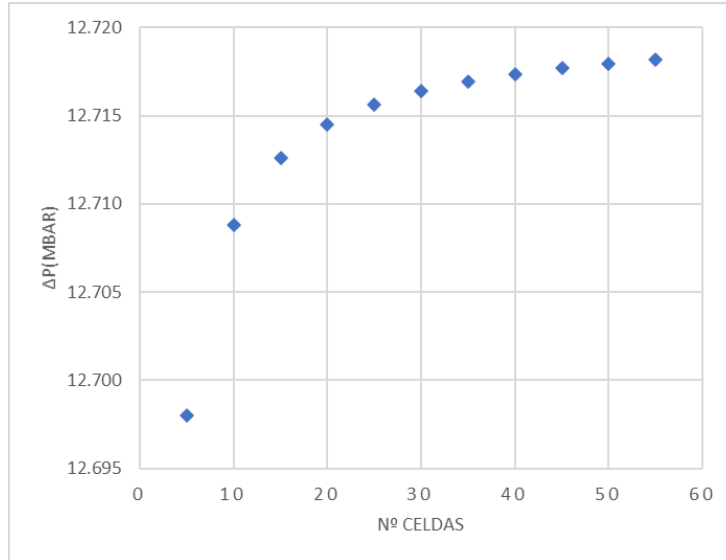


Figura 32. Caída de presión en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL

- **Fracción de huecos (Void Fraction):** al igual que ocurría con el título de vapor las variaciones de mayor relevancia se producen para un número menor de celdas menor a 20, para posteriormente estabilizarse los resultados como bien se observa en la Figura 33.

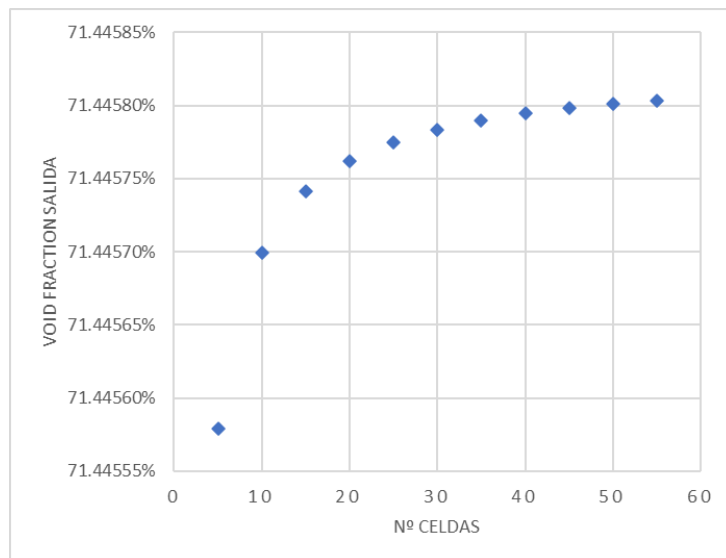


Figura 33. Fracción de huecos en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL

- **Temperatura de salida:** este parámetro experimenta una variación en los resultados en función del número de celdas empleadas de mayor importancia, sufriendo cambios en el tercer decimal. No obstante, el análisis confirma la tendencia mostrada anteriormente y a las 20 celdas en adelante el resultado experimenta una estabilización como se ve en la Figura 34.

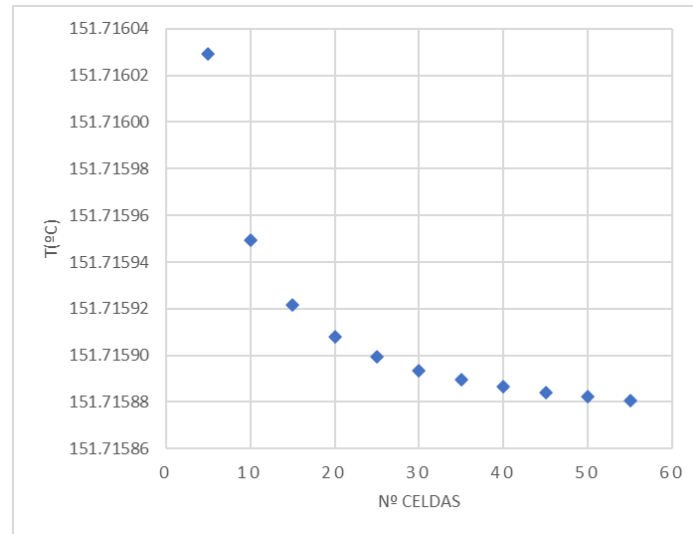


Figura 34. Temperatura salida en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL

- **Entalpía de salida:** podemos apreciar que se producen una serie de desviaciones en el rango de 5-15 celdas, siempre ocurriendo esto para valores de celda menores a 20, obteniendo elevada precisión al sobrepasar este número de celdas como se recoge en la Figura 35. Esto puede ser debido a las correlaciones e interpolación que se efectúan en el interior de la librería del flujo bifásico o al redondeo de decimales de forma interna, en cualquier caso, las desviaciones son despreciables.

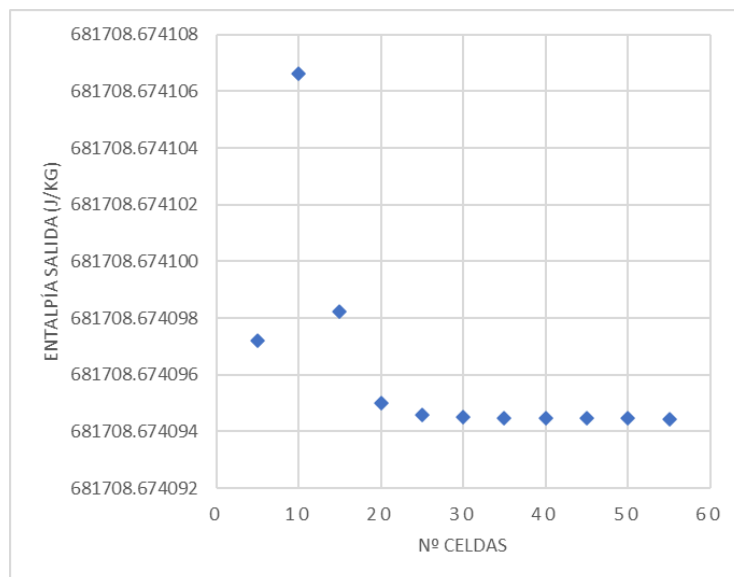


Figura 35. Entalpía salida en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL

- **Coefficiente de transmisión de calor:** este parámetro de salida que resulta fundamental en el diseño de los tubos absorbedores podemos apreciar que sufre variaciones de carácter importante al cambiar el número de celdas empleado en las simulaciones. Esto queda reflejado en la Figura 36, donde se observa que para un número menor de 20 celdas el valor del mismo pasa de 5400 W/m²·K hasta alcanzar valores de en torno a los 5750 W/m²·K en los que se estabiliza.

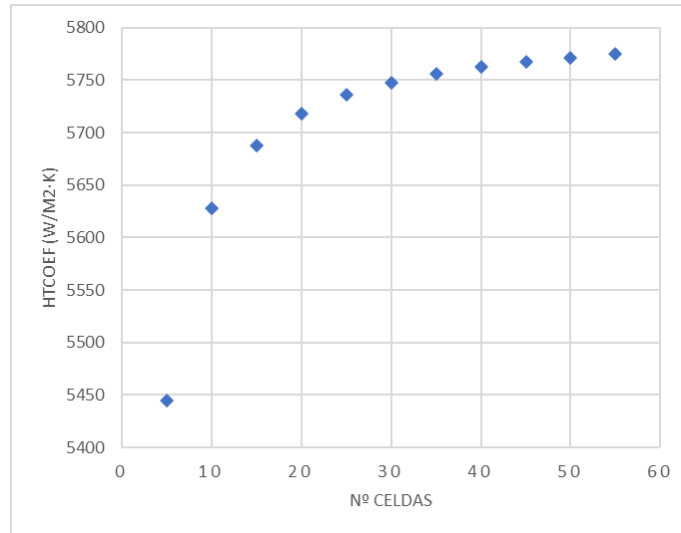


Figura 36. Coeficiente de transmisión de calor en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL

- **Tiempo de cálculo:** este parámetro es de gran interés a la hora de calibrar el modelo, y es que, si bien la precisión que se obtiene con el mismo es importante para garantizar la certeza y validez de los resultados, el tiempo computacional resulta fundamental a la hora de optimizar los procesos de diseño e investigación. Como bien se muestra en la Figura 37 el tiempo de cálculo presenta un crecimiento lineal con el número de celdas empleado. Esto implica que a mayor número de celdas mayor será el tiempo de cálculo requerido, algo que lógicamente cabría esperar.

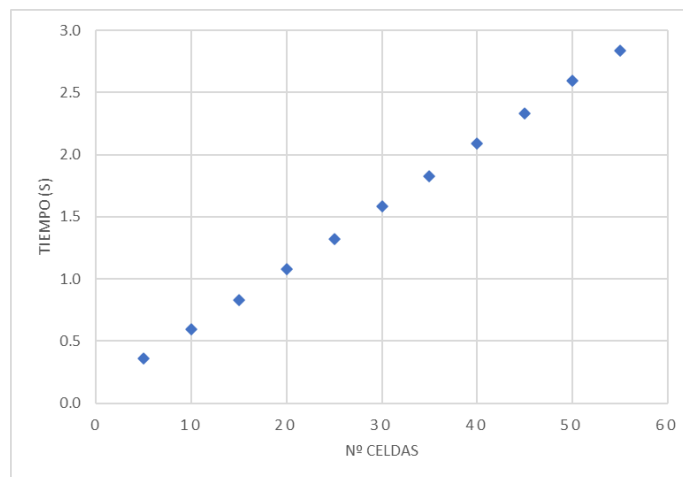


Figura 37. Tiempo de cálculo de simulación en función del número de celdas para planta MicroGENVASOL

En vista de este análisis de sensibilidad para la central de MicroGENVASOL se observa que hay parámetros como el título de vapor, temperatura de salida y fracción de huecos experimentan ligeras variaciones de poca significación. Por otro lado, otras variables como el flujo de calor se ven fuertemente influenciadas por el número de celdas en el cálculo y la precisión.

Es en base a esto, por lo que se considera que para el análisis de la central de microgeneración de vapor MicroGENVASOL se empleará un número de celdas que oscile entre las 20-40 celdas, o lo que es

lo mismo, al menos una celda cada 0.8 metros aproximadamente, lo que confiere una precisión y tiempo de cálculo que resultan óptimos.

4.2.2 Análisis sensibilidad planta comercial

Junto con esto, también se efectúa el mismo análisis de sensibilidad para una central comercial con una longitud y flujo de calor mayores, similares a lo que se espera obtener en la aplicación a industrias. Para este análisis se consideran en las simulaciones los siguientes valores de entrada en el modelo del flujo bifásico:

Tabla 3. Parámetros de entrada análisis sensibilidad planta comercial

Planta Comercial	
Longitud	70 m
Calor	100 kW
Caudal másico	0.6 kg/s
Diámetro exterior	70 mm
Espesor de tubo	3.5 mm
Temperatura entrada	Saturación
Presión entrada	8 bar

En este caso se realiza el análisis de la influencia del número de las celdas en el valor de los parámetros de salida considerando un número que va desde las 5 hasta las 100 celdas. El hecho de efectuar el análisis de sensibilidad en una planta comercial persigue analizar la posible influencia del incremento de la longitud en la precisión de los resultados o bien verificar que esto no tiene mayor repercusión en la precisión.

Tras este análisis se obtienen resultados similares a los realizados para la planta MicroGENVASOL. A efecto de muestra de ello se puede observar la tendencia que sigue el título de vapor a la salida en la Figura 38:

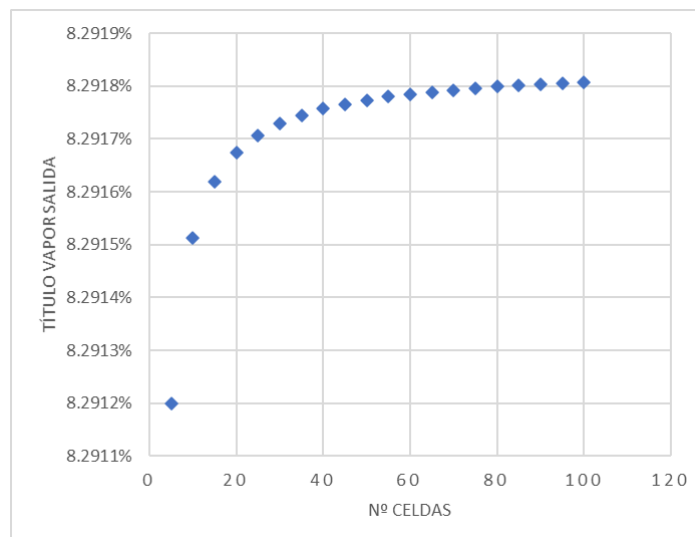


Figura 38. Título de vapor a la salida en función del número de celdas para planta comercial

El resultado obtenido para el título de vapor se puede apreciar que sufre una variación importante para un valor de 5-20 celdas, para posteriormente estabilizarse el resultado dentro de un rango de tolerancia reducido. Esta misma tendencia que ha sido observada en el caso anterior y que queda patente para el título de vapor ocurre para otras variables como son la fracción de huecos, la caída de presión, la temperatura de salida y coeficiente de transmisión de calor. Los resultados para las variables comentadas se encuentran en el "Anexo I. Modelos desarrollados en Matlab", en el subapartado "Resultados análisis de sensibilidad para planta comercial 100 kW".

En el caso anterior los resultados mostraban cierto grado de estabilización de los resultados a partir de las 20 celdas, siendo necesario que la longitud de cada celda fuese aproximadamente de 0.8 metros. En este caso, se observa mayor variabilidad en este parámetro de salida, hasta obtener cierto grado de estabilización a partir de las 80 celdas, es decir, para una longitud de celda de 0.9 metros aproximadamente.

Junto con ello, en este caso el tiempo de cálculo también es lineal, incrementándose de manera positiva con el incremento del número de celdas empleadas para el cálculo en las simulaciones. Es en base a estos resultados por lo que al igual que ocurría para MicroGENVASOL se considera que un empleo de celdas superior a 20 ya garantiza cierto grado de precisión, pudiendo incrementarse en gran manera si asciende a 40 celdas, por tanto, manteniendo una longitud de celda de entre 0.8 y 1.75 metros los resultados serán aceptables.

Este hecho muestra por tanto para los casos que van a ser objeto de estudio en el presente TFM cuya longitud no excederá los 70 metros de tubo absorbedor, si bien es cierto que tiene relevancia puesto que afecta a los resultados como son valores en cuanto a título de vapor o caídas de presión, no tiene un profundo impacto en la selección del número de celdas a emplear. En el caso de emplear mayores longitudes, flujos de calor en otras condiciones diferentes o una variación profunda en los parámetros de entrada, sería de interés efectuar un nuevo análisis de sensibilidad que arrojarase conclusiones adecuadas para el caso de estudio concreto.

4.3 Validación del modelo

Tras efectuar el análisis de sensibilidad del modelo se realiza una validación del modelo para verificar su correcto funcionamiento. Para ello, se utilizan otros modelos y resultados experimentales obtenidos por diferentes autores el adecuado ajuste de los resultados, así como un correcto comportamiento, en lo que a fenómenos físicos y termodinámicos se refiere, que se producen a lo largo del tubo absorbedor, como bien pueden ser título de vapor a la salida o caída de presión.

Para validar el modelo se recurre a los resultados obtenidos por David H. Lobón y Loreto Valenzuela, los cuales se encuentran en el artículo "Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation" [63]. En este artículo se recogen los resultados obtenidos tras aplicar un modelo de cálculo mediante el que se realiza una simulación para una planta basada en el uso de colectores cilíndrico-parabólicos con los que se genera vapor de manera directa en su interior.

Las características principales de la central que forman parte de los parámetros de entrada para la validación y que son necesarios para calcular el flujo de calor que recibe el tubo absorbedor se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 4. Características colectores empleados en el modelo de referencia para la validación [63]

Ubicación de la planta	PSA, Tabernas, España
Temperatura ambiente	25°C
Apertura	1 m
Longitud	2 m
Nº de colectores	38 uds.
Diámetro exterior absorbedor	0.018 m
Diámetro interior absorbedor	0.015 m
Eficiencia pico óptico-geométrica	0.63
IAM	$IAM(\theta) = 1 - 1.63 \cdot 10^{-3}\theta - 4.64 \cdot 10^{-5}\theta^2$
Eficiencia global	$\eta_{global} = 0.63 + 4 \cdot 10^{-4}\Delta T - 14 \cdot 10^{-6}\Delta T^2$
DNI	850 W/m ²
Ángulo de incidencia θ	14°

Como se muestra en la Tabla 4. Características colectores empleados en el modelo de referencia para la validación [63]Tabla 4, para calcular el calor que incide en el absorbedor, y que por tanto servirá como parámetro de entrada en el modelo, es necesaria a la Irradiancia Normal Directa (DNI, por sus siglas en inglés), así como el empleo del modificador del ángulo de incidencia (IAM, por sus siglas en ingles) que sirve para ajustar la eficiencia del colector en función del ángulo de incidencia de la radiación solar y las diferentes eficiencias con las que cuenta el colector. La expresión utilizada para calcular el valor del flujo de calor se muestra en la siguiente ecuación:

$$Q = DNI A_{apertura} \eta_{global} IAM \quad (4.3.1)$$

A continuación, se van a analizar varios casos posibles los cuales son similares a los que se van a analizar en el siguiente TFM. Estos casos cuentan con diferentes parámetros de entrada. Por una parte, se dispone de parámetros generales como son los anteriormente expuestos, esto es, longitud, diámetro de tubo absorbedor, es decir, los parámetros geométricos. Por otro lado, se cuenta con cuatro variables de entrada que se modifican en función del caso que se vaya a analizar: presiones de trabajo, caudales máxicos, flujo de calor y temperaturas de entrada. Esto permite obtener una mejor visión del comportamiento del modelo.

Una vez desarrollada la metodología empleada para validar el modelo se pasa a analizar las diferentes simulaciones efectuadas:

- **Caso 1:** para este primer caso se toman como condiciones de entrada al modelo las recogidas en la Tabla 5.

Tabla 5. Variables entrada Caso 1 de la validación del modelo

T entrada (°C)	Presión entrada (Mpa)	Q (kW)	m (kg/s)
90	2	15.5	0.01

En primer lugar, se realiza una simulación empleando como correlaciones para el cálculo de la caída de presión en el caso monofásico la de Churchill y en el caso del flujo bifásico la de Friedel, correlaciones que son seleccionables en el modelo tal y como se expuso en el apartado “4.1.1 Modelo

flujo bifásico en conducto cilíndrico” del presente TFM. Empleando dichas correlaciones los resultados son los siguientes:

Tabla 6. Resultados Caso 1 de la validación del modelo

	Modelo referencia	Modelo propio	Desviación (%)
Δp (Mpa)	0.0217	0.0065	-70.04 %
Título vapor salida	0.54	0.54	0 %
T salida (°C)	212	212.19	0.07 %

Como bien se aprecia, tras esta primera simulación, el cálculo de la temperatura se ajusta con elevada precisión a los resultados del modelo de referencia anteriormente citado. Sin embargo, en lo referido al título de vapor y el cálculo de la caída de presión se aprecian elevadas discrepancias, una desviación que no resulta aceptable, especialmente en lo que a caída de presión se refiere.

Es debido a esto, por lo que se procede a efectuar de nuevo la simulación modificando las correlaciones empleadas para el cálculo de la caída de presión. En esta nueva simulación para el Caso 1 se seleccionan como correlación de caída de presión en estado monofásico la de Petukov, mientras que para la caída de presión en flujo bifásico se emplea la correlación de Chisholm.

Efectuando de nuevo la simulación aplicando las modificaciones que se han descrito se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 7. Resultados Caso 1 de la validación del modelo modificando las correlaciones para la caída de presión

	Modelo referencia	Modelo propio	Desviación (%)
Δp (Mpa)	0.0217	0.0146	-32.76 %
Título vapor salida	0.54	0.54	0 %
T salida (°C)	212	211.98	-0.01 %

A raíz de estas modificaciones es posible apreciar que la caída de presión se ajusta en manera a los resultados obtenidos por el modelo de referencia. Por otro lado, el título de vapor a la salida y la temperatura a la salida no se ven afectados fuertemente por esta modificación.

En cuanto a la desviación que sigue produciéndose esta puede ser debida a los errores inducidos en el cálculo del flujo de calor que incide en el absorbedor, y es que tal y como se ha reflejado con anterioridad para implementarlo al modelo es necesario hacer una aproximación con la expresión 4.3.1.

Junto con ello, al efectuar la validación del modelo se aprovecha para analizar el funcionamiento del cálculo de patrón de flujo a lo largo del absorbedor, función con la que no cuenta el modelo de referencia para la validación y que permite comprender mejor el estado del flujo en el absorbedor durante el intercambio de calor.

El cambio de patrones de flujo para el Caso 1 se puede ver en Figura 39, donde se observa que a partir de los 20 metros aproximadamente se obtiene un patrón Slug+Stratified Wavy que se mantiene durante 25 metros, para finalmente convertirse en un patrón Stratified Wavy.

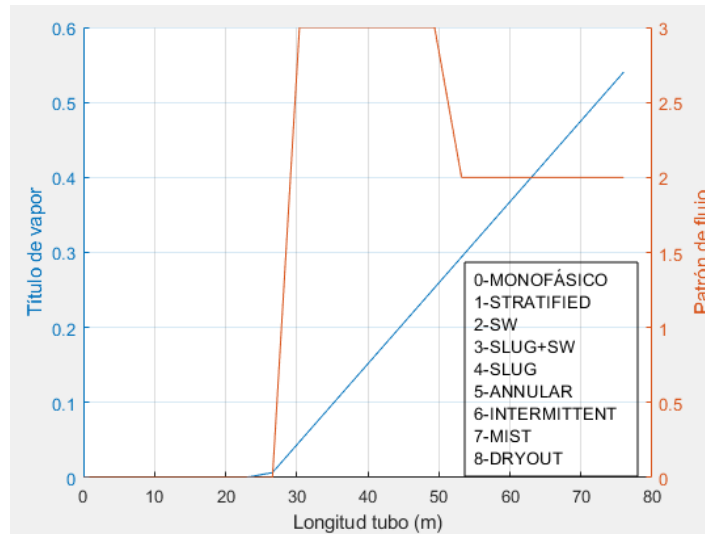


Figura 39. Patrón de flujo y título de vapor a lo largo del tubo absorbedor en el Caso 1 de la validación del modelo

- **Caso 2:** para este segundo caso se toman como condiciones de entrada al modelo las recogidas en la Tabla 8, en la que se aprecia que respecto al Caso 1 se modifican el flujo de calor recibido, el caudal másico se duplica y la presión de entrada se reduce. Tabla 8. Variables entrada Caso 2 de la validación del modelo

Tabla 8. Variables entrada Caso 2 de la validación del modelo

T entrada (°C)	Presión entrada (Mpa)	Q (kW)	m (kg/s)
90	1.5	20.6	0.02

Los resultados que se obtienen empleando como correlación de la caída de presión en monofásico la de Churchill y en el caso de la caída de presión en bifásico la de Friedel son los siguientes:

Tabla 9. Resultados Caso 2 de la validación del modelo

	Modelo referencia	Modelo propio	Desviación (%)
Δp (Mpa)	0.0387	0.0154	-60.20 %
Título vapor salida	0.29	0.29	0 %
T salida (°C)	197	197.77	0.39 %

Como se aprecia en la Tabla 9, el cálculo de la temperatura sigue siendo muy preciso, pero se vuelven a observar discrepancias con la caída de presión especialmente. Debido a ello, tal y como ocurría en el Caso 1, se procede a efectuar una nueva simulación empleando como correlación de la caída de presión en monofásico la de Petukov, mientras que para la mezcla bifásica se emplea la de Chisholm. Con esto los resultados son los siguientes:

Tabla 10. Resultados Caso 2 de la validación del modelo modificando las correlaciones para la caída de presión

	Modelo referencia	Modelo propio	Desviación (%)
Δp (Mpa)	0.0387	0.0372	-3.87 %
Título vapor salida	0.29	0.29	0 %
T salida (°C)	197	197.08	0.04 %

A la vista de los resultados que se recogen en la Tabla 10, se confirma la tendencia mostrada en el Caso 1 para la caída de presión, y es que, si se desea obtener mayor precisión en el cálculo de la caída de presión es fundamental escoger la correlación de la caída de presión adecuada.

Debido a estos resultados, el modelo se fija para que opere empleando como correlación de caída de presión en el flujo monofásico la de Petukov y para el flujo bifásico se optará por emplear la correlación de Chisholm, dado el mejor ajuste que ofrecen ambas.

Así mismo, para el Caso 2, se analiza también el funcionamiento del post proceso que permite conocer el tipo de patrón de flujo que se da en cada tramo del absorbedor. En este caso, como se aprecia en la Figura 40, durante los primeros 38 metros se encuentra la mezcla en estado monofásico, para convertirse de ahí en adelante en una mezcla con patrón tipo Slug+Stratified Wavy hasta escasos metros del final del tubo absorbedor, donde se convierte en Stratified Wavy.

Este hecho resulta de gran interés, y es que permite obtener una primera idea del efecto que produce en el patrón la modificación de una variable de control de una central de generación directa como es el flujo másico que circula por el absorbedor.

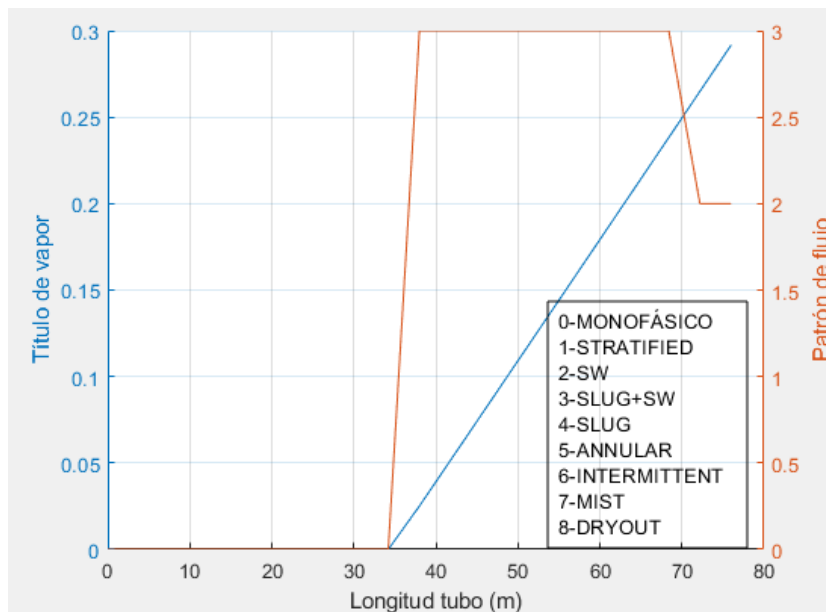


Figura 40. Patrón de flujo a lo largo del tubo absorbedor en el Caso 2 de la validación del modelo

- **Caso 3:** este caso permite verificar el comportamiento del modelo al producirse una variación en la temperatura de entrada del fluido al absorbedor. Las variables de entrada se encuentran recogidas en la Tabla 11. Tabla 8. Variables entrada Caso 2 de la validación del modelo

Tabla 11. Variables entrada Caso 3 de la validación del modelo

T entrada (°C)	Presión entrada (Mpa)	Q (kW)	m (kg/s)
125	2	16.38	0.02

Al igual que se ha efectuado en los casos anteriores se efectúan dos simulaciones. En la primera de ellas se ha implementado como correlaciones de caída de presión para el monofásico la de Churchill y para bifásico la de Friedel, quedando recogidos los resultados en la Tabla 12. Por otra parte, en la

segunda simulación se emplean como correlaciones de caída de presión para el flujo monofásico la de Haaland y para el bifásico la de Chisholm, mostrándose los resultados de dicha simulación en la Tabla 13.

Tabla 12. Resultados Caso 3 de la validación del modelo

	Modelo referencia	Modelo propio	Desviación (%)
Δp (Mpa)	0.017	0.010	-41.17 %
Título vapor salida	0.23	0.23	0 %
T salida (°C)	212	212.08	0.05 %

Tabla 13. Resultados Caso 3 de la validación del modelo modificando las correlaciones para la caída de presión

	Modelo referencia	Modelo propio	Desviación (%)
Δp (Mpa)	0.017	0.023	35.29 %
Título vapor salida	0.23	0.23	0 %
T salida (°C)	212	211.75	-0.11 %

Estos resultados permiten por una parte mostrar que parte de las desviaciones en el cálculo del título de vapor se deben a la aproximación efectuada para calcular el flujo de calor, tal y como se ha destacado anteriormente. Junto con esto, también nos permite confirmar la elevada precisión que cuenta el modelo para calcular la temperatura a lo largo del tubo absorbedor.

