



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA
SUPERIOR INGENIEROS
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE DIFERENTES SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN EL COLEGIO MAYOR GALILEO GALILEI

AUTOR: DAVID HERRÁEZ SANTONJA

TUTOR: EMILIO NAVARRO PERIS

Curso Académico: 2016-17

*A mi familia, a mis amigos,
a profesores del grado y a
mi tutor del TFG.*

Resumen

En este Trabajo Fin de Grado se plantea dos posibilidades de calentamiento de agua caliente sanitaria (ACS) en sustitución a la instalación presente de caldera de gas natural mediante el uso en la medida de lo posible de energía renovable para el Colegio Mayor Galileo Galilei, situado en la ciudad de Valencia.

En primer lugar, se ha realizado el diseño y cálculo de los distintos componentes que conformarán una instalación de energía solar térmica cuyo apoyo se realiza con caldera de gas natural convencional.

Para realizar esta primera posibilidad se ha tenido en cuenta la normativa vigente que se aplica en este tipo de instalaciones, utilizando el programa proporcionado por el IDAE "CHEQ4.2", mediante el cual se realiza el cálculo energético de la instalación una vez obtenidos sus parámetros y por consiguiente la validación.

Posteriormente se propone la sustitución total de dicha instalación solar por una bomba de calor aerotérmica ficticia que se supondrá de características similares a un prototipo modelado en el Instituto de Ingeniería Energética en cuanto a coeficiente de operación (COP) máximo y rendimiento medio estacional se refiere, pero de mayor potencia térmica generada, la cual satisfará las necesidades de la instalación, evaluando su simulación mediante el programa desarrollado en el mismo departamento "IMST-ART".

De esta manera se ha realizado la comparación de ambas alternativas desde el punto de vista tecnológico, estratégico, ambiental y económico.

Para la evaluación de este último punto, se ha realizado el presupuesto de los componentes de la instalación solar, así como su estudio de viabilidad económica en los años de vida útil de la instalación, de esta manera a grosso modo se ha determinado el margen de precio que podría tener la bomba de calor aerotérmica supuesta para ser competitiva frente a la instalación solar.

Palabras clave: Agua caliente sanitaria (ACS), energía solar térmica, bomba de calor aerotérmica, rendimiento medio estacional, coeficiente de operación (COP)

Abstract

In this thesis, two possibilities for heating domestic hot water (DHW) are proposed, replacing the present natural gas boiler installation by using, as far as possible, renewable energy for Galileo Galilei College In the city of Valencia.

Firstly, the design and calculation of the different components that will form a solar thermal energy installation supported by a conventional natural gas boiler have been carried out.

In order to accomplish this first possibility, it has been taken into account the current regulations that are applied in this type of installations, using the program provided by IDAE "CHEQ4.2", through which the energy calculation of the installation is performed once obtained its parameters and therefore the validation.

Subsequently, it is proposed the total replacement of said solar installation with a fictitious aerothermal heat pump which will be assumed to have similar characteristics like a prototype modelled at the Institute of Energy Engineering in terms of maximum operating coefficient (COP) and average seasonal performance but with a higher thermal power generated to meet the needs of the installation, evaluating its simulation through the program developed in the same department "IMST-ART".

In this way the comparison of both alternatives from the technological, strategic, environmental and economic point of view has been done.

For the evaluation of the latter, it has made the budget components of the solar system as well as its economic feasibility study on the useful life of the facility, so roughly been determined margin price that could have the supposed air-heat pump to be competitive in front of the solar installation.

Keywords: Domestic hot water (DHW), thermal solar energy, air heat pump, seasonal average yield, coefficient of performance (COP).

Índice general:

- Memoria
- Presupuesto
- Anexos
- Planos

Índice de la memoria

1. Objeto del proyecto	1
2. Introducción	1
2.1. Antecedentes.	1
2.2. Motivación	2
2.3. Justificación.	2
2.4. Normativa.....	3
2.5. Edificio Galileo Galilei.....	4
2.5.1. Ubicación.....	4
2.5.2. Características	5
2.5.2.1. Características constructivas.....	5
2.5.2.2. Instalación ACS actual	5
3. Dimensionado de instalación ACS solar	7
3.1. Esquema de la instalación solar y funcionamiento.....	7
3.2. Estudio energético	9
3.2.1. Demanda de ACS.....	9
3.2.2. Demanda energética asociada al consumo de ACS.....	11
3.2.3. Cálculo de superficie de captación.....	13
3.3. Captadores solares	13
3.3.1. Comparación captadores solares y selección.	13
3.3.2. Cálculo aproximado de número de captadores	15
3.3.3. Orientación, posición e inclinación.	19
3.3.3.1. Inclinación	20
3.3.3.2. Posición	20
3.3.3.3. Orientación:.....	22

3.3.4. Pérdida por sombras:	24
3.4. Circuito hidráulico primario:	26
3.4.1 Fluido caloportador:.....	26
3.4.2. División de los captadores en distintos campos de captadores y circuitos hidráulicos.	27
3.4.3. Caudal fijado:.....	28
3.4.4. Seccionamiento tuberías, longitudes y pérdidas de carga.....	29
3.4.4.1. Alas sudoeste y sureste:.....	30
3.4.4.2. Ala Noroeste.....	31
3.4.4.3. Ala Noreste.....	31
3.4.5. Intercambiadores de calor entre el circuito primario y el secundario.....	32
3.4.5.1. Intercambiador para el circuito primario del ala noroeste (PS.NO)	32
3.4.5.2. Intercambiador para el circuito primario del ala noroeste (PS.NO)	33
3.4.5.3. Intercambiador de calor para el circuito primario del ala noreste (PS.NE)	33
3.4.6. Bombas de recirculación de los circuitos primarios.....	34
3.4.6.1. Bomba para circuito alas sur (P.S).....	34
3.4.6.2. Bomba para circuito alas Noroeste (P.NO)	35
3.4.6.3. Bomba para circuito alas Noreste (P.NE)	36
3.4.7. Vasos de expansión circuitos primarios.	36
3.4.7.1. Vaso de expansión circuito hidráulico primario alas sur.....	38
3.4.7.2. Vaso de expansión circuito hidráulico primario ala noroeste.....	39
3.4.7.3. Vaso de expansión circuito hidráulico primario ala noreste.....	40
3.5. Circuito hidráulico secundario	40
3.5.1. Acumulador de inercia.	40
3.5.2. Cálculo pérdidas de carga en intercambiadores por lados circuitos secundarios.	41
3.5.2.1. Intercambiador de calor alas sur:.....	42
3.5.2.2. Intercambiador de calor ala noroeste:.....	42
3.5.2.3. Intercambiador de calor ala noreste.....	42
3.5.3. Conducciones de los circuitos secundarios.....	42
3.5.4. Bombas de recirculación circuitos secundarios.	43
3.5.4.1. Bomba secundario circuito de las alas sur (SP. S)	43
3.5.4.2. Bomba secundario circuito del ala noroeste (SP.NO)	44
3.5.4.3. Bomba secundario circuito del ala noreste (SP.NE)	44
3.5.5. Vaso de expansión circuito secundario.....	45

3.5.6 Intercambiador de calor circuito secundario-terciario	46
3.5.7. Bombas de recirculación S-T y T-S.....	46
3.6. Circuito terciario.....	47
3.5.1. Acumuladores de consumo y acumuladores de preparación.....	47
3.6.2. Bomba de recirculación T-S.....	48
3.6.3. Intercambiador de calor I.A.....	48
3.6.4. Bomba de recirculación B.A.	48
3.7. Sistema de apoyo	49
3.8. Circuito de distribución-recirculación.....	50
3.8.1. Conducciones de distribución	50
3.8.2. Conducciones de recirculación.....	53
3.9. Aislamiento en las conducciones de la instalación.	55
3.9.1. Resumen tuberías circuito primario y su aislamiento:.....	56
3.9.2. Resumen tuberías circuito secundario y su aislamiento:.....	56
3.9.3. Resumen tuberías circuito terciario y su aislamiento:.....	56
3.9.4. Resumen tuberías distribución-recirculación y distribución a subestaciones y su aislamiento.....	57
3.10. Protección y control de la instalación.	57
3.10.2. Protección contra sobrecalentamientos.	58
3.10.3. Válvulas	58
3.10.4 Control de la instalación.....	59
4. Verificación de la instalación mediante el programa CHEQ4.2.....	60
5. Sustitución instalación solar por bomba de calor aerotérmica.	61
5.1. Determinación del SPF a partir de las "bin hours" de la ciudad de Valencia.....	62
5.2. Determinación del SPF a partir del documento Prestaciones medias estacionales de las bombas de calor para producción de calor en edificios	64
6. Viabilidad de las instalaciones solar-gas y bomba de calor aerotérmica.....	66
6.1. Emisiones de CO2.....	66
6.1.1. Emisiones de CO2 instalación solar con caldera de gas	66
6.1.2. Emisiones de CO2 instalación solar con bomba de calor aerotérmica	67
7. Conclusiones y aspectos a destacar.	70
8. Bibliografía	72

Índice del presupuesto

1. Coste de inversión.....	77
2. Análisis económico.....	79
2.1. Coste de estudio.....	79
2.2. Coste variable.....	80
3. Determinación de VAN, TIR y "Payback".....	80

Índice de los anexos

Anexo I. Cálculo de sombras.....	85
Anexo II. Propiedades del fluido caloportador del circuito primario.....	89
Anexo III. Tuberías circuito primario.....	90
Anexo IV. Validación programa CHEQ4.2.....	95
Anexo V. Características bomba de calor aerotermia.....	101

Índice de planos

1. Croquis instalación ACS
2. Planta tipo
3. Planta azotea lado norte
4. Planta azotea lado sur

Índice de figuras

FIGURA 1. UBICACIÓN DEL EDIFICIO GALILEO GALILEI [1].....	4
FIGURA 2. VISTA AÉREA DEL EDIFICIO GALILEO GALILEI [1]	4
FIGURA 3. PLACA DE CARACTERÍSTICAS CALDERA DE GAS.....	5
FIGURA 4. PLACA DE CARACTERÍSTICAS DEPÓSITO DE 5 Y 3 METROS CÚBICOS	7
FIGURA 5. ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN CON APROVECHAMIENTO SOLAR A DIMENSIONAR	7
FIGURA 6. VOLUMEN DIARIO DE ACS DEMANDADO A 60°C POR PERSONA [2].....	9
FIGURA 7. CONTRIBUCIÓN SOLAR MÍNIMA EN FUNCIÓN DE LA DEMANDA ANUAL Y LA ZONA CLIMÁTICA [2]	13
FIGURA 8. DATOS DE LA CIUDAD DE VALENCIA PROPORCIONADOS POR EL PROGRAMA CHEQ4.2	18
FIGURA 9. LÍMITE DE PÉRDIDAS POR DIVERSAS ÍNDOLES IMPUESTAS POR EL CTE [2]	19
FIGURA 10. CRITERIO DE CÁLCULO DE LA SEPARACIÓN MÍNIMA DE DOS FILAS DE CAPTADORES [3].	21
FIGURA 11. POSICIÓN DE LA TIERRA RESPECTO AL SOL Y EL PLANO DE LA ECLÍPTICA [4]	21
FIGURA 12. ORIENTACIÓN DE LOS CAPTADORES EN LA AZOTEA	23
FIGURA 13. CÁLCULO DE PÉRDIDAS POR ORIENTACIÓN E INCLINACIÓN [5].....	24
FIGURA 14. IMAGEN DE GOOGLE MAPS DE LA AZOTEA Y SOMBRAS [1]	24
FIGURA 15. PASO DE COORDENADAS CARTESIANAS A ESFÉRICAS REFERIDAS AL SUR.....	25
FIGURA 16. CONCENTRACIÓN PROPILENGLICOL [3]	26
FIGURA 17. FACTOR CORRECTOR DE TEMPERATURA K1 [3]	29
FIGURA 18. CIRCUITO PRIMARIO ALA SURESTE/SUDOESTE.	30
FIGURA 19. CIRCUITO HIDRÁULICO PRIMARIO ALA NOROESTE	31
FIGURA 20. TUBERÍAS CIRCUITO PRIMARIO ALA NORESTE	31
FIGURA 21. INTERCAMBIADORES DE CALOR SALVADOR ESCODA [6]	32
FIGURA 22. POTENCIA MÁXIMA DE INTERCAMBIO Y PRECIO DE INTERCAMBIADORES SALVADOR ESCODA [6]	33
FIGURA 23. FAMILIA DE BOMBAS WILO-STRATOS [7].....	35
FIGURA 24. BOMBA DE RECIRCULACIÓN CIRCUITO PRIMARIO DE LAS ALAS SUR [7]	35
FIGURA 25. BOMBA DE RECIRCULACIÓN CIRCUITO PRIMARIO DEL ALA NOROESTE [7].	35
FIGURA 26. BOMBA DE RECIRCULACIÓN CIRCUITO PRIMARIO DEL ALA NORESTE [7].....	36
FIGURA 27. MODELOS DE VASOS DE EXPANSIÓN, VOLUMEN Y PRECIO [6].....	39
FIGURA 28. CATÁLOGO Y PRECIO ACUMULADOR SOLAR [16]	41
FIGURA 29. SECCIÓN ESCOGIDA Y CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA [3]	43
FIGURA 30. BOMBA CIRCUITO SECUNDARIO LAZO ALAS SUR [7].	44
FIGURA 31. BOMBA CIRCUITO SECUNDARIO ALA NORESTE [7].	44
FIGURA 32. BOMBA CIRCUITO SECUNDARIO ALA NOROESTE [7].....	45
FIGURA 33. COEFICIENTE DE EXPANSIÓN DEL AGUA A 60-80 CELSIUS [9]	46
FIGURA 34. BOMBA DE RECIRCULACIÓN T-S [7].....	47
FIGURA 35. BOMBA DE RECIRCULACIÓN B.A [7].	49
FIGURA 36. CAUDALES INSTANTÁNEOS DE DIFERENTES EQUIPOS [10].	50
FIGURA 37. FÓRMULA PARA CALCULAR EL CAUDAL SIMULTÁNEO [11].	51
FIGURA 38. VELOCIDADES Y PÉRDIDAS DE CARGA PARA LOS CAUDALES DE CÁLCULO [3].....	53
FIGURA 39. ESPESORES MÍNIMOS DE AISLAMIENTO DE TUBERÍAS [12]	55
FIGURA 40. CERTIFICACIÓN DE LA INSTALACIÓN MEDIANTE CHEQ4.2 [15].....	60
FIGURA 41. ESQUEMA INSTALACIÓN DE ACS POR BOMBA DE CALOR.	61
FIGURA 42. FACTOR DE PONDERACIÓN EN FUNCIÓN DE LA FUENTE ENERGÉTICA Y LA ZONA CLIMÁTICA [13]	64
FIGURA 43. FC EN FUNCIÓN DE LA Tª DE CONDENSACIÓN Y TEMPERATURA DE PRODUCCIÓN DE ACS [13].	65

FIGURA 44. PUNTOS DE ESTUDIO DEL OBJETO/S COLINDANTE/S AL PUNTO 1.	85
FIGURA 45. CÁLCULO PÉRDIDA ENERGÍA POR SOMBRAS PUNTO [14]	85
FIGURA 46. PUNTOS DE ESTUDIO DEL OBJETO/S COLINDANTE/S AL PUNTO 16	86
FIGURA 47. CÁLCULO PÉRDIDA ENERGÍA POR SOMBRAS PUNTO 16 [14].....	86
FIGURA 48. NUMERACIÓN FILA CAPTADORES ALA NOROESTE	87
FIGURA 49. NUMERACIÓN FILA CAPTADORES ALA SUROESTE.....	87
FIGURA 50. NUMERACIÓN FILA CAPTADORES ALA NORESTE	87
FIGURA 51. NUMERACIÓN FILA CAPTADORES ALA SURESTE	88
FIGURA 52. CALOR ESPECÍFICO FLUIDO DEL CIRCUITO PRIMARIO [3].....	89
FIGURA 53. DENSIDAD FLUIDO DEL CIRCUITO PRIMARIO [3].....	89
FIGURA 54. VISCOSIDAD FLUIDO DEL CIRCUITO PRIMARIO PARA 45 Y 60 GRADOS CELSIUS (3)	89
FIGURA 55. PRIMERA PESTAÑA RELLENA PROGRAMA CHEQ4.2 [15]	95
FIGURA 56. SEGUNDA PESTAÑA RELLENA PROGRAMA CHEQ4.2 [15]	95
FIGURA 57. TERCERA PESTAÑA RELLENA PROGRAMA CHEQ4.2 [15].....	96
FIGURA 58. CÁLCULO DE LA LONGITUD EQUIVALENTE TUBERÍAS CIRCUITO PRIMARIO [15]	96
FIGURA 59. CUARTA PESTAÑA RELLENA PROGRAMA CHEQ4.2 [15].....	97
FIGURA 60. CONDUCCIONES CIRCUITOS DISTRIBUCIÓN-RECIRCULACIÓN, SECUNDARIO Y TERCARIO [15]. .	97
FIGURA 61. RESULTADOS PROGRAMA CHEQ4.2 [15].	98
FIGURA 62. PRIMERA PÁGINA DEL CERTIFICADO PROPORCIONADO POR CHEQ4.2	99
FIGURA 63. SEGUNDA PÁGINA DEL CERTIFICADO PROPORCIONADO POR CHEQ4.2	100
FIGURA 64. BOMBA DE CALOR MODELADA EN IMST-ART	101
FIGURA 65. CARACTERÍSTICAS DEL CONDENSADOR.....	101
FIGURA 66. CARACTERÍSTICAS DEL EVAPORADOR.	102
FIGURA 67. VISTA DE LOS RESULTADOS DE UNA SIMULACIÓN.....	102
FIGURA 68. DIAGRAMA DEL INTERCAMBIO DE CALOR EN EL CONDENSADOR	103