Finalmente, se ha comprobado de nuevo que las correlaciones por defecto que con las que cuenta el modelo (Churchill y Friedel) no son las que mejor se ajustan para el cálculo de la caída de presión. Además de esto, es notorio el hecho de que, en este caso, si bien al modificar la correlación de la caída de presión la desviación existente respecto al modelo de referencia es menor, no lo es tanto como en el Caso 1 y Caso 2. Por ello, se prescinde de emplear la correlación de Haaland, considerando de más correcta aplicación las correlaciones de Petukov para el caso monofásico y de Chisholm para el caso bifásico. Con esto, se concluye la validación del modelo, lo que nos ha permitido verificar el correcto comportamiento del mismo, efectuar unos primeros ajustes iniciales que resultan necesarios para efectuar el análisis del flujo bifásico, así como garantizar que sigue de manera adecuada los comportamientos termodinámicos y físicos esperables.

5 Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor

En el presente capítulo se va a analizar el comportamiento del flujo bifásico en el interior del tubo absorbedor de una central termosolar de generación directa de vapor Linear Fresnel. En un primer apartado, se analizará el flujo bifásico en tres tipologías de planta, buscando en el último de los casos la optimización de parte del diseño de la planta desde el punto de vista termodinámico y de operación. Por otra parte, en un segundo apartado el análisis se centrará en la comprensión de la inestabilidad de Ledinegg en las tres tipologías de planta anteriormente mencionadas. Para ello, se analizará el efecto que tiene en esta inestabilidad la modificación de ciertas variables físicas y termodinámicas que son ajustables durante la operación, así como se valorará el impacto de que ocasiona en esta inestabilidad la modificación de parámetros geométricos como son el diámetro del tubo absorbedor.

5.1 Análisis del flujo bifásico

Para el análisis del flujo bifásico se emplea el modelo desarrollado en Matlab que ha sido descrito en el apartado “4.1.2 Modelo análisis flujo bifásico en tubo absorbedor” del presente TFM. El objetivo de este análisis es estudiar la influencia de diferentes parámetros de operación y características del sistema en el comportamiento dentro del tubo absorbedor.

Las variables de entrada a modificar son:

- **Potencia térmica absorbida:** Se realizan diferentes simulaciones variando la potencia térmica, lo que permitirá comprender el funcionamiento de la central a lo largo del año.
- **Caudal másico:** esta es una de las principales variables de control en una central termosolar. Se analizarán diferentes rangos de caudales, lo que permite establecer estrategias de control y operación.
- **Presión de trabajo:** se analiza el efecto que conlleva trabajar con diferentes presiones de trabajo en lo que a caída de presión y generación de vapor se refiere.

Los resultados a estudiar son:

- **Caída de presión,** afecta al consumo de la bomba de circulación.
- **Título de vapor,** influye en la proporción de vapor generado con respecto al caudal total.
- **Patrón de flujo,** tiene influencia en la caída de presión, la transferencia de calor y la distribución de temperatura en el perímetro del tubo. El patrón de flujo deseable es el anular, pues mantiene todo el perímetro del tubo mojado con líquido, y reduce el estrés térmico en comparación con patrones donde hay partes del tubo “seco” (con vapor en lugar de líquido).
- **Salto térmico entre el fluido y la pared del tubo,** se quiere evitar elevadas temperaturas en la pared del tubo, ya que aumentarían las pérdidas térmicas por radiación y provocan más estrés térmico en el tubo.

Para efectuar este análisis se realizan

- **Caso MicroGENVASOL:** este caso de estudio se centra en el análisis del comportamiento de la planta experimental MicroGENVASOL que se encuentra en la UPV.
- **Caso Planta Comercial:** en este estudio se analiza el efecto que tiene en la mezcla bifásica realizar un escalado de la planta a tamaño comercial con el objetivo de aplicar esta tecnología

a industrias que tengan necesidad de calor.

- **Caso MicroGENVASOL Optimizada:** se analizará el efecto que tiene la modificación del diámetro del tubo absorbedor en el comportamiento de la mezcla bifásica. Este parámetro resulta crítico y tiene fuertes repercusiones en el patrón de flujo y la caída de presión, y por ende en el consumo eléctrico de la instalación.

Mediante el estudio de los siguientes casos es posible tener una mejor comprensión del comportamiento del flujo bifásico que se produce en los absorbedores, lo que resultará necesario en etapas como es el control de la central, así como para efectuar un análisis adecuado de la demanda que es capaz de cubrir este tipo de sistemas termosolares.

5.1.1 Caso MicroGENVASOL

A continuación, se realiza el estudio de caso MicroGENVASOL. Para ello, se va a efectuar un análisis para diferentes flujos de calor, en concreto cuatro: 10, 20, 30 y 40 kW. Estos diferentes flujos de calor permiten comprender como funciona la planta en diferentes estaciones del año, correspondiendo los valores centrales a estaciones como la primavera y otro, mientras que los valores extremos corresponden a invierno (10 kW) y verano (40kW). Junto con esto, en cada escalón de calor se analiza el impacto que tiene la modificación del flujo másico que circula por el absorbedor, tomando como referencia para el estudio cuatro valores: 0.04, 0.09, 0.03 y 0.6 kg/s. Estos valores de caudal másico van desde el nominal (0.6 kg/s), hasta el valor mínimo que es capaz de proporcionar la bomba de la instalación (0.04 kg/s).

En primer lugar, por tanto, se analiza la influencia que tiene en los resultados la modificación del flujo de calor recibido y del caudal másico que circula por el tubo absorbedor. En la Tabla 14 se recoge el impacto que tiene el caudal y el flujo de calor en el título de vapor a la salida:

Tabla 14. Título de vapor a la salida Caso MicroGENVASOL en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar

Caudal (kg/s)	Título de vapor			
	Q = 10 kW	Q = 20 kW	Q = 30 kW	Q = 40 kW
0.04	0.119	0.237	0.356	0.474
0.09	0.053	0.106	0.158	0.211
0.3	0.016	0.032	0.048	0.064
0.6	0.008	0.016	0.024	0.032

En las simulaciones efectuadas se ha considerado un valor de presión de entrada de 5 bares. Como se observa en la tabla anterior, el título de vapor se incrementa de manera considerable conforme crece el flujo de calor que incide en el tubo absorbedor. Con tal de analizar los resultados de manera más visual se efectúa la Figura 41.

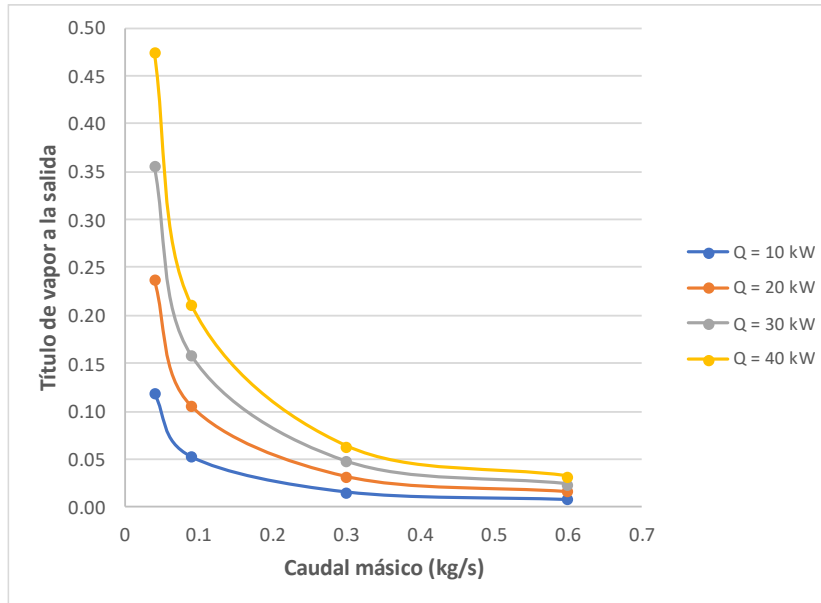


Figura 41. Título de vapor a la salida Caso MicroGENVASOL en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar

En esta figura se aprecia como el hecho de reducir el caudal supone un incremento importante en el valor del título de vapor a la salida, hecho que se ve reforzado conforme aumenta el flujo de calor. Este hecho era esperable, pues la cantidad de vapor generado es inversamente proporcional al flujo másico para un mismo flujo de calor, y directamente proporcional al flujo de calor para un mismo caudal másico.

El hecho de tener un caudal másico reducido puede parecer a priori un aspecto atractivo, puesto que el título de vapor obtenido es alto. No obstante, operar con caudales más elevados, cercanos al nominal, presenta también aspectos de interés. Uno de ellos es el que se observa en la Figura 42, donde se compara la diferencia entre la temperatura máxima de pared que alcanza el tubo absorbedor y la temperatura del fluido. Esta comparación se hace teniendo en cuenta los dos posibles casos extremos de flujo de calor, esto es, situación de verano o de invierno.

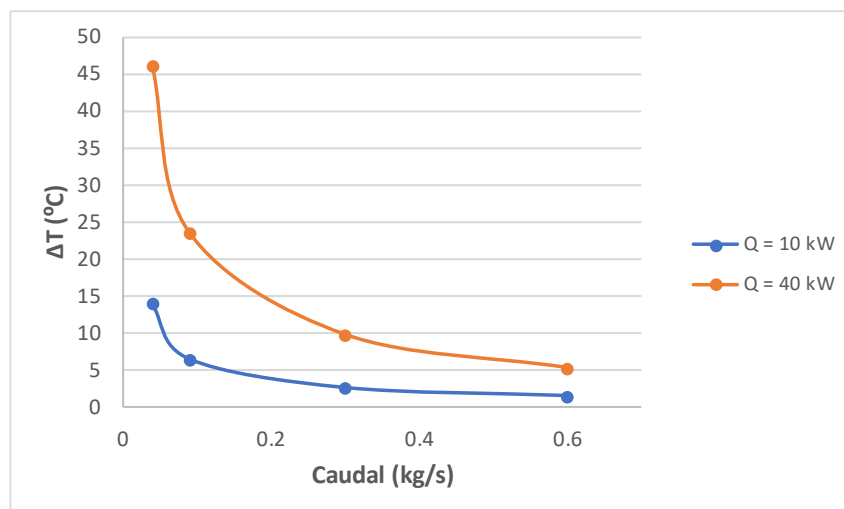


Figura 42. Diferencia de temperatura de pared y de fluido frente al caudal en función del flujo de calor en MicroGENVASOL. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar

Si bien se ha visto anteriormente que menores caudales se traducían en mayores títulos de vapor, lo que podría parecer beneficioso, esto produce al mismo tiempo que en situaciones de verano puedan darse diferencias de temperatura que puedan poner en compromiso la integridad del tubo absorbedor. Esto por tanto muestra la necesidad de regulación y control estacional de la planta, pues en meses invernales será seguro operar con caudales reducidos, pues las diferencias de temperatura no resultarán tan críticas, frente a los meses estivales en los que al tener un flujo de calor mayor será necesario operar con caudales más elevados con el fin de preservar la integridad de la planta. Esta idea se refuerza al ver las temperaturas de pared máximas que se dan en ambos casos, lo que queda recogido en la siguiente tabla:

Tabla 15. Temperaturas de pared máxima en el tubo absorbedor MicroGENVASOL para invierno y verano. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar

Caudal (kg/s)	Temperatura (°C)	
	Q = 10 kW	Q = 40 kW
0.04	165.7	198.0
0.09	158.2	175.3
0.3	154.3	161.5
0.6	153.2	157.0

Además de esto, la temperatura de pared se aprecia en la Figura 43 que para los metros iniciales del tubo absorbedor presenta un incremento hasta alcanzar la diferencia de temperaturas máxima anteriormente descrita, para posteriormente tras avanzar, ir reduciéndose hasta convertirse en una diferencia de temperaturas que se mantiene prácticamente constante.

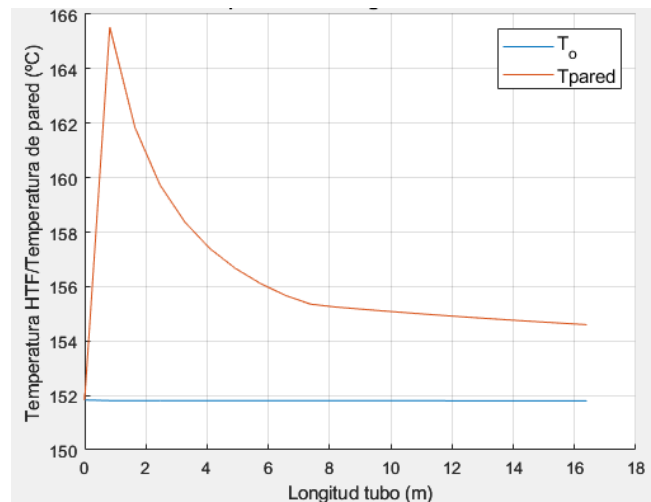


Figura 43. Temperaturas en MicroGENVASOL con $Q=10$ kW, $m=0.04$ kg/s y $P=5$ bar

Por otra parte, un factor a tener en cuenta es la caída de presión en el tubo absorbedor, ya que esto por una parte afectará a la presión a la que se genera el vapor y además de esto afectará al consumo eléctrico de la instalación, ya que en el caso de que la caída de presión sea mayor, mayor será el consumo de las bombas. En la Figura 44 se puede observar el comportamiento de la caída de presión según el caudal másico que se emplee y el flujo de calor que incida:

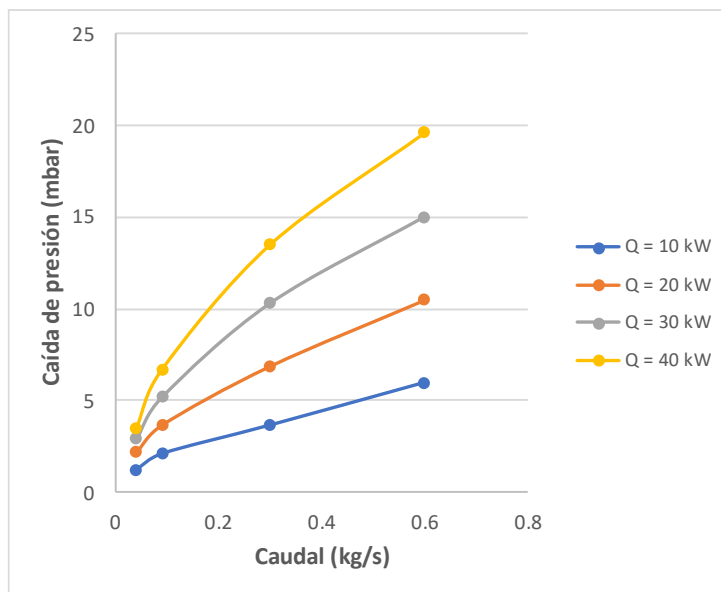


Figura 44. Caída de presión en el absorbedor en función del caudal y el flujo de calor para MicroGENVASOL. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar

Por un lado, se tiene que, a mayores flujos de calor y para un mismo valor de caudal másico, la caída de presión es mayor. Junto con ello, el tener un flujo mayor supone un incremento del valor de dicha caída de presión. Tanta es esta diferencia que el operar a un caudal de 0.6 kg/s a 40 kW de flujo de calor supone tener más de tres veces caída de presión que operar en el caso extremo de flujo másico con 0.04 kg/s al mismo flujo de calor.

Este hecho por tanto muestra que en épocas estivales, a un mismo caudal másico, la caída de presión será mayor y por lo tanto los costes debidos a consumos eléctricos serán mayores, aunque si bien es cierto, las caídas de presión para una instalación de las características de MicroGENVASOL resultan ser de pequeña entidad, fundamentalmente por el tamaño y características geométricas de la misma, no superando en el caso más desfavorable desde el punto de vista de caída de presión (esto es 0.6 kg/s y 40 kW) los 20 mbar de caída de presión.

Por otra parte, resulta de interés analizar cómo se produce principalmente este fenómeno de caída de presión en función de la fase en la que se encuentre el fluido en el interior del tubo absorbedor. Para ello, se toma como referencia una simulación efectuada para un flujo de calor de 40 kW y un caudal de 0.6 kg/s, aunque los resultados son extrapolables a otros niveles de calor, así como de caudal másico circulante.

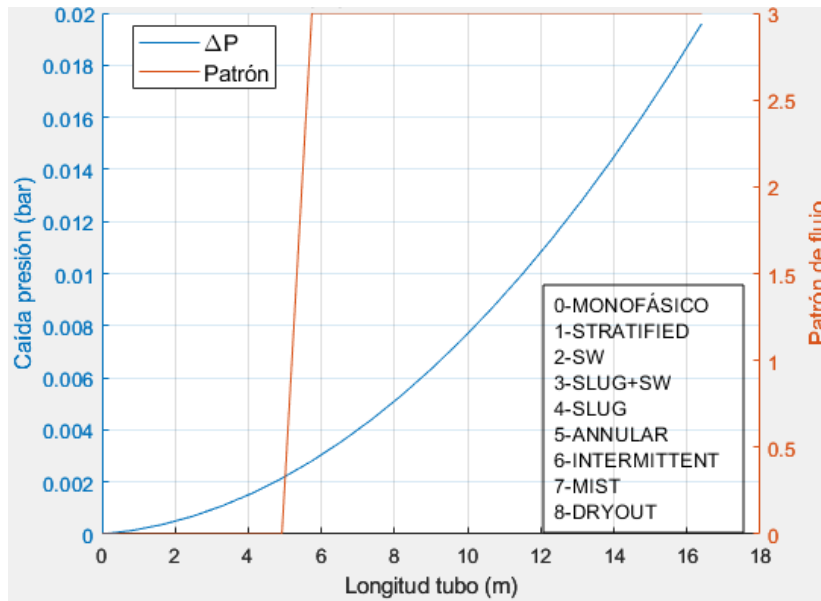


Figura 45. Caída de presión y patrón de flujo para un caudal de 0.6 kg/s y Q=40kW en MicroGENVASOL

En la Figura 45 es posible observar el efecto que tiene el patrón del flujo y por tanto la fase en la que se encuentra el fluido en la caída de presión. Para el primer tramo del tubo absorbedor, aproximadamente durante los primeros 5 metros la caída de presión es de poca entidad, presentado una pendiente reducida y encontrándose como se ve en la Figura 45 en estado monofásico. No obstante, a partir de los 5 metros hasta el final el fluido se convierte en mezcla bifásica, presentado un patrón de flujo Slug+Stratified Wavy. En este estado se aprecia de manera clara que la pendiente de la caída de presión experimenta un incremento, siendo esta mayor, produciéndose gran parte de esta caída de presión en condiciones de flujo bifásico.

Además de esto, para una misma presión de entrada y variando el flujo de calor y el caudal másico se obtienen diferentes patrones de flujo, los cuales tienen efectos diferentes en lo que a efectos de transmisión de calor se refiere.

En la Tabla 16 se recogen los diferentes patrones de flujo a la salida en función del caudal que circula por el tubo absorbedor y del flujo de calor incidente que se ha tomado para cada simulación.

Tabla 16. Patrón de flujo a la salida del tubo absorbedor en función del caudal y del flujo de calor en MicroGENVASOL. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar

Caudal (kg/s)	Patrón de flujo a la salida			
	Q = 10 kW	Q = 20 kW	Q = 30 kW	Q = 40 kW
0.04	Estratificado	Estratificado	Estratificado	Estratificado
0.09	Estratificado	Estratificado	SW	SW
0.3	Slug+SW	Slug+SW	Slug+SW	Slug+SW
0.6	Monofásico	Slug+SW	Slug+SW	Slug+SW

A partir de los resultados expuestos en la tabla anterior se aprecia que caudales más pequeños conllevan la aparición de patrones de flujo estratificados. Esto puede conllevar peligro para la integridad del tubo, especialmente en el caso de caudal 0.04 kg/s durante los periodos estivales

especialmente, y es que como se ha descrito anteriormente en este caso la temperatura máxima de pared resulta ser de 198°C (Tabla 15), temperatura que, debido al funcionamiento del modelo, resulta ser un promedio de todo el tubo, por lo que al tener separada la fase gas de la fase líquida a causa de la estratificación del flujo, las temperaturas en la zona de fase vapor podrían ser más elevadas, llegando a ocasionar en el caso más desfavorable un eventual quemado del tubo.

Por otro lado, se observa que en épocas invernales la producción de vapor empleando caudales elevados no presenta viabilidad, pues el flujo sale en condiciones monofásicas. Además de esto, se ha de señalar que para caudales intermedios/elevados, y conforme se incrementa el flujo de calor incidente el flujo bifásico, tiende a adoptar patrones de flujo de tipo Slug+SW.

En la mayoría de estos casos, el patrón de flujo se mantiene constante e invariable durante toda la conducción desde el momento en el que la mezcla pasa de estado monofásico a bifásico. Sin embargo, existe la particularidad en los casos que operan con un caudal másico de 0.09 kg/s en la situación de 30 y 40 kW de flujo másico. En sendos casos, se produce un cambio de patrón de flujo durante el tubo absorbedor en dos ocasiones, tal y como queda reflejado en la Figura 46 y Figura 47.

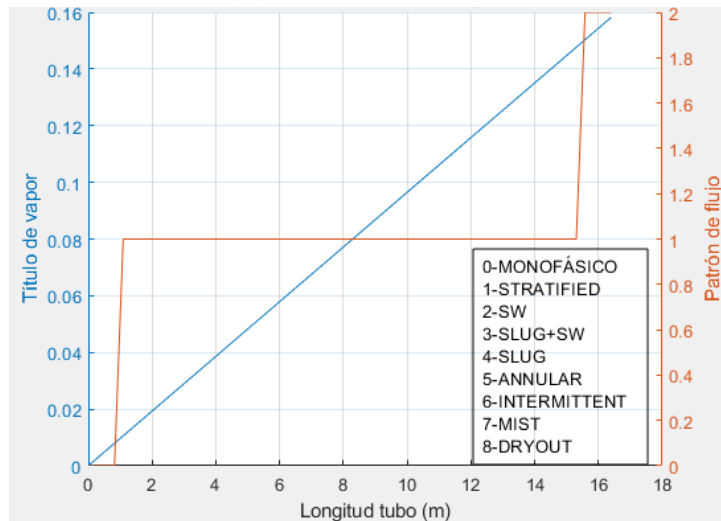


Figura 46. Patrón de flujo y título de vapor en MicroGENVASOL con $P=5$ bar, $m=0.09$ kg/S y $Q=30$ kW

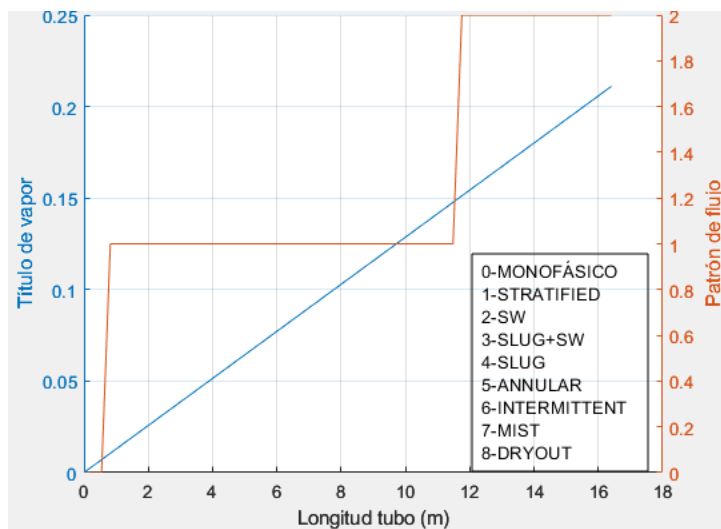


Figura 47. Patrón de flujo y título de vapor en MicroGENVASOL con $P=5$ bar, $m=0.09$ kg/S y $Q=40$ kW

En ambos casos, se puede observar cómo prácticamente antes de alcanzar el primer metro de la conducción se produce la mezcla bifásica, incrementándose en todo momento el título de vapor de manera lineal y alcanzado un patrón de flujo de tipo estratificado. No obstante, esto no se mantiene durante toda la conducción, y es que, tras el avance e intercambio de calor, el flujo pasa a adoptar un nuevo patrón de tipo ondulado estratificado (SW por sus siglas en inglés), el cual se mantiene más prolongado a lo largo de tubo absorbedor, especialmente en la conducción que recibe 40 kW.

Junto con esto, un aspecto de interés a la hora de efectuar el control de la planta, es conocer el efecto que produce la variación de la presión de entrada al tubo absorbedor. Para ello, se han efectuado simulaciones a 8 bar de presión y para los flujos de calor de 10 y 30 kW, lo que nos permite comparar los resultados con las simulaciones efectuadas para una presión de operación de 5 bar, todo ello tomando como caudales el mínimo de 0.04 kg/s y el nominal de 0.6 kg/s.

En primer lugar, se analiza el efecto de incrementar la presión en el título de vapor a la salida del tubo absorbedor. Los resultados quedan recogidos en la Tabla 17. Aquí se observa como incrementar la presión se traduce en un ligero aumento del título de vapor, el cual se obtiene en condiciones de temperatura más elevadas como consecuencia del aumento de la presión de entrada.

Tabla 17. Título de vapor en función del caudal, flujo de calor y presión para MicroGENVASOL

Caudal (kg/s)	Título de vapor			
	Q = 10 kW y P=5 bar	Q = 10 kW y P=8 bar	Q = 30 kW y P=5 bar	Q = 30 kW y P=8 bar
0.04	0.1187	0.1221	0.356	0.3664
0.6	0.008	0.0082	0.024	0.0246

Otro aspecto relevante es analizar lo que ocurre con la diferencia de temperatura máxima entre la pared del tubo absorbedor y del fluido, lo que nos permite valorar el efecto que produce incrementar la presión.

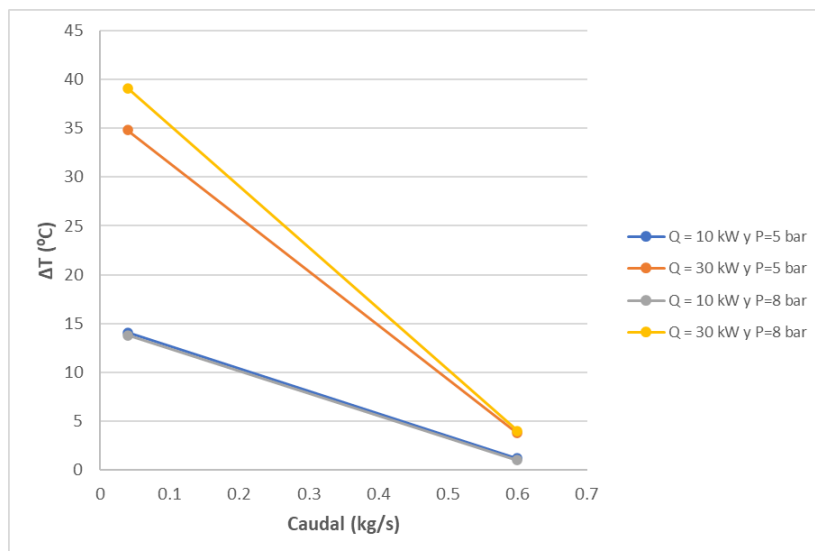


Figura 48. Diferencia de temperatura entre la pared del tubo y el fluido en función del caudal, flujo de calor y presión

Como se puede observar en la Figura 48, la diferencia de temperaturas es mayor en las simulaciones en las que se emplea una presión de entrada menor. Este efecto además se aprecia que para los casos

con bajo flujo de calor no tiene un profundo impacto. Sin embargo, al recibir un flujo de calor mayor y operar con caudales menores el efecto es más acusado.