Índice de tablas

TABLA 1. CONSUMO DE ENERGÍA DE LA CALDERA DE GAS.....	6
TABLA 2. FACTOR DE OCUPACIÓN MEDIO MENSUAL, EXPRESADO EN TANTO POR CIENTO (%).	10
TABLA 3. VOLUMEN DE ACS DIARIO MEDIO Y MENSUAL CONSUMIDO.....	11
TABLA 4. ENERGÍA MENSUAL Y ANUAL CONSUMIDA EN ACS.	12
TABLA 5. SELECCIÓN DE CAPTADORES, CARACTERÍSTICAS Y PRECIO.	14
TABLA 6. CÁLCULO DE RENDIMIENTOS MEDIOS MENSUALES Y ANUALES DE LA CADA CAPTADOR.....	15
TABLA 7. CÁLCULO DE LA IRRADIACIÓN MEDIA MENSUAL SOBRE UN PLANO INCLINADO 50 GRADOS.....	18
TABLA 8. NÚMERO DE CAPTADORES NECESARIOS POR MODELO Y COSTE TOTAL	19
TABLA 9. DISTANCIA MÍNIMA ENTRE DOS FILAS DE CAPTADORES	22
TABLA 10. LAZO EN PARALELO CON MAYORES PÉRDIDAS DE CARGA ALAS SUR	30
TABLA 11. LAZO EN PARALELO CON MAYORES PÉRDIDAS DE CARGA ALA NOROESTE	31
TABLA 12. LAZO EN PARALELO CON MAYORES PÉRDIDAS DE CARGA ALA NORESTE.....	32
TABLA 13. CARACTERÍSTICAS DE LOS CIRCUITOS SECUNDARIOS.	43
TABLA 14. TUBERÍAS CIRCULACIÓN AGUA ENTRE DEPÓSITOS Y A LA CALDERA.	48
TABLA 15. CAUDALES INSTANTÁNEOS POR ALA, PLANTA Y TOTAL DEL EDIFICIO	51
TABLA 16. LONGITUD DE TRAMOS DE TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN Y DETERMINACIÓN DE SU DIÁMETRO INTERIOR.....	52
TABLA 17. LAZO EN PARALELO RECIRCULACIÓN PLANTA1.	54
TABLA 18. TOTAL DE TUBERÍAS A INSTALAR EN EL CIRCUITO PRIMARIO Y SU AISLAMIENTO	56
TABLA 19. TOTAL DE TUBERÍAS A INSTALAR CIRCUITO PRIMARIO Y AISLAMIENTO	56
TABLA 20. TOTAL DE TUBERÍAS A INSTALAR CIRCUITO TERCIARIO Y AISLAMIENTO	56
TABLA 21. TOTAL DE TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN A INSTALAR Y SU AISLAMIENTO	57
TABLA 22. TOTAL DE TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN A SUBESTACIONES A INSTALAR Y SU AISLAMIENTO	57
TABLA 23. BIN HOURS CIUDAD DE VALENCIA PARA INTERVALO DE 5 GRADOS.....	62
TABLA 24. DETERMINACIÓN SPF BOMBA DE CALOR AEROTÉRMICA EN LA CIUDAD DE VALENCIA	63
TABLA 25. ESTIMACIÓN CONSUMO DE ENERGÍA ANUAL DE LAS BOMBAS NECESARIAS PARA LA PRODUCCIÓN DE ACS.....	67
TABLA 26. RELACIÓN ENTRE EMISIONES DE CO ₂ Y ENERGÍA PRIMARIA.....	67
TABLA 27. COMPARATIVA DE CONSUMO DE ENERGÍA, EMISIONES Y AHORRO DE CO ₂ DE LOS DIFERENTES CASOS SUPUESTOS.....	68
TABLA 28. TABLA RESUMEN DE LAS CARACTERÍSTICAS MÁS RELEVANTES DE CADA INSTALACIÓN.....	70
TABLA 29. PRESUPUESTO DE LOS ELEMENTOS DEL CIRCUITO PRIMARIO.....	77
TABLA 30. PRESUPUESTO DE LOS ELEMENTOS DEL CIRCUITO SECUNDARIO.....	77
TABLA 31. PRESUPUESTO DE LOS ELEMENTOS DEL CIRCUITO TERCIARIO	78
TABLA 32. PRESUPUESTO CONDUCCIONES DE COBRE CIRCUITOS HIDRÁULICOS CERRADOS	78
TABLA 33. PRESUPUESTO DE CONDUCCIONES A CAMBIAR CIRCUITO DISTRIBUCIÓN.....	78
TABLA 34. PRESUPUESTO AISLAMIENTO TUBERÍAS.	79
TABLA 35. PRESUPUESTO TOTAL INSTALACIÓN ACS.	79
TABLA 36. COSTE GAS NATURAL	80
TABLA 37. COSTE ENERGÍA ELÉCTRICA	80
TABLA 38. PARÁMETROS PARA EL ANÁLISIS ECONÓMICO.....	80
TABLA 39. DETERMINACIÓN DEL VAN.....	81
TABLA 40. COORDEADAS CARTESIANAS Y ESFÉRICAS DE PUNTOS DE OBJETO/S COLINDANTES AL PUNTO 1	85
TABLA 41. COORDEADAS CARTESIANAS Y ESFÉRICAS PUNTOS DE OBJETO/S COLINDANTES AL PUNTO 16...	86
TABLA 42. PÉRDIDA POR SOMBRAS CAPTADORES ALA NOROESTE	87
TABLA 43. PÉRDIDA POR SOMBRAS CAPTADORES ALA SUROESTE	87

<i>TABLA 44. PÉRDIDA POR SOMBRAS CAPTADORES ALA NORESTE</i>	<i>87</i>
<i>TABLA 45. PÉRDIDA POR SOMBRAS CAPTADORES ALA SURESTE</i>	<i>88</i>
<i>TABLA 46. TUBERÍAS FRÍAS ALAS SUR</i>	<i>90</i>
<i>TABLA 47. TUBERÍAS CALIENTES ALAS SUR.</i>	<i>91</i>
<i>TABLA 48. TUBERÍAS FRÍAS ALA NOROESTE</i>	<i>92</i>
<i>TABLA 49. TUBERÍAS CALIENTES ALA NOROESTE</i>	<i>92</i>
<i>TABLA 50. TUBERÍAS FRÍAS ALA NORESTE</i>	<i>93</i>
<i>TABLA 51. TUBERÍAS CALIENTES ALA NORESTE.....</i>	<i>93</i>
<i>TABLA 52. LAZO MÁS RESTRICTIVO EN PÉRDIDAS DE CARGA ALAS SUR.....</i>	<i>94</i>
<i>TABLA 53. LAZO MÁS RESTRICTIVO EN PÉRDIDAS DE CARGA ALA NOROESTE.....</i>	<i>94</i>
<i>TABLA 54. LAZO MÁS RESTRICTIVO EN PÉRDIDAS DE CARGA ALA NORESTE</i>	<i>94</i>
<i>TABLA 55. TUBERÍAS A COLOCAR CIRCUITO PRIMARIO</i>	<i>94</i>

MEMORIA

1. Objeto del proyecto

El objeto de este Trabajo final de Grado es el diseño de una instalación de energía solar térmica convencional en el cual el apoyo se realiza mediante caldera de gas, la cual satisfaga la demanda de ACS del Colegio Mayor Galileo Galilei, situado en la ciudad de Valencia, de igual manera que realiza actualmente la instalación de ACS presente, acorde a la actual normativa que rige este tipo de instalaciones.

Posteriormente se llevará a cabo el estudio de la sustitución total de la instalación solar dimensionada mediante una bomba de calor de aerotermia modelada en el programa IMST-ART en base a una bomba de calor agua-agua desarrollada en el departamento del instituto de ingeniería energética, estudiando en primer lugar la posibilidad desde el punto de vista legal de su implantación y la viabilidad de ambas instalaciones a nivel energético, medioambiental y económico.

2. Introducción

2.1. Antecedentes.

Es un hecho conocido el que la demanda energética consumida por el ser humano para satisfacer sus necesidades ha ido aumentando a lo largo de sus últimos años de existencia a medida que también lo ha hecho su calidad de vida, así como el deterioro del medio ambiente asociado a los diversos procesos de transformación de la energía y en general a diferentes actividades industriales y de construcción.

En la actualidad, la problemática del impacto medioambiental está presente en todo proceso de fabricación, construcción o transformación de la energía, estando siempre presente el compromiso económico-medioambiental.

Políticas a nivel mundial como el protocolo de Kyoto, protocolo de Montreal, acuerdo de París, Cumbre de la Tierra o políticas a menor escala como la normativa Euro en automóviles, se han llevado a cabo para concienciar sobre la problemática del deterioro del medio ambiente en diferentes aspectos y para reducir las emisiones de CO₂, diferentes gases de efecto invernadero y contaminantes sólidos o gaseosos.

Respecto a la producción de Agua Caliente Sanitaria, hay que tener en cuenta que es un proceso que supone un consumo energético poco despreciable en comparación al total en cualquier edificio residencial o en general de estancia de personas, por ejemplo, en edificios de viviendas, el calentamiento de ACS llega a suponer cantidades de entre un 20% y 40% respecto al consumo global de la vivienda en términos de energía, siendo por tanto de gran importancia el minimizar éste y/o el coste económico y medioambiental que supone.

Es por ello que se va a estudiar dos soluciones, el abastecimiento de ACS al edificio Galileo Galilei mediante energía solar térmica apoyada mediante caldera de gas convencional, y el estudio de la sustitución total de dicha instalación por bomba de calor aerotérmica, soluciones que tienen como finalidad la reducción de las emisiones de CO₂ y el coste asociado a la producción de agua caliente sanitaria.

2.2. Motivación

Como se ha expuesto en el apartado anterior, la problemática del cambio climático ocasiona la búsqueda de alternativas de abastecimiento energético para instalaciones de este tipo.

Actualmente, el CTE establece unos requisitos para la instalación de calentamiento de ACS mediante energía solar que en ciertas ocasiones son difíciles de superar, principalmente porque la relación entre la demanda de ACS y superficie disponible de captación y/o energía térmica solar disponible en un determinado edificio es tal, que imposibilita cumplir el porcentaje mínimo de cubrimiento anual de energía empleada para ACS mediante energía solar, valor que vendrá determinado por el CTE en función de la zona climática y demanda anual del edificio y por tanto no es posible una instalación de este estilo por no cumplir la actual normativa.

Es por esto, que existen documentos informativos que plantean la posibilidad de la sustitución total o parcial de la instalación solar por otras formas de energía renovable.

Desde hace relativamente pocos años, a nivel doméstico se ha introducido en el mercado cada vez más termos eléctricos para viviendas unifamiliares cuya producción de calor se realiza mediante bombas de calor aerotérmicas, las cuales compiten de manera directa con termos eléctricos de resistencia por absorber ambos la misma forma de energía y de manera menos directa con calderas de gas.

Estos termos con bomba de calor reducen claramente las emisiones de CO₂ generadas y la energía eléctrica consumida respecto a los termos eléctricos de resistencia, pero esta disminución de energía no siempre compensa a nivel económico por presentar todavía unos precios de mercado notablemente superiores a los termos convencionales.

De esta última comparación surgió el estudiar el potencial de la energía aerotérmica en una gran instalación, en los cuales la utilización de la energía eléctrica para la producción de calor por efecto Joule es una opción desechada, de tal modo que se comparará la instalación solar con la bomba de calor aerotérmica, instalaciones cuyas emisiones de CO₂ y ahorro anual será equiparable, de tal manera que se pueda evaluar el potencial de esta segunda forma de energía para este fin, así como la viabilidad económica de ambas.

2.3. Justificación.

Desde el punto de vista académico en este Trabajo Final de Grado se mostrarán conocimientos adquiridos en diversas asignaturas del Grado en Ingeniería de la Energía, asignaturas como Expresión gráfica, Empresa y Economía Industrial, Energía y desarrollo sostenible, Transmisión de calor, Termodinámica, Energías renovables térmicas, Frío y climatización y Máquinas hidráulicas y transporte de fluidos.

Desde el punto de vista técnico, este TFG muestra la capacidad del alumno por dimensionar una instalación de producción de ACS Solar o una instalación que sustituya a ésta en el caso de no ser posible su construcción de similar impacto medioambiental, instalaciones de obligado cumplimiento en edificios de nueva construcción.

2.4. Normativa

Será de aplicación los siguientes documentos para el correcto dimensionado y cálculo de la instalación desde el punto de vista energético y de la seguridad de la instalación y de las personas, debido que se trata de una instalación en la que se trata agua de consumo humano.

Código técnico de la edificación: Dentro del conjunto de normativas por el cual se regula la construcción de edificios en España para garantizar los requisitos de habitabilidad y seguridad, se encuentran el "Documento Básico de Ahorro de Energía" y el "Documento Básico HS Salubridad" de los cuales serán de aplicación:

- DB HE-4 (Septiembre de 2013)
- DB HS-4 (Diciembre 2015)

Reglamento de Instalaciones Térmicas (RITE): Será de aplicación la "Guía Técnica de Agua Caliente Sanitaria Central".

Real decreto 865/2003: En el cual se establece los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis.

Normativas UNE y DIN:

- Norma UNE-EN 1057:2007+A1:2010: Norma donde se recoge los diámetros de tuberías de cobre y el espesor comercial para abastecimiento de agua caliente sanitaria y calefacción.
- UNE 100155-2004: Norma donde se expone el método de cálculo para el dimensionado de los vasos de expansión que se ha realizado en este trabajo.
- Norma DIN 1988: Norma en la cual se especifica un método de cálculo para el dimensionado de la sección de tuberías de abastecimiento de agua de consumo humano en edificios.
- UNE EN 16147:2011: Norma en la que se expone las condiciones en las que ha de trabajar una bomba de calor accionadas eléctricamente para agua caliente sanitaria para determinar sus características.

IDAE (Febrero 2014) *Prestaciones medias estacionales de calor para la producción de calor en edificios:*

Documento proporcionado por el IDAE en el cual se expone un método de cálculo del rendimiento medio estacional para bombas de calor en un determinado lugar y modo de funcionamiento.

IVACE (Julio 2016) *Nota informativa sobre la instalación de bombas de calor para producción de ACS en sustitución de la contribución solar mínima de ACS exigida por la HE4 del CTE:* Documento proporcionado por Instituto Valenciano de Competitividad Empresarial (IVACE) en el que se hace referencia al documento de *Prestaciones medias estacionales de las bombas de calor en edificios*, ampliando éste y explicando cómo justificar si una bomba de calor para producción de ACS como alternativa a la contribución solar mínima de ACS exigida por el CTE DB HE4 mediante paneles solares térmicos es de energía renovable o no, exponiendo la justificación de su instalación y mostrando una serie de ejemplos .

2.5. Edificio Galileo Galilei

2.5.1. Ubicación

El edificio se encuentra en la ciudad de Valencia, en la calle Avenida de los Naranjos s/n, Galileo Galilei, Valencia, Valencia. CP: 46022, en cuanto a las características más importantes a resaltar se tiene:

- Latitud: 39°47'8".
- Altitud de la base del edificio: 8 msn.
- Altitud de la azotea principal del edificio respecto al suelo: 35 metros.
- Altura de la azotea superior respecto al suelo: 42,5 metros.



Figura 1. Ubicación del edificio Galileo Galilei [1]

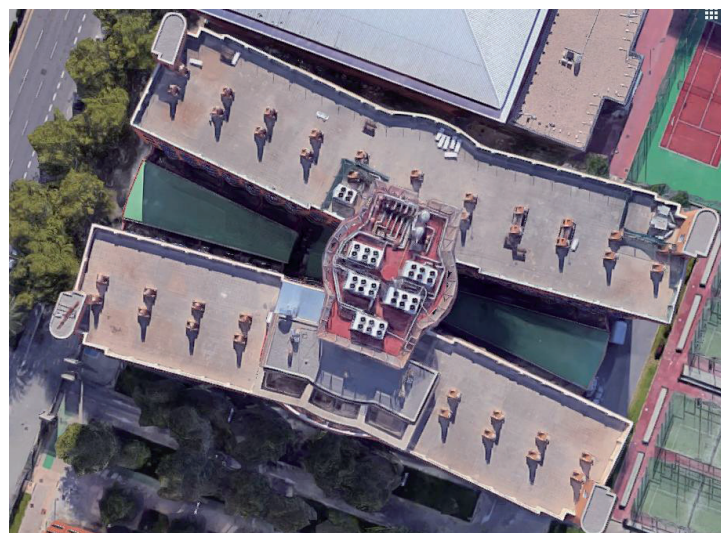


Figura 2. Vista aérea del edificio Galileo Galilei [1]

2.5.2. Características

2.5.2.1. Características constructivas

El colegio mayor Galileo Galilei es un edificio inaugurado el 26 de junio de 1998 que consta de dos partes, la planta baja a nivel del suelo se trata de una galería comercial y las plantas superiores a ésta y el garaje son de uso y gestión del colegio mayor.

Únicamente ha sido objeto de estudio en este proyecto la demanda de ACS del colegio mayor, no se considera pues el ACS de los locales de la galería comercial situada en la planta baja.

Las plantas superiores pertenecen a la residencia Galileo Galilei, compuesta por:

- Planta baja: Comedor y cocina que puede ser empleada por residentes.
- Primera planta: 24 Habitaciones individuales, 51 habitaciones dobles, 1 habitación triple, haciendo un total de 76 habitaciones en la primera planta y 129 camas.
- Segunda a quinta planta: 23 Habitaciones individuales, 52 habitaciones dobles, 9 habitaciones triples, haciendo un total de 84 habitaciones 154 camas por planta de la segunda a la quinta.

Por tanto, la residencia Galileo Galilei tiene un total de 412 habitaciones y 745 camas.

2.5.2.2. Instalación ACS actual

La instalación actual consiste en una serie de acumuladores con conexión en paralelo ubicados en el sótano del edificio, los cuales reciben ACS preparada a la temperatura de 60 °C de un acumulador situado en una habitación en la parte más alta del edificio junto a la caldera de gas.



Figura 3. Placa de características caldera de gas

- Combustible: Gas natural
- Potencia nominal: 319'8 kW
- Rendimiento 90'9%
- En cuanto al consumo de gas medio de la caldera de los dos últimos años se tienen los siguientes datos:

Mes	Energía (kWh)	Caudal máximo diario (kWh/día)
Enero	77.090	2.122
Febrero	75.779	3.055
Marzo	88.258	2.933
Abril	82.234	2.515
Mayo	83.734	2.629
Junio	66.595	2.423
Julio	75.966	2.361
Agosto	51.774	1.733
Septiembre	60.706	2.041
Octubre	73.230	2.341
Noviembre	86.711	2.710
Diciembre	60.346	2.409
Año	882.423 kWh	

Tabla 1. Consumo de energía de la caldera de gas

Cabe recordar que los consumos de energía son de combustible, para conocer la energía térmica transferida al agua habría que tener en cuenta el rendimiento de la caldera.

En cuanto a los acumuladores, la instalación cuenta con un total de 7 depósitos, tres de 3 m³ y cuatro acumuladores de 5 m³, como se ha comentado, uno de estos acumuladores de 3000 litros es donde entra el agua de red y donde se recibe la potencia térmica de la caldera, este ACS posteriormente se suministrará los 6 depósitos restantes con conexión en la cota inferior del edificio.



Figura 4. Placa de características depósito de 5 y 3 metros cúbicos

El volumen de acumulación presente en la instalación de ACS es de 29.000 litros, cabe decir que uno de los depósitos de 3000 litros se encuentra junto a la caldera de gas en un cuarto situado por encima del sexto piso, y sirve como preparación de ACS por la caldera de gas, posteriormente el agua preparada se envía al segundo sótano a los depósitos conectados en paralelo.

3. Dimensionado de instalación ACS solar

3.1. Esquema de la instalación solar y funcionamiento.

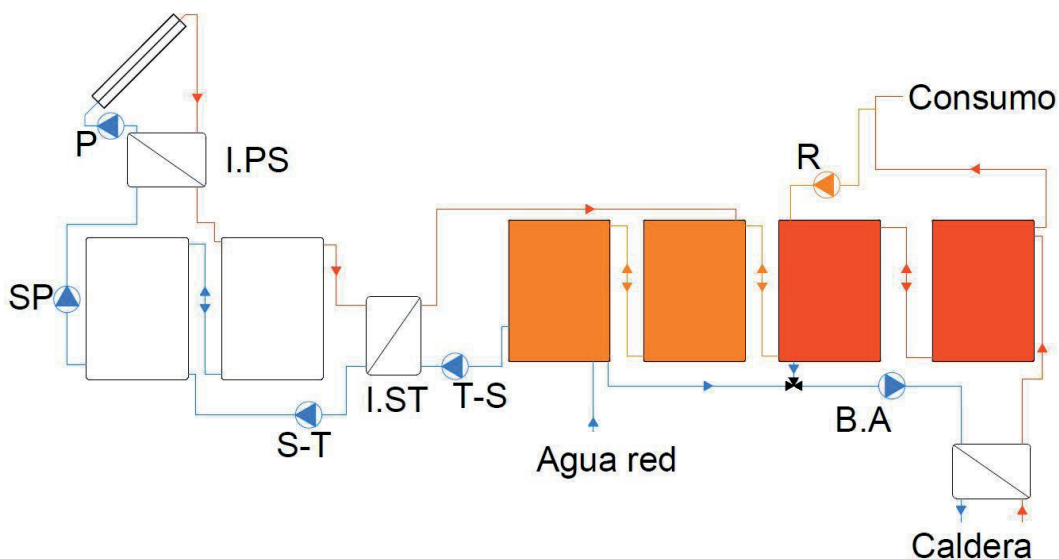


Figura 5. Esquema de la instalación con aprovechamiento solar a dimensionar

En la instalación a dimensionar se distinguen cuatro circuitos:

- **Circuito Primario:** Circuito cerrado encargado de transmitir la potencia térmica captada por los captadores solares hacia el acumulador solar, haciendo pasar un fluido compuesto por agua y anticongelante por los captadores y por los intercambiadores de calor primario-secundario (IP.S) mediante las bombas de recirculación (P). Este circuito en ciertas ocasiones servirá para disipar potencia térmica del acumulador solar en ciertas ocasiones mediante la recirculación del fluido por los captadores en aquellos meses en los que la demanda energética asociada al calentamiento de ACS sea superada en su totalidad mediante el aporte solar.
- **Circuito secundario:** Circuito cerrado compuesto por depósitos de acumulación, red de tuberías que los conectan en serie, y tuberías que conectan la asociación de depósitos en serie con los intercambiadores de calor que cederán y/o absorberán potencia a los circuitos primario y terciario. El fluido de trabajo es agua independiente al agua de red, este circuito se encargará principalmente de acumular la energía solar captada y cederla al agua de consumo contenida en el circuito terciario.
- **Circuito terciario:** Circuito compuesto por acumuladores de consumo (Rojo) y de preparación (Naranja), encargados de preparar el ACS a la temperatura de consumo mediante la absorción de energía del circuito secundario y de la caldera, para ello se tienen la red de tuberías, bombas y la válvula de tres vías que pueden independizar la recirculación de agua de los depósitos de preparación y de consumo de tal manera que la acumulación solar únicamente caliente el agua de red contenida en los depósitos de preparación y la caldera únicamente ceda potencia térmica a los acumuladores de consumo, los cuales han recibido previamente agua precalentada en los acumuladores de preparación.

Además, mediante el uso de la válvula de tres vías y mediante una correcta regulación, se permitirá el calentamiento tanto del agua contenida en los depósitos de preparación y de consumo mediante la caldera de gas, haciendo recircular el ACS en sentido inverso por la tubería que conectan la acumulación de preparación con la de consumo, sentido inverso al movimiento natural del ACS por esa tubería en el momento que hay consumo, de tal modo que el ACS circulará de los depósitos de consumo hacia los de preparación.

- **Circuito de consumo y recirculación:** Red de tuberías que parten de los acumuladores de consumo y abastecen al edificio de ACS y que además recirculan agua hacia este mismo depósito con el objetivo de mantener en todo momento agua caliente a la temperatura más elevada posible cerca de los puntos de consumo y por tanto en ningún momento exista ACS en la red de tuberías que, debido a las pérdidas de calor por transmisión de calor, esté por debajo de una determinada temperatura.

3.2. Estudio energético

3.2.1. Demanda de ACS

Para el cálculo de demanda de ACS, podría hacerse uso de los consumos presentes de gas, pero debido a que se desconoce las pérdidas en las conducciones y diferentes elementos de la instalación en las cuales existen pérdidas energéticas se hará uso de las tablas facilitadas por el CTE por tratarse de valores representativos con un ligero sobredimensionado, de tal manera que con mucha probabilidad la instalación satisfará las necesidades del edificio en todo momento, y como se podrá ver posteriormente mediante la comparación del consumo de energía teórico que se calculará con esta demanda y el consumo de energía primaria real que se tiene por parte del colegio mayor, los órdenes de magnitud son correctos y representativos.

Criterio de demanda	Litros/día-unidad	unidad
Vivienda	28	Por persona
Hospitales y clínicas	55	Por persona
Ambulatorio y centro de salud	41	Por persona
Hotel *****	69	Por persona
Hotel ****	55	Por persona
Hotel ***	41	Por persona
Hotel/hostal **	34	Por persona
Camping	21	Por persona
Hostal/pensión *	28	Por persona
Residencia	41	Por persona
Centro penitenciario	28	Por persona
Albergue	24	Por persona
Vestuarios/Duchas colectivas	21	Por persona
Escuela sin ducha	4	Por persona
Escuela con ducha	21	Por persona
Cuarteles	28	Por persona
Fábricas y talleres	21	Por persona
Oficinas	2	Por persona
Gimnasios	21	Por persona
Restaurantes	8	Por persona
Cafeterías	1	Por persona

Figura 6. Volumen diario de ACS demandado a 60°C por persona [2]

Por tanto, el consumo de ACS asociado a las habitaciones del hotel/residencia de:

$$\frac{\text{Demanda ACS habitaciones (l)}}{\text{día}} = 41 \frac{\text{litros}}{\text{cama} \cdot \text{día}} \cdot 745 \text{ camas} = 30545 \text{ litros/día} \quad (\text{Ec. 1})$$

En cuanto al consumo del comedor y de la cocina para colegiales, se tiene que en el comedor no se cocina, la comida es suministrada ya preparada diariamente por una empresa externa, además, la limpieza del menaje de cocina se hace mediante lavavajillas industriales, los cuales no están conectados a tubería de agua caliente, es decir, toman agua de red y calientan posteriormente ésta mediante resistencias eléctricas. De igual manera ocurre con las lavadoras de la lavandería.

En cuanto a la cocina que puede ser empleada por los residentes, no hay equipo de limpieza más que dos grifos, siendo limpiada la vajilla en los mismos equipos que en el comedor o a mano.

Aun así, se considerará un ACS del comedor y de la cocina, principalmente por los grifos de agua caliente que sí que existen en el comedor general y en la cocina para colegiales, un valor inferior al considerado en la anterior tabla, pero que, aun así, sobredimensionará la instalación de ACS, asegurando el correcto cubrimiento de las necesidades de ACS todos los días del año en la actualidad y en un futuro ante posibles ampliaciones, se tomará pues una demanda de ACS inferior a la que correspondería por restaurante, pero se tomará un valor próximo por los motivos expuestos con anterioridad.

$$\frac{\text{Demanda ACS comidas (l)}}{\text{día}} = 5 \frac{\text{litros}}{\text{comida}} \cdot 3 \frac{\text{comidas}}{\text{cama} \cdot \text{día}} \cdot 745 \text{ camas} = 11175 \frac{\text{litros}}{\text{día}} \quad (\text{Ec. 2})$$

Además, en el colegio mayor se tiene un gimnasio, el cual se asociará también una demanda de ACS, el número de personas exacto que lo utilizan es muy difícil de estimar, por experiencia del colegio mayor, se tomará que en torno a 80 personas al día como máximo.

$$\frac{\text{Demanda ACS gimnasio (l)}}{\text{día}} = 21 \frac{\text{litros}}{\text{persona}} \cdot 80 \text{ personas} = 1680 \text{ litros.} \quad (\text{Ec. 3})$$

La demanda de ACS total será pues la suma de las demandas diarias de ACS debidas a la estancia de personas y de las comidas.

$$\frac{\text{Demanda ACS comidas (l)}}{\text{día}} = (30545 + 11175 + 1680) \frac{\text{litros}}{\text{día}} = 43400 \frac{\text{litros}}{\text{día}} \quad (\text{Ec. 4})$$

Hace un total de un volumen de 43400 litros al día máximo consumidos.

En cuanto a los factores de ocupación, se tiene los siguientes datos proporcionados por el colegio Mayor.

Año	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
2010	81	84	90	89	88	91	84	83	88	83	89	73
2011	84	86	95	87	87	88	84	85	91	90	94	84
2012	83	87	87	91	91	93	86	81	92	93	95	83
2013	83	89	90	93	89	81	88	84	87	85	90	72
2014	80	85	84	90	85	86	91	83	89	92	96	87
2015	87	93	90	93	91	79	84	85	94	95	98	91
2016	94	97	95	90	92	86	87	89	94	95	98	91
2017	96	99										
Media (%)	86,0	90,0	90,1	90,4	89,0	86,3	86,3	84,3	90,7	90,4	94,3	83,0

Tabla 2. Factor de ocupación medio mensual, expresado en tanto por cien (%).

Se ha realizado la media de los últimos siete años al haberse considerado los más representativos debido a que el colegio mayor se trata de un hotel y colegio mayor relativamente nuevo, el cual ha ido cambiando a lo largo de los años y ganando cierto reconocimiento desde su inicio, con lo que la ocupación ha ido aumentando en los últimos años debido a este aspecto.

Sabiendo los porcentajes de ocupación y la demanda máxima, se procede a calcular la demanda de ACS mensual y anual.

Mes	% Ocupación	Demanda diaria (m ³ /día)	Demanda mensual (m ³ /mes)
Enero	86	37,32	1.157,04
Febrero	90	39,06	1.093,68
Marzo	90,1	39,10	1.212,21
Abril	90,4	39,23	1.177,01
Mayo	89,0	38,63	1.197,41
Junio	86,3	37,45	1.123,50
Julio	86,3	37,45	1.160,95
Agosto	84,3	36,58	1.134,04
Septiembre	90,7	39,37	1.181,04
Octubre	90,4	39,25	1.216,65
Noviembre	94,3	40,92	1.227,66
Diciembre	83	36,02	1.116,68
Demanda anual (m³/año)			13.997,85

Tabla 3. Volumen de ACS diario medio y mensual consumido.

3.2.2. Demanda energética asociada al consumo de ACS.

En cuanto a la energía necesaria para la producción se hará un balance de energía.

$$ETC(J) = m (kg) \cdot C_e \left(\frac{J}{Kg^{\circ}K} \right) \cdot \Delta T (K) \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

- ETC = Energía térmica consumida, es la energía térmica cedida al agua.
- C_e = Calor específico = 4180 $\left(\frac{J}{Kg^{\circ}K} \right)$
- ΔT = Incremento de temperatura, en °K

Como masa (kg) = ρ ($\frac{kg}{l}$) * Volumen (l) y para el agua se tiene que $\rho = 1$ ($\frac{kg}{l}$) y haciendo un cambio de unidades queda que:

$$ETC(kWh) = V (l) * \rho \left(\frac{kg}{l}\right) * C_e \left(\frac{J}{Kg^{\circ}K}\right) * \Delta T (K) * 10^{-6} \frac{MJ}{J} * \frac{1 kWh}{3,6 MJ} \quad (\text{Ec. 6})$$

Se tiene que:

Mes	% Ocupación	Demanda diaria (m ³ /día)	Demanda mensual (m ³ /mes)	Tº agua red (°C)	Energía térmica (MJ/mes)
Enero	86	37,32	1157,04	10	241.822,20
Febrero	90	39,06	1093,68	11	224.007,54
Marzo	90,1	39,10	1212,21	12	243.216,89
Abril	90,4	39,23	1177,01	13	231.234,99
Mayo	89	38,63	1197,41	15	225.232,07
Junio	86,3	37,45	1123,50	17	201.937,14
Julio	86,3	37,45	1160,95	19	198.962,87
Agosto	84,3	36,58	1134,04	20	189.611,10
Septiembre	90,7	39,37	1181,04	18	207.344,12
Octubre	90,4	39,25	1216,65	16	223.765,39
Noviembre	94,3	40,93	1227,79	13	241.185,26
Diciembre	83	36,02	1116,68	11	228.718,81
Demanda energética térmica anual (MJ)					2.657.038,36
Demanda energética térmica anual (kWh)					738.066,21

Tabla 4. Energía mensual y anual consumida en ACS.

La temperatura de agua de red de la tabla 4 se ha obtenido del DB HE-4.