No obstante, también se ha de tener en cuenta que a pesar de que las diferencias de temperatura son menores en el caso que emplea una mayor presión, la temperatura máxima de pared alcanzada en el pico es más elevada debido a que el fluido entra a una temperatura mayor que es la asociada a la de saturación para dicha presión. Este aspecto se observa en la siguiente figura, donde se aprecia esta mayor temperatura de pared:

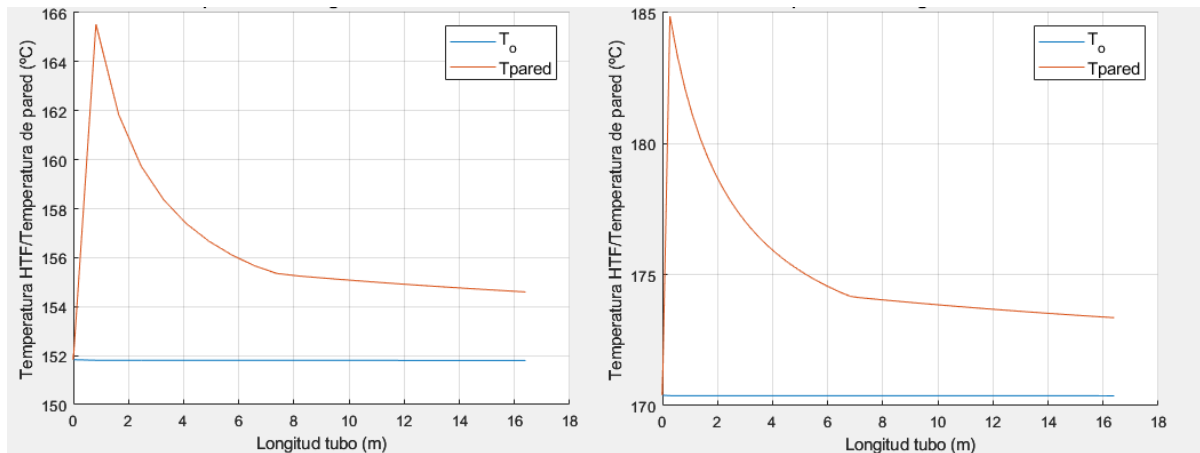


Figura 49. Temperaturas en MicroGENVASOL con $Q=10$ kW, $m=0.04$ kg/s y $P=5$ bar (izquierda) frente a $P=8$ bar (derecha)

Junto con esto, resulta necesario analizar el efecto que produce incrementar la presión en la caída de la misma, pues como se ha comentado anteriormente esto tiene repercusiones en el consumo eléctrico de la instalación debido al funcionamiento de las bombas.

Esta caída de presión queda recogida en la Figura 50, donde se puede apreciar que en para ambos flujos de calor la caída de presión es menor cuanto mayor es la presión de entrada. Además, también es posible visualizar que para caudales mayores y flujos de calor más elevados esta diferencia se hace más notable, siendo menor por lo tanto la caída de presión al operar con 8 bar frente a 5 bar.

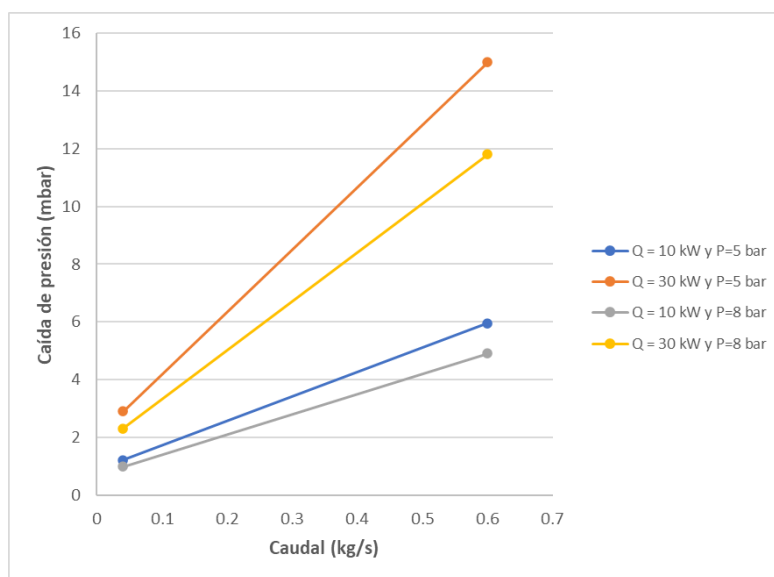


Figura 50. Caída de presión en función del caudal, flujo de calor y presión de entrada para MicroGENVASOL

Todo ello muestra una serie de beneficios que comporta el operar con presiones mayores, ya que se logra obtener temperaturas de vapor más elevadas y caídas de presión menores. Sin embargo, a la hora de escoger la presión con la que se va a operar finalmente hay que tener en cuenta la capacidad que tiene cada instalación en particular de elevar la presión, soportarla y no solo eso, sino también las características térmicas que presenta la demanda de cada industria en particular.

5.1.2 Caso Planta Comercial

El segundo caso objeto de estudio es el de la aplicación de la generación directa de vapor mediante una planta termosolar de concentración Linear Fresnel para aplicación a procesos industriales. Para ello en las simulaciones de este caso se ha considerado una central con una potencia nominal térmica de en torno a los 100 kW, cuyas características geométricas se han descrito con anterioridad en el análisis de sensibilidad en el apartado “Análisis de sensibilidad del modelo”. Sin embargo, y para mayor claridad, se adjuntan los parámetros principales que se han tomado como variables geométricas y termodinámicas de entrada para este ensayo, tal y como se recoge en la siguiente tabla:

Tabla 18. Variables de entrada para el estudio del Caso Planta Comercial

Planta Comercial	
Longitud	70 m
Calor	45-100-170 kW
Caudal másico	0.04-0.09-0.4-0.6-1 kg/s
Diámetro exterior	70 mm
Espesor de tubo	3.5 mm
Presión de entrada	8 bar

Tal y como se ha expuesto en la Tabla 18, para estas simulaciones se consideran tres posibles escenarios en lo que ha flujo de calor se refiere, 45, 100 y 170 kW, lo que equivaldría a situación climática de invierno, nominal y de verano, respectivamente. En cuanto a los caudales másicos se mostrará la importancia que tiene determinar el mínimo caudal másico que es capaz de circular sin afectar a la integridad estructural de la central. Finalmente, y dado que se han analizado en el apartado anterior la influencia de la presión de entrada en la generación de vapor, en esta serie de simulaciones para el Caso Planta Comercial se ha optado por elevar la presión a 8 bar, ya que esto ofrece pérdidas de presión menos acusadas y además se ajusta en mejor manera al incremento de longitud para esta central comercial, aunque para justificar esta decisión se efectuará en la parte final del presente apartado una comparación con lo que sucedería en caso de emplear presiones menores.

Esta central dado que dispone de tamaño comercial es capaz de obtener potencias térmicas más elevadas dado al incremento de la superficie de captación. Este hecho tendrá consecuencias en el título de vapor que es capaz de ofrecer, por ello resulta esencial analizar la influencia del caudal que circula por el tubo absorbedor, con el objetivo principal de evitar patrones de flujo que puedan resultar perjudiciales durante la operación.

En primer lugar, al igual que se efectuó para la central MicroGENVASOL se consideró un caudal mínimo de 0.04 kg/s. No obstante, para esta situación se produce un secado del tubo y se obtienen temperaturas de pared que resultan excesivas, tal y como se puede apreciar en la siguiente figura, donde se aprecia que la máxima temperatura de pared obtenida es de 450°C:

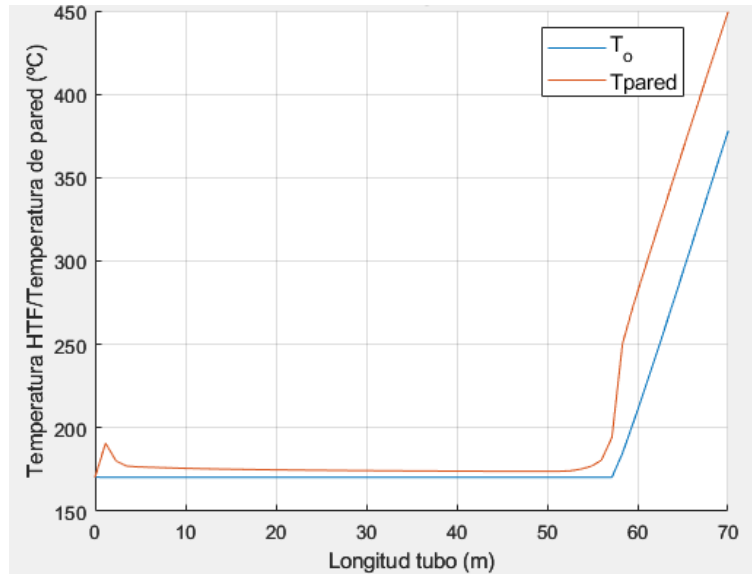


Figura 51. Temperaturas en Planta Comercial con $Q=100$ kW, $m=0.04$ kg/s y $P=8$ bar

Es por esta elevada temperatura por lo que se descarta emplear caudales tan reducidos como es el de 0.04 kg/s ya que esto en los meses con flujo de calor nominal y mucho más acentuado en los meses de verano podría ocasionar un quemado del tubo.

Una vez determinados los caudales con los que se van a realizar el resto de las simulaciones se considera el efecto del flujo de calor y la variación del caudal en el título de vapor producido por parte de la central. Los resultados quedan recogidos en la siguiente tabla:

Tabla 19. Título de vapor a la salida Caso Planta Comercial en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Caudal (kg/s)	Título de vapor		
	Q = 45 kW	Q = 100 kW	Q = 170 kW
0.09	0.244	0.543	0.923
0.3	0.056	0.123	0.209
0.6	0.037	0.083	0.141
1	0.023	0.051	0.087

Como se observa en la Tabla 19, la variación entre el caudal mínimo y el máximo en lo que a título de vapor se refiere puede llevarnos a tener casos extremos, especialmente en épocas de verano, en las que para el caudal mínimo se obtienen títulos de vapor cercanos al secado del tubo, mientras que para el caudal máximo se obtienen patrones cercanos al monofásico. Para visualizar este hecho de mejor manera se ha realizado la Figura 52.

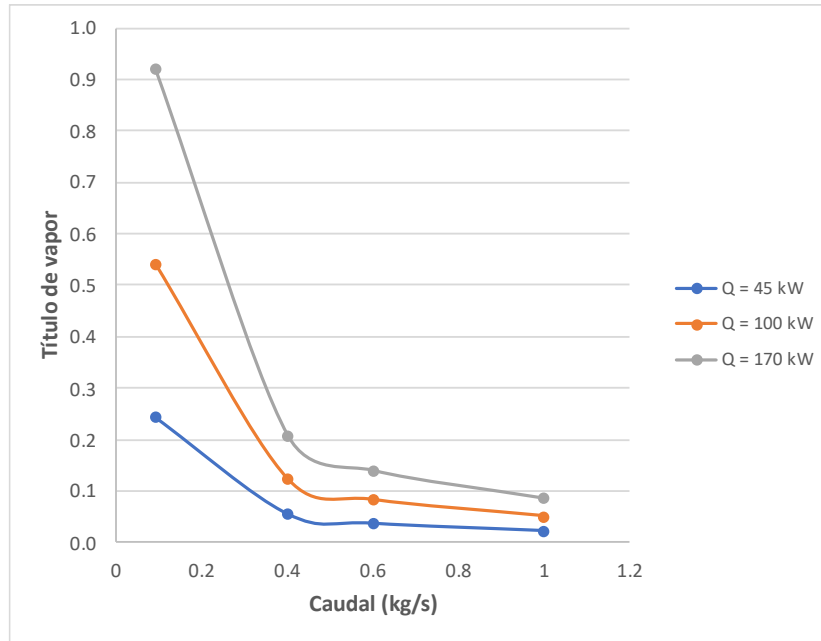


Figura 52. Título de vapor a la salida Caso Planta Comercial en función del caudal y flujo de calor. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Los resultados de las simulaciones graficados en la presente figura muestran que a partir de un caudal de aproximadamente 0.3 kg/s en adelante las variaciones en el valor del título de vapor a la salida resultan mínimas ante un incremento del caudal manteniendo el flujo de calor constante. Además de ello, se puede apreciar que la mayor diferencia en cuanto a título de vapor a la salida se produce para caudales menores a 0.2 kg/s cuando la radiación se encuentra en niveles próximos al valor máximo de la época estival.

Es por ello por lo que de cara al título de vapor se podría pensar que la estrategia más adecuada durante la operación si lo que se desea es obtener un título elevado consiste en reducir el caudal al mínimo posible durante las épocas de invierno y clima intermedio, incrementándolo hasta valores cercanos a los 0.2 kg/s en épocas veraniegas para evitar un eventual secado y quemado del tubo.

No obstante, durante la operación y para efectuar un análisis del flujo adecuado es de especial relevancia estudiar el resto de las variables de salida de mayor interés e influencia como es la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y el fluido, así como la temperatura máxima alcanzable en el tubo, puesto que esto supondrá una limitación durante la operación con el fin de garantizar la integridad del tubo absorbedor.

Para ello, se recogen en la siguiente gráfica las diferencias de temperatura máximas entre la pared del tubo y el fluido existentes para el rango de caudales que está siendo analizado y los diferentes escenarios de radiación que se pueden producir en una central comercial típica. Todo esto se muestra en la siguiente figura:

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un colector solar de concentración Fresnel trabajando en Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de 37 kW

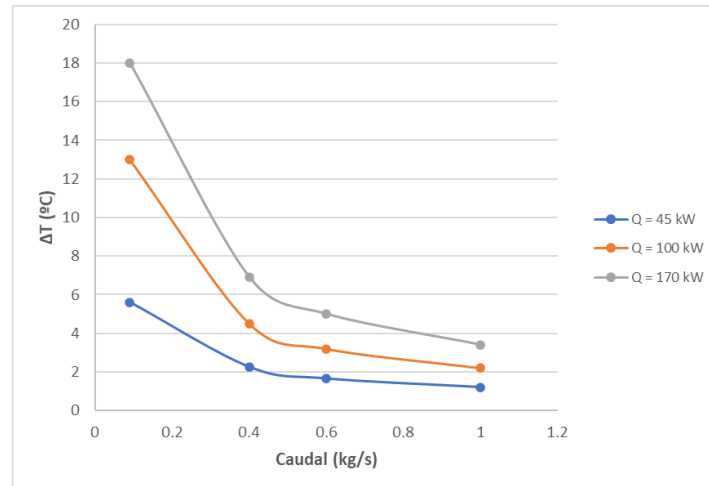


Figura 53. Diferencia de temperatura de pared y de fluido frente al caudal en función del flujo de calor en Planta Comercial. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

A partir de caudales superiores a 0.2 kg/s la diferencia de temperaturas máxima se encuentra por debajo de los 8°C, lo cual se encuentra entre los valores usuales y dentro de unos márgenes de seguridad adecuados. Esto también se cumple en estacionalidad de invierno, es decir, cuando el flujo de calor es de 45 kW para el caudal más reducido. Sin embargo, para el caudal de 0.09 kg/s en la operación nominal o en verano las diferencias de temperatura sí que resultan más notorias.

Para estos casos es fundamental conocer, no solo la diferencia de temperaturas existente, sino que también la temperatura de pared máxima que alcanza el tubo absorbedor, así como el patrón de flujo bajo el que se encuentra. Esto es debido a que como se ha comentado anteriormente esta temperatura máxima es un promedio en toda la superficie del tubo. El hecho de tener un patrón de flujo u otro determinará por tanto la problemática que puede presentar una temperatura elevada, es decir, en casos de tener por ejemplo un patrón estratificado la zona del tubo que se encuentre en contacto con vapor tendrá una temperatura más elevada que la que esté en contacto con la fase líquida, puesto que los coeficientes de transferencia de calor son diferentes, lo que podría suponer que parte del tubo estuviese sometido a temperaturas excesivas, mientras que otras partes no.

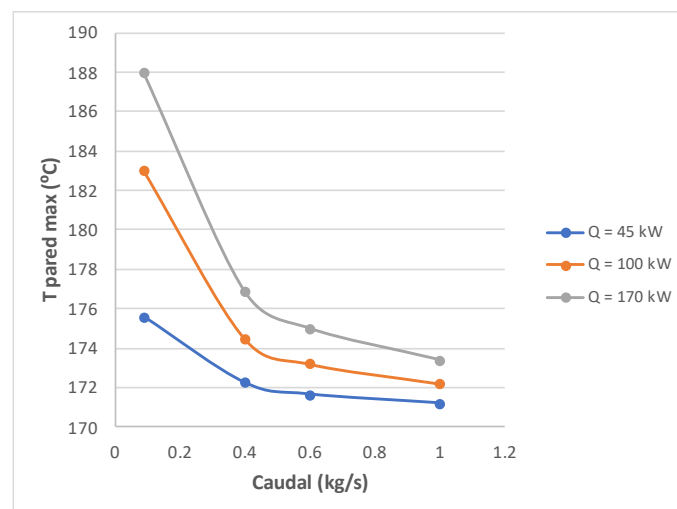


Figura 54. Temperatura máxima de pared del tubo absorbedor en el caso Planta Comercial. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Es por ello, por lo que además de conocer la diferencia de temperaturas máxima, resulta necesario conocer el valor de la máxima temperatura que se producirá en el tubo absorbedor, así como el patrón de flujo que estará ocurriendo en cada caso. En la Figura 54 se puede apreciar como para la situación de caudal máximo en verano el tubo se encontraría con una temperatura de pared máxima de 188°C. Además de ello, si se atiende a la Tabla 20 en la que se recogen los diferentes patrones de flujo se observa que para este caso e incluso al emplear 0.09 kg/s y teniendo un flujo de calor de 100 kW el patrón que predomina es el estratificado ondulado, lo que podría conllevar eventuales quemados del tubo por las razones expuestas anteriormente y dada la elevada temperatura promedio máxima que adquiere la pared del tubo.

Tabla 20. Patrón de flujo a la salida del tubo absorbedor en función del caudal y del flujo de calor en Planta Comercial.
Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Patrón de flujo a la salida			
Caudal (kg/s)	Q = 45 kW	Q = 100 kW	Q = 170 kW
0.09	SW	SW	SW
0.4	Slug+SW	Slug+SW	SW
0.6	Slug+SW	Slug+SW	Slug+SW
1	Slug	Slug	Slug+SW

Además de esto, cabe señalar las diferencias en lo que a transferencia de calor se refiere según el tipo de patrón de flujo que se produzca en el interior del tubo absorbedor. En primer lugar, es necesario hacer énfasis en el hecho de que en la planta comercial que se está analizando no sería posible alcanzar patrones de flujo más beneficiosos desde el punto de vista de transmisión de calor como es el annular, debido principalmente a las características geométricas de la planta como es el diámetro del absorbedor seleccionado, el cual es uno de los más empleados a nivel comercial.

Para las simulaciones efectuadas en cambio, se ha observado que los principales patrones que se obtendrían en una planta comercial de estas características serían para bajos caudales el estratificado ondulado, mientras que para caudales más altos predomina el régimen slug, teniendo en la zona de caudales intermedios una mezcla de ambos patrones de flujo.

A efectos de analizar la transmisión de calor se realiza una comparación entre dos casos. Por una parte, se estudian las diferencias en el coeficiente de transmisión de calor para la época estival (170 kW) en caso de emplear dos caudales diferentes, en concreto 0.09 kg/s y 0.6 kg/s.

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un colector solar de concentración Fresnel trabajando en Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de 37 kW

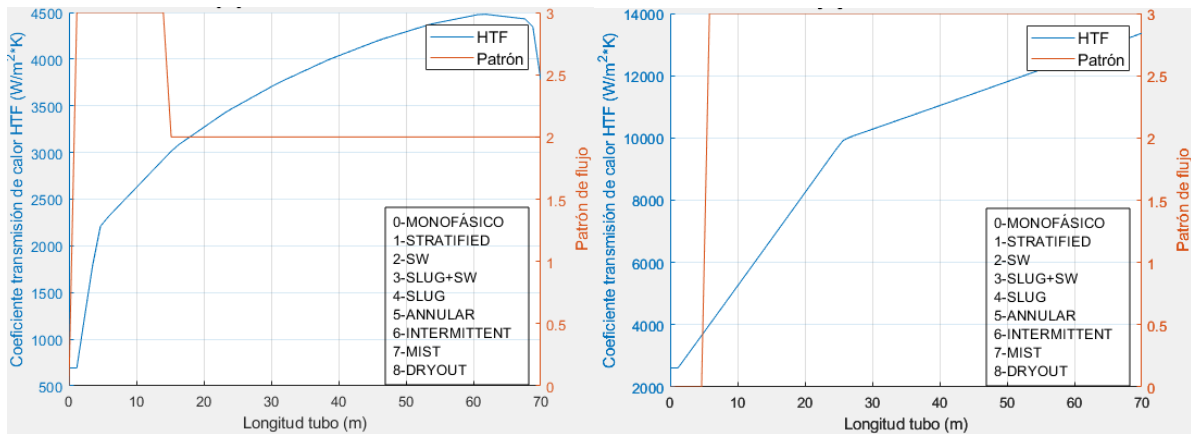


Figura 55. Coeficiente de transmisión de calor con caudal de 0.09 kg/s (izquierda) y 0.6 kg/s (derecha). $P=8$ bar y $Q=170$ kW

En la Figura 55 resulta posible apreciar como operar a caudales mayores, debido a fenómenos de turbulencia, al mayor flujo másico y el patrón de flujo ligeramente más beneficioso, permiten obtener mejores coeficientes de transmisión para un mismo flujo de calor. Tanto es así, que como se muestra en dicha figura el coeficiente en el caso de 0.09 kg/s alcanza un máximo de 4500 W/m²K, mientras que en el caso de emplear un caudal de 0.6 kg/s se obtiene un coeficiente de transmisión de calor más de tres veces superior, teniendo un máximo a su salida de en torno a los 13700 W/m²K. Este hecho justifica los resultados expuestos anteriormente en lo que a diferencia de temperaturas se refiere.

Por otro lado, resulta de interés analizar el efecto que tiene la variación del flujo de caudal en dicho coeficiente. Para ello, en una segunda hipótesis se emplea un caudal de operación de 0.4 kg/s y se estudia lo que ocurre para un flujo de calor nominal (100 kW) y un flujo de calor estival (170 kW).

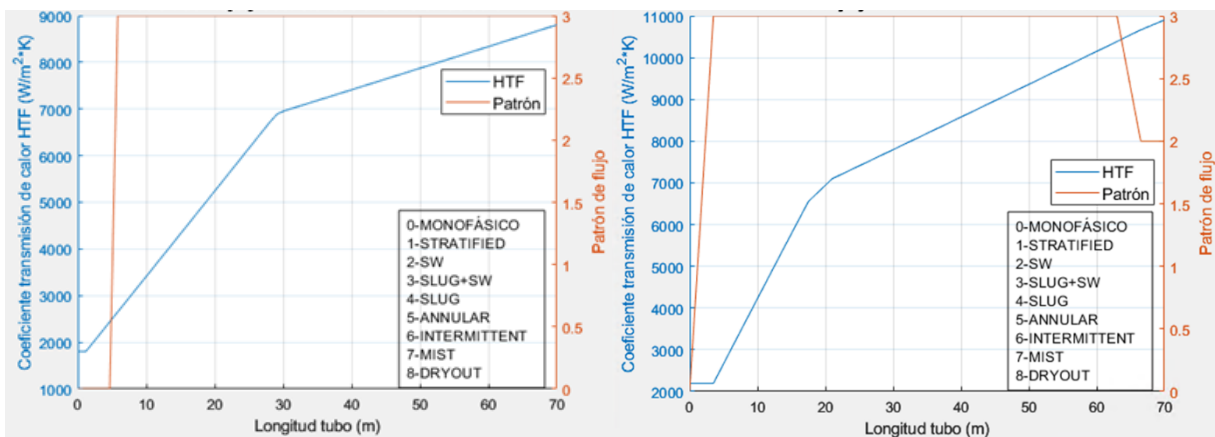


Figura 56. Coeficiente de transmisión de calor con $Q=100$ kW (izquierda) y $Q=170$ kW (derecha). $P=8$ bar y $m=0.4$ kg/s

En este caso se observa como para un mismo caudal, el tener un flujo de calor más elevado implica tener un coeficiente de transferencia superior, tal y como cabría esperar. Junto con ello es posible apreciar que en ambas situaciones el patrón predominante es el slug, teniendo en el caso de 170 kW un tramo de menos de 5 metros con un patrón de flujo estratificado ondulado, lo que no tiene fuertes repercusiones en la transmisión de calor, ya que se alcanza un coeficiente de transmisión de alrededor de 11000 W/m²K.

Otro aspecto que resulta fundamental comprender es el comportamiento de la caída de presión en una planta comercial. En la siguiente figura se recoge el impacto que tiene en la caída de presión la modificación del caudal, así como el nivel de radiación incidente sobre el tubo absorbedor.

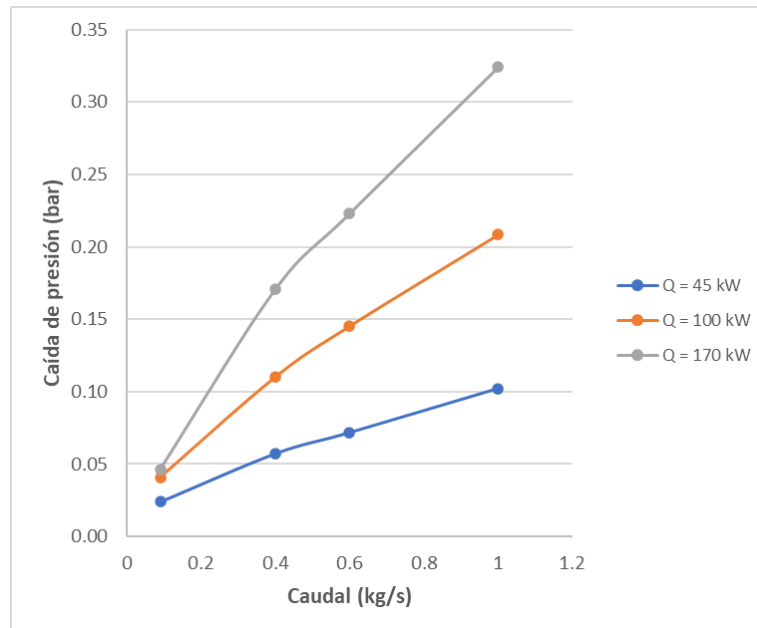


Figura 57. Caída de presión en función del caudal y el flujo de calor para la Planta Comercial. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Debido al incremento de tamaño de la central las caídas de presión se pueden apreciar en la Figura 57 que resultan más acusadas que en la central experimental MicroGENVASOL. En este caso por tanto los consumos eléctricos serán mayores, siendo más elevados en el caso de implementar colectores en paralelo o al extender la longitud de la planta.

En primer lugar, se aprecia que para caudales reducidos las caídas de presión son muy similares entre sí, independientemente del flujo de calor incidente, manteniendo prácticamente el mismo orden de magnitud. Esto podría llevar a pensar que lo óptimo sería emplear caudales pequeños. No obstante, tal y como se ha explicado con anterioridad, existen factores limitantes como la temperatura máxima que puede alcanzar el tubo absorbedor que imposibilitan la aplicación de esta opción. En vista de ello, será necesario establecer una estrategia de regulación de caudal adecuada a lo largo del año, e incluso en una misma semana de cara a posibles sombreados, que permita obtener caídas de presión que no supongan un gran consumo eléctrico y que a la par garanticen la integridad de la central.

Por otro lado, podemos apreciar que conforme se incrementa el caudal las diferencias de caída de presión entre cada periodo del año a mismo caudal son cada vez más acusadas. Un hecho que muestra esta idea es lo que ocurre en el caso de emplear 1 kg/s de caudal, con el cual se pasa de tener una caída muy reducida de 0.1 bar en los meses de invierno, a triplicar la caída de presión en los meses de verano, obteniendo 0.325 bar en pérdidas de presión.

En vista de todos los factores considerados se puede concluir que en los meses de invierno no existen grandes condicionantes que impidan trabajar con caudales más reducidos, dado que la caída de presión y la temperatura máxima de pared no serán muy elevadas. Además de esto, ello permite obtener títulos de vapor mayores para dicha estacionalidad. Por el contrario, en los meses estivales y

en aquellos donde la radiación se encuentre cercana a un valor de 100 kW, lo más adecuado sería optar por caudales que se encuentren en el rango que oscila entre los 0.4-0.6 kg/s, lo que permite tener caídas de presión aceptables, consumos eléctricos de las bombas más adecuados, temperaturas de pared dentro de unos márgenes de seguridad aceptables y títulos de vapor interesantes, siendo esta una de las mejores soluciones de compromiso a las que se puede llegar.

Por otro lado, tal y como se ha descrito al inicio del presente apartado, para esta central se ha optado por fijar la presión de entrada en 8 bar, esencialmente debido a las caídas de presión que se producirían en caso de emplear un nivel de presión más reducido. Para justificar dicha decisión se incluye a continuación una comparación donde se aprecia la diferencia en caída de presión y el título de vapor a la salida.

Tabla 21. Caída de presión en función del caudal y la presión de entrada en Planta Comercial

Caída de presión (bar)		
Caudal (kg/s)	Q = 100 kW y P=5 bar	Q = 100 kW y P=8 bar
0.09	0.053	0.041
0.6	0.192	0.145

Como se muestra en la Tabla 21, la caída de presión es mayor cuanto menor es la presión de entrada, tal y como se había analizado en el caso de MicroGENVASOL. Este efecto puede parecer de poca relevancia al operar con caudales bajos, lo que permite indicar que en épocas de invierno sería posible trabajar con menores presiones. Sin embargo, al emplear caudales mayores, lo que será necesario en el caso de verano, la caída de presión para una presión de entrada de 5 bar resulta cerca de un 50% superior respecto a trabajar con una presión de 8 bar. Es debido a que a lo largo del año se emplearán caudales superiores a 0.09 kg/s se opta por simular con 8 bar de presión.