Un aspecto a destacar de los resultados obtenidos hasta ahora es que, si se compara el consumo de energía anual de la tabla 1 y el consumo de energía térmica cedida al agua de la tabla 4, se podrá comprobar que los valores de energía a pesar de no distar mucho, en la tabla 1 son algo mayores; lo cual puede llevar a pensar que el consumo de energía que se está estimando es inferior al que realmente existe en el edificio en la actualidad.

Cabe recordar que el consumo de energía de la tabla 1 es de energía química de combustible, para obtener la energía térmica neta habrá que tener en cuenta el rendimiento de la caldera de gas y el rendimiento de la instalación presente actual, es decir, las pérdidas de calor que existen en conducciones y depósitos; además, hay que tener en cuenta que los datos de consumo de gas de la tabla 1 son de los dos últimos años mientras que el consumo de energía térmica que se ha estimado en la tabla 4 se ha realizado a partir de una media del factor de ocupación de los últimos 5 años, media que a simple vista se puede observar que

es inferior a la del factor de ocupación de los dos últimos años por haber ido creciendo a lo largo del tiempo.

Con todo esto se llega a la conclusión de que el consumo de energía térmica que se está tomando es superior al real, con lo que la instalación a dimensionar estará ligeramente sobredimensionada en este aspecto para asegurar un correcto funcionamiento ante posibles aumentos de demanda.

3.2.3. Cálculo de superficie de captación

Acorde a la aplicación CHEQ4.2, Valencia ciudad pertenece a la zona climática IV, conocido esto y el consumo diario máximo de ACS de la instalación se procede a determinar la contribución solar mínima, que acorde a la figura 7 será igual o superior al 70% para cumplir con el reglamento.

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Contribución solar mínima anual para ACS en %.				
	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50 – 5.000	30	30	40	50	60
5.000 – 10.000	30	40	50	60	70
> 10.000	30	50	60	70	70

Figura 7. Contribución solar mínima en función de la demanda anual y la zona climática [2]

Previamente se había determinado que la demanda térmica consumida de la instalación rondaría 738.066,24 kWh anuales, luego **516.646,36 kWh** tendrán que estar cubiertos como mínimo mediante energía solar.

Del libro *Manual de energía solar térmica* de Javier Cañadas, se tiene que, en términos generales para efectuar los cálculos, una buena suposición es que las pérdidas globales de la instalación son del 15%, valor que se tendrá en cuenta en los cálculos que se mostrarán más adelante.

3.3. Captadores solares

3.3.1. Comparación captadores solares y selección.

Para escoger un captador solar u otro, se tienen presentes las variables coste, rendimiento medio, fiabilidad y el espacio a ocupar en la azotea. Así pues, a la hora de hacer un balance entre rendimiento y coste, se primará el factor rendimiento, o lo que es lo mismo, el espacio a ocupar en la azotea debido a que es escaso.

Para la determinación de la selección del captador, se trabajará con los datos técnicos facilitados por los fabricantes, con un valor de irradiancia de 800 W/m², pero hay que recordar que este valor de irradiancia no se tendrá presente durante cada hora del día en la superficie del captador, con lo que el rendimiento

medio anual que se obtenga probablemente no corresponderá al real, aun así, se determinará de este modo un rendimiento medio para estimar el captador que más convendrá instalar.

A la hora de estimar el número de captadores necesarios una vez seleccionado éste, se utilizará la aplicación CHEQ4.2, debido a que ésta tendrá en cuenta un rendimiento medio más aproximado en el que trabajará el captador.

Se ha hecho una recopilación de captadores con elevado η_0 y bajos coeficientes k_1 .

Fabricante	Modelo	Área m ²	η_0	k_1 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$	k_2 $\frac{W}{m^2 \cdot K^2}$	Dimensiones LongxAnchxEsp (mm)	Precio € (IVA incluido)
Viessmann	Vitosol 300-F SV3C	2,33	0,801	2,943	0,018	2380x1056x90	1255
Saunier Duval	SCV 2.3	2,35	0,729	2,804	0,055	2035x1233x80	405,54
Saunier Duval	SRV 2.3	2,35	0,79	3.761	0,049	2035x1233x80	463,48
Vaillant	VFK 145 v	2,35	0,79	2,414	0,049	2035X1232x80	492,9

Tabla 5. Selección de captadores, características y precio.

Para calcular el rango de rendimientos en los que trabajará el captador se hará uso de la siguiente fórmula expuesta en la norma UNE-EN ISO 9806:2014.

$$\eta = \eta_0 - k_1 \frac{(T_m - T_a)}{G_\beta} - k_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{G_\beta} \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde:

- T_m es la temperatura media entre la temperatura de entrada y la de salida del agua en el captador (°K)
- T_a es la temperatura ambiente (°K)
- η_0 = rendimiento óptico (máximo del captador)
- k_1 y k_2 son los coeficientes lineal y cuadrático, expresado en $\frac{W}{m^2 K}$ y en $\frac{W}{m^2 K^2}$ respectivamente
- G_β es la irradiación solar instantánea, en el libro de *Manual de energía solar térmica de Javier Cañada*, se comenta que para la ecuación 7, la norma UNE-EN-12975-2 se trabaje con un valor de irradiación de 800 W/m² a pesar de estar esta norma descatalogada y en la UNE-EN ISO 9806:2014 no especificarse ningún valor de trabajo.

Para la determinación del rendimiento anual medio en el que trabajará el captador, se evaluará el rendimiento medio con el que trabajará el captador en cada mes, se tiene los datos de temperatura media ambiente, pero el valor de temperatura de entrada del captador es difícil de estimar.

Se propondrá un valor de temperatura de agua de entrada al captador para un determinado mes de 5 °C superior a la temperatura ambiente más el incremento de temperatura ambiente del mes que se está calculando respecto al anterior.

Con estos rendimientos, se determinará cuál es el captador que mejor relación energía térmica captada frente a precio tiene y el número necesario de éstos.

Mes	T ^a amb	T ^a agua red	T ^a entrada	T ^a salida	T ^a media	Tm- Ta	Rendimiento			
							Vitosol 300-F SV3C	SCV 2.3	SRV 2.3	VFK 145 v
Enero	10,4	8	13,0	60	36,50	26,10	0,70	0,59	0,63	0,67
Febrero	11,4	9	14,0	60	37,00	25,60	0,70	0,59	0,63	0,67
Marzo	12,6	11	16,0	60	38,00	25,40	0,70	0,60	0,63	0,67
Abril	14,5	13	18,0	60	39,00	24,50	0,71	0,60	0,64	0,68
Mayo	17,4	14	19,0	60	39,50	22,10	0,72	0,62	0,66	0,69
Junio	21,1	15	20,0	60	40,00	18,90	0,74	0,64	0,68	0,71
Julio	24,0	16	21,0	60	40,50	16,50	0,75	0,65	0,70	0,72
Agosto	24,5	15	20,0	60	40,00	15,50	0,76	0,66	0,70	0,73
Septiembre	22,3	14	19,0	60	39,50	17,20	0,75	0,65	0,69	0,72
Octubre	18,3	13	18,0	60	39,00	20,70	0,73	0,63	0,67	0,70
Noviembre	13,7	11	16,0	60	38,00	24,30	0,71	0,60	0,64	0,68
Diciembre	10,9	8	13,0	60	36,50	25,60	0,70	0,59	0,63	0,67
Rendimiento medio							0,726	0,623	0,662	0,698

Tabla 6. Cálculo de rendimientos medios mensuales y anuales de la cada captador.

Cabe decir que la determinación del rendimiento medio anual se ha realizado mediante un promedio ponderando del rendimiento medio de cada mes a la irradiación media mensual, calculada en el apartado 3.3.2. y expuesta en la tabla 7.

3.3.2. Cálculo aproximado de número de captadores

Así pues, en primer lugar, se calculará el número de captadores necesarios mediante un sencillo balance de energía y posteriormente mediante la aplicación CHEQ4.2 se comprobará, tomando el valor de captadores que facilite este último programa como el correcto.

Se tiene que:

$$\eta_{instalación} * H_{\beta,anual} * \eta_{capt} * S = ETC * F \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde cada término representa:

- $\eta_{instalación}$: Rendimiento medio anual de la instalación sin contar los captadores, representará pues la cantidad de calor aprovechado en consumo respecto al total (energía absorbida por los captadores), siendo por tanto $1-\eta_{inst}$ la cantidad de pérdidas de calor que existirán en los diferentes elementos de calor como tuberías, intercambiadores de calor y depósitos.
- η_{capt} : Rendimiento medio anual de captación, se tomará los valores obtenidos en la tabla 6.
- $H_{\beta,anual}$: Irradiación global anual sobre una superficie inclinada β grados respecto al plano horizontal, expresada en $MJ/(m^2 \cdot \text{año})$.
- F: Fracción solar, en este caso se tomará un valor de 70% puesto que es el porcentaje a cubrir de demanda anual mediante energía solar impuesto por el CTE.
- ETC: Energía térmica neta consumida por la instalación al año, 738.066,21 kWh/año, o lo que es lo mismo, 2.657.038,36 $MJ/año$
- S: Superficie de captación, en m^2 .

Despejando del anterior balance de energía de la ecuación 8 se tiene la siguiente expresión:

$$S = \frac{ETC * F}{\eta_{inst} * H_{\beta,anual} * \eta_{capt}} \quad (\text{Ec. 9})$$

Se calculará para el caso en el cual la superficie de captación esté inclinada con un ángulo de 50 grados respecto a la horizontal puesto que ese es el valor que se fijará por motivos que se comentan más adelante en el apartado "3.3.3.1. Inclinación".

Los valores de $H_{\beta,anual}$ no se tienen tabulados en tablas, pero sí se puede calcular a partir de los valores de \bar{H} (Irradiación solar global diaria media mensual sobre una superficie horizontal) tal y como se explica a continuación.

Se tiene pues que:

$$H_{\beta,anual} = \sum_i H_{\beta,i} * n^{\circ} \text{ días mes } i \quad (\text{Ec. 10})$$

Donde $H_{\beta,i}$ es la irradiación global diaria media sobre una superficie inclinada β respecto a la horizontal y además, acorde al libro de Cañada Ribera, J (2008). *Manual de energía solar térmica diseño y cálculo de instalaciones*, se tendrá que calcular a partir de \bar{H} como:

$$\bar{H}_{\beta,i} = \bar{H} * \alpha_1 * K * Y \quad (\text{Ec. 11})$$

En esta ecuación:

- α_1 es un factor de corrección de la atmósfera, cuyo valor es de 1,05 si la atmósfera está limpia y 0,95 si está contaminada, para el caso de la ciudad de Valencia se tomará $\alpha_1 = 1$.
- K es un factor de corrección de la inclinación, valor tabulado que se puede ver en la tabla 7 extraído del Anexo X del documento *Pliego de instalaciones de Baja temperatura, 2009*, representa la relación entre la irradiación solar incidente en un plano inclinado β grados respecto a la horizontal y la irradiación solar incidente en un plano horizontal.
- Y: Factor de corrección del valor Umbral de la radiación, es un factor que tiene en cuenta la cantidad de energía no es aprovechable, como las primeras horas de la mañana y las últimas de la tarde. Suele tomarse un valor de 0,94.

Quedando la ecuación 11 como:

$$\bar{H}_{\beta,i} = 0,94 * \bar{H}_i * K_i \quad (\text{Ec. 12})$$

Combinando las ecuaciones 10 y 12 queda que:

$$\bar{H}_{\beta,anual} = \sum_i 0,94 * \bar{H}_i * K_i * n^{\circ} \text{ días mes } i \quad (\text{Ec. 13})$$

Del programa CHEQ 4.2, se tiene tabulados al escoger la ciudad de Valencia los siguientes datos.

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei

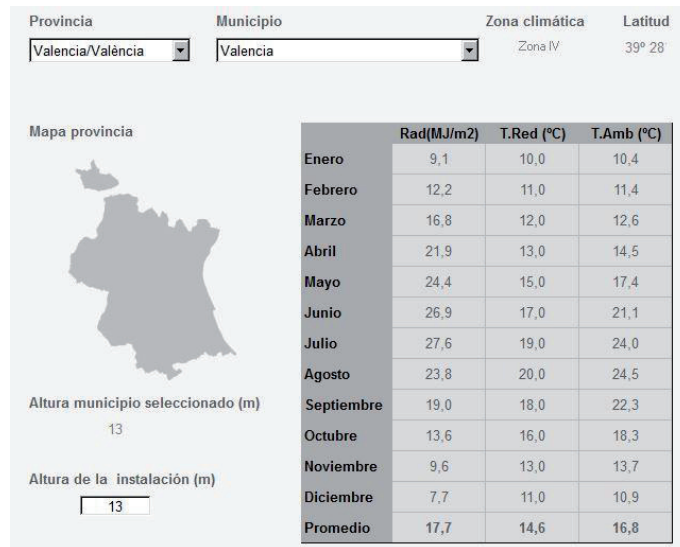


Figura 8. Datos de la ciudad de Valencia proporcionados por el programa CHEQ4.2

Se tienen del programa CHEQ4.2 los datos de la irradiación global media diaria sobre una superficie horizontal, temperatura ambiente y de red para cada mes en la ciudad de Valencia.

Con todo esto se realiza el cálculo de la irradiación media mensual global sobre un plano inclinado a 50 grados respecto a la horizontal.

	\bar{H}	$K_{\beta=50^\circ}$	$\bar{H}_{\beta,diaria}$	$\bar{H}_{\beta,mensual}$
Enero	9,1	1,41	12,831	397,761
Febrero	12,2	1,28	15,616	437,248
Marzo	16,8	1,13	18,984	588,504
Abril	21,9	0,98	21,462	643,86
Mayo	24,4	0,87	21,228	658,068
Junio	26,9	0,83	22,327	669,81
Julio	27,6	0,87	24,012	744,372
Agosto	23,8	0,99	23,562	730,422
Septiembre	19	1,18	22,42	672,6
Octubre	13,6	1,39	18,904	586,024
Noviembre	9,6	1,54	14,784	443,52
Diciembre	7,7	1,52	11,704	362,824
	$\bar{H}_{\beta,anual}$ (MJ)			6935,013

Tabla 7. Cálculo de la irradiación media mensual sobre un plano inclinado 50 grados

Todos los datos de H están expresados en MJ, se tiene una $\bar{H}_{\beta=50,anual}$ de **6935.013 MJ/(m² · año)**

Una vez determinada la energía solar anual y el rendimiento medio con el que trabajará durante un determinado año, se puede determinar qué captador será el más conveniente.

Para ello se estudiará para una captación anual de energía determinada el número coste total de los captadores.

El captador que facilite una captación de energía anual por menor precio será el más conveniente económicamente, pero como se ha comentado con anterioridad, el espacio disponible en la azotea del edificio es un factor no despreciable y limitado, luego puede que la opción más viable económicamente no sea la posible.

Captador	Rend	Superficie capt	Área captador	Num capt	Coste captador (€/ud)	Coste total
Vitosol 300-F SV3C	0,726	434,40	2,237	194,1	1255	243.711,15
SCV 2.3	0,623	506,51	2,235	226,6	405,54	91.906,94
SRV 2.3	0,662	476,55	2,235	213,2	463,48	98.824,26
VFK 145 v	0,698	452,21	2,235	202,3	492,9	99.730,09

Tabla 8. Número de captadores necesarios por modelo y coste total

Como se puede apreciar, la opción que mejor se ajusta a coste total es el captador Saunier Duval SCV 2. A pesar de ser económicamente menos rentable, se optará por la instalación de los captadores Vaillant VFK 145 V por presentar un relativo bajo incremento de coste frente a la opción más económica pero un significativo aprovechamiento del espacio de la azotea, siendo el área total a ocupar de esta notablemente reducida, factor importante debido al poco espacio disponible.

3.3.3. Orientación, posición e inclinación.

Se trabajará con un número de captadores de 185 tras la comprobación en el CHEQ4.2 con el resto de la instalación dimensionada (Y por tanto estimadas las pérdidas totales de la instalación) se calculará el número exacto que se deseará para la instalación.

En cuanto a las pérdidas por orientación, inclinación y sombras se recoge el límite máximo de cada uno impuesto por el CTE en la siguiente tabla, se tiene que este caso es el general.

Caso	Orientación e inclinación	Sombras	Total
General	10 %	10 %	15 %
Superposición de captadores	20 %	15 %	30 %
Integración arquitectónica de captadores	40 %	20 %	50 %

Figura 9. Límite de pérdidas por diversas índoles impuestas por el CTE [2]

3.3.3.1. Inclinación

En cuanto a la inclinación, el valor que optimiza la producción energética solar anual sería una inclinación de 40 grados respecto a la horizontal (Valor próximo a la latitud del Valencia), en esta instalación, la demanda en verano la demanda de volumen de ACS es significativamente menor en los meses de verano, además, en estos mismos meses la temperatura ambiente y la del agua de red son mayores, por lo que la demanda energética bruta demandada será significativamente menor que en los meses de más frío, con lo que al dimensionar la instalación para que el cubrimiento anual de energía bruta demandada por la instalación sea de un 70%, existirá con toda probabilidad riesgos de sobrecalentamiento en los meses de verano por superar más de tres meses el 100% de la demanda y algún mes más del 110% y no cumplir con las exigencias impuestas por el CTE.

Es por ello que se escoge una inclinación de 50 grados respecto a la horizontal, dando lugar a una mayor captación en meses más fríos a costa de perder en verano e inevitablemente una pérdida no muy significativa de energética térmica anual.

3.3.3.2. Posición

Los captadores se tendrán que colocar de tal manera que las sombras proyectadas entre estos mismos y por objetos colindantes de la azotea sean las menores posibles.

En el edificio se tiene presente numerosos objetos internos a la azotea que producen sombra en esta misma, se tienen 39 chimeneas de ventilación del garaje, con una altura máxima de 2,7 metros de altura respecto al suelo de la azotea, además, éstas presentan en su parte inferior un ensanchamiento de 88 cm de altura.

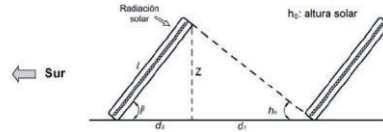
También están presentes dos construcciones que contienen escaleras que dan acceso a la azotea, con una altura respecto al suelo de la azotea de 3,1 metros, una construcción central del edificio de 7,5 metros, y un murete perimetral de la azotea de 1'1 metros de altura.

Para minimizar las sombras de las chimeneas y de otros objetos, se propondrá levantar todos los captadores 60 cm respecto al suelo mediante una estructura soporte, de tal manera que la parte más baja de cada captador esté a dicha altura.

Por tanto, la parte superior del captador quedará a 1,559 metros respecto a su base, que sumados a la altura de ésta respecto al suelo (60 cm) queda que la altura respecto al suelo del punto más alto del captador es de 2,158 metros, además, la altura de un punto situado a media altura del captador quedará situado a 1,38 metros respecto al suelo. Este último punto mencionado será el que se toma para el estudio de la sombra de un captador.

Como se ha comentado indirectamente anteriormente, la diferencia de alturas de la parte inferior de cada captador y la parte superior del murete perimetral será de 35 cm puesto que el murete tiene una altura de 95 cm y la base de los captadores quedará a 60 cm del suelo.

Los captadores deben de situarse de forma que en el día mas desfavorable del periodo de utilización, el captador no ha de tener mas del 5% de su superficie útil cubierta de sombras. Si el periodo de utilización principal es anual o durante el invierno del día mas desfavorable es el 21 de diciembre (en el hemisferio norte).



Para el 21/12 a las 12 h solares $h=90-\text{latitud}-23.5^\circ$ (Para Valencia $h_0=27^\circ$)

$$d = d_1 + d_2 = \frac{Z}{\tanh_0} + \frac{Z}{\tan \beta} = l \frac{\text{sen} \beta}{\tanh_0} + l \frac{\text{sen} \beta}{\tan \beta}$$

Figura 10. Criterio de cálculo de la separación mínima de dos filas de captadores [3].

La distancia de separación entre la primera fila de captadores y el murete perimetral que da al sur seguirá el mismo criterio que el que se expone en el libro de Cañada Ribera, J (2008). *Manual de energía solar térmica diseño y cálculo de instalaciones* para calcular la distancia mínima entre captadores.

Para el caso de distancia captador murete, Z es la diferencia de alturas entre el murete y la parte inferior del captador y d1 la distancia a calcular.

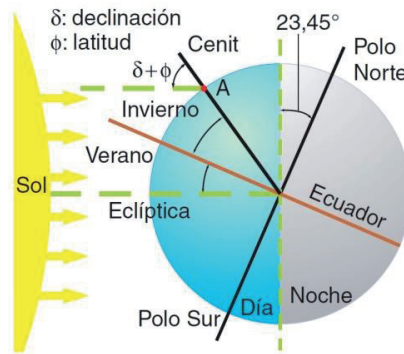


Figura 11. Posición de la Tierra respecto al Sol y el plano de la Eclíptica [4]

h_0 será el ángulo formado entre los rayos solares y un plano horizontal, el día 21 de diciembre a las 12 horas solares.

$$h_0 = 90 - \text{Latitud} - \text{Declinación de la Tierra respecto al Sol.} \quad (\text{Ec. 14})$$

Se define la declinación de la Tierra como el ángulo que forma la línea que une los centros del Sol y la Tierra (línea contenida en el plano de la eclíptica) y el plano ecuatorial (Plano que corta a la Tierra en sus dos hemisferios), este ángulo es el mismo que el que forman el eje de rotación de la Tierra y un eje perpendicular al plano de la eclíptica).

Para el solsticio de invierno tiene un valor de 23,5 grados.

$$h_0 = 90^\circ - 39,5^\circ - 23,5^\circ = 27^\circ \quad (\text{Ec. 15})$$

$$d_1 = \frac{Z}{\tan h_0} = \frac{0'35}{\tan 27} = 0,68 \text{ m} \quad (\text{Ec. 16})$$

A pesar del resultado obtenido anteriormente, se separará 40 cm los captadores del murete perimetral orientado al sur, y para los muretes Este y Oeste se separará únicamente 20 cm por motivos de espacio.

Siguiendo el mismo criterio que en la imagen (imagen anterior) del anterior apartado, se tiene que la distancia mínima entre catadores tendrá que ser de:

$$d_{sep} = d_1 + d_2 = \frac{Z}{\tan h_0} + \frac{Z}{\tan \beta} = l \frac{\text{sen}\beta}{\tan h_0} + l \frac{\text{sen}\beta}{\tan \beta} \quad (\text{Ec. 17})$$

Distancias	50°
Distancia de separación (mm)	4363,631
d1 (mm)	3055,558
d2 (mm)	1308,073

Tabla 9. Distancia mínima entre dos filas de captadores

Se propone una distancia entre captadores de 4,4 metros.

3.3.3.3. Orientación:

Se intentará optimizar el compromiso superficie con el de pérdidas por orientación mediante diseño en AutoCAD, cada ala del edificio Galileo Galilei tiene una orientación distinta respecto al sur, si bien es cierto que todas en su mayoría están orientadas hacia dicho punto cardinal, cada una es distinta.

La configuración de captadores es la que se adjunta en los planos de los anexos.

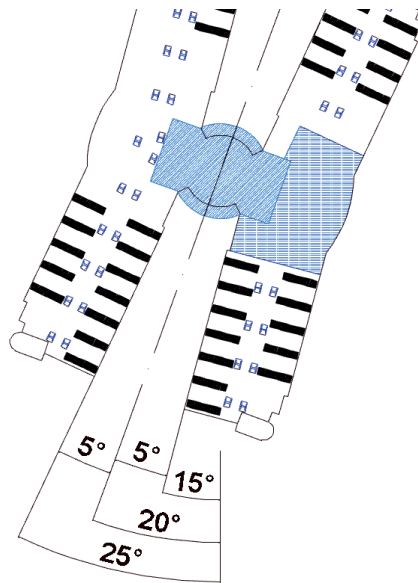


Figura 12. Orientación de los captadores en la azotea

Se tiene que el eje de simetría próximo a la dirección Norte-Sur del edificio Galileo Galilei, está orientado 20 grados dirección Oeste respecto al Sur, y que, además, dos de sus "alas" están orientadas 5 grados al este respecto su eje de simetría y las otras dos 5º Oeste.

Así pues, las alas (Y por tanto los captadores situados en éstas) Sureste y Noroeste, se encuentran orientadas con un ángulo de 15 grados Oeste respecto al Sur, y las alas Sudoeste y Noreste, 25 grados Oeste respecto al sur.

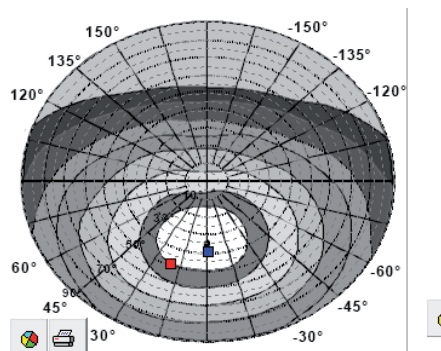
La determinación de la orientación del conjunto total de captadores se determinará haciendo una media.

- Ala Noroeste: 20 captadores girados a 15 grados hacia al oeste respecto al sur.
- Ala Noreste: 40 captadores a 25 grados hacia al oeste respecto al sur.
- Ala Sudoeste: 60 captadores a 25 grados hacia al oeste respecto al sur.
- Ala Sureste: 60 captadores a 15 grados hacia al oeste respecto al sur.

Así pues, el ángulo que determina la orientación media de la instalación será:

$$\text{Orientación } (^{\circ}) = \frac{(60 + 25)\text{capt} * 15^{\circ} + (60 + 40)\text{capt} * 25^{\circ}}{185 \text{ captadores}} = 20,4^{\circ} \quad (\text{Ec. 18})$$

Se introducirá un valor de 21 grados en la validación.



Pérdidas por orientación (comparación óptima CTE) = 5,2% < 10

Figura 13. Cálculo de pérdidas por orientación e inclinación [5]

Mediante el programa Solar de Calcula con Atecyr, se tiene unas pérdidas por orientación e inclinación menores de las máximas permitidas (5,4% respecto a 10% máximo permitido), en total la suma de éstas y las pérdidas por sombras no podrán sobrepasar el 15%.

3.3.4. Pérdida por sombras:

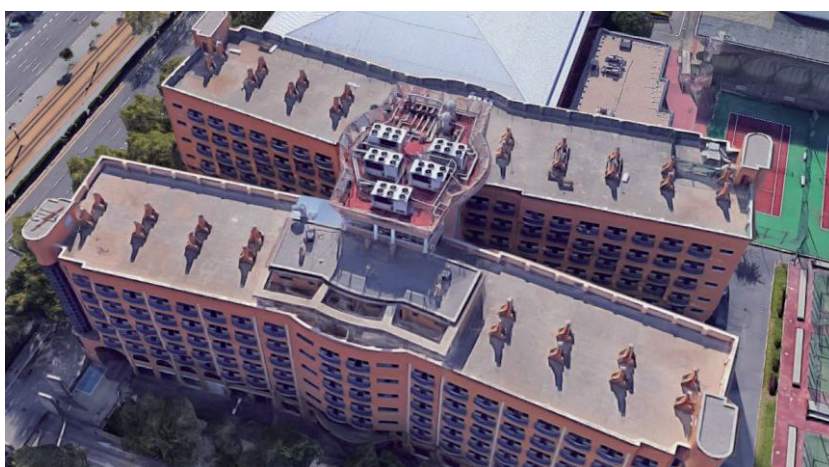


Figura 14. Imagen de Google maps de la azotea y sombras [1]

Las pérdidas por sombras se calcularán para los captadores que a priori se vea que van a tener un elevado porcentaje de sombras, mediante el estudio de determinados puntos estratégicos, se determinará el porcentaje de sombras de todos los captadores sin necesidad de calcular las sombras para todos y cada uno de ellos.

Para el cálculo de sombras, se ha hecho uso del programa "Solar", de "Calcula con Atecyr", para realizar dicho cálculo con este programa hay que trabajar con coordenadas esféricas, para ello, en primer lugar, se

ha realizado el paso previo de transformación de coordenadas cartesianas a esféricas de la siguiente manera:

Para ello, se fija los ejes de referencia, el origen de coordenadas se establecerá en el punto de estudio, encima del captador para el cual se está estudiando el porcentaje de sombras.

Si el estudio de sombra se ha realizado para un captador en particular, el punto de estudio cogido se situará en el punto donde cortan los dos ejes de simetría de la cara orientada al sol del captador.

Si el estudio de sombras se realiza para dos captadores o para una fila entera, de igual manera el punto de estudio se escogerá en el punto de corte de los dos ejes de simetría, pero en este caso de ambos captadores en conjunto.

El eje X coincidirá en dirección y sentido positivo con el punto cardinal Oeste, el eje Y con el Sur, y el Z será perpendicular a ambos, siendo el sentido positivo el ascendente.

Por tanto, los puntos que queden en los planos SO y NO serán positivos respecto al sur, comprendiendo ángulos entre (0, 180) grados.

Los puntos que queden en los cuadrantes SE y NE serán negativos, y estarán comprendidos en el intervalo (0, -180).

En cuanto al ángulo de elevación (Ángulo respecto a la horizontal = $90-\theta$), se calculará de la siguiente manera:

$$\theta = \arccos\left(\frac{Z}{r}\right) \quad (\text{Ec. 19})$$

$$r = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2} \quad (\text{Ec. 20})$$

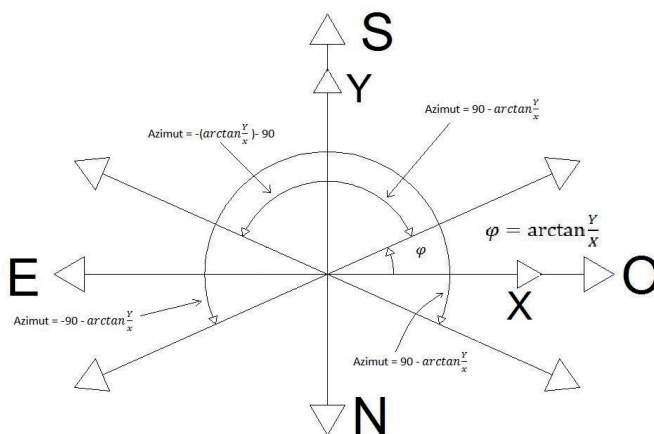


Figura 15. Paso de coordenadas cartesianas a esféricas referidas al Sur

El cálculo de las sombras de los 16 puntos se encuentra en los anexos, dando un porcentaje de **pérdidas anuales por sombras del 0,503%**, aunque se tomará un valor de **1%** por no haber incluido otra serie de pérdidas.

3.4. Circuito hidráulico primario:

3.4.1 Fluido caloportador:

Como fluido caloportador en el circuito primario se empleará una mezcla de agua y propilenglicol, se escoge este anticongelante puesto que es menos contaminante en caso de fuga que el etilenglicol.

El porcentaje de propilenglicol en agua se determinará a partir de la temperatura mínima histórica en Valencia, que es de $-7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$, cifra alcanzada el día 11 de Febrero de 1956.

Se deja un margen de seguridad mayor o igual a 5 grados Celsius, así pues, la temperatura mínima que ha de ser capaz de soportar el fluido caloportador se establece en $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ negativos, y para ello la concentración en peso de anticongelante respecto a la mezcla deberá representar un 30%, siendo el 70% restante agua.

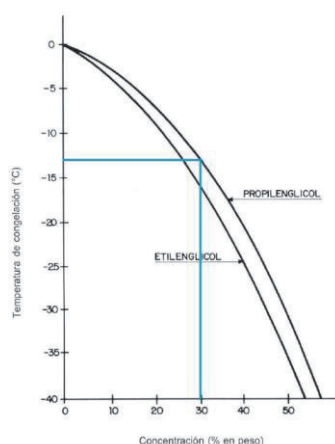


Figura 16. Concentración propilenglicol [3]

En cuanto al agua empleada para la mezcla que conformará el fluido caloportador, se tiene que el agua de red de la ciudad de Valencia no es adecuada para este fin por sus propiedades.

Acorde al *Pliego de condiciones de instalaciones de instalaciones de baja temperatura, 2009*, el agua empleada para este fin deberá tener un PH entre 5 y 9, y el contenido en sales deberá ajustarse entre los siguientes valores:

- La salinidad del agua del circuito primario no excederá de 500 mg/l totales de sales solubles, en el caso de no disponer de este valor se tomará el de conductividad como variable limitante, no sobrepasando los 650 $\mu\text{S}/\text{cm}$.
- El contenido en sales de calcio no excederá de 200 mg/l. expresados como contenido en carbonato cálcico.
- El límite de dióxido de carbono libre contenido en el agua no excederá de 50 mg/l.

Puesto que el agua de Valencia no cumple estos valores, en el caso de que la mezcla 70%-30% de agua de red y propilenglicol no cumpla tampoco con los valores, se mezclará previamente el agua de red con agua

destilada y posteriormente se realizará la mezcla agua y propilenglicol en las proporciones anteriormente citadas.

El resto de propiedades se encuentra en los anexos.

3.4.2. División de los captadores en distintos campos de captadores y circuitos hidráulicos

En primer lugar, se tratará de equilibrar el circuito en la medida de lo posible, aprovechando la doble simetría que posee el edificio y el espacio disponible, se ha posicionado los captadores pensando en su equilibrado.

A pesar de la simetría del edificio, hay numerosos objetos presentes en la azotea que imposibilitan la simetría en ésta; en el lado este del edificio se tiene una construcción que no está presente en el lado oeste, por lo que el número de captadores no es el mismo en cada cuarto de azotea y por tanto será imposible conectar y equilibrar hidráulicamente la totalidad de los captadores presentes en la instalación.

Una solución planteada sería la de dividir la instalación en cuatro campos de captadores y cuatro circuitos independientes, de tal manera que el equilibrado se realice para cada el cuarto de azotea, esta solución tiene ventajas e inconvenientes:

Ventajas: La energía proporcionada al fluido caloportador por la bomba será menor puesto que no existirá una pérdida de energía en válvulas de equilibrio de cada campo de captadores, en el caso de avería en el circuito primario, sea como sea ésta, el funcionamiento del resto de la instalación no se ve comprometido.