Tabla 22. Título de vapor en función del caudal y la presión de entrada en Planta Comercial

Título de vapor		
Caudal (kg/s)	Q = 100 kW y P=5 bar	Q = 100 kW y P=8 bar
0.09	0.528	0.543
0.6	0.082	0.083

Junto con lo anterior, trabajar a una presión superior reporta beneficios en cuanto al título de vapor a la salida, tal y como se recoge en la tabla Tabla 22. En ella se aprecia como el hecho de tener una presión mayor se traduce en títulos de vapor mayores, efecto que se ve más acentuado conforme menor es el caudal al que se trabaja.

Además de esto, cabe señalar que la comparación se realiza para el flujo de calor nominal de 100 kW. En el caso de realizarlo con un flujo de 170 kW las diferencias en caída de presión serían mayores, mientras que si se hubiese tomado un flujo de 45 kW el impacto hubiese sido menor.

5.1.3 Caso MicroGENVASOL Optimizada

La correcta transmisión de calor resulta crítica a la hora de efectuar un adecuado diseño de una central termosolar dedicada a la generación directa de vapor, ya que ello permite evitar efectos indeseados como son el quemado de tubo, lo que podría poner en riesgo la integridad del tubo absorbedor y con ello el correcto funcionamiento de la planta.

Es debido a esto, por lo que se realiza una optimización de tubo absorbedor con el objetivo principal de mejorar los fenómenos de transmisión de calor, tratando de buscar por tanto los patrones de flujo más favorables desde el punto de vista termodinámico. Sin embargo, por otra parte, surge la necesidad de lograr que las caídas de presión no resulten excesivas, ya que podría ocurrir que el patrón de flujo fuese adecuado, pero las pérdidas de presión inadmisibles dado el elevado consumo de energía que demandarían las bombas y las características de la demanda de la industria.

Por ello, a continuación, se va a efectuar una optimización de la planta MicroGENVASOL. Con el fin de realizar esta optimización se estudia el impacto que tiene la variación del diámetro del tubo absorbedor a efectos de caída de presión, título de vapor a la salida, temperaturas máximas de pared y patrón de flujo alcanzado. En las diferentes simulaciones realizadas se consideran los siguientes parámetros de entrada en el modelo:

Tabla 23. Parámetros de entrada simulaciones Planta MicroGENVASOL Optimizada

Planta MicroGENVASOL Optimizada	
Longitud	16.4 m
Calor	25 kW
Caudal másico	0.04-0.6 kg/s
Diámetro exterior	70-50-30-20 mm
Espesor de tubo	3.5 mm
Presión de entrada	8 bar

En estos ensayos se considera un calor de 25 kW en todas las simulaciones dado que el estudio de la influencia del calor se ha podido analizar en apartados anteriores, siendo este calor el nominal para la instalación MicroGENVASOL emplazada en la UPV. Por otro lado, se consideran los valores mínimos y máximos de caudal, ya que nos permite tener una imagen más representativa de lo que sucede. Para efectuar el análisis se estudiará el efecto de cuatro diámetros, considerando en todos los casos una presión de entrada de 8 bar, dado que como se mostrará a continuación, en algunos casos las caídas de presión pueden resultar de suma importancia.

En primer lugar, se analiza el efecto que produce la variación del diámetro en el título de vapor generado por la central. Los resultados se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 24. Título de vapor a la salida en función del caudal y diámetro exterior para MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Caudal (kg/s)	Título de vapor			
	Dext=70 mm	Dext=50 mm	Dext=30 mm	Dext=20 mm
0.04	0.305	0.305	0.306	0.317
0.6	0.021	0.021	0.037	0.162

En la Tabla 24 es posible apreciar como a efectos de título de vapor a la salida el diámetro parece no tener una elevada influencia, ya que para los diámetros que van de 70 mm a 30 mm los resultados para ambos caudales permanecen prácticamente constantes. Sin embargo, para diámetros a partir de 20 mm y en el caso de emplear un diámetro exterior de 30 mm con caudales elevados, es apreciable como el título de vapor presenta variaciones de interés, especialmente en el caso de utilizar caudales

de operación del orden de 0.6 kg/s. En vista de esto, será necesario poner atención a la caída de presión que puede estar generándose, ya que el título de vapor varía sin modificar caudal ni flujo de calor.

Antes de analizar dicha caída de presión, se estudia la influencia que tiene la variación del diámetro exterior a efectos de transmisión de calor, esto es, se va a estudiar que ocurre con la diferencia máxima de entre la temperatura de pared y la temperatura del fluido, tal y como se ha efectuado para los casos anteriores.

Esta diferencia de temperaturas se puede apreciar en la siguiente figura, donde se analiza el efecto que tiene modificar el diámetro en este factor:

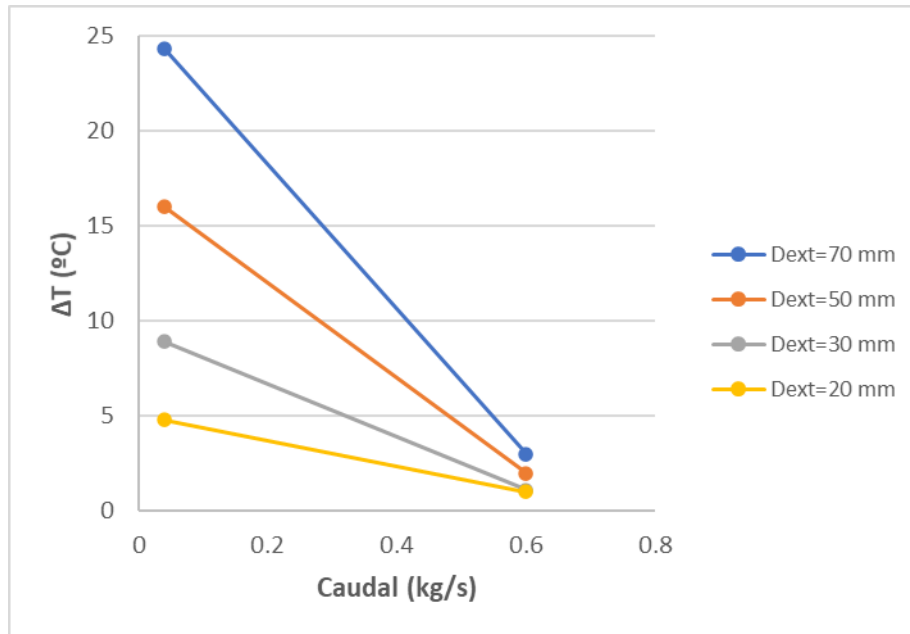


Figura 58. Diferencia de temperatura entre pared y fluido para el Caso MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Como se muestra en la Figura 58, cuanto menor es el diámetro empleado menores son las diferencias de temperaturas máximas alcanzadas. Este efecto se ve sobre todo en para caudales de trabajo cercanos al mínimo, ya que en este caso como se aprecia en dicha figura las diferencias de temperatura son más acusadas para diámetros mayores. Esto parecería mostrar que diámetros menores tienen un mayor interés desde el punto de vista de transmisión de calor.

Sin embargo, resulta también necesario atender a las máximas temperaturas que se producen en cada situación y no solo a la diferencia de temperaturas. Este hecho queda recogido en la siguiente figura:

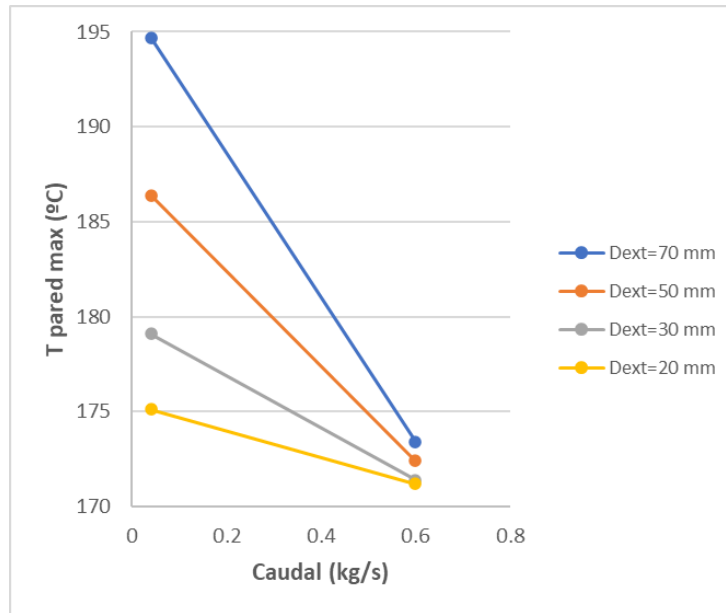


Figura 59. Temperatura máxima de pared en función del caudal y el diámetro exterior para MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

En este caso se observa en la Figura 59 que para mayores diámetros y caudales reducidos las temperaturas de pared máxima serán elevadas. Esto como se ha comentado con anterioridad puede resultar un problema ya que podría derivar en el quemado del tubo. Es por ello por lo que la utilización de diámetros reducidos desde el punto de vista térmico presenta ventajas, y es que el hecho de pasar de 70 mm a 50 mm ya supone una reducción de temperatura de en torno a 8°C, diferencia que se incrementa hasta los 20°C en el caso de emplear una conducción de 20 mm de diámetro exterior frente a los 70 mm que están instalados en la actualidad.

En este sentido los patrones de flujo que se dan en el interior del tubo absorbedor tienen una gran influencia en esta reducción de la temperatura. A continuación, se muestran los diferentes patrones de flujo que se dan a la salida en cada situación:

Tabla 25. Patrón de flujo a la salida para el Caso MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Caudal (kg/s)	Patrón de flujo a la salida			
	Dext=70 mm	Dext=50 mm	Dext=30 mm	Dext=20 mm
0.04	Estratificado	SW	SW	Anular
0.6	Slug+SW	Slug	Intermitente	Anular

Como se aprecia en la Tabla 25, para menores diámetros los patrones de flujo obtenidos resultan más beneficiosos. Es por este hecho por lo que como se ha apreciado anteriormente las diferencias de temperaturas son menores, así como las temperaturas máximas de pared.

Para visualizar esta mejor transmisión de calor se recogen en la siguiente figura para una situación de caudal de 0.04 kg/s la evolución de la temperatura de pared y del fluido a lo largo de la conducción:

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un colector solar de concentración Fresnel trabajando en Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de 37 kW

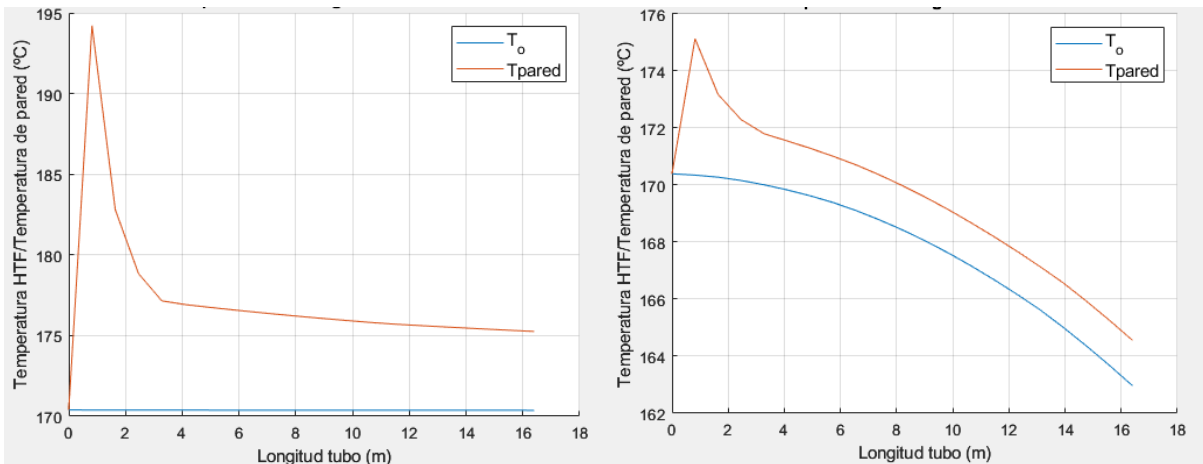


Figura 60. Evolución temp. pared. $Q=25$ kW, $P=8$ bar, $m=0.04$ kg/s con $D_{ext}=70$ mm (izquierda) y $D_{ext}=20$ mm (derecha)

Como se aprecia en la Figura 60, en el caso que emplea un diámetro exterior de 70 mm obtiene temperaturas de pared elevadas, que si bien se reducen al avanzar por el tubo absorbedor, mantienen una diferencia de temperaturas de en torno a los 5°C. En cambio, al emplear diámetros más reducidos, en este caso de 20 mm, se puede apreciar como el diferencial de temperaturas es menor, siendo de alrededor a los 2°C.

En relación con esto, es interesante notar el efecto que tiene la reducción del diámetro y el patrón de flujo que se produce en el tubo a efectos de transmisión de calor. Ello queda reflejado en la siguiente figura, donde se recoge la evolución del patrón de flujo y del coeficiente de transmisión de calor para las dos simulaciones anteriores:

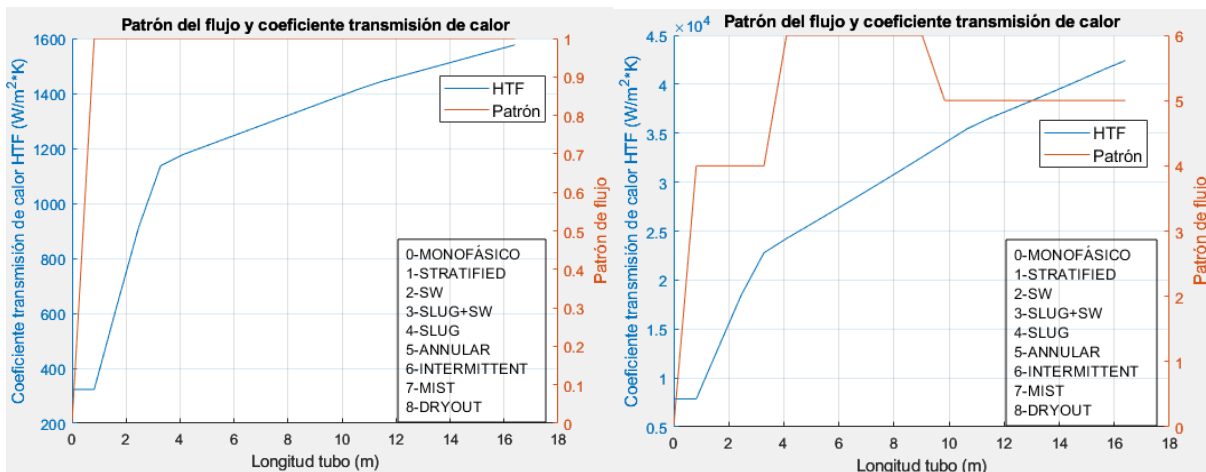


Figura 61. Coeficiente trans. Calor. $Q=25$ kW, $P=8$ bar, $m=0.04$ kg/s con $D_{ext}=70$ mm (izquierda) y $D_{ext}=20$ mm (derecha)

En la Figura 61 se muestra como el coeficiente de calor en el caso de emplear un diámetro más reducido es mucho más beneficioso, siendo de en torno a los 43000 W/m²K en al final de la conducción empleando un diámetro de 20 mm y teniendo un patrón de flujo anular, frente a los 1600 W/m²K que se alcanzan al emplear un diámetro de 70 mm, es decir, cerca de 26 veces menor. Todo ello explica la elevada transmisión de calor que existe en los diámetros más reducidos.

Sin embargo, no todo son beneficios al emplear diámetros pequeños, y es que en estos casos las caídas de presión que se producen resultan considerables, además de los posibles desbordes de la radiación que pueden producirse al emplear menores diámetros y que el modelo no considera, lo cual podría ser una desventaja. Para comprender mejor esta idea se recoge en la siguiente figura la caída de presión final en función del caudal de operación y el diámetro empleado:

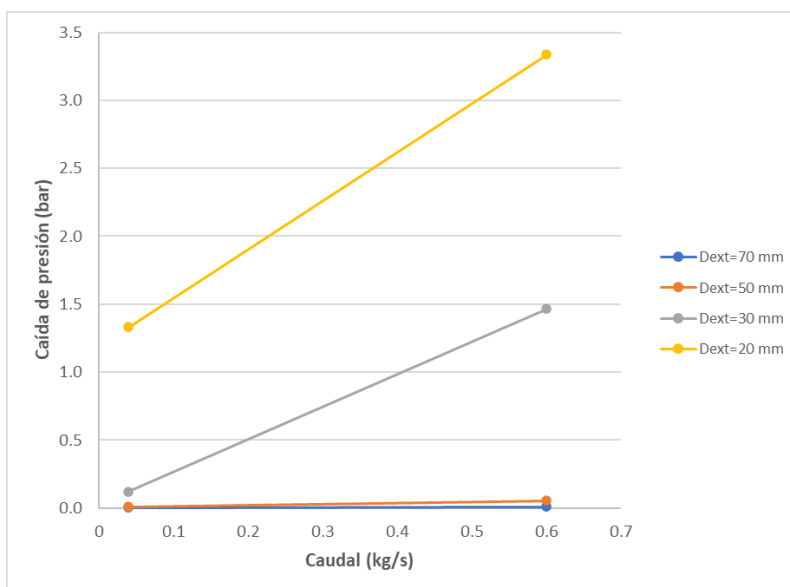


Figura 62. Caída de presión en función del caudal y el diámetro exterior para MicroGENVASOL Optimizada. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y $Q=25$ kW

La Figura 62 resulta sin duda muy aclaratoria. Las caídas de presión que se producen al emplear diámetros inferiores a los 50 mm resultan inadmisibles debido a los elevados consumos eléctricos que supondrían. Como se aprecia, para los 20 mm de diámetros las caídas de presión superan incluso los 3 bar en el caso más desfavorable, aun siendo muy reducida la longitud de la planta experimental. Estas elevadas caídas de presión se ven más acentuadas en los casos en los que se opera con caudal más elevado.

Si bien se podría pensar en la opción de emplear un diámetro exterior de 30 mm y operar con caudales bajos ya que la caída de presión sería reducida esta idea se descarta, pues como se ha analizado anteriormente en ciertas ocasiones del año será necesario incrementar el caudal para prevenirlo de un posible quemado.

Estas caídas de presión por tanto no justifican los beneficios derivados de obtener un patrón de flujo anular, por lo que como solución de compromiso entre la transmisión de calor y las caídas de presión se escoge en la instalación MicroGENVASOL Optimizada un diámetro exterior de 50 mm, ya que en estos casos como se ha mostrado anteriormente las diferencias de temperatura se encuentran en un rango aceptable, la caída de presión no difiere en demasía del caso de 70 mm y junto con ello los patrones de flujo obtenidos son menos perjudiciales que en la situación actual. Además de esto, cabe señalar que un diámetro de tubo menor podría implicar una menor potencia absorbida, al reducir el área de absorbedor, pero al incluir el reflector secundario, los rayos reflejados que no incidan directamente acabarían incidiendo indirectamente al reflejarse. En cualquier caso, habría que calcular los nuevos IAMs para comprobar si se produce una pérdida de rendimiento y cuanto supone.

5.2 Análisis inestabilidad de Ledinegg

Con el fin de analizar de manera correcta la inestabilidad de Ledinegg se emplea el modelo que ha sido descrito en el apartado “Modelo análisis inestabilidad de Ledinegg”. Mediante este modelo se han desarrollado una serie de simulaciones en diferentes escenarios y para diferentes casos, lo cual permite tener una mayor comprensión de dicha inestabilidad. A continuación, se describen los diferentes casos que se van a estudiar a mayor profundidad en el presente apartado:

- **Caso Planta MicroGENVASOL:** se analiza el efecto de esta inestabilidad en la planta experimental emplazada en la UPV. Para ello, se tendrán en cuenta diferentes escalones de calor y de presión. En este caso se pondrá el foco también en el efecto que produce reducir el diámetro de manera drástica en la aparición de la inestabilidad, así como el impacto que tiene reducir el subenfriamiento del fluido a la entrada del tubo absorbedor, este último aspecto se analiza en dos apartados diferenciados.
- **Caso Planta Comercial:** en este caso se estudia lo que ocurre con la inestabilidad de Ledinegg en la situación de potencia nominal, 100 kW, trabajando en las condiciones de presión descritas en el apartado anterior, esto es 8 bar.

En ambos casos, se analiza la influencia que tiene la posición espacial en el interior del tubo absorbedor en lo referente a la aparición en mayor o menor medida de esta inestabilidad, por lo que se efectuarán simulaciones para lo ocurrido a la mitad del tubo y al final de este.

5.2.1 Caso Planta MicroGENVASOL con subenfriamiento 10 K

Previo a analizar los diferentes resultados obtenidos, se recogen las condiciones de entrada que han sido consideradas para efectuar las primeras simulaciones. En este caso se ha considerado lo siguiente:

Tabla 26. Variables de entrada análisis inestabilidad de Ledinegg para la planta MicroGENVASOL

Planta MicroGENVASOL Ledinegg	
Longitud	16.4 m
Calor	25 – 30 – 40 kW
Subenfriamiento	10 K
Diámetro exterior	70 - 50 mm
Espesor de tubo	3.5 mm
Presión de entrada	5 - 8 bar

En primer lugar, se analiza el efecto que produce la variación del flujo de calor que recibe el tubo absorbedor. Para ello se considera una presión de operación de 8 bar, tres niveles de calor bien diferenciados y un subenfriamiento de 10 K.

A continuación, en la Figura 63 y Figura 64 se muestran los resultados obtenidos para esta primera simulación, pudiéndose comparar el efecto que tiene la posición en el tubo absorbedor en lo referido a la aparición de este fenómeno:

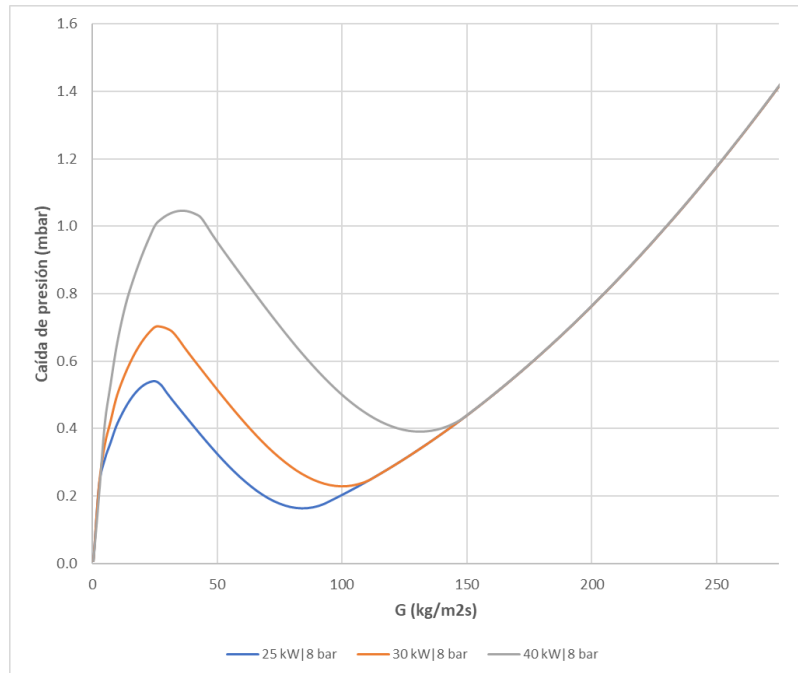


Figura 63. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de Q y la velocidad másica para la mitad del tubo. Diámetro exterior 70 mm

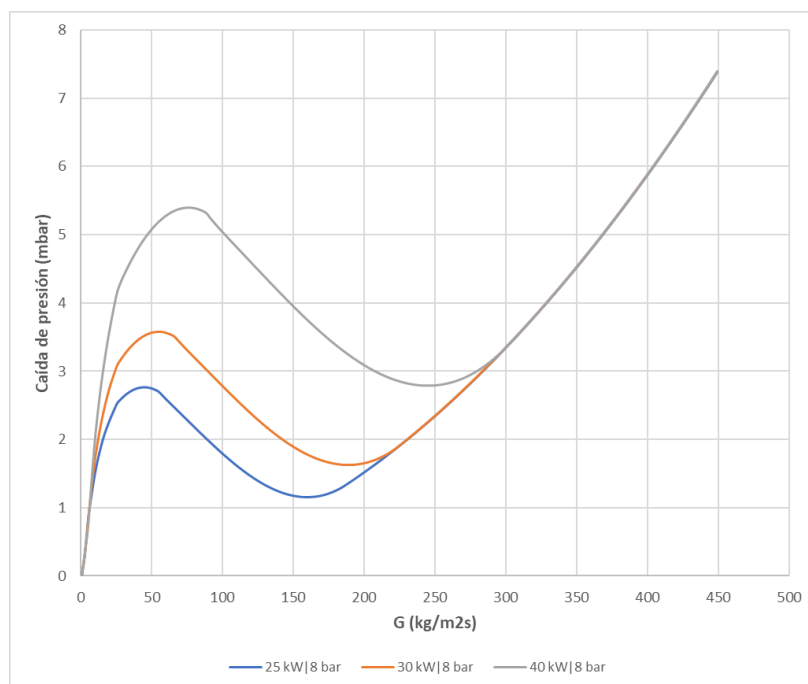


Figura 64. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de Q y la velocidad másica para el final del tubo. Diámetro exterior 70 mm

Como bien se aprecia en estas figuras, el efecto de la inestabilidad de Ledinegg muestra estar influenciada por la posición del tubo absorbedor en el que se encuentra la mezcla bifásica, y es que para un mismo flujo de calor se puede observar que el efecto de esta inestabilidad es mucho más notorio para el final del tubo. Sin embargo, también se puede comprobar que, para un mismo diámetro (en este caso concreto manteniendo el diámetro interior en 63 mm), el efecto se produce para velocidades másicas

mayores. Por ejemplo, el máximo de la inestabilidad para la mitad del tubo para 40 kW se sitúa en 1 mbar y una velocidad másica de en torno a $36.4 \text{ kg/m}^2\text{s}$, o lo que es lo mismo, 0.1134 kg/s . Por el contrario, al final del tubo el máximo se sitúa en 5.3 mbar, lo que ocurre para una velocidad másica de $79.25 \text{ kg/m}^2\text{s}$, es decir, 0.247 kg/s , más del doble del caudal respecto a la mitad del tubo. El caudal, como resulta evidente, se mantiene constante a lo largo de toda la conducción durante la operación, por lo que una primera conclusión que se obtiene es que operar a caudales menores favorece la aparición antes del final, mientras que trabajar con caudales mayores la desplaza hacia el final del tubo.

Además de la influencia que tiene el caudal másico y la posición se destaca también la gran influencia que tiene en la aparición de esta inestabilidad el flujo de calor que se encuentra incidiendo sobre el tubo absorbedor. Como bien se aprecia en la Figura 63 y Figura 64, en épocas del año como pueden ser el verano (40 kW) favorece la aparición de la inestabilidad de Ledinegg. Por ejemplo, para 40 kW de flujo de calor y el final del tubo absorbedor, la inestabilidad encuentra un máximo de 5.3 mbar de caída de presión y un mínimo de 2.7 mbar, mientras que para un flujo de calor de 25 kW el máximo se sitúa en 2.7 mbar, el mínimo de la anterior, mientras que su propio mínimo se encuentra en 1.1 mbar, es decir, las variaciones en esta inestabilidad son el doble de pequeñas. Además de esto, es notorio el hecho de que para flujos de calor mayores la inestabilidad ocurre para caudales mayores, mientras que para flujos de calor más pequeños se puede apreciar como los máximos y mínimos de esta inestabilidad se desplazan a situaciones de caudal menores.

Junto con esto, es interesante notar el efecto que tiene la variación de la presión de entrada en la aparición de este fenómeno. Para ello, se ha considerado de nuevo un subenfriamiento de 10 K y un flujo de calor de 25 kW, el valor nominal con el que trabaja la instalación MicroGENVASOL.