Desventajas: El número total de bombas será muy superior, al independizar la instalación en cuatro, se tendrá que recircular cuatro lazos del primario, cuatro lazos en el circuito secundario, así como la colocación de cuatro intercambiadores de calor independientes

Un número mayor de bombas implica que éstas sean más pequeñas que si únicamente se instalara una que pudiera hacer el trabajo de éstas, como suele pasar en numerosas ocasiones, cuanto más pequeña sea una máquina hidráulica, eléctrica, etc... su rendimiento nominal con mucha posibilidad será menor.

Además, la pérdida de calor en las tuberías será mayor al haber mayor superficie por dos motivos:

- Para una misma sección de fluido, se tendrá menor longitud de circunferencia en la sección de tubería si se realiza con un único círculo que si se realiza con 4 círculos distintos.
- Habrá 8 tuberías del depósito a la azotea, 4 tuberías de impulsión de depósito a captadores y 4 de retorno.

Otra solución planteada es la de dimensionar y equilibrar cada cuarto de instalación como si fueran a trabajar de manera independiente, con la diferencia de que las tuberías principales de cada campo de captadores confluirán en una hacia el acumulador solar.

Para ello el equilibrado hidráulico sería más complejo y costoso y exigiría un mayor mantenimiento por la presencia de numerosas válvulas de equilibrio y posiblemente la presencia de electroválvulas, las cuales requieren un mantenimiento costoso y una regulación complicada al trabajar con bombas de velocidad variable.

Se plante pues dividir la instalación en tres circuitos independientes, un circuito lo formará los captadores de las alas sudoeste y sureste, estando asociados en paralelo. Los captadores de las dos alas de la zona norte tendrán su propio circuito independiente.

3.4.3. Caudal fijado:

La circulación de fluido en el circuito primario tiene varios objetivos, en primer lugar, el transporte de energía térmica de los captadores al depósito de acumulación solar, por otra parte, puede servir de utilidad para prevención de heladas en el caso de que existan y útil contra sobrecalentamientos, disipando energía térmica por en tuberías, captadores tapados y/o disipadores en el caso de que haya instalados.

Si bien es cierto que el fabricante recomienda un caudal de $45 \text{ l/h} * \text{m}^2$ y para instalaciones de más de 10 metros cuadrados recomienda trabajar en condiciones de "low flow" con un caudal de $25 \text{ l/h} * \text{m}^2$. El caudal de diseño se tomará en $50 \text{ l/h} * \text{m}^2$, un valor que se suele tomar y que además la aplicación CHEQ4.2 toma por defecto al seleccionar este captador y que se ha supuesto como valor alcanzable en ciertos regímenes de operación.

Por tanto, el caudal que se fijará para el dimensionado de la instalación será de es 117,5 l/hora por cada captador ya que cada uno de estos 2,35 metros cuadrados de superficie.

Del fabricante se tiene que para un caudal de 105,84 l/h, siendo el fluido de trabajo agua y propilenglicol al 45%, el captador presenta unas pérdidas de carga de 117 mbar, que expresado en mm.ca son 1193 mm.ca.

Se tomará este valor de pérdidas de carga y se calculará para un caudal de 117,5 l/h pero no se corregirá el factor de propilenglicol, se dejará y quedara un ligero sobredimensionado de las pérdidas de carga a solventar por la bomba.

Se tiene que la pérdida de carga en un elemento por el cual circula un determinado caudal sigue la siguiente expresión:

$$h_f = k * Q^2 \quad (\text{Ec. 21})$$

De la anterior ecuación, h_f es la pérdida de carga expresada en m.c.a, k es la constante resistente del elemento por el que circula un determinado caudal de fluido, expresado en $\text{mm. c. a} / \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)^2$ y Q es el caudal, en $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Así pues, haciendo un cociente entre las pérdidas de carga a dos caudales distintos queda que:

$$\frac{1,193 \text{ m. c. a}}{h_f (Q = 50 \frac{\text{l}}{\text{h}})} = \frac{k}{k} * \frac{45^2}{50^2} \quad (\text{Ec. 22})$$

$$h_f (Q=50 \text{ l/h}) = \frac{1,193 * 50^2}{45^2} = 1,47 \text{ m.c.a} = 1470 \text{ mm.c.a} \quad (\text{Ec. 23})$$

3.4.4. Seccionamiento tuberías, longitudes y pérdidas de carga.

El material de las tuberías que conforman el circuito primario se han escogido de cobre, por ser un material que presenta buenas características en cuanto a corrosión, y temperaturas que soporta, además de haber un buen mercado.

El criterio de dimensionamiento de la sección de la tubería se hará teniendo en cuenta los siguientes criterios:

- La pérdida de carga por cada metro lineal de tubería será menor a los 40 mm.c.a, tal y como indica el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura.
- La velocidad de circulación del fluido de trabajo del circuito primario será menor a 3 m/s.

Además, puesto que existen numerosos elementos en la azotea que habrá que sortear y por tanto romperá la simetría, este procedimiento servirá para determinar algunos diámetros que tendrá que tener algunas tuberías para poder equilibrar hidráulicamente en la medida de lo posible los lazos que a priori están desequilibrados por longitudes de tuberías y/o codos que otros lazos paralelos similares no tendrán.

Es muy probable que se haga uso de válvulas de regulación fijas para introducir pérdidas de carga y así realizar el equilibrado de cada cuarto de instalación, para ello, como se ha comentado, se fijará un caudal, se estudiará la caída de presión de cada lazo, y para aquellos en los que las pérdidas de carga sean menores, se introducirá una válvula para equiparar las pérdidas de carga al lazo en paralelo que más presente.

Para calcular las pérdidas de carga se hará uso de unos gráficos, los cuales están preparados para el caso en el cual el fluido de trabajo es agua a 45 grados Celsius.

$$\text{Pérdidas de carga} = \text{Perdida carga gráfico} \cdot k_1 \cdot k_2 \quad (\text{Ec. 24})$$

- k1: Factor corrector temperatura
- k2: Factor corrector del tipo de fluido

En la instalación se calculará para el caso de que la impulsión está a 45 °C y el retorno a 60 °C.

El factor de corrección k1 se aplicará a las tuberías de la instalación en las cuales la temperatura de fluido sea distinto a 45 °C.

Tabla I.- Factores de corrección para temperaturas medias del agua distintas de 45°C

Temperatura del agua (°C)	5	10	20	40	45	50	60	80	90	95
Factor corrector	1.24	1.18	1.09	1.02	1.00	0.99	0.96	0.92	0.91	0.91

Figura 17. Factor corrector de temperatura k1 [3]

El factor corrector k_2 se calculará como la raíz del cociente de viscosidades de la mezcla y la del agua.

$$k_2 = \sqrt[4]{\frac{\text{viscosidad de la mezcla (agua + propilenglicol)}}{\text{viscosidad del agua}}} \quad (\text{Ec. 25})$$

Tuberías frías (45 °C) $k_1 = 1$; $k_2 = \sqrt[4]{\frac{1,4}{0,5}} = 1,29$

Tuberías calientes (60 °C) $k_1 = 0,96$; $k_2 = \sqrt[4]{\frac{0,9}{0,4}} = 1,22$

Se trabajará con diámetros de tuberías que se recogen en la norma UNE-EN 1057:2007+A1:2010.

3.4.4.1. Alas sudoeste y sureste:

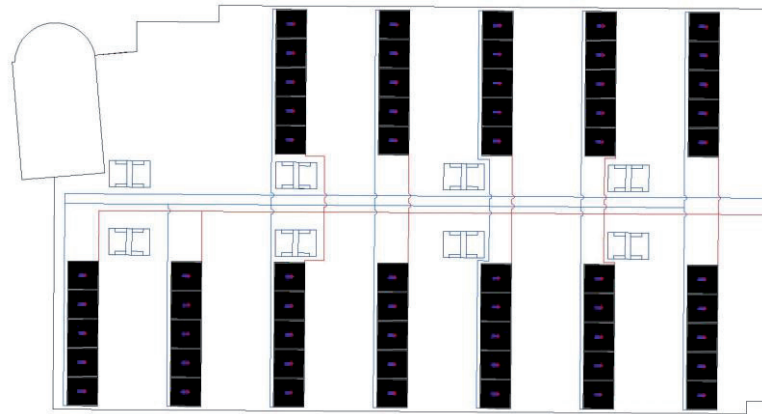


Figura 18. Circuito primario ala Sureste/Sudoeste.

El ala Sudoeste y sureste son simétricamente idénticas, es por ello que el dimensionado se realiza conjunto, así como el cálculo de pérdidas de carga.

Los cálculos para el seccionamiento de los diferentes tramos de tubería, las pérdidas de carga por cada metro lineal de tubería para los diferentes diámetros interiores escogidos, así como las pérdidas de carga totales se encuentran en los Anexos.

De este ala se tiene que las pérdidas de carga en las conducciones son de:

Lazo más restrictivo	Pérdida de carga (mm.c.a)	Pérdida de carga totales (mm.c.a)
Interc-Asc-1-2-3-4-5-5.1-5.1C-3C-4C-5C-6C-7C-10C-Asc-Int	6.304,22	8.195,48

Tabla 10. Lazo en paralelo con mayores pérdidas de carga alas Sur

El cálculo de pérdidas de carga locales en los diferentes elementos tales como codos y demás elementos de unión un valor del 30% de las pérdidas de carga de las conducciones, valor que el DB HE Salubridad admite como válido en el cálculo de pérdidas de carga en estos elementos.

3.4.4.2. Ala Noroeste

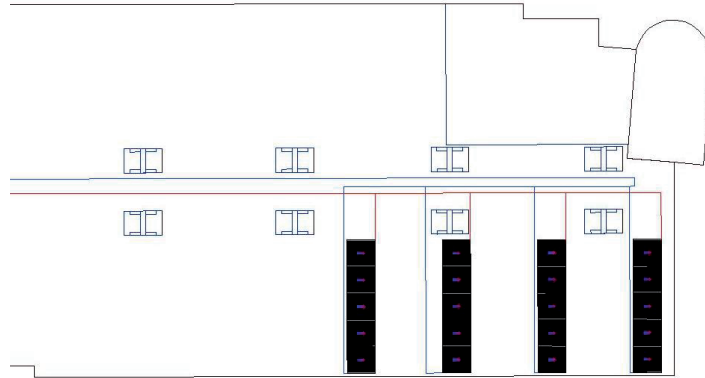


Figura 19. Circuito hidráulico primario ala noroeste

Lazo más restrictivo	Pérdida de carga (mm.c.a)	Pérdida de carga totales
Interc-Asc-1-2-3-4-5-5.1-5.1C-3C-4C-10C-Asc-Int	4407,12	5729,26

Tabla 11. Lazo en paralelo con mayores pérdidas de carga ala noroeste

3.4.4.3. Ala Noreste

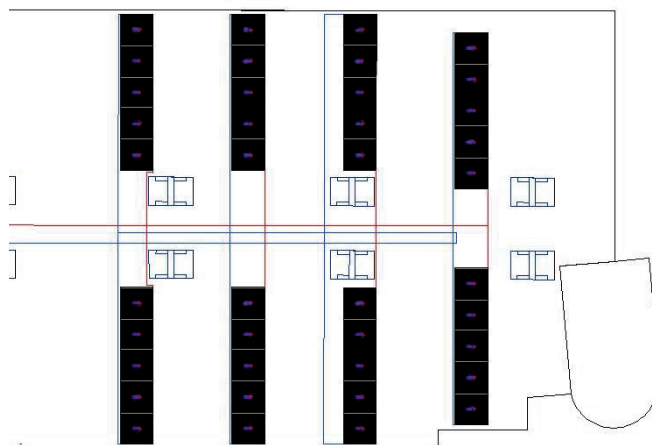


Figura 20. Tuberías circuito primario ala noreste

Lazo más restrictivo	Pérdida de carga tuberías (mm.c.a)	Pérdida de carga totales
Interc-Asc-1-2-3-4-5-5.1-5.1C-3C-4C-10C-Asc-Int	3275,13	4257,67

Tabla 12. Lazo en paralelo con mayores pérdidas de carga ala noreste

3.4.5. Intercambiadores de calor entre el circuito primario y el secundario

El CTE, en el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura enero 2009 recomienda que la potencia del intercambiador cumpla la condición de que:

$$P(W) \geq 500 * A(m^2) \quad (\text{Ec. 26})$$

P es la potencia de intercambio expresada en Watios y A el área del campo de captadores, además, las pérdidas de carga del intercambiador deberán ser menores a los 3 m.c.a.

3.4.5.1. Intercambiador para el circuito primario del ala noroeste (PS.NO)

Para el circuito primario de la zona sur (Alas sudoeste y sureste en paralelo), la potencia mínima de intercambio acorde a la ecuación 26 deberá de ser como mínimo de 141 kW, se propondrá una potencia de intercambio de 150 kW, modelo **IDS110-30M de 30 placas**.

INTERCAMBIADORES DE PLACAS TERMOSELLADOS

IDROGAS



El principio de construcción del intercambiador de placas termosoldado comprende un paquete de placas, está compuesto por placas canal corrugadas entre los paquetes de placas delanteras y traseras de cubierta. Las placas de cubierta constan de placas de sellado, anillos ciegos y placas de cubierta. Durante el proceso de soldadura al vacío se forma una unión soldada en cada punto de contacto entre dos placas. El diseño crea un intercambiador de calor que consta de dos circuitos separados.

Código	Artículo	Peso Kg	Medidas mm	€
CC 08 002	IDS14-20H de 20 placas	1,2	55 x 78 x 209	110,00
CC 08 003	IDS14-30H de 30 placas	2,4	78 x 78 x 209	140,00
CC 08 004	IDS14-40H de 40 placas	3	101 x 78 x 209	170,00
CC 08 022	IDS30-20M de 20 placas	3,7	57 x 110 x 310	205,00
CC 08 023	IDS30-30M de 30 placas	4,9	81 x 110 x 310	255,00
CC 08 024	IDS30-40M de 40 placas	6,1	105 x 110 x 310	305,00
CC 08 052	IDS110-20M de 20 placas	14,2	58 x 191 x 616	595,00
CC 08 053	IDS110-30M de 30 placas	17,8	82 x 191 x 616	755,00
CC 08 054	IDS110-40M de 40 placas	21,4	105 x 191 x 616	915,00

Figura 21. Intercambiadores de calor Salvador Escoda [6]

En la ficha técnica se tiene como dato que a caudal nominal, la pérdida de carga de dicho intercambiador es como máximo de 3 m.c.a.

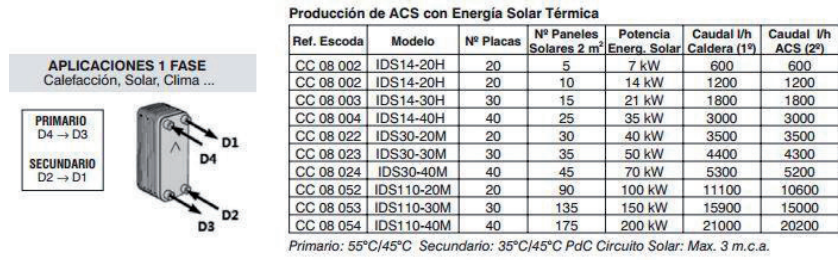


Figura 22. Potencia máxima de intercambio y precio de intercambiadores Salvador Escoda [6]

Se supondrá el caso más desfavorable, y es que la pérdida de carga en el intercambiador para 15900 l/h será de 3 m.c.a, pero en este caso, el caudal que circulará por cada intercambiador será de 14100 l/h y por tanto, se calculará la pérdida de carga asociada a este caudal, menor al nominal. Acorde a las ecuaciones 21 y 22:

$$hf(Q=14100 \text{ l/h}) = \frac{3 \cdot 14100^2}{15900^2} = 2,36 \text{ m.c.a} \quad (\text{Ec. 27})$$

3.4.5.2. Intercambiador para el circuito primario del ala noroeste (PS.NO)

Se tienen 25 captadores de 2,35 m², haciendo un área total de captación de 58,75 m²

$$P(W) = 500 \cdot 58,75 \text{ (m}^2\text{)} = 29.375 \text{ W} = 29,38 \text{ kW} \quad (\text{Ec. 28})$$

Se colocará un intercambiador de calor IDS14-40H de 35 kW de potencia de intercambio. En cuanto a las pérdidas de carga:

$$hf(Q=2937,5 \text{ l/h}) = \frac{3 \cdot 2937,5^2}{3000^2} = 2,88 \text{ m.c.a} \quad (\text{Ec. 29})$$

3.4.5.3. Intercambiador de calor para el circuito primario del ala noreste (PS.NE)

Se tienen 40 captadores de 2,35 m², haciendo un área total de captación de 94 m²

$$P(W) = 500 \cdot 94 \text{ (m}^2\text{)} = 47.000 \text{ W} = 47 \text{ kW} \quad (\text{Ec. 30})$$

Se colocará un intercambiador de calor IDS30-40M de 70 kW de potencia de intercambio. En cuanto a las pérdidas de carga:

$$hf(Q=4700 \text{ l/h}) = \frac{3 \cdot 4700^2}{5300^2} = 2,36 \text{ m.c.a} \quad (\text{Ec. 31})$$

3.4.6. Bombas de recirculación de los circuitos primarios

Es la encargada de solventar las pérdidas de carga fruto de la circulación del fluido caloportador y por tanto de la transmisión de potencia térmica de los captadores al acumulador solar.

$$H_b = H_{f,conducciones+pérdidas localizadas} + H_{f,intercambiador} \quad (\text{Ec. 32})$$

3.4.6.1. Bomba para circuito alas sur (P.S)

$$H_b = 8,19 \text{ m. c. a} + 2,36 \text{ m. c. a} = 10,55 \text{ m. c. a} \quad (\text{Ec. 33})$$

$$Q_b = 120 \text{ captadores} * 50 \text{ l/h} * m^2 * 2,35 \text{ m}^2 / \text{captador} = 14.100 \text{ l/h} \quad (\text{Ec. 34})$$

Además, acorde al Pliego de Condiciones Técnicas de Baja Temperatura, 2009, en instalaciones de más de 50 m² de superficie de captación, se colocarán dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva, tanto en el circuito primario como en el secundario.