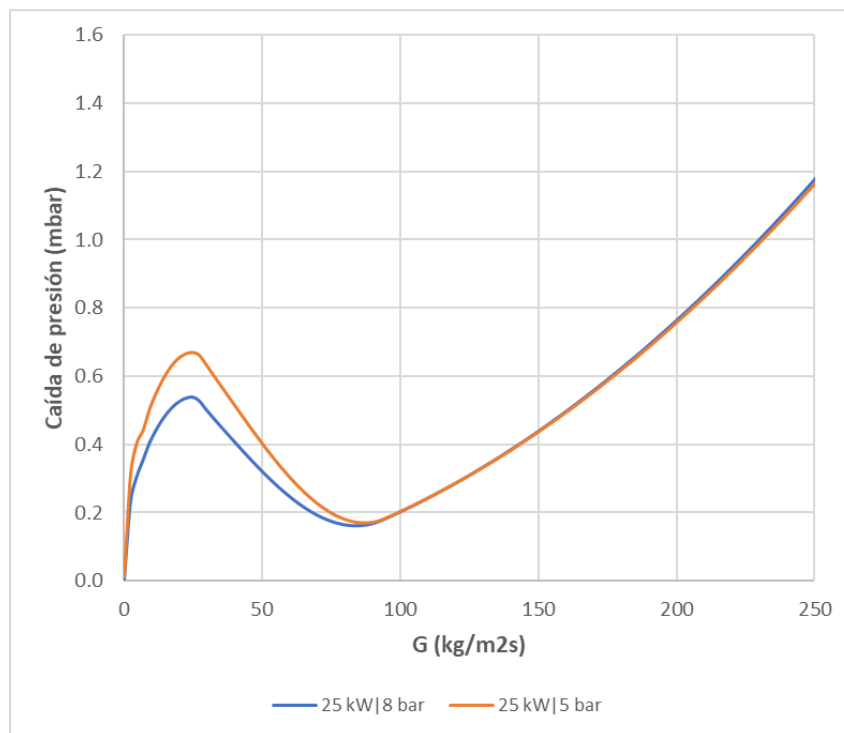


Figura 65. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de la presión para la mitad del tubo. Diámetro exterior 70 mm

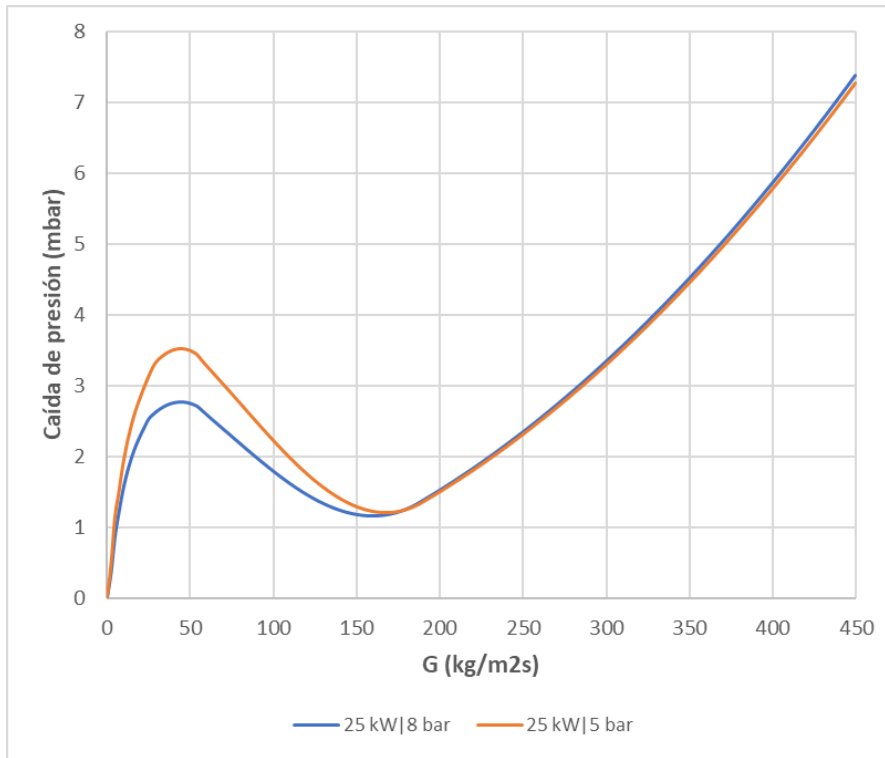


Figura 66. Inestabilidad de Ledinegg en Planta MicroGENVASOL en función de la presión para el final del tubo. Diámetro exterior 70 mm

La Figura 65 y Figura 66 permiten comprender el efecto que tiene variar la presión en la inestabilidad. Tal y como resulta evidente, aminorar la presión de entrada al tubo absorbedor favorece la aparición de este fenómeno. Por una parte, reducir la presión no produce variación significativa en el caudal al que tiene lugar. Sin embargo, sí que se puede apreciar que, si bien el mínimo de la inestabilidad en ambos casos se mantiene, el máximo no se comporta de la misma manera, siendo mayor en el caso que emplea una presión de 5 bar, al pasar a tener un valor de 2.7 mbar al final del tubo para la presión de 8 bar, a alcanzar un valor de 3.5 mbar, es decir, una variación del 30% aproximadamente.

Por otro lado, resulta fundamental comprender el efecto que conlleva en la aparición de dicha inestabilidad una reducción del diámetro de la conducción, y es que como se ha visto en el apartado “Caso MicroGENVASOL Optimizada”, disminuir el diámetro de manera conveniente y buscando una solución de compromiso presentaba diferentes beneficios en lo referido a la transferencia de calor. Es por ello por lo que para esta planta experimental se estudia el impacto que puede tener la variación de diámetro en la aparición de esta inestabilidad.

Para ello, se considera el caso en el que el diámetro se reduce al valor de 50 mm que se ha determinado como óptimo en la optimización efectuada anteriormente de acuerdo con criterios de transmisión de calor. Este hecho, permitirá comparar el efecto que tiene el diámetro en la inestabilidad y si es atractivo desde esta perspectiva reducir el diámetro. Para ello se comparará con el caso de 70 mm, considerando un valor de calor de 25 kW, una presión de entrada de 8 bar y un subenfriamiento de 10 K. Los resultados se pueden observar en las siguientes figuras:

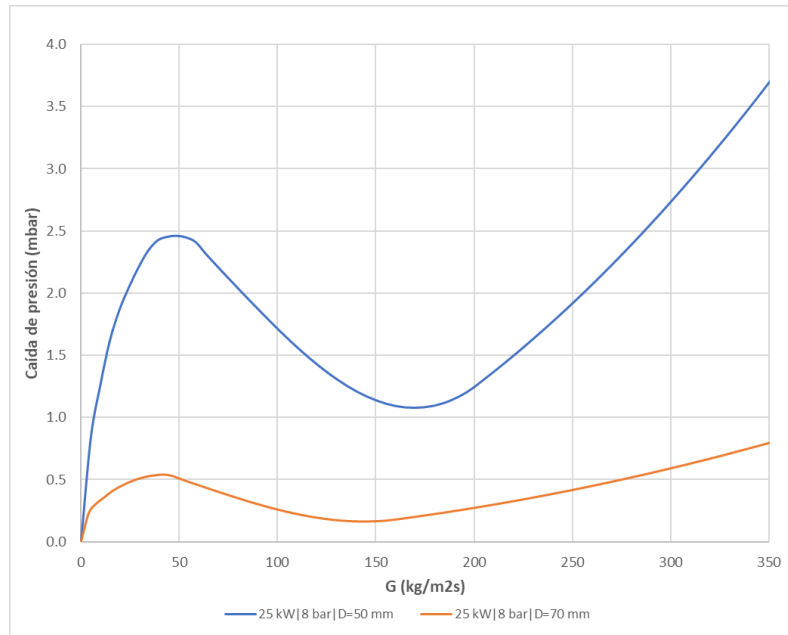


Figura 67. Inestabilidad de Ledinegg en función del diámetro del tubo absorbedor para la mitad del tubo en MicroGENVASOL

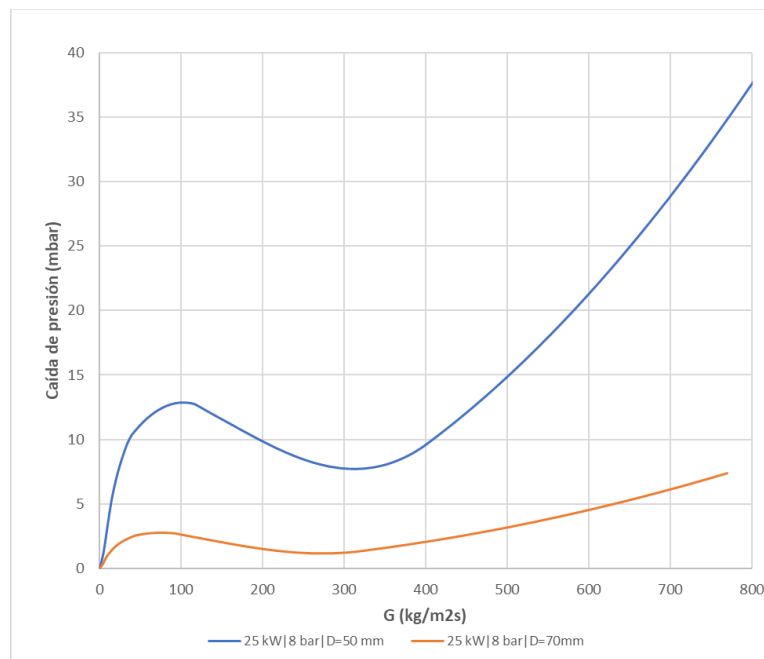


Figura 68. Inestabilidad de Ledinegg en función del diámetro del tubo absorbedor para el final del tubo en MicroGENVASOL

Tal y como se puede apreciar en la Figura 67 y Figura 68 el comportamiento de la mezcla bifásica se vuelve más inestable al reducir el diámetro. Hecho que muestra bien esto, es que el máximo pasa en la mitad del tubo de un valor de 0.5 mbar para el caso de 70 mm de diámetro a alcanzar un valor de caída de presión cercano a los 2.5 mbar en caso de emplear 50 mm de tubo absorbedor, es decir, supone un incremento de en torno a cinco veces más que en caso anterior. Esto mismo se puede comprobar también que ocurre al final del tubo absorbedor, por lo que la modificación del comportamiento de dicha inestabilidad no tiene que ver con un factor posicional. Es por ello, por lo que es posible concluir que menores diámetros conllevan tener un riesgo mayor en cuanto a la

presencia de esta inestabilidad, por lo que surge la necesidad de alcanzar una solución de compromiso entre la transmisión de calor y la presencia y control de inestabilidades.

5.2.1 Caso Planta MicroGENVASOL diferentes subenfriamientos

Finalmente, en este estudio de la inestabilidad realizado para la instalación experimental MicroGENVASOL se considera la influencia del subenfriamiento del fluido caloportador que puede darse previa entrada de este al tubo absorbedor. Con tal de analizar este efecto, se lleva a cabo una simulación en la que se consideran tres posibles situaciones de subenfriamiento 10, 5 y 1K, trabajando la planta con una presión de 5 bar y una potencia térmica de 25 kW. Los resultados obtenidos quedan reflejados en las siguientes gráficas:

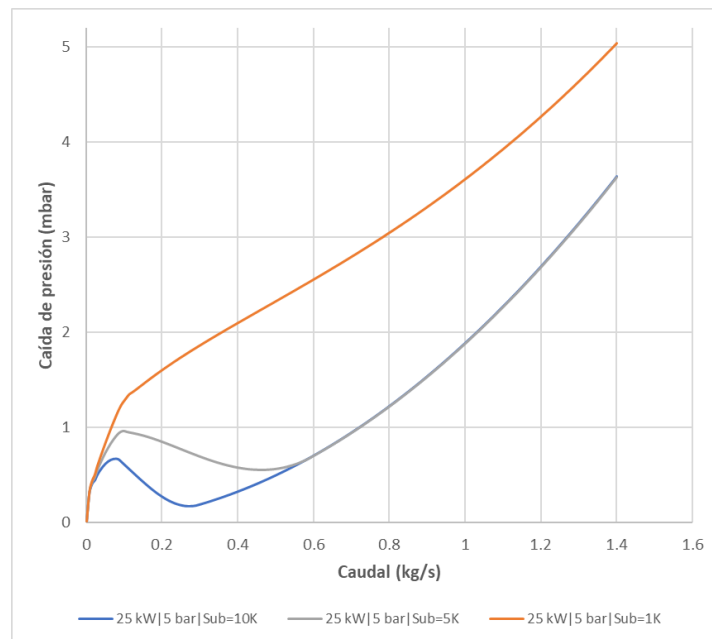


Figura 69. Inestabilidad de Ledinegg en función del subenfriamiento a mitad del tubo para MicroGENVASOL

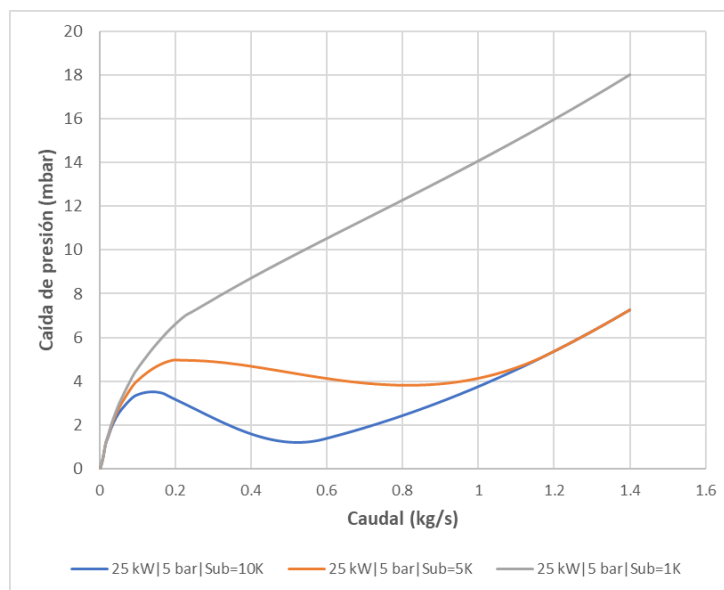


Figura 70. Inestabilidad de Ledinegg en función del subenfriamiento al final del tubo para MicroGENVASOL

Estas gráficas cuentan con la particularidad de que emplean el caudal como eje de abscisas, y es que a diferencia con el caso anterior no se van a realizar comparaciones entre diámetros, pudiendo recurrir al caudal.

Esta simulación sin duda que ofrece resultados de gran relevancia, y es que como es posible apreciar en la Figura 69 y la Figura 70, a menor cantidad de subenfriamiento el comportamiento se vuelve más estable. Esto ocurre de manera muy explícita para el caso en el que se considera tan solo 1 K de subenfriamiento, donde no se aprecian signos de inestabilidad de Ledinegg.

Además de esto, es destacable que los caudales donde se produce esta inestabilidad son cercanos a los valores usuales de operación, encontrando el máximo de la inestabilidad para el final del tubo con un caudal de 0.1 kg/s, mientras que el mínimo se produce para un caudal en torno a los 0.5 kg/s.

Sin embargo, es reseñable el hecho de que a menor grado de subenfriamiento la tendencia es obtener una mayor caída de presión al mismo nivel de caudal másico circulante. Es por ello por lo que para considerar una solución de compromiso se concluye que lo óptimo es encontrarse en grados de subenfriamiento cercanos a 5 K y no exceder este valor, pues en este rango el comportamiento muestra elevada estabilidad a la vista de las gráficas antes mostradas, a la par que la caída de presión no es tan drástica como en el caso de entrar cerca de condiciones de saturación.

5.2.2 Caso Planta Comercial

Para el análisis de la planta comercial se consideran las siguientes variables a la hora de realizar las diferentes simulaciones:

Tabla 27. Variables de entrada análisis inestabilidad de Ledinegg para la Planta Comercial

Planta Comercial Ledinegg	
Longitud	70 m
Calor	100 kW
Subenfriamiento	10 K
Diámetro exterior	70 mm
Espesor de tubo	3.5 mm
Presión de entrada	5 - 8 bar

En el caso de la planta comercial, una vez llegado a la conclusión que el flujo de calor recibido tiene un profundo impacto, tal y como arrojaban los resultados obtenidos en el caso anterior, se analiza el comportamiento de la inestabilidad de Ledinegg en una planta de características comerciales, poniendo el foco fundamentalmente en el impacto que puede generar una variación en la presión de entrada. Los resultados se muestran en las siguientes figuras:

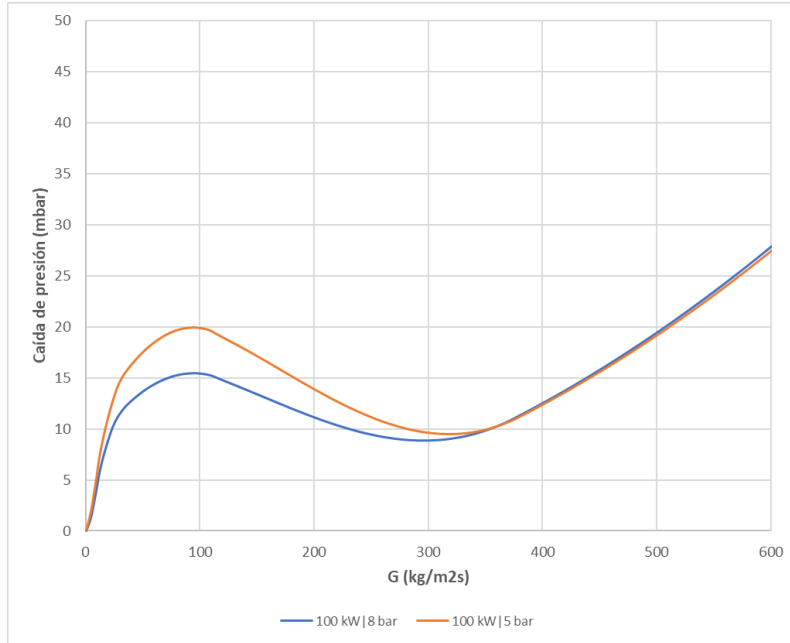


Figura 71. Inestabilidad de Ledinegg en función de la presión para la Planta Comercial a mitad del tubo absorbedor

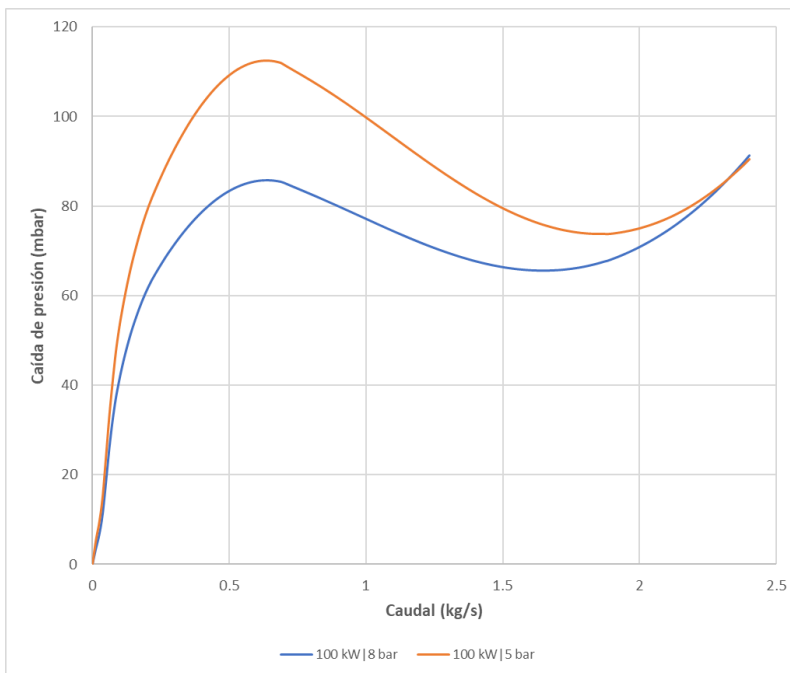


Figura 72. Inestabilidad de Ledinegg en función de la presión para la Planta Comercial al final del tubo absorbedor

Como bien se aprecia en sendas figuras, la presión de entrada es un parámetro clave en la aparición de dicha inestabilidad, ya que como se puede ver, el hecho de incrementar la presión de operación conlleva que el comportamiento sea algo más estable. Este aspecto se acentúa especialmente en la parte media del tubo absorbedor, donde las diferencias entre los máximos de ambas curvas de inestabilidad muestran una mayor diferencia.

Junto con ello esta inestabilidad se puede apreciar en la Figura 72 que tendrá un gran efecto en una central de tipo comercial, pues el máximo de la inestabilidad se producirá para un caudal en torno a 0.6 kg/s, teniendo el mínimo en un caudal próximo a los 1.7 kg/s.

Es debido a esto, por lo que en instalaciones a nivel comercial lo más adecuado es trabajar con presiones más elevadas, ya que como se ha analizado anteriormente esto permite tener caídas de presión menores, pero además facilita el control ya que reducen en cierto grado el impacto producido por las diferentes inestabilidades. Por ello, es necesario adoptar una solución de compromiso entre la integridad estructural de la planta, debido a los límites de presión que pueden existir, y la limitación de efectos indeseados como son las caídas de presión y las diferentes inestabilidades que pueden tener lugar.

6 Análisis comportamiento módulos en paralelo

A nivel comercial, resulta interesante instalar colectores en paralelo, ya que ello permite incrementar la potencia térmica de la central sin la necesidad de tener un tubo absorbedor innecesariamente largo, lo que a su vez permite reducir las caídas de presión y aumentar de esta manera la producción de vapor. Sin embargo, disponer diversos colectores de generación de vapor en paralelo supone un desafío en cuanto al control de la central, ya que en caso de producirse sombreados o tener suciedad en alguno de ellos, se produce un desequilibrio en el reparto de caudal másico, lo que puede ocasionar ya no solo patrones de flujo indeseados y diferentes niveles de generación de vapor, sino que puede llegar incluso a poner en riesgo la seguridad del colector.

Es por ello, por lo que para cuantificar en cierta forma este efecto y ver la importancia que ello tiene, se van a efectuar una serie de simulaciones para una planta comercial de 400 kW que cuenta con cuatro colectores en paralelo como los que se han analizado en apartados anteriores para una planta comercial, todo ello empleando el modelo de cálculo descrito en el apartado “4.14 Modelo análisis efecto sombreados durante operación”. Los parámetros básicos de cada colector se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 28. Parámetros característicos colector tipo en planta comercial

Colector Tipo Planta Comercial	
Longitud	70 m
Diámetro exterior	70 mm
Espesor de tubo	3.5 mm
Presión de entrada	8 bar
Temperatura de entrada	Saturación

Para analizar estos desequilibrios se consideran diferentes situaciones, que son simuladas modificando el flujo de calor que índice en cada colector en función de lo que ocurriría en cada escenario. Estos casos que se analizan son los siguientes:

- **Caso sombreado gradual:** en este escenario se evalúa el efecto que tiene la posible de aparición de nubosidades que ocasionen un sombreado de manera gradual. Este es una de las situaciones más típicas en las que se puede encontrar una central de este tipo durante ciertos días del año.
- **Caso sombreado extremo:** bajo ciertas condiciones meteorológicas, no tan usuales como el caso anterior, el sombreado puede hacerse más notorio, llegando a reducir la radiación directa en determinados colectores en gran medida, mientras que en otros se pueden encontrar en condiciones de radiación cercanas a la nominal.
- **Caso colector bloqueado:** este es el escenario más desfavorable de todos y más inusual, aquel en el que el resto de los colectores están operando con un nivel de radiación directa nominal, mientras que uno se encuentra bloqueado, es decir, con un flujo de calor extremadamente bajo. Este caso permitirá analizar hasta que grado puede llegar el desequilibrio y porqué es tan importante controlarlo.

Cabe señalar que se analiza cada uno de los casos para diversos flujos de calor que pueden aparecer durante todo el año, esto es, durante operación a nivel nominal, en épocas de invierno y de verano, permitiendo así obtener una visión global de la operación de la planta durante todo el año. Además de esto, para las épocas de verano dado que son en las que la problemática de los desequilibrios puede suponer un problema mayor debido a los elevados niveles de radiación, se ha considerado no solo lo que ocurriría la operar con el caudal nominal de 0.6 kg/s, sino que también con uno menor de 0.2 kg/s.

6.1 Caso sombreado gradual

A continuación, se muestran los diferentes resultados para cada época del año en el caso de tener lugar un sombreado de manera gradual. En primer lugar, se analiza lo que ocurre para el caso nominal:

Tabla 29. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en nominal. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	100	98	90	75
Caudal [kg/s]	0.52	0.54	0.59	0.74
Título vapor	0.09	0.09	0.08	0.05

Para esta primera simulación, la caída de presión obtenida es de 140 mbar y la temperatura a la salida es de 169.7°C. Como se muestra en la , ante un sombreado no muy importante se produce un desequilibrio en el caudal que circula por cada colector, derivándose más caudal a los colectores que sufren un sombreado más pronunciado. Por ejemplo, en el colector 4 se circula un 24.4% más de caudal que el objetivo de 0.6 kg/s, mientras que en el colector 1, que se encuentra recibiendo un flujo de calor nominal el caudal es un 12.58% menos que el objetivo. Esto conlleva un desequilibrio también en la generación de vapor, y es que como se aprecia en la , los colectores con mayor flujo de calor y por lo tanto menos calor, ofrecen un título de vapor superior, por ejemplo, el colector 1 tiene a la salida un título de 0.09, mientras que el más sombreado (colector 4) tan solo alcanza un título de 0.05. En este caso debido a que el desequilibrio no es muy elevado y que la producción de vapor está alejada de niveles que puedan derivar en un secado del tubo, no se considera un factor de riesgo para la planta esta variación de caudal por colector, aunque sí que supone un problema en cuanto a control de la central.

Además de esto, es interesante notar como las temperaturas de salida y la presión se mantiene igual en todos y cada uno de los colectores, pues al estar situados en paralelo esto debe cumplirse.

Por otra parte, y previo a analizar lo que ocurre en otras estaciones del año, se va a considerar el posible efecto que puede tener la variación de presión en el reparto desigual de caudal. Para ello se realiza una comparación respecto al caso nominal, pero en lugar de operar a 8 bar, se emplea una presión de entrada de 5 bar:

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un colector solar de concentración Fresnel trabajando en Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de 37 kW

Tabla 30. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en nominal. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 5 bar y caudal total de 2.4 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	100	98	90	75
Caudal [kg/s]	0.52	0.54	0.59	0.74
Título vapor	0.09	0.09	0.07	0.05

Tal y como queda reflejado en la Tabla 30, la modificación de la presión no parece tener un efecto notable más allá de la variación que existe en la temperatura y la caída presión a la salida, que en este caso será de 150.5°C y 17.38 mbar. En ambas situaciones el caudal se comporta de la misma manera, para el colector más sombreado (colector 4) al operar con una presión de 5 bar el caudal es de 0.74 kg/s, al igual que sucedía en la situación anterior. Lo mismo se puede observar que ocurre en cuanto título de vapor, manteniendo valores muy parejos entre ambos casos colector a colector. En vista de ello, se puede concluir que la variación de la presión de entrada no tiene efecto significativo en el desequilibrio de caudales.

Para la situación de verano los resultados se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 31. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	170	160	150	125
Caudal [kg/s]	0.50	0.56	0.60	0.74
Título vapor	0.17	0.14	0.12	0.08

En verano es posible apreciar que la situación se mantiene, siendo más predominante en cuanto a caudal circulante el colector que se encuentra más sombreado, teniendo una desviación respecto al caudal objetivo, cuyo valor es de 0.6 kg/s por colector, del 23.03%, un valor muy similar al que se tenía trabajando en condiciones cercanas a la nominal. En lo que se refiere al título de vapor se puede apreciar que este no es muy elevado, por lo que bajo esta situación no existe un riesgo elevado para los tubos absorbedores.

Sin embargo, esta situación se está considerando con un caudal de 0.6 kg/s, valor que tal y como se ha mostrado anteriormente en el apartado “Caso Planta Comercial” mantenía alejado el peligro de quemado de tubo. No obstante, en ciertos momentos de la operación se puede optar por reducir el caudal circulante con el fin de obtener títulos de vapor mayores. Esto se ha tenido en cuenta, por lo que se ha realizado la siguiente simulación en la que se opera con un caudal objetivo de 0.2 kg/s:

Tabla 32. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 0.8 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	170	160	150	125
Caudal [kg/s]	0.18	0.19	0.20	0.24
Título vapor	0.47	0.42	0.37	0.25
Patrón	SW	SW	SW	SW

En el caso de emplear un caudal menor queda patente como el título de vapor se modifica, aunque no lo hace el patrón de flujo. No obstante, en este caso se puede apreciar como el título de vapor resulta mucho más significativo en el colector 1, con un valor de 0.47, frente a un valor de 0.25 en el colector 4. Es debido a esta reducción de caudal por lo que colectores como el primero se encuentren sometidos a temperaturas de pared mayores, ya que, en este caso, aunque el patrón de flujo no varía los efectos de la turbulencia se verán modificados.

Finalmente, para invierno es posible visualizar en la Tabla 33 que la tendencia se mantiene, aunque sin ser reseñable dado a que el flujo de calor es reducido los colectores se encuentran en situación muy próxima al monofásico siendo todo líquido, teniendo títulos de vapor muy bajos, lo que no supone ningún riesgo para la integridad de la planta.

Tabla 33. Efecto en el caudal másico sombreado gradual durante operación en invierno. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	45	40	35	30
Caudal [kg/s]	0.44	0.53	0.65	0.78
Título vapor	0.05	0.04	0.03	0.02

6.2 Caso sombreado extremo

En este apartado se analizará lo que puede ocurrir bajo una situación de sombreado severo, donde dos de los colectores se encuentren experimentando un sombreado importante, otro colector se encuentre en una situación de sombreado parcial y otro operando a potencia cercana a los valores usuales. Dado que se ha mostrado en el anterior apartado que los efectos más perjudiciales pueden tener lugar en verano, en este se considerará lo que ocurre en épocas estivales, incluyendo también lo que podría tener lugar en invierno.

En primer lugar, se efectúa una simulación para flujos de calor propios de las temporadas estivales, donde estos serán más elevados. Los resultados se encuentran en la siguiente tabla:

Tabla 34. Efecto en el caudal másico sombreado extremo durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	170	85	51	17
Caudal [kg/s]	0.14	0.27	0.54	1.45
Título vapor	0.61	0.15	0.05	0.001
Patrón	SW	SLUG+SW	SLUG+SW	MONOFÁSICO

En la Tabla 34 queda evidenciado que esta situación resulta más crítica que el sombreado gradual que anteriormente se ha analizado. Por un lado, se observa que para el colector 4, el más sombreado de todos, la desviación respecto al caudal objetivo es de un 141.39%, circulando un caudal de 1.45 kg/s. Esto acaba produciendo que el desequilibrio sea compensado por el resto de los colectores, sufriendo los efectos más desfavorables el colector 1, por el que circularían tan solo 0.14 kg/s, lo que conlleva un título de vapor de 0.61, teniendo un patrón de flujo estratificado ondulado. Por el contrario, en el colector 4 no se alcanza la generación de vapor dado el elevado caudal que circula por el mismo, encontrándose el fluido a la salida del colector en condiciones monofásicas. En este caso por lo tanto

sí que podría existir un posible quemado del tubo al no existir un control adecuado sobre este fenómeno.

Estos efectos se ven mucho más acentuados al fijar el caudal objetivo en 0.2 kg/s, tal y como reflejan los resultados obtenidos de la siguiente simulación:

Tabla 35. Efecto en el caudal másico sombreado extremo durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 0.8 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	170	85	51	17
Caudal [kg/s]	0.07	0.07	0.11	0.56
Título vapor	1.00	0.60	0.23	0.01
Patrón	SECADO	SW	SW	SLUG+SW

Este caso sin duda muestra la criticidad que tiene efectuar un control adecuado sobre el caudal que circula por cada uno de los colectores. Al situar el caudal objetivo en 0.2 kg/s y tener una situación climatológica adversa puede apreciarse en la Tabla 35 que el colector 1 experimenta el secado completo del tubo, siendo el caudal completamente vapor, el cual sale a una temperatura de 378.26 °C, lo que implica que la temperatura de pared será mucho mayor, produciéndose el efecto de quemado de tubo. Tal es la desviación del caudal objetivo entre colectores que como se muestra en dicha tabla, por el colector 1 circula un 66% menos del caudal objetivo, mientras que en el caudal 4, el más sombreado, circula un 178.2% más, teniendo en este caso un patrón de flujo slug combinado con un estratificado ondulado.

En vista de este efecto, resulta vital efectuar un control adecuado del caudal másico que circula mediante cada uno de los colectores, ya que la integridad de la planta depende de ello. Este control resulta especialmente crítico en verano, donde se observa que las consecuencias pueden resultar catastróficas. Junto con ello, se muestra el riesgo que implica operar con caudales reducidos.

Por el contrario, para meses de invierno y presentando las mismas condiciones climatológicas adversas, se muestra en la Tabla 36 que el efecto no resulta tan perjudicial, y es que si bien en el colector que opere a un nivel de calor cercano al nominal para esta época del año se obtiene una circulación de caudal másico un 76,55% menor y un título de vapor mayor, de 0.156, esto no supone ningún riesgo para la integridad de la planta, sino que más bien presenta problemática en cuanto al control.

Tabla 36. Efecto en caudal másico sombreado extremo durante el invierno para caudal nominal. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	45	23	14	5
Caudal [kg/s]	0.14	0.41	0.72	1.11
Título vapor	0.156	0.026	0.009	0.002

6.3 Caso colector bloqueado

Esta es una de las situaciones más improbables durante el funcionamiento de la planta, dado que no resulta muy usual que uno de los colectores se encuentre bloqueado, es decir, con un flujo de calor sumamente reducido, mientras que el resto mantengan un flujo de calor próximo al nominal según la estacionalidad en la se encuentren. Sin embargo, y a pesar de la improbabilidad del suceso de este, es fundamental evaluarlo, ya que a pesar de improbable es el escenario en el que se presentarían las condiciones más críticas en cuanto a la integridad de los tubos absorbedores y el funcionamiento seguro de la planta de generación de vapor.

En los casos anteriores ha quedado demostrado que este efecto de desequilibrio de caudales produce las consecuencias más catastróficas en las épocas de flujo de calor elevado, como es el verano. Es debido a esto, por lo que para este caso se analiza el efecto que produciría durante el verano al operar con un caudal nominal y con uno reducido.

En primer lugar, se lleva a cabo la simulación para el caso de caudal nominal, presentándose los resultados de esta en la presente tabla:

Tabla 37. Efecto en el caudal másico con colector bloqueado durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 2.4 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	170	160	155	0.5
Caudal [kg/s]	0.13	0.13	0.14	1.99
Título vapor	0.63	0.58	0.55	0.00
Patrón	SW	SW	SW	MONOFÁSICO

En la Tabla 37 se muestra que la diferencia debido al colector bloqueado resulta sustancial en lo que a caudal másico trasegado para los colectores 1, 2 y 3 respecto al caudal objetivo de 0.6 kg/s, teniendo cada uno de estos colectores una desviación del 78.05%, 77.43% y del 77.05% respectivamente. Esta situación conlleva que en dichos colectores el título de vapor tenga un valor elevado que ronda el 0.6 para cada uno de los colectores. Este hecho, teniendo en cuenta que el patrón de flujo es estratificado ondulado puede derivar en que en ciertos momentos exista un riesgo elevado de quemado del tubo.

Además de esto, en caso de reducir el caudal objetivo para cada colector a 0.2 kg/s la situación a la que estaría sometida la central es catastrófica, pues como se aprecia en la Tabla 38, los tres primeros colectores sufrirían un quemado de tubo con una temperatura que resulta insostenible, llegando a alcanzar cerca de 1700°C, es decir, los tubos absorbedores con la tecnología actual y los niveles máximos de temperatura que son capaces de soportar no podrían con una temperatura tan elevada.

Tabla 38. Efecto en el caudal másico con colector bloqueado durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 0.8 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	170	160	155	0.5
Caudal [kg/s]	0.02	0.02	0.02	0.72
Título vapor	1	1	1	0
Patrón	SECADO	SECADO	SECADO	MONOFÁSICO

Si bien esta es una situación hipotética, sirve de base para sentar la necesidad de incluir una adecuada estrategia de operación de la central para prevenir riesgos de este tipo y además la vital importancia que tiene incluir un control sobre el caudal que circula por cada uno de los colectores con el objetivo principal de evitar estos desequilibrios en caso de producirse sombrados o por la suciedad que puedan presentar los espejos reflectores. Este control podría efectuarse mediante PIDs adecuadamente programados y mediante electroválvulas que regulasen el caudal de entrada.

El efecto positivo de esto se observa en la siguiente simulación, en la que se mantiene el caudal objetivo de 0.6 kg/s para cada colector, pero cerrando el colector que se encuentra en bloqueo mediante el PIDs y las electroválvulas mencionadas. Los resultados se aprecian en la siguiente tabla:

Tabla 39. Efecto en el caudal másico con colector bloqueado durante operación en verano. Resultados a la salida del colector. Condiciones de entrada: agua saturada a 8 bar y caudal total de 1.8 kg/s

Colector	1	2	3	4
Calor [kW]	170	160	155	CERRADO
Caudal [kg/s]	0.58	0.60	0.62	0.00
Título vapor	0.14	0.13	0.12	0.00

El resultado de efectuar un control mediante las válvulas muestra que es muy favorable, pues como se recoge en la Tabla 40, se pasa de una situación en la que el caudal es prácticamente el objetivo, alejando a la central por tanto de un eventual quemado del tubo debido al secado a causa de una distribución inadecuada del caudal.

7 Análisis técnico económico

En apartados anteriores se ha mostrado el atractivo que presenta trabajar con diámetros de tubo absorbedor más reducidos con tal de mejorar los fenómenos de transferencia de calor, lo que como consecuencia permite operar la central de generación de vapor con mayor seguridad y con un espectro de caudales más amplios, manteniendo a los tubos lejos del eventual quemado de tubo.

Debido a este atractivo, se ha contactado con diferentes proveedores de tubos absorbedores con tal de conocer la diferencia de precios que supondría llevar a cabo una reducción del diámetro y conocer así a nivel cuantitativo el desembolso económico que supondría efectuar la variación de dicha característica geométrica.

Actualmente, en la planta MicroGENVASOL se cuenta con tubos absorbedores de la marca comercial Royaltech, concretamente el modelo RTUVR 70M4, cuyas principales características y coste unitario sin incluir el IVA a partir de datos facilitados por la empresa y gracias a SOLATOM son las siguientes:

Tabla 40. Características técnicas y económicas tubo absorbedor Royaltech RTUVR® 70M4. Fuente: Royalcsp y SOLATOM

RTUVR® 70M4	
<i>Longitud</i>	4060 mm
<i>Material vidrio exterior</i>	Borosilicato
<i>Temperatura de operación vidrio</i>	350°C
<i>Diámetro exterior</i>	70 mm
<i>Peso en vacío</i>	26 kg
<i>Temperatura de operación</i>	400°C
<i>Presión máxima</i>	40 bar
<i>Coste por tubo absorbedor (sin IVA)</i>	550 €

De este tubo absorbedor destaca la elevada presión de operación que es capaz de alcanzar. Sin embargo, este modelo presenta como limitación que solo está disponible para un único diámetro exterior de 70 mm.

Como alternativa a este modelo se contactó con la empresa Achime Industrial Co., la cual, ofreció una serie de tubos absorbedores que se encuentran disponibles en su catálogo. Las características técnicas y económicas de dichos tubos se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 41. Características técnicas y económicas tubos absorbedores Achime Industrial Co. Fuente: Achime Industrial Co.

Modelo de tubo absorbedor	PTR70	PTR50	PTR40
<i>Longitud</i>	4060 mm	3000 mm	2000 mm
<i>Diámetro exterior</i>	70 mm	50 mm	40 mm
<i>Peso en vacío</i>	28.5 kg	11.4 kg	7.5 kg
<i>Temperatura máxima de operación</i>	400°C	300°C	30°C
<i>Presión máxima</i>	40 bar	40 bar	40 bar
<i>Coste por tubo absorbedor (sin IVA)</i>	563 €	293 €	147 €

En la Tabla 41 queda reflejado como la temperatura de operación de los tubos absorbedores de menor diámetro es más reducida. No obstante, y a raíz del estudio efectuado en el apartado “Caso MicroGENVASOL Optimizada”, el reducir el diámetro mejora los fenómenos de transferencia de calor

y por tanto la temperatura de pared será menor, así que este factor no supone un inconveniente. Por otro lado, se ha demostrado que, aunque el hecho de reducir el diámetro del tubo supone una caída de presión mayor, estas no distan en demasía de las que producen un tubo de 70 mm, como los más comercialmente empleados, por lo que se desprecia el incremento en consumos eléctricos, ya que estos no generarán una variación significativa en el coste de operación.

Con el objetivo de efectuar una adecuada comparación, se va a analizar el coste que supondría realizar una central de en torno a 100 kW de potencia térmica. Para ello se considera que en Valencia el flujo de calor por metro lineal de tubo absorbedor instalado es de en torno a 1.52 kW/m. Este valor se tiene en cuenta puesto que la potencia nominal de la planta MicroGENVASOL es de 25 kW, teniendo una longitud de tubo absorbedor de 16.4 m. A efectos de cálculo se considerará que este flujo lineal se mantiene constante y que los tubos absorberán el mismo calor a pesar de modificar el diámetro. Teniendo en cuenta esto, los resultados de la comparación son los siguientes:

Tabla 42. Comparativa técnico económica instalación tubos absorbedores en planta comercial de 100 kW

Modelo de tubo absorbedor	RTUVR® 70M4	PTR70	PTR50	PTR40
<i>Potencia instalada</i>	104.91 kW	104.91 kW	100.32 kW	100.32 kW
<i>Número de tubos absorbedores necesarios</i>	17 uds.	17 uds.	22 uds.	33 uds.
<i>Longitud total</i>	69.02 m	69.02 m	66 m	66 m
<i>Peso total tubos absorbedores</i>	442 kg	484.5 kg	250.8 kg	247.5 kg
<i>Coste total (sin IVA)</i>	9,350 €	9,571 €	6,446 €	4,851 €

Como se muestra en la Tabla 42, reducir el diámetro supone un ahorro sustancial en lo que a instalación de tubos absorbedores se refiere. La diferencia entre ejecutar una planta comercial de 100 kW a base de RTUVR® 70M4 y efectuarlo con el modelo PTR50 de Achime supone un ahorro de 2904€, teniendo como se ha comentado anteriormente unas caídas de presión similares, pero una mejor transmisión de calor en el modelo de menor diámetro. Este ahorro resulta incluso mayor al emplear un diámetro de 40 mm, sin embargo, en determinadas ocasiones durante la operación las pérdidas de presión podrían no compensar este ahorro.

Junto con ello, cabe resaltar otra gran ventaja que presentan los modelos de menor diámetro, esto es, el ahorro en cuanto a peso que se obtiene. El instalar tubos absorbedores PTR50 en vez del modelo comercial RTUVR® 70M4 se traduce en una reducción de 191.2 kg de la estructura, lo cual permite no solo obtener ahorro por el coste de los absorbedores, sino que también un ahorro indirecto por la posibilidad de ejecutar una estructura más sencilla y a menor coste debido a la menor sollicitación a la que estará sometida.

Es debido a este atractivo desde el punto de vista económico, junto con las ventajas en cuanto a la transmisión de calor que ofrecen, por lo que se concluye que los tubos absorbedores de menor diámetro, concretamente del orden de 50 mm, suponen una opción atractiva para el desarrollo de centrales termosolares de generación directa de vapor.

8 Conclusiones

La situación medioambiental actual presenta un desafío sin precedentes, lo que conlleva la búsqueda de alternativas que contribuyan a la protección de este y la consecución de los diferentes acuerdos medioambientales en materia de reducción de emisiones y sostenibilidad energética. En este campo las industrias juegan un papel clave, dado que gran parte de dichas emisiones provienen del sector industrial, el cual tiene una amplia necesidad de energía eléctrica y energía en forma de calor.

Tal y como se ha expuesto a lo largo del presente trabajo, la necesidad de calor por parte de la industria tiene como consecuencia una gran cantidad de emisiones de CO₂. Esto pone en evidencia la necesidad de suplir parte de este calor mediante fuentes de energía renovables y sostenibles.

En este contexto, el concepto de calor solar para procesos industriales (SHIP) cobra un gran interés, puesto que a partir de tecnologías termosolares de concentración es posible cubrir parte de la necesidad de calor de las industrias empleando la radiación solar en vez de combustibles fósiles. Con esto, se logra alcanzar una mayor sostenibilidad y reducir las emisiones. Junto con ello, estos sistemas se ha mostrado que además de ser una alternativa renovable, permiten ser emplazados en lugares remotos o con difícil acceso a fuentes de energía, lo cual resulta de gran interés para favorecer la industrialización de países en vías de desarrollo.

Entre estas tecnologías termosolares destaca la de concentración de tipo Linear Fresnel. Estos sistemas pueden operar generando vapor directamente, lo que evita el empleo de intercambiadores y simplifica la instalación. No obstante, la generación directa de vapor presenta cierta problemática e inestabilidades las cuales han de ser analizadas con el objetivo de garantizar un correcto funcionamiento de una central de este tipo.

Para abordar dicha problemática, se ha desarrollado un modelo en Matlab basado en el código del software comercial IMST-ART. A partir de este modelo se han desarrollado diferentes versiones que permiten analizar distintos fenómenos que ocurren en el flujo durante la operación.

Por un lado, se ha analizado el flujo bifásico en centrales de generación directa de vapor. En primer lugar, se ha demostrado para la planta MicroGENVASOL, planta experimental situada en la UPV, que elevados flujos de calor se traducen en mayores caídas de presión y títulos de vapor mayores, presentando por tanto mayor atractivo este tipo de plantas en verano, donde la radiación directa usualmente es mayor. Sin embargo, también se ha visto la importancia que tiene controlar de manera adecuada el caudal másico que circula por el tubo absorbedor, ya que caudales demasiado bajos combinados con flujos de calor elevados pueden derivar en altas temperaturas de pared y un eventual quemado del tubo. Junto con ello, también se destaca la importancia que tiene seleccionar una presión de entrada adecuada, y es que presiones más elevadas suponen que la caída de presión sea menor, lo que conlleva consumos eléctricos menores. Esto mismo se ha comprobado que ocurría para una central de tamaño comercial de 100 kW, en cuyo análisis del flujo bifásico se ha mostrado que operar con mayores caudales supone una mejora en la transmisión de calor al obtener patrones de flujo más beneficiosos. No obstante, se destaca la importancia de alcanzar una solución de compromiso en cuanto al caudal másico seleccionado en términos de mejora de transferencia de calor y de título de vapor a la salida.

Además, gracias a este análisis se ha llevado a cabo la optimización del diseño del tubo absorbedor en la planta de micro generación MicroGENVASOL. En esta optimización ha quedado patente el interés que presenta reducir su diámetro, ya que esto permite obtener patrones de flujo que mejoren la transferencia de calor teniendo caídas de presión del mismo orden. Es por ello, por lo que para futuras plantas de generación directa de vapor empleando Linear Fresnel se recomienda sustituir los tubos absorbedores de diámetro exterior de 70 mm por los de 50 mm.

Por otra parte, mediante el modelo de Matlab se ha profundizado en fenómenos como es la inestabilidad de Ledinegg. Esta inestabilidad ocurre en mayor medida en épocas con flujo de calor más elevado como es el verano. El hecho de incrementar la presión de entrada no solo mejora la caída de presión, sino que además contribuye a reducir el efecto de esta inestabilidad. Junto con esto, el subenfriamiento del flujo a la entrada es un factor crítico. Subenfriamientos del orden de 10K fomentan esta inestabilidad, mientras que un subenfriamiento de 1K la evita a costa de aumentar la caída de presión. Por ello, se sugiere como solución de compromiso, para evitar los efectos indeseables de esta inestabilidad y evitar caídas de presión elevadas, no exceder los 5K de subenfriamiento.

Otro aspecto que ha de ser considerado durante la operación de una central de generación directa de vapor es el desequilibrio de caudales que puede tener lugar al instalar colectores en paralelo. Las simulaciones realizadas muestran este efecto indeseado. El tener un colector sombreado conlleva una disminución de caudal en el resto, lo que puede derivar en un incremento en la temperatura de pared de estos y un eventual quemado de tubo. Por ello, queda patente la necesidad de implantar una estrategia de control adecuada frente a los sombreados e incluir sistemas de control y regulación de caudal bajo estas situaciones, como puede ser el instalar válvulas compensadoras de presión o interrumpir el caudal por los colectores sombreados, evitando así los efectos indeseados.

Finalmente, a través de un breve estudio técnico económico se ha ratificado el atractivo que poseen los tubos absorbedores de menor diámetro para instalaciones de pequeña potencia, y es que además de las bondades que ofrecen en lo que a transmisión de calor se refieren, estos tubos de menor tamaño suponen un ahorro en los costes de ejecución de la central al instalarlos, ya que por una parte resultan más económicos y por otra resultar ser más ligeros, lo que reduce la sollicitación de las estructuras y permite abaratar costes en este sentido.

9 Bibliografía

- [1] United Nations Climate Change, «El Acuerdo de París | UNFCCC». <https://unfccc.int/es/acerca-de-las-ndc/el-acuerdo-de-paris> (accedido 24 de abril de 2023).
- [2] Ministerio para la Transición Ecológica y el Reto Demográfico, «La Unión Europea en la lucha contra el cambio climático». <https://www.miteco.gob.es/es/cambio-climatico/temas/el-proceso-internacional-de-lucha-contra-el-cambio-climatico/la-union-europea/#:~:text=La%20Ley%20Europea%20del%20Clima%2C%20aprobada%20en%20junio%20de%202021,marcha%20estrategias%20y%20planes%20de> (accedido 25 de abril de 2023).
- [3] European Commission, «European Climate Law». https://climate.ec.europa.eu/eu-action/european-green-deal/european-climate-law_es (accedido 25 de abril de 2023).
- [4] Consejo de la Unión Europea, «Objetivo 55». <https://www.consilium.europa.eu/es/policies/green-deal/fit-for-55-the-eu-plan-for-a-green-transition/#:~:text=La%20expresi%C3%B3n%20C2%ABObjetivo%2055%C2%BB%20remite,U E%20al%20objetivo%20de%202030.> (accedido 25 de abril de 2023).
- [5] Consejo de la Unión Europea, «Infografía - Objetivo 55: reducir las emisiones del transporte, los edificios, la agricultura y los residuos». <https://www.consilium.europa.eu/es/infographics/fit-for-55-effort-sharing-regulation/> (accedido 25 de abril de 2023).
- [6] IEA, «Industry - Analysis - IEA», 2022, Accedido: 26 de abril de 2023. [En línea]. Disponible en: <https://www.iea.org/reports/industry>
- [7] IEA, «Energy Statistics Data Browser – Data Tools - IEA». <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/energy-statistics-data-browser?country=SPAIN&fuel=Energy%20consumption&indicator=ElecConsBySector> (accedido 26 de abril de 2023).
- [8] Instituto Nacional de Estadística, «Encuesta de Consumos Energéticos 2019», 2021.
- [9] C. Arpagaus, F. Bless, M. Uhlmann, J. Schiffmann, S. Bertsch, y S. S. Bertsch, «High temperature heat pumps: Market overview, state of the art, research status, refrigerants, and application potentials», *Energy*, vol. 152, pp. 985-1010, 2018, [En línea]. Disponible en: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc>
- [10] I. Renewable Energy Agency, *RENEWABLE CAPACITY STATISTICS 2020*. 2020. [En línea]. Disponible en: www.irena.org
- [11] SOLATOM, «<https://solatom.com/>», 27 de junio de 2023.
- [12] Naciones Unidas, «Objetivos de Desarrollo Sostenible | Programa de las Naciones Unidas Para el Desarrollo». <https://www.undp.org/es/sustainable-development-goals> (accedido 27 de abril de 2023).
- [13] «Energía - Desarrollo Sostenible». <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/energy/> (accedido 27 de abril de 2023).

- [14] «Infraestructura - Desarrollo Sostenible». <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/infrastructure/> (accedido 27 de abril de 2023).
- [15] «Cambio climático - Desarrollo Sostenible». <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/climate-change-2/> (accedido 27 de abril de 2023).
- [16] MINISTERIO PARA LA TRANSICIÓN ECOLÓGICA Y EL RETO DEMOGRÁFICO, «INVENTARIO NACIONAL DE EMISIONES A LA ATMÓSFERA EMISIONES DE GASES DE EFECTO INVERNADERO Serie 1990-2020 INFORME RESUMEN». [En línea]. Disponible en: https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/05/ar4_wg1_full_report-1.pdf
- [17] «Final energy consumption in industry - detailed statistics - Statistics Explained». https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Final_energy_consumption_in_industry_-_detailed_statistics (accedido 5 de mayo de 2023).
- [18] European Heat Pump Association (EHPA), «Overview – Industrial heat pumps», 2020. [En línea]. Disponible en: www.ehpa.org
- [19] International Renewable Energy Agency, «IEA-ETSAP and IRENA Technology Brief E21 – January 2015», 2015. [En línea]. Disponible en: www.etsap.org-www.irena.org
- [20] «Colectores de placa plana - Solar - HVAC/R y solar». <https://hvac-eng.com/flat-plate-collectors/> (accedido 18 de mayo de 2023).
- [21] Instituto de Ingeniería Energética - UPV, «CENTRALES TERMOSOLARES Y FOTOVOLTAICAS UD1. Introducción a las centrales termosolares Tema 2: Clasificación y configuraciones», 2022.
- [22] José Gallego, «Principales Técnicas de Conversión de la Energía Solar Térmica», 2018.
- [23] Clique Solar, «Clique Solar Brochure». [En línea]. Disponible en: www.cliquesolar.com
- [24] M. Berger, M. Meyer-Grünefeldt, D. Krüger, K. Hennecke, M. Mokhtar, y C. Zahler, «First Year of Operational Experience with a Solar Process Steam system for a Pharmaceutical Company in Jordan», *Energy Procedia*, vol. 91, pp. 591-600, jun. 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.06.209.
- [25] International Energy Agency, «Industrial heat demand by temperature range, 2018 – Charts – Data & Statistics - IEA», 2018. <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/industrial-heat-demand-by-temperature-range-2018> (accedido 18 de mayo de 2023).
- [26] L. Moens y D. M. Blake, «Conference Paper Advanced Heat Transfer and Thermal Storage Fluids», 2004. [En línea]. Disponible en: <http://www.osti.gov/bridge>
- [27] A. Frein, «Modeling, optimization and experimental evaluation of Solar Direct Steam Generation for integration into industrial heating processes», PhD, Politecnico di Milano, 2017. [En línea]. Disponible en: <https://www.politesi.polimi.it/handle/10589/134560>
- [28] M. A. David-Hernández, A. Cazorla-Marín, J. González-Maciá, y J. Payá, «Modeling of a Solar Heat for Industrial Processes (SHIP) System using Fresnel Collectors», en *EuroSun Proceedings 2022*, Kassel, Germany, 2022.

- [29] A. B. de Sá, V. C. Pigozzo Filho, L. Tadrist, y J. C. Passos, «Direct steam generation in linear solar concentration: Experimental and modeling investigation – A review», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90. Elsevier Ltd, pp. 910-936, 1 de julio de 2018. doi: 10.1016/j.rser.2018.03.075.
- [30] E. Zarza Moya, «Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS)», PhD, Universidad de Sevilla, 2003.
- [31] M. M. Mokhtar, «Control of Solar Thermal Linear Fresnel Collector Plants in Single Phase and Direct Steam Generation Modes», PhD, Karlsruhe Institut für Technologie (KIT) Control, 2019.
- [32] A. B. de Sá, V. C. Pigozzo Filho, L. Tadrist, y J. C. Passos, «Direct steam generation in linear solar concentration: Experimental and modeling investigation – A review», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90, pp. 910-936, jul. 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.03.075.
- [33] S. Karellas y T. C. Roumpedakis, «Solar thermal power plants», en *Solar Hydrogen Production: Processes, Systems and Technologies*, Elsevier, 2019, pp. 179-235. doi: 10.1016/B978-0-12-814853-2.00007-2.
- [34] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, y M. Pérez, «Parabolic-trough solar collectors and their applications», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, n.º 7, pp. 1695-1721, 2010, doi: 10.1016/j.rser.2010.03.012.
- [35] J. F. Feldhoff *et al.*, «Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage», *Solar Energy*, vol. 86, n.º 1, pp. 520-530, ene. 2012, doi: 10.1016/j.solener.2011.10.026.
- [36] A. H. S. H. P. K. B. M. B. S. H. S. Ilyes Ben Hassine, «IEA SHC Task 49. Solar Process Heat for Production and Advanced Applications. Integration Guideline. Deliverable B 2», 2015.
- [37] N. Tasmin, S. H. Farjana, M. R. Hossain, S. Golder, y M. A. P. Mahmud, «Integration of Solar Process Heat in Industries: A Review», *Clean Technologies*, vol. 4, n.º 1. MDPI, pp. 97-131, 1 de marzo de 2022. doi: 10.3390/cleantechnol4010008.
- [38] C. Philibert, «BARRIERS TO TECHNOLOGY DIFFUSION: THE CASE OF SOLAR THERMAL TECHNOLOGIES», 2006. [En línea]. Disponible en: www.oecd.org/env/cc/aixg
- [39] E. Zarza *et al.*, «Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project», *Energy*, vol. 29, n.º 5-6, pp. 635-644, 2004, doi: 10.1016/S0360-5442(03)00172-5.
- [40] «Plataforma Solar de Almería - Cilindroparabólicos y Fresnel Lineal». <https://www.psa.es/es/instalaciones/cilindroparabolico/diss.php> (accedido 21 de mayo de 2023).
- [41] «World Map of Solar Thermal Plants | Solar Heat for Industrial Processes (SHIP) Plants Database». <http://ship-plants.info/solar-thermal-plants-map> (accedido 21 de mayo de 2023).
- [42] A. Frein, L. Pistocchini, V. Tatay, y M. Motta, «Modeling and Sizing of a MW Solar DSG plant», en *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, 2016, pp. 620-629. doi: 10.1016/j.egypro.2016.06.215.