Así pues, habrá dos bombas, de las cuales trabajará una, y ésta será capaz de satisfacer las necesidades de la instalación.

Para saber de qué órdenes de magnitud es la bomba con la que se trabajará, se calculará la potencia necesaria para el caudal y altura de diseño.

$$P(W) = H(\text{m. c. a.}) * Q \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * \gamma \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right) \quad (\text{Ec.35})$$

- H= altura, en m.c.a
- Q = caudal, en $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
- γ es el peso específico del agua, que es de $9800 \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$

$$P(W) = 10,55 (\text{m. c. a.}) * \frac{14.100}{3,6 * 10^6} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) * 9800 \left(\frac{\text{N}}{\text{m}^3} \right) = 404,94 \text{ W} \quad (\text{Ec. 36})$$

Buscando en diversas páginas web de diversos fabricantes se ha encontrado una familia de bombas que puede cumplir, Wilo-Stratos.

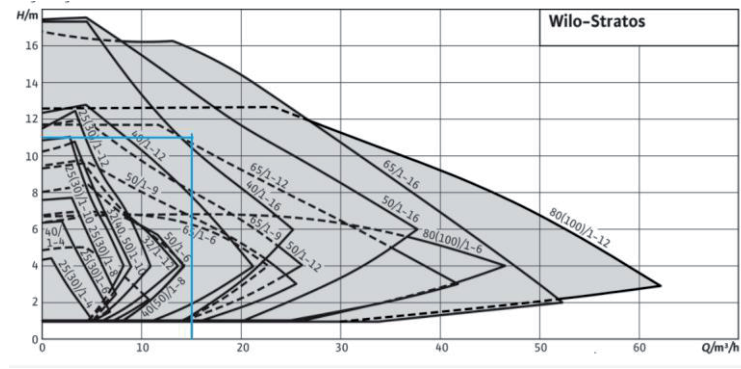


Figura 23. Familia de bombas Wilo-Stratos [7]

En el diagrama se puede comprobar que la serie en la que habrá que buscar será la 65/1-12.

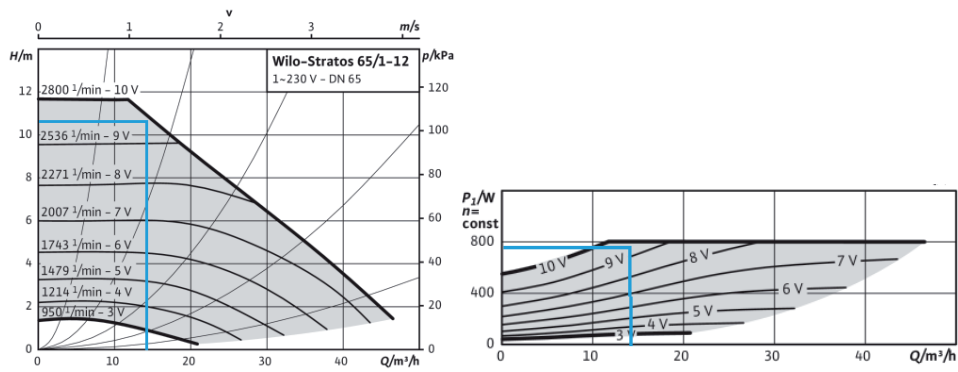


Figura 24. Bomba de recirculación circuito primario de las alas sur [7]

3.4.6.2. Bomba para circuito alas Noroeste (P.NO)

$$H_b = 5,73 \text{ m. c. a} + 2,88 \text{ m. c. a} = 5,93 \text{ m. c. a} \quad (\text{Ec. 37})$$

$$Q_b = 2935,5 \text{ l/h} \quad (\text{Ec. 38})$$

Se selecciona la bomba Wilo Stratos 25/1-6

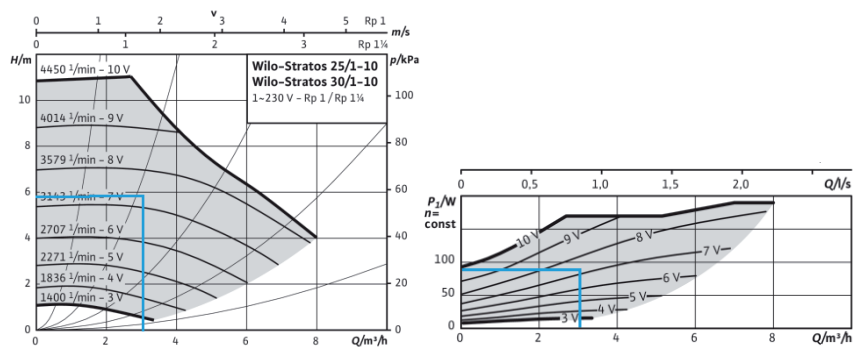


Figura 25. Bomba de recirculación circuito primario del ala Noroeste [7].

3.4.6.3. Bomba para circuito alas Noreste (P.NE)

$$H_b = 4,36 \text{ m. c. a} + 2,36 \text{ m. c. a} = 6,72 \text{ m. c. a} \quad (\text{Ec. 39})$$

$$Q_b = 4700 \text{ l/h} \quad (\text{Ec. 40})$$

Se selecciona la bomba Wilo Stratos 25/1-10

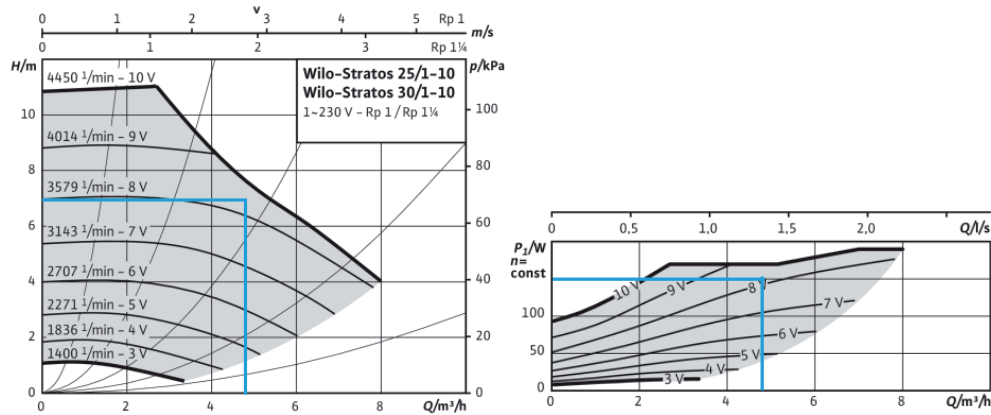


Figura 26. Bomba de recirculación circuito primario del ala noreste [7].

Además, un requisito establecido por el CTE es que la potencia consumida por la bomba en el circuito primario ha de ser inferior al 1% de la potencia térmica máxima que puede dar el grupo de captadores.

Así pues, la potencia máxima que podrá dar el grupo de captadores de esta instalación se asumirá que será cuando haya un valor de irradiancia de 800 W/m^2 y el rendimiento sea de un 75%.

$$P_{max} = 0,8 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2} * 180 \text{ captadores} * \frac{2,35\text{m}^2}{\text{captador}} * \frac{0,75 \text{ kW aprovechado}}{\text{kW radiación}} = 253,8 \text{ kW} \quad (\text{Ec. 41})$$

La suma total de las potencias máximas consumidas por las bombas del circuito primario es de $(150 + 70 + 750) \text{ W} = 950 \text{ W}$; luego la en este aspecto la instalación cumple la normativa puesto que $950 \text{ W} < 2538 \text{ W}$.

3.4.7. Vasos de expansión circuitos primarios.

Acorde al RITE en la IT 1.3.4.2.4, los circuitos cerrados de agua dispondrán de un sistema de tipo cerrado para absorber el volumen de dilatación del fluido, pudiendo calcularse según la norma UNE 100155-2004, método que está explicado en el libro de Javier Cañada "Manual de energía solar térmica, diseño y cálculo de instalaciones".

Así pues, el volumen del vaso de expansión será de:

$$V_t = (V * C_e + 1.1 * V_{vap}) * C_{pre} \quad (\text{Ec. 42})$$

Donde:

- V_t = Volumen total del vaso de expansión (l)
- V = Contenido de fluido (Agua + propilenglicol) del circuito
- C_e = Coeficiente de expansión del fluido
- C_{pre} = Coeficiente de presión
- V_{vap} = Volumen de líquido contenido en los captadores y tuberías situadas por encima de la cota inferior de los captadores.

En cuanto al coeficiente de presión (C_{pre}), se tiene la siguiente fórmula para calcularlo.

$$C_{pre} = \frac{P_{max} + 1}{P_{max} - P_{min}} \quad (\text{Ec. 43})$$

Donde:

$$- P_{min} = 0,5 \text{ bar} + P_{estática}(\text{bar}) \quad (\text{Ec. 44})$$

Es la presión mínima en el vaso de expansión (bar), que coincidirá con la presión inicial del gas en el vaso.

$$- P_{estática} = h(m) * 0,1 \left(\frac{\text{bar}}{m} \right) \quad (\text{Ec. 45})$$

Es la presión de la columna de agua presente entre la cota más alta de la instalación y el vaso de expansión.

$$- P_{max} = P_{vs} - 0,5 \text{ bar} \quad (\text{Ec. 46})$$

Es la presión máxima de funcionamiento admisible en el vaso de expansión (bar) y será menor que la presión de tarado, se calculará para que sea menor en 0,5 bar.

Para este cálculo de C_{pre} habrá que determinar la ubicación del vaso de expansión previamente a la realización del cálculo $P_{estática}$, lo recomendable es colocarlo en la aspiración de la bomba, y ésta se encuentra en la cota más baja inferior de la instalación, quedando pues una columna de agua presente entre el vaso de expansión y el punto más elevado de la instalación de 33,95 metros.

La presión en el punto más alto de la instalación se fijará en 0,5 bar.

$$P_{min} = 0,5 \text{ bar} + 33,95 * 0,1 = 3,895 \text{ bar} \quad (\text{Ec.47})$$

La presión máxima se fijará en 6 bar mediante una válvula de seguridad que tendrá dicha presión de tarado.

$$P_{max} = 6 \text{ bar} - 0,5 \text{ bar} = 5,5 \text{ bar} \quad (\text{Ec.48})$$

Con esto, el coeficiente C_{pre} quedará en:

$$C_{pre} = \frac{5,5 + 1}{5,5 - 3,895} = 4,04 \quad (\text{Ec.49})$$

3.4.7.1. Vaso de expansión circuito hidráulico primario alas sur.

En los anexos se tiene en las tablas que el volumen de las conducciones de esta instalación es de:

$$V = 2 * 438,3 - 235,1 + 2 * 346,39 - 235,07 + 1,84 * 120 = 1320,01 \text{ litros} \quad (\text{Ec.50})$$

El volumen de fluido contenido en las tuberías superiores a la cota más baja de de los captadores será el tramo de tubería caliente que sale del captador por la parte superior, son tuberías de 20 mm de diámetro interior y la longitud que habrá que tomar para el cálculo será de $2,03 * \text{sen}(50) = 1,55$ metros.

$$V_{tuberías\ sup} = 120 \text{ capt} * \frac{\pi * 0,02^2}{4} (m^2) * 1,55 (m) = 0,0584 \text{ m}^3 = 58,4 \text{ litros} \quad (\text{Ec.51})$$

Se tiene de la ficha técnica que cada captador contiene 1,84 litros, luego:

$$V_{vap} = 58,4 \text{ l} + 1,84 \left(\frac{\text{l}}{\text{capt}} \right) * 120 \text{ capt} = 279,2 \text{ litros.} \quad (\text{Ec.52})$$

El coeficiente de expansión, acorde como se menciona en el libro de Javier Cañada anteriormente citado, se tomará como valor de 0,065; valor tomado para una mezcla de agua y propilenglicol en concentración 70%-30% para el rango de temperaturas en el que trabajará el circuito primario de una instalación solar térmica (Hasta valores de temperatura ligeramente superiores a los 110 °C)

Finalmente, el volumen del vaso de expansión quedará:

$$V_t = (1320,01 * 0,065 + 1.1 * 279,2) * 4,04 = 1276,31 \text{ litros} \quad (\text{Ec.53})$$

Se colocarán dos vasos de expansión de 500 litros cada uno, de Salvador escoda 500 SMR y un vaso 350 SMR de 300 litros.

Esta gama de vasos de expansión son de membrana intercambiabile, y soportan temperaturas máximas de 130 °C, presiones máximas de 10 bar y una mezcla de hasta el 50% de anticongelante en el fluido de trabajo.

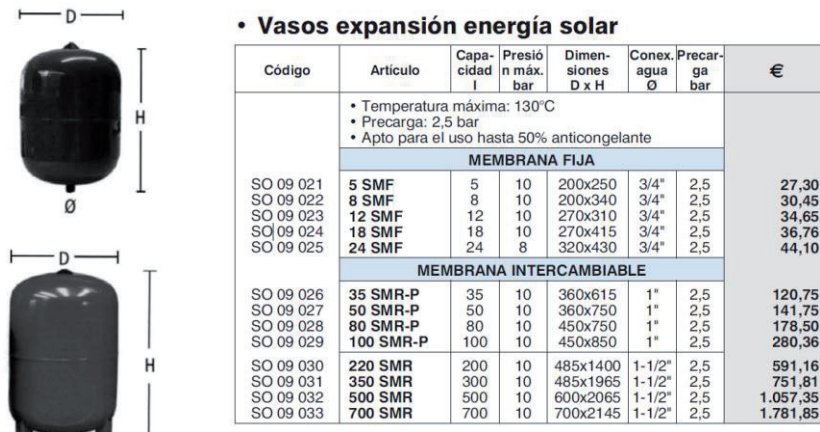


Figura 27. Modelos de vasos de expansión, volumen y precio [6].

3.4.7.2. Vaso de expansión circuito hidráulico primario ala noroeste.

$$V = (187,94 + 154,94 + 1,84 * 25) \text{ litros} = 434,88 \text{ litros} \quad (\text{Ec.54})$$

$$V_{vap} = 12,17 \text{ l} + 1,84 \left(\frac{l}{\text{capt}} \right) * 25 \text{ capt} = 58,17 \text{ litros.} \quad (\text{Ec.55})$$

$$V_{tuberías sup} = 25 \text{ capt} * \frac{\pi * 0,02^2}{4} (m^2) * 1,55 (m) = 0,01217 \text{ m}^3 = 12,17 \text{ litros} \quad (\text{Ec.56})$$

$$V_t = (434,88 * 0,065 + 1.1 * 58,17) * 4,04 = 372,7 \text{ litros} \quad (\text{Ec.57})$$

Se colocará un vaso de expansión Salvador Escoda 500 SMR de 500 litros.

3.4.7.3. Vaso de expansión circuito hidráulico primario ala noreste.

$$V = (311,23 + 263,75 + 1,84 * 40) \text{litros} = 648,56 \text{ litros} \quad (\text{Ec.59})$$

$$V_{\text{tuberías sup}} = 40 \text{ capt} * \frac{\pi * 0,02^2}{4} (\text{m}^2) * 1,55 (\text{m}) = 0,01256 \text{ m}^3 = 19,47 \text{ litros} \quad (\text{Ec.60})$$

$$V_{\text{vap}} = 19,47 \text{ l} + 1,84 \left(\frac{\text{l}}{\text{capt}} \right) * 40 \text{ capt} = 93,07 \text{ litros.} \quad (\text{Ec.61})$$

$$V_t = (648,56 * 0,065 + 1.1 * 93,07) * 4,04 = 583,91 \text{ litros} \quad (\text{Ec.62})$$

Se colocarán un vaso de expansión Salvador Escoda 500 SMR de 500 litros y un 110 SMR-P de 100 litros.