- [43] «Pharmaceutical Industry | Industrial Solar». <https://industrial-solar.de/en/industrial-applications/pharmaceutical-industry/> (accedido 21 de mayo de 2023).
- [44] «Europe: InSun Project Showcases Concentrating Collectors for Process Heat | Solarthermalworld». <https://solarthermalworld.org/news/europe-insun-project-showcases-concentrating-collectors-process-heat/> (accedido 22 de mayo de 2023).
- [45] A. Vittoriosi, R. Fedrizzi, R. Brock, F. Orioli, V. Orioli, y D. Pietruschka, «Monitoring of a MW class solar field set up in a brick manufacturing process», en *Energy Procedia*, Elsevier Ltd, 2014, pp. 1217-1225. doi: 10.1016/j.egypro.2014.02.138.
- [46] «SOLAR PROCESS HEAT - Soltigua - PV trackers, Solar Tracker Manufacturers, parabolic trough and linear Fresnel collectors». <https://www.soltigua.com/solar-process-heat/> (accedido 22 de mayo de 2023).
- [47] «DLR - Institute of Solar Research - Industrial process heat - Meeting the industry's energy demand through solar collectors». https://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-11127/18797_read-43622/ (accedido 22 de mayo de 2023).
- [48] K. Hennecke, T. Hirsch, D. Krüger, A. Lokurlu, y M. Walder, «Pilot Plant for Solar Process Steam Supply».
- [49] «Control Jerárquico de Planta Termosolar Multigeneración – HELIONOTICIAS». <https://helionoticias.es/control-jerarquico-de-planta-termosolar-multigeneracion/> (accedido 22 de mayo de 2023).
- [50] «SCHOTT PTR[®] 70 Receiver The 4 th Generation».
- [51] W. D. Steinmann y M. Eck, «Buffer storage for direct steam generation», *Solar Energy*, vol. 80, n.º 10, pp. 1277-1282, oct. 2006, doi: 10.1016/j.solener.2005.05.013.
- [52] J. G. Collier y J. R. Thome, «Convective Boiling and Condensation», 1996.
- [53] P. B. Whalley, «Two-Phase Flow and Heat Transfer», 1996.
- [54] Y. Wang, Z. Guo, L. Li, F. Gao, K. Wang, y B. An, «Thermohydraulic management coupled with flow pattern distinction for concentrating solar direct-steam-generation technology», *Renew Energy*, vol. 204, pp. 114-130, mar. 2023, doi: 10.1016/j.renene.2022.12.113.
- [55] J. D. Pye, «System Modelling of the Compact Linear Fresnel Reflector», PhD, University of New South Wales, 2008.
- [56] Y. Lu *et al.*, «Ledinegg instability analysis on direct vapor generation inside solar collectors», *Solar Energy*, vol. 196, pp. 530-539, ene. 2020, doi: 10.1016/j.solener.2019.12.060.
- [57] IVACE. IMIDTA/2021/68, «micro GENERACIÓN de VAPOR SOLAR (microGENVASOL)». 2021.
- [58] MCIN/AEI/10.13039/501100011033. TED2021-130614A-I00, «SolarSteam4IND». 2023.
- [59] The MathWorks Inc., «The MathWorks, Inc. (2022). MATLAB version: 9.13.0 (R2022b)». Natick, Massachusetts, 2022.

- [60] J. M. Corberan, J. González, P. Montes, y R. Blasco, «“ART” A computer code to assist the design of refrigeration and A/C equipment. In International Refrigeration and Air Conditioning Conference (p. 570). », <http://www.imst-art.com/>. 2002.
- [61] E. W. Lemmon, I. H. Bell, M. L. Huber, y M. O. McLinden, «NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP». Gaithersburg, 2018.
- [62] S. Natan, D. Barnea, y Y. Taitel, «Direct steam generation in parallel pipes», *International Journal of Multiphase Flow*, vol. 29, n.º 11, pp. 1669-1683, 2003, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2003.07.002.
- [63] D. H. Lobón y L. Valenzuela, «Impact of pressure losses in small-sized parabolic-trough collectors for direct steam generation», *Energy*, vol. 61, pp. 502-512, 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.08.049.

Máster en Ingeniería Industrial

PRESUPUESTO

Autor: Juan José González Torres

Tutor: Antonio Cazorla Marín

Cotutor: Jorge Payá Herrero

Curso 2022/2023

Índice del presupuesto

1	Planificación del proyecto y consideraciones generales	107
2	Presupuestos parciales.....	109
3	Resumen del presupuesto	112

1 Planificación del proyecto y consideraciones generales

Para realizar de manera correcta el proyecto, se efectuó una planificación en la que se incluyen las diferentes tareas se han llevado a cabo. Este proyecto se enmarca en un trabajo de investigación y desarrollo, dedicando para la consecución del mismo un número de 300 horas repartidas a lo largo de cinco meses de la siguiente manera:

Tareas	Dedicación (h)	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
1. Estudio del estado del arte y flujo bifásico	40					
2. Desarrollo y validación del modelo	80					
2.1 Elaboración modelo flujo bifásico en Matlab	50					
2.2 Análisis de sensibilidad del modelo	10					
2.3 Validación del modelo	20					
3. Análisis del flujo bifásico	70					
4. Estudio de la inestabilidad de Ledinegg	40					
5. Análisis comportamiento en paralelo colectores	30					
6. Redacción de informes y análisis técnico económico	40					

Figura Presupuesto 1. Planificación del proyecto

Cada una de las diferentes tareas incluidas en la Figura Presupuesto 1 constituyen un capítulo del presupuesto, dado la importancia y dedicación de recursos con la que contaba cada una de ellas. Los aspectos fundamentales de cada uno de los bloques se describen a continuación:

- **1. Estudio del estado del arte y flujo bifásico:** a lo largo de esta tarea se lleva a cabo la familiarización con los diferentes conceptos con los que se ha trabajado en el presente proyecto. Se profundiza el conocimiento del flujo bifásico, inestabilidades y el comportamiento de las plantas dedicadas a la generación directa de vapor.
- **2. Desarrollo y validación del modelo:** en esta tarea se lleva a cabo el desarrollo del modelo principal para el análisis del flujo bifásico en Matlab. Además de esto, se realiza el análisis de sensibilidad del modelo y una posterior validación a través de los resultados obtenidos por modelos de otros autores, así como a partir de resultados experimentales.
- **3. Análisis del flujo bifásico:** se realiza el análisis del flujo bifásico para los diferentes casos que han sido expuestos en el presente proyecto, estudiando los diferentes fenómenos que se pueden producir.
- **4. Estudio de la inestabilidad de Ledinegg:** se incluye en esta tarea la modificación del modelo desarrollado en Matlab para aplicarlo al estudio de dicha inestabilidad. Junto con esto, se considera el análisis de los resultados obtenidos a partir de las diferentes simulaciones.
- **5. Análisis comportamiento en paralelo colectores:** se considera la modificación del modelo desarrollado en Matlab para aplicarlo al análisis del comportamiento en paralelo, incluyéndose el análisis de los resultados obtenidos.
- **6. Redacción de informes y análisis técnico económico:** en esta tarea se considera la redacción del presente proyecto, la elaboración de diferentes informes generados sobre los resultados obtenidos y el análisis técnico económico sobre los tubos absorbedores en las plantas de

generación directa de vapor.

En este proyecto contempla como activo principal la mano de obra, concretamente el trabajo efectuado por el ingeniero junior y el resto de personas involucradas en el proyecto. En la siguiente tabla se recoge el coste unitario por hora de la mano de obra implicada en el proyecto:

Tabla Presupuesto 1. Costes unitarios mano de obra

Mano de obra	Precio mano de obra (€/h)
Ingeniero Junior	20
Ingeniero Doctor	30
Informático	25

Junto con ello, para desarrollar el trabajo ha sido necesario contar con software informático con el que desarrollar el modelo, elaborar los informes y tratar los resultados. Los costes asociados a dicho software se detallan a continuación:

Tabla Presupuesto 2. Costes unitarios software

Software	Precio software
Matlab	860 €/año
Office 365	7 €/mes
EES	150 €/año

Finalmente, se ha tomado en cuenta lo siguiente a la hora de efectuar el presupuesto del proyecto:

- **Costes indirectos:** se considera que supondrán un 3% del Presupuesto de Ejecución Material y van incluidos en el coste de cada unidad de obra.
- **Gastos generales:** estos ascienden a un 13% del Presupuesto de Ejecución Material. En este bloque se tienen en cuenta gastos asociados al mantenimiento de las instalaciones donde se ha desarrollado el proyecto, la electricidad y agua consumida, material de oficina empleado y los equipos informáticos con los que se hay trabajado.
- **Beneficio industrial:** supone el 6% del Precio de Ejecución Material.

2 Presupuestos parciales

Presupuesto parcial nº 1 Estudio del estado del arte y flujo bifásico

Núm.	Ud	Descripción	Medición	Precio unitario (€/h)	Importe (€)
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	38	20.00	760.00
IND	h	Doctor Ingeniero Industrial	2	30.00	60.00
Total presupuesto parcial nº 1 Estudio del estado del arte y flujo bifásico:					820.00

Presupuesto parcial nº 2 Desarrollo y validación del modelo

Núm.	Ud	Descripción	Medición	Precio unitario (€/h)	Importe (€)
2.1.- Elaboración modelo flujo bifásico en Matlab					
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	40	20.00	800.00
IND	h	Doctor Ingeniero Industrial	8	30.00	240.00
INF	h	Informático	2	25.00	50.00
Total 2.1.- 2.1 Elaboración modelo flujo bifásico en Matlab:					1,090.00
2.2.- Análisis de sensibilidad del modelo					
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	10	20.00	200.00
Total 2.2.- 2.2 Análisis de sensibilidad del modelo:					200.00
2.3.- Validación del modelo					
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	19	20.00	380.00
IND	h	Doctor Ingeniero Industrial	1	30.00	30.00
Total 2.3.- 2.3 Validación del modelo:					410.00
Total presupuesto parcial nº 2 Desarrollo y validación del modelo:					1,700.00

Presupuesto parcial nº 3 Análisis del flujo bifásico

Núm.	Ud	Descripción	Medición	Precio unitario (€/h)	Importe (€)
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	60	20.00	1,200.00
IND	h	Doctor Ingeniero Industrial	10	30.00	300.00
Total presupuesto parcial nº 3 Análisis del flujo bifásico:					1,500.00

Presupuesto parcial nº 4 Estudio de la inestabilidad de Ledinegg

Núm.	Ud	Descripción	Medición	Precio unitario (€/h)	Importe (€)
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	36	20.00	720.00
IND	h	Doctor Ingeniero Industrial	4	30.00	120.00
Total presupuesto parcial nº 4 Estudio de la inestabilidad de Ledinegg:					840.00

Presupuesto parcial nº 5 Análisis comportamiento en paralelo colectores

Núm.	Ud	Descripción	Medición	Precio unitario (€/h)	Importe (€)
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	28	20.00	560.00
IND	h	Doctor Ingeniero Industrial	2	30.00	60.00
Total presupuesto parcial nº 5 Análisis comportamiento en paralelo colectores:					620.00

Presupuesto parcial nº 6 Redacción de informes y análisis técnico económico

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un colector solar de concentración Fresnel
trabajando en Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de 37 kW

Núm.	Ud	Descripción	Medición	Precio unitario (€/h)	Importe (€)
INJ	h	Ingeniero Industrial Junior	40	20.00	800.00
Total presupuesto parcial nº 6 Redacción de informes y análisis técnico económico:					800.00

Presupuesto parcial nº 7 Software

Núm.	Ud	Descripción	Medición	Precio unitario (€/ud)	Importe (€)
LICMAT	ud	Licencia Matlab	1	860.00	860.00
LIC365	ud	Licencia mensual Office 365	5	7.00	35.00
LICEES		Licencia anual EES	1	150.00	150.00
Total presupuesto parcial nº 7 Software:					1,045.00

3 Resumen del presupuesto

Capítulo	Importe (€)
1 Estudio del estado del arte y flujo bifásico	820.00
2 Desarrollo y validación del modelo	
2.1 Elaboración modelo flujo bifásico en Matlab	1,090.00
2.2 Análisis de sensibilidad del modelo	200.00
2.3 Validación del modelo	410.00
Total 2 Desarrollo y validación del modelo	1,700.00
3 Análisis del flujo bifásico	1,500.00
4 Estudio de la inestabilidad de Ledinegg	840.00
5 Análisis comportamiento en paralelo colectores	620.00
6 Redacción de informes y análisis técnico económico	800.00
7 Software	1,045.00
Presupuesto de ejecución material	7,325.00
13% de gastos generales	953.55
6% de beneficio industrial	439.5
Suma	8,718.05
21% IVA	1,830.79
Presupuesto de ejecución por contrata	10,548.84

Asciende el presupuesto de ejecución por contrata a la expresada cantidad de DIEZ MIL QUINIENTOS CUARENTA Y OCHO EUROS CON OCHENTA Y CUATRO CÉNTIMOS.

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un colector solar de concentración Fresnel trabajando en Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de 37 kW

Junto con esto, se incluye un gráfico que muestra la representación que tiene cada tarea en la cuantía total del presupuesto, donde se aprecia que las tareas de análisis del flujo bifásico y el desarrollo y validación del modelo suponen cerca de la mitad del coste total del presupuesto de ejecución material.

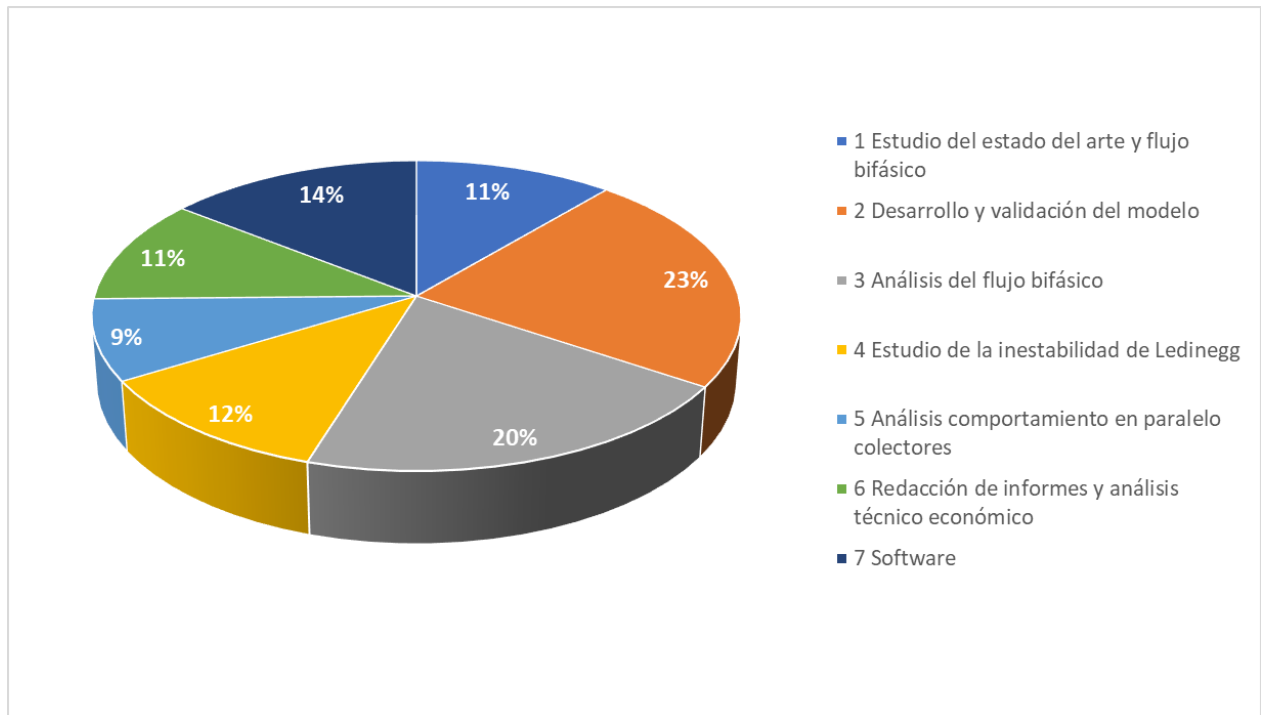


Figura Presupuesto 2. Peso porcentual de cada tarea en el presupuesto de ejecución material del proyecto

Máster en Ingeniería Industrial

ANEXO A. Modelos desarrollados en Matlab

Autor: Juan José González Torres

Tutor: Antonio Cazorla Marín

Cotutor: Jorge Payá Herrero

Curso 2022/2023

Índice de contenidos del Anexo A

1. Código modelos desarrollados en Matlab.....	117
1.1 Código modelo análisis flujo bifásico	117
1.1.1 Funciones llamadas por el modelo análisis flujo bifásico.....	121
1.2 Código modelo análisis inestabilidad de Ledinegg.....	126
1.3 Código modelo análisis comportamiento módulos en paralelo	128
1.3.1 Funciones llamadas por el modelo análisis flujo bifásico.....	129
2. Resultados análisis de sensibilidad para planta comercial 100 kW	133

Índice de figuras del Anexo A

Figura Anexo A 1. Título de vapor a la salida en función del número de celdas para planta comercial	133
Figura Anexo A 2. Caída de presión a la salida en función del número de celdas para planta comercial	133
Figura Anexo A 3. Fracción de huecos a la salida en función del número de celdas para planta comercial	133
Figura Anexo A 4. Temperatura del fluido a la salida en función del número de celdas para planta comercial	134
Figura Anexo A 5. Coeficiente de transferencia de calor a la salida en función del número de celdas para planta comercial	134
Figura Anexo A 6. Entalpía a la salida en función del número de celdas para planta comercial	134
Figura Anexo A 7. Tiempo de cálculo en función del número de celdas para planta comercial	135

1. Código modelos desarrollados en Matlab

1.1 Código modelo análisis flujo bifásico en tubo absorbedor

```
-----  
%%  
Path=genpath(cd);  
addpath(Path);  
  
%Inicializar variables Refprop%  
RP = py.ctREFPROP.ctREFPROP.REFPROPFunctionLibrary('C:\Program Files  
(x86)\REFPROP');  
MSI = RP.GETENUMdll(int8(0), 'MASS BASE SI').iEnum;  
iMass = int8(1); % 0: molar fractions; 1: mass fractions  
iFlag = int8(1); % 0: don't call SATSPLN; 1: call SATSPLN  
z = {1.0};  
Refprop.RP=RP;  
Refprop.MSI=MSI;  
Refprop.iMass=iMass;  
Refprop.iFlag=iFlag;  
Refprop.z=z;  
loadlibrary('RefrigCell64.dll', 'RefrigCell.h')  
fluido='Water';  
-----  
%% Asignar variables de entrada y parámetros  
%Parámetros del tubo  
D_ext=20e-3;  
espesor=3.5e-3;  
longitud=16.4;  
n_celdas=20;  
Lcelda=longitud/n_celdas;  
area=(pi/4)*(D_ext-2*espesor)^2;  
  
%Variables entrada  
Q_inc_total=25e3; %Calor en W%  
m_dot=0.1; %flujo másico en kg/s%  
P_entrada=8e5; %Pa%  
r=Refprop_props(fluido, 'PQ', 'T', P_entrada, 0, Refprop); T_sat_PenK=r(1);  
T_entrada=T_sat_PenK-0.01; %168.29+273.15; %K  
  
mass_velocity=m_dot/area;  
  
Tw_0=T_entrada+4; %T_sat_PenK+2; %Estimación inicial temperatura de pared%  
Dh=D_ext-2*espesor;  
% Dh=65e-3;  
  
Tw=zeros(n_celdas,1);  
H_sal=zeros(n_celdas,1);  
P_sal=zeros(n_celdas,1);  
T_sal=zeros(n_celdas,1);  
rho_sal=zeros(n_celdas,1);  
x_sal=zeros(n_celdas,1);  
HTcoef_sal=zeros(n_celdas,1);  
VF_sal=zeros(n_celdas,1);  
Q=zeros(n_celdas,1);  
T_en=zeros(n_celdas,1);  
P_en=zeros(n_celdas,1);
```

```

H_en=zeros(n_celdas,1);
rho_en=zeros(n_celdas,1);
x_en=zeros(n_celdas,1);

P_en(1)=P_entrada;

r=Refprop_props(fluido,'PT','H',P_entrada,T_entrada,Refprop); H_en(1)=r(1);
%Llamada a Refprop para conseguir H entrada%
r=Refprop_props(fluido,'PT','Q',P_entrada,T_entrada,Refprop); x_en_refprop=r(1);
%Llamada a Refprop para conseguir x entrada%
% r=Refprop_props(fluido,'PQ','T',P_en,0,Refprop); T_sat_Pen=r(1)-273.15; %Llamada
a Refprop para conseguir T saturación en °C%
H_entrada=H_en(1);

flux=Q_inc_total/(pi*D_ext*longitud); %Cálculo flujo de calor en W/m2 de tubo%
Q_celda=Q_inc_total/n_celdas;
Lcelda=longitud/n_celdas; %Cálculo de longitud de celda para cálculo en
multicelda%
-----
%% Llamada al modelo de tubo

% x0=Tw_0;

options=optimoptions('fsolve','Algorithm','levenberg-
marquardt','StepTolerance',1e-12,'FunctionTolerance',1e-5,'Display','off');

for j=1:n_celdas
    F=@(x) funcion_Tw(x,Lcelda,H_en(j),P_en(j),m_dot,flux,Dh,espesor,Q_celda);
    [Sol,fval,exitflag,output]=fsolve(F,Tw_0,options);

[H_sal(j),P_sal(j),T_sal(j),rho_sal(j),x_sal(j),HTcoef_sal(j),VF_sal(j),Q(j),T_en(
j),rho_en(j),x_en(j)]=calc_celda(Lcelda,Sol(1),H_en(j),P_en(j),m_dot,flux,Dh,espes
or);

    if j<n_celdas
        H_en(j+1)=H_sal(j);
        P_en(j+1)=P_sal(j);
    end
    Tw(j)=Sol(1);
end
-----
%% Post-proceso

Q_dot=sum(Q);
H_salida=H_sal(n_celdas);

P_salida=P_sal(n_celdas);
T_salida=T_sal(n_celdas);
x_salida=x_sal(n_celdas);
x_entrada=x_en(1);
rho_salida=rho_sal(n_celdas);

dP_tubo=P_en(1)-P_sal(n_celdas);
dP_tubo_bar=dP_tubo/1e5;
Q_dot_total=m_dot*(H_salida-H_entrada);

```

```

Tw_C=zeros(n_celdas,1);
T_en_C=zeros(n_celdas,1);
T_sal_C=zeros(n_celdas,1);
T_entrada_C=T_entrada-273.15;
T_salida_C=T_salida-273.15;
T_sat_Pen_C=T_sat_PenK-273.15;
for i=1:n_celdas
    Tw_C(i)=Tw(i)-273.15;
    T_en_C(i)=T_en(i)-273.15;
    T_sal_C(i)=T_sal(i)-273.15;
end
-----
% Patron de flujo
[patron_x] = patron(x_salida,mass_velocity,Dh,flux,T_salida_C);
tic
patron_celdas=zeros(n_celdas,1);
for i=1:n_celdas
    if (x_sal(i)>=0.01)
        patron_celdas(i) = patron(x_sal(i),mass_velocity,Dh,flux,T_sal_C(i));
    end
end
-----
% borrar variables que sobran en workspace

vars={'i','iFlag','iMass','j','MSI','options','output','Path','F','RP','n','Refprop',
'z'};
clear(vars{:})
-----
%% Gráficas de los resultados

% Gráfica temperatura HTF y temperatura de pared
long_tubo=0:Lcelda:longitud;
T_HTF=cat(1,T_entrada_C,T_sal_C).';
T_wabs=cat(1,T_entrada_C,Tw_C).';
figure; hold on; grid on;
xlabel('Longitud tubo (m)');
ylabel('Temperatura HTF/Temperatura de pared (°C)');
plot(long_tubo,T_HTF);
plot(long_tubo,T_wabs);
legend('T_o','Tpared','FontSize',11);
title('Temperatura a lo largo del absorbedor');
hold off;

% Gráfica Título de vapor/Void Fraction
figure; hold on; grid on
VF_abs=cat(1,0,VF_sal).'; %Tomando que entra como líquido saturado
x_en(x_en<0)=0;
x_en(x_en>1)=1;
x_abs=cat(1,x_en,x_salida); %Fijado el valor de entrada en 0 por considerar
siempre condiciones de saturación en la entrada
ylabel('Void Fraction/Título de vapor');
xlabel('Longitud tubo (m)');
plot(long_tubo,VF_abs);
plot(long_tubo,x_abs);
legend('VF','Título de vapor','FontSize',11);
title('Void Fraction y título de vapor en el absorbedor');
hold off;

```

```
% Gráfica caída de presión
figure; hold on; grid on
P_sal_if=cat(1,P_entrada,P_sal).';
difP=(P_entrada-P_sal_if)/1e5;
yyaxis right
ylabel('Título de vapor');
xlabel('Longitud tubo (m)');
plot(long_tubo,x_abs);
yyaxis left;
ylabel ('Caída presión (bar)');
plot(long_tubo,difP);
legend('\DeltaP', 'Título de vapor', 'FontSize',11);
title('Caída presión y título de vapor en absorbedor');
hold off;

%% Gráfica entalpía
figure; hold on; grid on
H_abs=cat(1,H_en(1),H_sal).';
ylabel('Entalpía (J/kg)');
xlabel('Longitud tubo (m)');
plot(long_tubo,H_abs);
legend('H_o', 'FontSize',11);
title('Entalpía a lo largo del absorbedor');
hold off;

%% Gráfica patrón de flujo
figure; hold on; grid on
Patron_abs=cat(1,0,patron_celdas).';
yyaxis left;
plot(long_tubo,x_abs);
ylabel('Título de vapor');
xlabel('Longitud tubo (m)');
yyaxis right;
ylabel ('Patrón de flujo');
plot(long_tubo,Patron_abs);
dim = [.65 .4 .1 .1];
str={'0-MONOFÁSICO', '1-STRATIFIED', '2-SW', '3-SLUG+SW', '4-SLUG', '5-ANNULAR', '6-INTERMITTENT', '7-MIST', '8-DRYOUT'};
annotation('textbox',dim,'String',str,'FitBoxToText','on');
title('Patrón del flujo y título de vapor a lo largo del absorbedor');
hold off;

%% Gráfica transmisión de calor
figure; hold on; grid on
HTcoef=cat(1,HTcoef_sal(1),HTcoef_sal).';
yyaxis left;
plot(long_tubo,HTcoef);
ylabel('Coeficiente transmisión de calor HTF (W/m^2*K)');
xlabel('Longitud tubo (m)');
yyaxis right;
ylabel ('Patrón de flujo');
plot(long_tubo,Patron_abs);
dim = [.65 .4 .1 .1];
str={'0-MONOFÁSICO', '1-STRATIFIED', '2-SW', '3-SLUG+SW', '4-SLUG', '5-ANNULAR', '6-INTERMITTENT', '7-MIST', '8-DRYOUT'};
annotation('textbox',dim,'String',str,'FitBoxToText','on');
```

```
legend('HTF','Patrón','FontSize',11);
title('Patrón del flujo y coeficiente transmisión de calor');
hold off;

% Gráfica caída de presión frente a patrón
figure; hold on; grid on
Patron_abs=cat(1,0,patron_celdas).';
yyaxis left;
ylabel('Caída presión (bar)');
xlabel('Longitud tubo (m)');
plot(long_tubo,difP);
yyaxis right;
ylabel('Patrón de flujo');
plot(long_tubo,Patron_abs);
dim = [.65 .4 .1 .1];
str={'0-MONOFÁSICO', '1-STRATIFIED', '2-SW', '3-SLUG+SW', '4-SLUG', '5-ANNULAR', '6-INTERMITTENT', '7-MIST', '8-DRYOUT'};
annotation('textbox',dim,'String',str,'FitBoxToText','on');
legend('\DeltaP','Patrón','FontSize',11);
title('Patrón del flujo y caída de presión en absorbedor');
hold off;

-----
%%
unloadlibrary('RefrigCell164')
-----
```

1.1.1 Funciones llamadas por el modelo análisis flujo bifásico

- Función cálculo temperatura de pared del tubo:

```
function out=funcion_Tw(x,Lcelda,H_en,P_en,m_dot,flux,Dh,espesor,Q_celda)

[Hsal_c,~,~,~,~,~,~,~,~]=calc_celda(Lcelda,x(1),H_en,P_en,m_dot,flux,Dh,espesor)
;
out(1)=Q_celda-m_dot*(Hsal_c-H_en);
end
```

- Función cálculo propiedades termodinámicas de cada celda:

```
function [H_sal,P_sal,T_sal,rho_sal,x_sal,HTcoef_sal,VF_sal,Q,T_en,rho_en,x_en] =
calc_celda(Lcelda,Tw,H_en,P_en,Mdot,flux,Dh,espesor)
```

- Función propiedades mediante REFPROP

```
function out=Refprop_props(fluido,partxt,vartxt,In1,In2,Refprop)

r =
double(Refprop.RP.REFPROPdll(fluido,partxt,vartxt,Refprop.MSI,Refprop.iMass,Refprop.iFlag,In1,In2,Refprop.z).Output); out=r;
end
```

%Inicializar constantes necesarias

```
fluido='Water';
refrigname=fluido;
riffler=0;
Theta=0;
VEnhF=1.0;
htc_mono_corr=21000;
htc_bif_corr=21304;
pd_mono_corr=11001;
pd_bif_corr=11107;
alfa_const=0;
pd_const=0;
HTCEnhf=1.0;
PEnhF=1.0;
DHFric=Dh;
DhHt=Dh;
conductividad=56.7;
rugosidad=0.00015;
lhflux=flux;
ghflux=flux;
res = -1;
T_en=0;
rho_en=0;
x_en=0;
vel_en=0;
H_sal=0.0;
P_sal=0.0;
T_sal=0.0;
x_sal=0.0;
rho_sal=0.0;
Vel_sal=0.0;
VF_sal=0.0;
HTcoef_sal=0.0;
dpdx = 0.0;
```



```

Fric = 0.0;
DqRef = 0.0;
DqTw = 0.0;
CargaCell = 0.0;
VolRefCell = 0.0;
Aw = 0.0;
Bw = 0.0;
QsuperC = 0.0;
QbifC = 0.0;
QSubC = 0.0;
AreaSuperC = 0.0;
AreaBifC = 0.0;
AreaSubC = 0.0;

```

```

-----
[res,refrigname,riffled,Dh,Lcelda,Theta,VFEnhF,Mdot,htc_mono_corr,htc_bif_corr,pd_
mono_corr,pd_bif_corr,alfa_const,pd_const,HTCEnhf,PDEnhF,DHFric,DhHt,espesor,condu
ctividad,rugosidad,Tw,H_en,P_en,lhflux,ghflux,T_en,x_en,rho_en,vel_en,H_sal,P_sal,
T_sal,x_sal,rho_sal,Vel_sal,VF_sal,HTcoef_sal,dpdx,Fric,DqRef,DqTw,CargaCell,VolRe
fCell,Aw,Bw,QsuperC,QbifC,QSubC,AreaSuperC,AreaBifC,AreaSubC] =
calllib('RefrigCell64','calcrefcell',refrigname,riffled,Dh,Lcelda,Theta,VFEnhF,Mdo
t,htc_mono_corr,htc_bif_corr,pd_mono_corr,pd_bif_corr,alfa_const,pd_const,HTCEnhf,
PDEnhF,DHFric,DhHt,espesor,conductividad,rugosidad,Tw,H_en,P_en,lhflux,ghflux,T_en
,x_en,rho_en,vel_en,H_sal,P_sal,T_sal,x_sal,rho_sal,Vel_sal,VF_sal,HTcoef_sal,dpdx
,Fric,DqRef,DqTw,CargaCell,VolRefCell,Aw,Bw,QsuperC,QbifC,QSubC,AreaSuperC,AreaBif
C,AreaSubC);

```

```

-----
[res,refri,riff,Dh,Lcelda,Theta,VFEnhF1,Mdot,htc_mono_corr,htc_bif_corr,pd_mono_co
rr,pd_bif_corr,alfa_const,pd_const,HTCEnhf,PDEnhF1,DHFric,DhHt,espesor,conductivid
ad,rugosidad,Tw,H_en,P_en,lhflux,ghflux,T_en,x_en,rho_en,vel_en,H_sal,P_sal,T_sal,
x_sal,Ro_sal,Vel_sal,VF_sal,HTcoef_sal,dpdx,Fric,DqRef,DqTw,CargaCell,VolRefCell,A
w,Bw,QsuperC,QbifC,QSubC,AreaSuperC,AreaBifC,AreaSubC] =
calllib('RefrigCell64','calcrefcell',refri,riff,Dh,Lcelda,Theta,VFEnhF,Mdot,htc_mo
no_corr,htc_bif_corr,pd_mono_corr,pd_bif_corr,alfa_const,pd_const,HTCEnhf,PDEnhF,D
HFric,DhHt,espesor,conductividad,rugosidad,Tw,H_en,P_en,lhflux,ghflux,T_en,x_en,rh
o_en,vel_en,H_sal,P_sal,T_sal,x_sal,Ro_sal,Vel_sal,VF_sal,HTcoef_sal,dpdx,Fric,DqR
ef,DqTw,CargaCell,VolRefCell,Aw,Bw,QsuperC,QbifC,QSubC,AreaSuperC,AreaBifC,AreaSub
C);

```

```

-----
[~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,~,T_en,~,Ro_en,~,Hout,P_sal,Tsa
l,x_sal,Rosal,~,VF_sal,HTcoef_sal,~,~,~,~,~,~,~,~,QsuperC,QbifC,QSubC,~,~,~] =
calllib('RefrigCell64','calcrefcell',obj.refrig,obj.riffled,obj.Dh,Lcelda,obj.thet
a,obj.VFEnhF,m_dot,htc_mono_corr,htc_bif_corr,obj.pd_mono,obj.pd_bif,alfa_const,obj

```

```
j.pd_const,obj.HTCEnhF,obj.PDEnhF,obj.DHFric,obj.DhHt,obj.s,obj.k,obj.rug,Tw,H_en,  
P_en,flux,flux,T_en,x_en,Ro_en,Vel_en,H_sal,P_sal,T_sal,x_sal,Ro_sal,Vel_sal,VF_s  
al,HTcoef_sal,dpdx,Fric,DqRef,DqTw,CargaCell,VolRefCell,Aw,Bw,QsuperC,QbifC,QSubC,A  
reaSuperC,AreaBifC,AreaSubC);
```

```
-----  
Q=QbifC+QSubC+QsuperC;
```

```
%obj.h_conv=HTcoef_sal;
```

```
%Tsal=obj.T_salida;
```

```
%Hout=H_sal;
```

```
%obj.P_salida=P_sal;
```

```
End
```

- **Función cálculo patrón de flujo en el tubo absorbedor:**

```
function [patron2] = patron(x_salida,mass_velocity,Dh,flux,T_salida_C)
```

```
Thome=[x_salida*100;mass_velocity;Dh*1000;flux]; %Definición vector con inputs al  
Excel
```

```
filename='ThomeWater2.xls';
```

```
sheetname='1'; %Hoja en la que va a escribir
```

```
range1='E3:E6';
```

```
range2='E10';
```

```
writematrix(Thome,filename,'Sheet',sheetname,'Range',range1);
```

```
writematrix(T_salida_C,filename,'Sheet',sheetname,'Range',range2);
```

```
excelObj = actxserver ('Excel.Application');
```

```
fileObj = excelObj.Workbooks.Open( 'P:\PROJECTS\TERMOSOLAR\120_SolarSteam4IND\30 -  
TFM Juanjo\06 - Modelo tubo flujo bifásico\01_Funciones Matlab\Modelo tubo  
celdas\ThomeWater2.xls');
```

```
sheetObj = excelObj.Worksheets.get('Item', '1');
```

```
Range = get(sheetObj, 'Range', 'E13');
```

```
    switch Range.value  
    case 'STRATIFIED'  
        patron2=1;  
    case 'SW'  
        patron2=2;  
    case 'SLUG+SW'  
        patron2=3;
```

```
case 'SLUG'  
    patron2=4;  
case 'ANNULAR'  
    patron2=5;  
case 'INTERMITTENT'  
    patron2=6;  
case 'MIST'  
    patron2=7;  
case 'DRYOUT'  
    patron2=8;  
end  
fileObj.Save;  
fileObj.Close;  
excelObj.Quit;  
delete(excelObj);  
end
```

1.2 Código modelo análisis inestabilidad de Ledinegg

```
-----
Path=genpath(cd);
addpath(Path);
%Inicializar variables Refprop%
RP = py.ctREFPROP.ctREFPROP.REFPROPFunctionLibrary('C:\Program Files
(x86)\REFPROP');
MSI = RP.GETENUMdll(int8(0), 'MASS BASE SI').iEnum;
iMass = int8(1); % 0: molar fractions; 1: mass fractions
iFlag = int8(1); % 0: don't call SATSPLN; 1: call SATSPLN
z = {1.0};
Refprop.RP=RP;
Refprop.MSI=MSI;
Refprop.iMass=iMass;
Refprop.iFlag=iFlag;
Refprop.z=z;
loadlibrary('RefrigCell64.dll', 'RefrigCell.h')
fluido='Water';
-----
%% Asignar variables de entrada y parámetros
%Parámetros del tubo
D_ext=70e-3;
espesor=3.5e-3;
longitud=70;
n_celdas=20;
Lcelda=longitud/n_celdas;
area=(pi/4)*(D_ext-2*espesor)^2;
%Variables entrada
Q_inc_total=100e3; %Calor en W%
num=50;
caudal=linspace(0.001,1,num); %flujo másico en kg/s%
P_entrada=8e5; %Pa%
r=Refprop_props(fluido, 'PQ', 'T', P_entrada, 0, Refprop); T_sat_PenK=r(1);
T_entrada=T_sat_PenK-0.01; %168.29+273.15; %K
Tw_0=T_entrada+4; %T_sat_PenK+2; %Estimación inicial temperatura de pared%
Dh=D_ext-2*espesor;
% Dh=65e-3;
dP_tubo=zeros(num,1);
dP_tubo_bar=zeros(num,1);
xvap=zeros(num,1);
dP_tubo05=zeros(num,1);
dP_tubo_bar05=zeros(num,1);
xvap05=zeros(num,1);
-----
%% Bucle caída de presión para cada caudal
parfor m=1:num
    m_dot=caudal(m);

    Tw=zeros(n_celdas,1);
    H_sal=zeros(n_celdas,1);
    P_sal=zeros(n_celdas,1);
    T_sal=zeros(n_celdas,1);
    rho_sal=zeros(n_celdas,1);
    x_sal=zeros(n_celdas,1);
    HTcoef_sal=zeros(n_celdas,1);
    VF_sal=zeros(n_celdas,1);

```

```

Q=zeros(n_celdas,1);
T_en=zeros(n_celdas,1);
P_en=zeros(n_celdas,1);
H_en=zeros(n_celdas,1);
rho_en=zeros(n_celdas,1);
x_en=zeros(n_celdas,1);

P_en(1)=P_entrada;
r=Refprop_props(fluido, 'PT', 'H', P_entrada, T_entrada, Refprop); H_en(1)=r(1);

%Llamada a Refprop para conseguir H entrada%
r=Refprop_props(fluido, 'PT', 'Q', P_entrada, T_entrada, Refprop);
x_en_refprop=r(1); %Llamada a Refprop para conseguir x entrada%
r=Refprop_props(fluido, 'PQ', 'T', P_en, 0, Refprop); T_sat_Pen=r(1)-273.15;

%Llamada a Refprop para conseguir T saturación en °C%
H_entrada=H_en(1);
flux=Q_inc_total/(pi*D_ext*longitud); %Cálculo flujo de calor en W/m2 de tubo%
Q_celda=Q_inc_total/n_celdas;
Lcelda=longitud/n_celdas; %Cálculo de longitud de celda para cálculo en
multicelda%

-----
% Llamada al modelo de tubo

% x0=Tw_0;
options=optimoptions('fsolve', 'Algorithm', 'levenberg-
marquardt', 'StepTolerance', 1e-12, 'FunctionTolerance', 1e-5, 'Display', 'off');

for j=1:n_celdas
    F=@(x) funcion_Tw(x, Lcelda, H_en(j), P_en(j), m_dot, flux, Dh, espesor, Q_celda);
    [Sol, fval, exitflag, output]=fsolve(F, Tw_0, options);

[H_sal(j), P_sal(j), T_sal(j), rho_sal(j), x_sal(j), HTcoef_sal(j), VF_sal(j), Q(j), T_en(
j), rho_en(j), x_en(j)]=calc_celda(Lcelda, Sol(1), H_en(j), P_en(j), m_dot, flux, Dh, espes
or);
    if j<n_celdas
        H_en(j+1)=H_sal(j);
        P_en(j+1)=P_sal(j);
    end
    Tw(j)=Sol(1);
end
dP_tubo(m)=P_en(1)-P_sal(n_celdas);
dP_tubo_bar(m)=dP_tubo(m)/1e5;
dP_tubo05(m)=P_en(1)-P_sal(n_celdas/2);
dP_tubo_bar05(m)=dP_tubo05(m)/1e5;
if x_sal(n_celdas)> 1
    xvap(m)=1;
elseif x_sal(n_celdas)<0
    xvap(m)=0;
else
    xvap(m)=x_sal(n_celdas);
end
if x_sal(n_celdas/2)> 1
    xvap05(m)=1;
elseif x_sal(n_celdas/2)< 0
    xvap05(m)=0;

```

```
    else
        xvap05(m)=x_sal(n_celdas/2);
    end
end
-----
%% borrar variables que sobran en workspace

vars={'i','iFlag','iMass','j','MSI','options','output','Path','F','RP','n','Refprop','z'};
clear(vars{:})
-----
%% Gráficas de los resultados
% Gráfica inestabilidad de Ledinegg
mass_vel=caudal/area;
figure; hold on; grid on;
yyaxis left;
ylabel('\DeltaP (bar)');
xlabel('G (kg/m^2s)');
plot(mass_vel,dP_tubo_bar);
yyaxis right;
ylabel ('Título de vapor');
plot(mass_vel,xvap);
title('Inestabilidad de Ledinegg final');
hold off;
figure; hold on; grid on;
yyaxis left;
ylabel('\DeltaP (bar)');
xlabel('G (kg/m^2s)');
plot(mass_vel,dP_tubo_bar05);
yyaxis right;
ylabel ('Título de vapor');
plot(mass_vel,xvap05);
title('Inestabilidad de Ledinegg mitad tubo');
hold off;
mvel=mass_vel';
%%
unloadlibrary('RefrigCell64')
```

1.3 Código modelo análisis comportamiento módulos en paralelo

```
tic

loadlibrary('RefrigCell64.dll','RefrigCell.h')
Path=genpath(cd);
addpath(Path);

m_dot_1col=0.2;
P_entrada=8e5;
Q_inc=[170e3;160e3;155e3;0.5e3];

[n,~]=size(Q_inc);
m_dot=m_dot_1col*n;
m_dot_ini=zeros(n,1);
m_dot_ini(:)=m_dot/n;
```

```
options=optimoptions('fsolve','Algorithm','levenberg-  
marquardt','StepTolerance',1e-12,'FunctionTolerance',1e-5,'Display','off');  
  
F=@(x) funcion_dP(x,Q_inc,m_dot,P_entrada);  
[Sol,fval,exitflag,output]=fsolve(F,m_dot_ini,options);  
  
P_salida=zeros(n,1);  
T_salida_C=zeros(n,1);  
x_salida=zeros(n,1);  
  
for i=1:n  
    [P_salida(i),T_salida_C(i),x_salida(i)]=dP_tubo(Q_inc(i),Sol(i),P_entrada);  
end  
P_sal_bar=P_salida/1e5;  
unloadlibrary('RefrigCell64')  
  
time_sim=toc;
```

1.3.1 Funciones llamadas por el modelo análisis flujo bifásico

- **Función cálculo parámetros termodinámicos en para los tubos:**

```
function out=funcion_dP(m_dot,Q,m_dot_tot,P_entrada)  
    [n,~]=size(Q);  
    P_salida=zeros(n,1);  
    T_salida_C=zeros(n,1);  
    x_salida=zeros(n,1);  
    out=zeros(n,1);  
    for i=1:n  
        [P_salida(i),T_salida_C(i),x_salida(i)]=dP_tubo(Q(i),m_dot(i),P_entrada);  
    end  
    out(1)=sum(m_dot)-m_dot_tot;  
    for i=2:n  
        out(i)=(P_salida(i)-P_salida(i-1))/1e5;  
    end  
end
```

- **Función cálculo parámetros termodinámicos en cada tubo individual:**

```
function [P_salida,T_salida_C,x_salida]=dP_tubo(Q_inc_total,m_dot,P_entrada)  
%%  
%Inicializar variables Refprop%  
RP = py.ctREFPROP.ctREFPROP.REFPROPFunctionLibrary('C:\Program Files  
(x86)\REFPROP');  
MSI = RP.GETENUMdll(int8(0),'MASS BASE SI').iEnum;  
iMass = int8(1); % 0: molar fractions; 1: mass fractions  
iFlag = int8(1); % 0: don't call SATSPLN; 1: call SATSPLN  
z = {1.0};  
Refprop.RP=RP;  
Refprop.MSI=MSI;  
Refprop.iMass=iMass;  
Refprop.iFlag=iFlag;  
Refprop.z=z;  
fluido='Water';
```

```

%% Asignar variables de entrada y parámetros
%Parámetros del tubo
D_ext=70e-3;
espesor=3.5e-3;
longitud=70;
n_celdas=20;
Lcelda=longitud/n_celdas;
area=(pi/4)*(D_ext-2*espesor)^2;

%Variables entrada
% Q_inc_total=25e3; %Calor en W%
% m_dot=0.1; %flujo másico en kg/s%
% P_entrada=8e5; %Pa%
r=Refprop_props(fluido, 'PQ', 'T', P_entrada, 0, Refprop); T_sat_PenK=r(1);
T_entrada=T_sat_PenK-0.01; %168.29+273.15; %K

mass_velocity=m_dot/area;

Tw_0=T_entrada+4; %T_sat_PenK+2; %Estimación inicial temperatura de pared%
Dh=D_ext-2*espesor;
% Dh=65e-3;

Tw=zeros(n_celdas,1);
H_sal=zeros(n_celdas,1);
P_sal=zeros(n_celdas,1);
T_sal=zeros(n_celdas,1);
rho_sal=zeros(n_celdas,1);
x_sal=zeros(n_celdas,1);
HTcoef_sal=zeros(n_celdas,1);
VF_sal=zeros(n_celdas,1);
Q=zeros(n_celdas,1);
T_en=zeros(n_celdas,1);
P_en=zeros(n_celdas,1);
H_en=zeros(n_celdas,1);
rho_en=zeros(n_celdas,1);
x_en=zeros(n_celdas,1);

P_en(1)=P_entrada;

r=Refprop_props(fluido, 'PT', 'H', P_entrada, T_entrada, Refprop); H_en(1)=r(1);
%Llamada a Refprop para conseguir H entrada%
r=Refprop_props(fluido, 'PT', 'Q', P_entrada, T_entrada, Refprop); x_en_refprop=r(1);
%Llamada a Refprop para conseguir x entrada%
% r=Refprop_props(fluido, 'PQ', 'T', P_en, 0, Refprop); T_sat_Pen=r(1)-273.15; %Llamada
a Refprop para conseguir T saturación en °C%
H_entrada=H_en(1);

flux=Q_inc_total/(pi*D_ext*longitud); %Cálculo flujo de calor en W/m2 de tubo%
Q_celda=Q_inc_total/n_celdas;
Lcelda=longitud/n_celdas; %Cálculo de longitud de celda para cálculo en
multicelda%

%% Llamada al modelo de tubo

% x0=Tw_0;

```



```

options=optimoptions('fsolve','Algorithm','levenberg-
marquardt','StepTolerance',1e-12,'FunctionTolerance',1e-5,'Display','off');

for j=1:n_celdas
    F=@(x) funcion_Tw(x,Lcelda,H_en(j),P_en(j),m_dot,flux,Dh,espesor,Q_celda);
    [Sol,fval,exitflag,output]=fsolve(F,Tw_0,options);

[H_sal(j),P_sal(j),T_sal(j),rho_sal(j),x_sal(j),HTcoef_sal(j),VF_sal(j),Q(j),T_en(
j),rho_en(j),x_en(j)]=calc_celda(Lcelda,Sol(1),H_en(j),P_en(j),m_dot,flux,Dh,espes
or);

    if j<n_celdas
        H_en(j+1)=H_sal(j);
        P_en(j+1)=P_sal(j);
    end
    Tw(j)=Sol(1);
end

%% Post-proceso

Q_dot=sum(Q);
H_salida=H_sal(n_celdas);

P_salida=P_sal(n_celdas);
T_salida=T_sal(n_celdas);
x_salida=x_sal(n_celdas);
x_entrada=x_en(1);
rho_salida=rho_sal(n_celdas);

dP_tubo=P_en(1)-P_sal(n_celdas);
dP_tubo_bar=dP_tubo/1e5;
Q_dot_total=m_dot*(H_salida-H_entrada);

Tw_C=zeros(n_celdas,1);
T_en_C=zeros(n_celdas,1);
T_sal_C=zeros(n_celdas,1);
T_entrada_C=T_entrada-273.15;
T_salida_C=T_salida-273.15;
T_sat_Pen_C=T_sat_PenK-273.15;
for i=1:n_celdas
    Tw_C(i)=Tw(i)-273.15;
    T_en_C(i)=T_en(i)-273.15;
    T_sal_C(i)=T_sal(i)-273.15;
end

%% Patron de flujo
% [patron_x] = patron(x_salida,mass_velocity,Dh,flux,T_salida_C);
% tic
% patron_celdas=zeros(n_celdas,1);
% for i=1:n_celdas
%     if (x_sal(i)>=0.01)
%         patron_celdas(i) = patron(x_sal(i),mass_velocity,Dh,flux,T_sal_C(i));
%     end
% end
% toc
%
```

```
% patron_salida=patron_celdas(n_celdas);  
%% borrar variables que sobran en workspace  
  
vars={'i','iFlag','iMass','j','MSI','options','output','Path','F','RP','n','Refprop','z'};  
clear(vars{:})
```

2. Resultados análisis de sensibilidad para planta comercial 100 kW

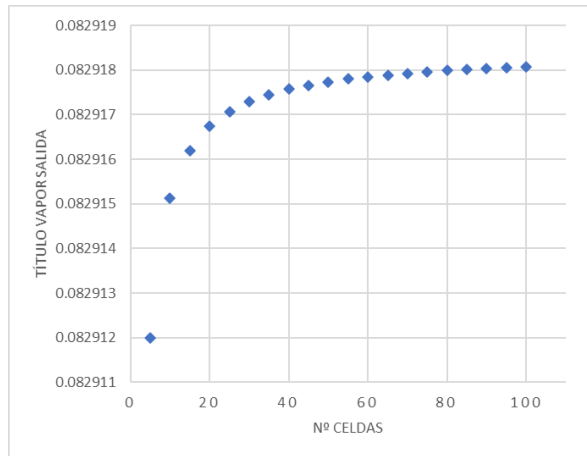


Figura Anexo A 1. Título de vapor a la salida en función del número de celdas para planta comercial

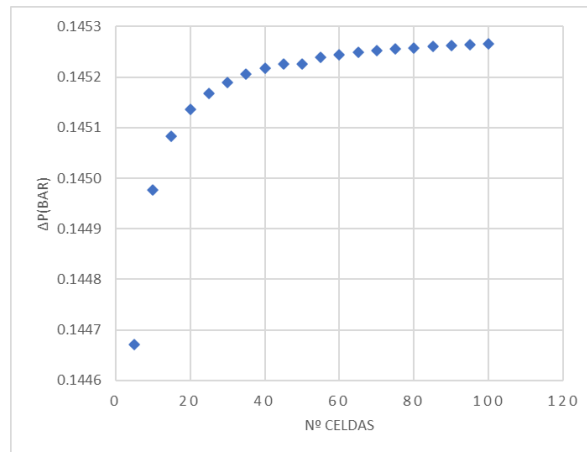


Figura Anexo A 2. Caída de presión a la salida en función del número de celdas para planta comercial

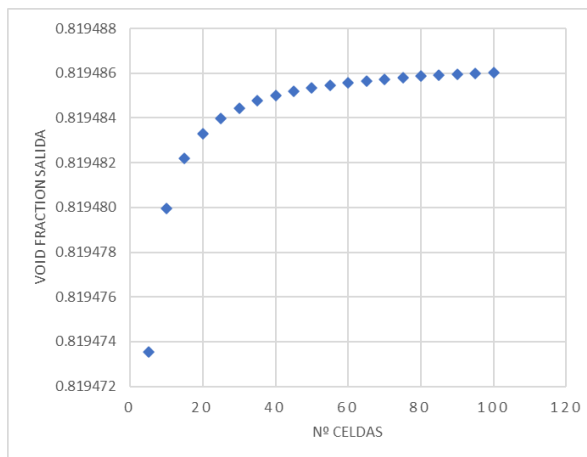


Figura Anexo A 3. Fracción de huecos a la salida en función del número de celdas para planta comercial

Análisis del flujo bifásico en el tubo absorbedor de un colector solar de concentración Fresnel
trabajando en Generación Directa de Vapor y aplicación en un sistema de 37 kW

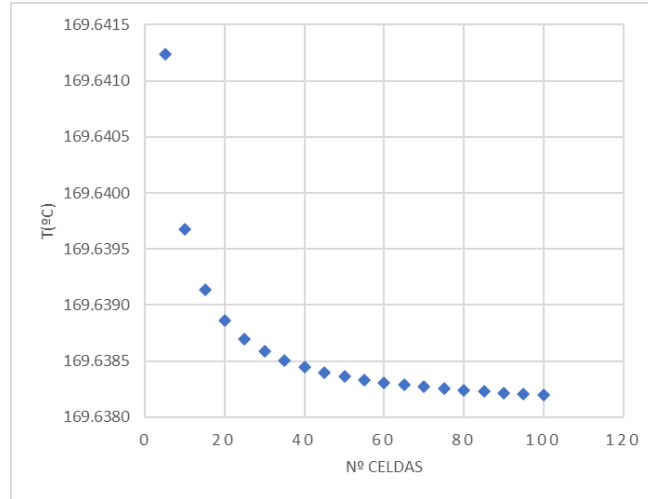


Figura Anexo A 4. Temperatura del fluido a la salida en función del número de celdas para planta comercial

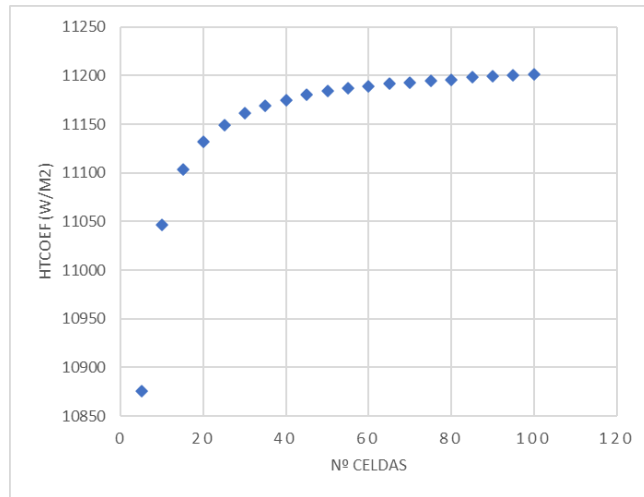


Figura Anexo A 5. Coeficiente de transferencia de calor a la salida en función del número de celdas para planta comercial

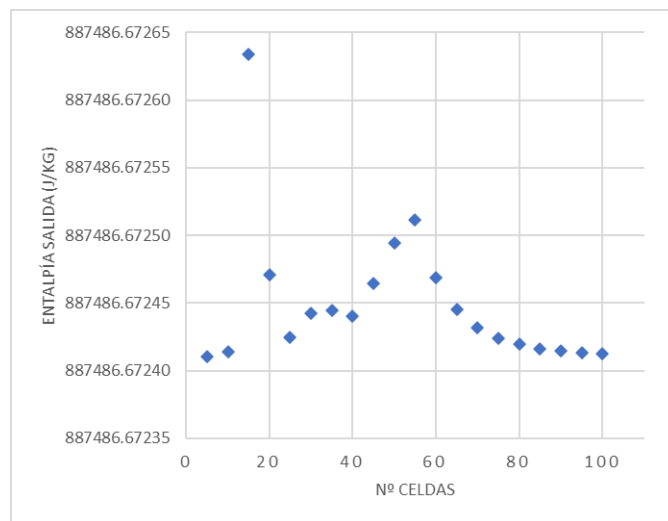


Figura Anexo A 6. Entalpía a la salida en función del número de celdas para planta comercial

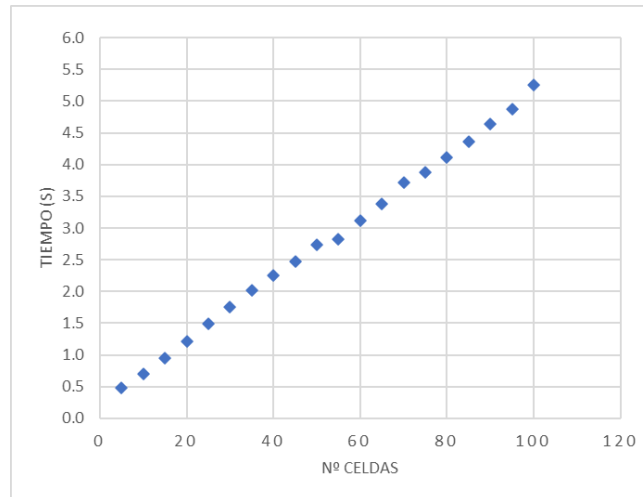


Figura Anexo A 7. Tiempo de cálculo en función del número de celdas para planta comercial