3.5. Circuito hidráulico secundario

3.5.1. Acumulador de inercia.

Un parámetro que se suele tomar para el dimensionado del volumen del acumulador es que éste sea igual al de la demanda máxima diaria de ACS.

Además, la relación entre el volumen del acumulador (en litros) y el área de captación en metros cuadrados y el ha de cumplir un rango establecido por el CTE.

$$50 < \frac{V(\text{l})}{A (\text{m}^2)} < 180 \quad (\text{Ec. 63})$$

Una recomendación en que aparece en el libro *Manual de energía solar térmica de Javier Cañada* es que dicha relación V/A para desfases entre captación y consumo de ACS inferiores a 24 horas sea de 60 a 90; implementando un volumen de acumulación solar ligeramente superior a la demanda máxima, es decir, de 44 m³, la relación V/A en esta instalación quedaría en 104,01; valor un tanto distante del que se recomienda.

Se propondrá pues un volumen total a instalar de 40 m³ quedando la relación V/A en 92.

Consultando catálogos, se observa que el material del depósito puede ser de acero inoxidable, acero vitrificado o acero al carbono, un parámetro para saber cuál es el que conviene escoger es la calidad del agua del lugar.

Para lugares en los cuales el agua sea muy dura (más de 200 mg de carbonato cálcico/l o 20 grados Franceses) el material a escoger será de acero inoxidable.

En el caso de Valencia ciudad, la concentración de CaCO₃ es de 354 mg/l, luego el material del depósito si se utilizara agua de red debería ser de acero inoxidable.

Como se ha realizado separación hidráulica entre el circuito primario y el acumulador solar, y a su vez entre el acumulador solar y el circuito de distribución, el material de los depósitos que conformarán el volumen de acumulación solar podrá ser de acero al carbono en lugar de acero inoxidable por poder emplear un fluido trabajo que será siempre el mismo y podrá ser previamente tratado.

Es por ello que los depósitos instalados actualmente se dejarán para ser empleados como acumuladores auxiliares (De consumo), y se instalarán 8 acumuladores Lapesa MV5000 IB de 5000 litros cada uno.

En cuanto a la conexión de los captadores, se realizará en serie, permitiendo la estratificación de temperaturas.



REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	P.V.P €	P.V.P €
MASTER INERCIA: MV-I-B 1500...5000		Mod. I	Mod. IB
MV1500-I-B	Master inercia MV-1500-I-B	2.252,00	2.647,00
MV2000-I-B	Master inercia MV-2000-I-B	2.540,00	2.935,00
MV2500-I-B	Master inercia MV-2500-I-B	3.149,00	3.544,00
MV3000-I-B	Master inercia MV-3000-I-B	3.460,00	3.855,00
MV3500-I-B	Master inercia MV-3500-I-B	3.590,00	3.985,00
MV4000-I-B	Master inercia MV-4000-I-B	4.186,00	4.581,00
MV5000-I-B	Master inercia MV-5000-I-B	5.323,00	5.718,00
MASTER INERCIA: MXV4-I-B 1500...5000		Mod. I	Mod. IB
MXV4-1500-I-B	Master inercia MXV4-1500-I-B	4.610,00	5.490,00
MXV4-2000-I-B	Master inercia MXV4-2000-I-B	5.164,00	6.044,00
MXV4-2500-I-B	Master inercia MXV4-2500-I-B	7.089,00	7.969,00
MXV4-3000-I-B	Master inercia MXV4-3000-I-B	7.899,00	8.779,00
MXV4-3500-I-B	Master inercia MXV4-3500-I-B	8.203,00	9.083,00
MXV4-4000-I-B	Master inercia MXV4-4000-I-B	9.794,00	10.674,00
MXV4-5000-I-B	Master inercia MXV4-5000-I-B	10.507,00	11.387,00

MXV4: Fabricado en AISI-304 para circuito cerrado.

Figura 28. Catálogo y precio acumulador solar [16]

3.5.2. Cálculo pérdidas de carga en intercambiadores por lados circuitos secundarios.

En primer lugar, se determinará el caudal máximo que circulará por el secundario de cada intercambiador, se tomará el valor proporcional al que circulará por el primario respecto al máximo que puede circular, de este modo se podrá determinar las pérdidas de carga presentes tanto en los intercambiadores como el cálculo de pérdidas de carga en las conducciones tras la determinación de la sección escogida, fruto de la determinación del caudal.

3.5.2.1. Intercambiador de calor alas sur:

$$Q = \left(15000 * \frac{14100}{15900}\right) \frac{l}{h} = 13301,88 \frac{l}{h} \quad (\text{Ec. 64})$$

$$hf(Q=13301,88 \text{ l/h}) = \frac{3 * 13301,88^2}{15000^2} = 2,36 \text{ m.c.a} \quad (\text{Ec. 65})$$

3.5.2.2. Intercambiador de calor ala noroeste:

$$Q = 2937,5 \frac{l}{h} \quad (\text{Ec. 66})$$

$$hf(Q=2937,5 \text{ l/h}) = 2,88 \text{ m.c.a} \quad (\text{Ec. 67})$$

3.5.2.3. Intercambiador de calor ala noreste

$$Q = \left(5200 * \frac{4700}{5300}\right) \frac{l}{h} = 4611,3 \frac{l}{h} \quad (\text{Ec. 68})$$

$$hf(Q=4611,3 \text{ l/h}) = \frac{3 * 4611,3^2}{5200^2} = 2,36 \text{ m.c.a} \quad (\text{Ec. 69})$$

3.5.3. Conducciones de los circuitos secundarios

Los campos de captadores y el acumulador de inercia están separados hidráulicamente por lo que el fluido que hay presente en ambos es distinto, en este circuito se trabajará con agua de red tratada con agua destilada para que el contenido en sales sea el adecuado; de este modo, el separar hidráulicamente el acumulador solar con el auxiliar y el resto de la instalación hará posible que el material del depósito pueda ser tal, que el precio de éste sea más barato y además no exista riesgo de corrosión.

Además, el traslado de energía del intercambiador primario al acumulador de inercia se realiza mediante 3 circuitos secundarios, que constarán de conducciones y una bomba por cada circuito. Tanto los intercambiadores de calor como el acumulador están en la misma habitación, en el segundo sótano del edificio, es por ello que las tuberías serán muy cortas en comparación al circuito primario.

Para el dimensionado de la sección de las tuberías, hará falta fijar el caudal circulante, el cual se ha fijado en proporción al de la ficha técnica del fabricante del intercambiador de calor.

La longitud equivalente (incluyendo las pérdidas de carga en los accesorios) de las tuberías se tomará en 10 metros en la caliente (del intercambiador al acumulador) y las frías en 4 metros, se repetirá el mismo proceso que en el apartado 3.3.4. Seccionamiento tuberías y pérdidas de carga, pero en este caso, puesto que el fluido de trabajo será agua sin anticongelante y el rango de temperaturas en el que trabajará será más cercano a 50 °C, se tomará los valores k_1 y k_2 en 1.

En cuanto a las pérdidas de carga en las conducciones se tiene:

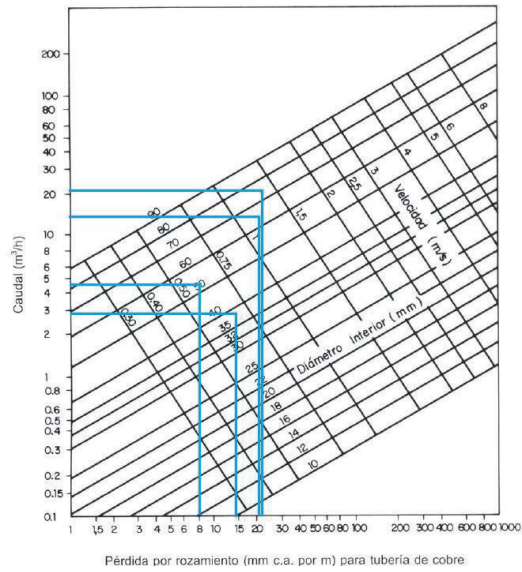


Figura 29. Sección escogida y cálculo de pérdida de carga [3]

Tuberías Circuito secundario		Caudal (l/h)	S (mm)	V(m/s)	L (m)	mm.c.a/m	mm.c.a	Volumen (litros)
Alas Sur	Acum - Intec	14100	64,7	1,19	4	21,0	84	13,15
	Interc - Acum	14100	64,7	1,19	10	21,0	210	32,88
Ala Noroeste	Acum - Intec	2937,5	38	0,72	4	14,0	56	4,54
	Interc - Acum	2937,5	38	0,72	10	14,0	140	11,34
Ala noreste	Acum - Intec	4611,3	52	0,60	4	8,0	32	8,49
	Interc - Acum	4611,3	52	0,60	10	8,0	80	21,24
Conexión depósitos serie		21648,8	73,1	1,43	17,5	22,0	385	73,45

Tabla 13. Características de los circuitos secundarios.

3.5.4. Bombas de recirculación circuitos secundarios.

3.5.4.1. Bomba secundario circuito de las alas sur (SP. S)

$$h_f = 2,36 + 0,69 + 0,385 = 3,43 \text{ m.c.a} \quad (\text{Ec. 70})$$

$$Q = 14100 \text{ l/h} \quad (\text{Ec. 71})$$

Se colocarán dos bombas en paralelo Wilo Stratos 40/1-4

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei

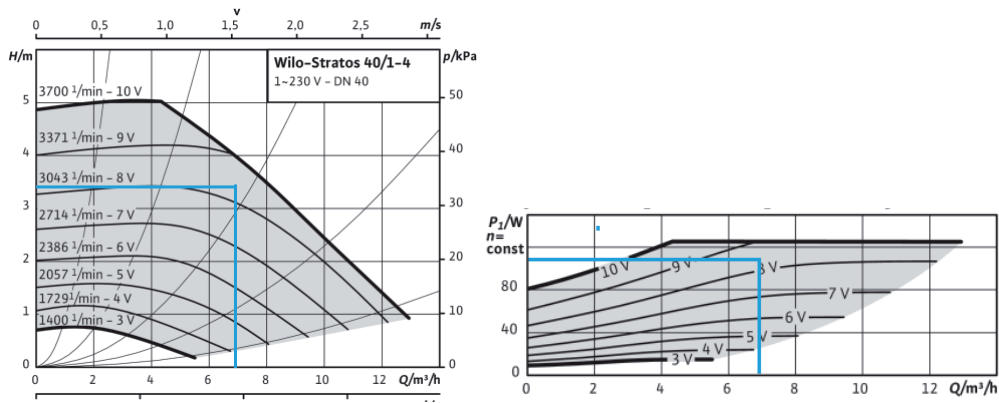


Figura 30. Bomba circuito secundario lazo alas sur [7].

3.5.4.2. Bomba secundario circuito del ala noroeste (SP.NO)

$$h_f = 2,88 + 0,502 + 0,385 = 3,77 \text{ m. c. a} \quad (\text{Ec. 72})$$

$$Q = 2937,5 \text{ l/h} \quad (\text{Ec. 73})$$

Se colocará una bomba Wilo Stratos 25/1-6

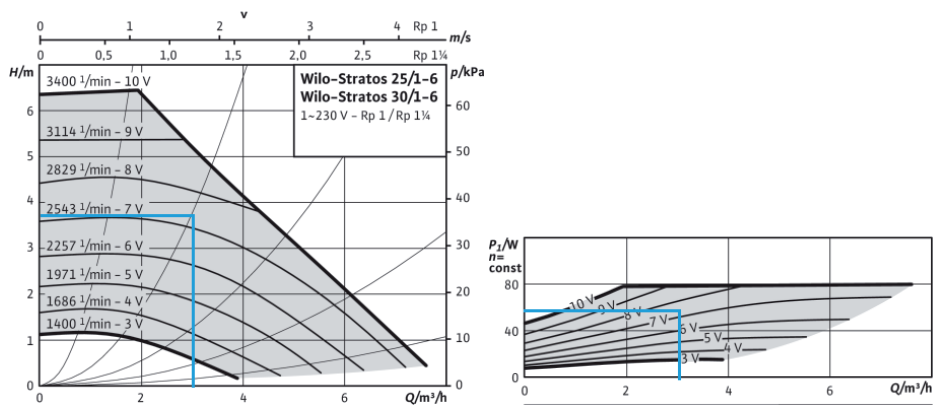


Figura 31. Bomba circuito secundario ala noreste [7].

3.5.4.3. Bomba secundario circuito del ala noreste (SP.NE)

$$Q = 4611,3 \text{ l/h} \quad (\text{Ec. 74})$$

$$h_f = 2,36 + 0,418 + 0,385 = 3,163 \text{ m. c. a} \quad (\text{Ec. 75})$$

Se colocará una bomba Wilo Stratos 25/1-6

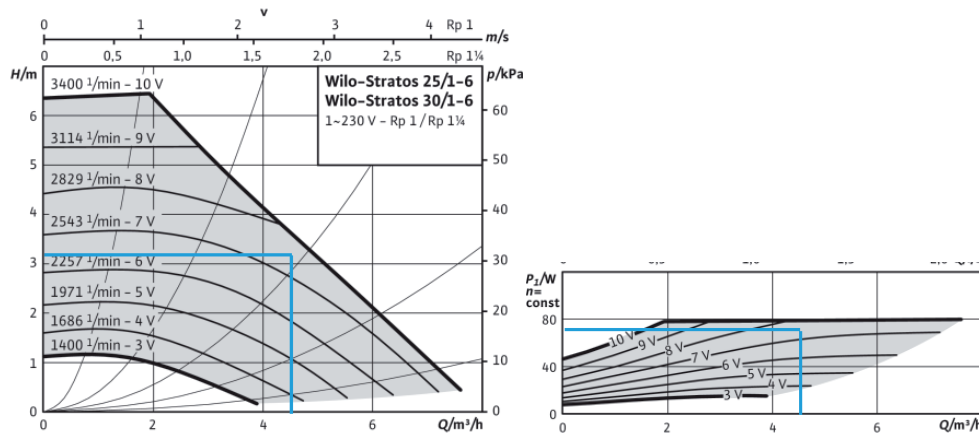


Figura 32. Bomba circuito secundario ala noroeste [7].

Como se puede ver, las pérdidas de carga que se ha contabilizado para cada bomba es la debida al intercambiador al cual recircula agua la bomba, la pérdida de carga de la tubería que una cada bomba con su intercambiador y éste con los el depósito y las pérdidas de carga en las conducciones que conectan en serie a los acumuladores. Este último valor (0,386 m.c.a) es el mismo para las tres bombas puesto que es un tramo del circuito común.

3.5.5. Vaso de expansión circuito secundario.

Se tomará para el dimensionado el volumen del acumulador solar, considerando despreciable el volumen de agua presente en las tuberías, y a efectos de dimensionado no repercutirá debido al sobredimensionamiento que posteriormente existirá al escoger un vaso de expansión con un volumen de fábrica superior al calculado en el dimensionado.

Puesto que se trata de un circuito cerrado que no depende de la presión de agua de red, se tomará como presión mínima una presión de 1,5 bar, se pretende que en los intercambiadores que existen entre los circuitos primarios y secundarios, la diferencia de presiones estáticas entre el lado primario y el secundario de este mismo no sea muy elevada.

$$P_{min} = 2 \text{ bar} \quad (\text{Ec.76})$$

La presión máxima se tara en 5 bar.

$$P_{max} = 5 \text{ bar} - 0,3 \text{ bar} = 4,7 \text{ bar} \quad (\text{Ec.77})$$

Con esto, el coeficiente C_{pre} quedará en:

$$C_{pre} = \frac{4,7 + 1}{4,7 - 1,5} = 1,78 \quad (\text{Ec.78})$$

En cuanto al C_e se tomará el valor que presenta el agua a una temperatura de 80°C, temperatura que a priori se tratará de que sea el máximo alcanzado en el acumulador solar mediante el sistema de control.

Temperatura	Coefficiente de expansión
60	0,0108
70	0,01818
80	0,02556

Figura 33. Coeficiente de expansión del agua a 60-80 Celsius [9].

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_{pre} ; V_t = 40000 * 0,0255 * 1,78 = 1815,6 \text{ litros.} \quad (\text{Ec.79})$$

Se propondrá un volumen de vaso de expansión de 2200, sobredimensionando éste ligeramente para posibles temperaturas alcanzadas a las propuestas en el cálculo en caso de avería. Se escogerán 4 vasos de expansión salvador Escoda 500 SMR de 500 litros cada uno y un vaso de expansión 220 SMR de 200 litros de volumen.

3.5.6 Intercambiador de calor circuito secundario-terciario

Se instalará un intercambiador de calor de placas entre ambos circuitos con una potencia a instalar que seguirá el mismo criterio expuesto en la ecuación 22, la potencia mínima del intercambiador será por tanto de 217,38 kW por ser una instalación con 185 captadores de 2,35 metros cuadrados cada uno.

Se colocarán pues dos intercambiadores en paralelo Salvador escoda IDS110-30M de 150 kW cada uno.

3.5.7. Bombas de recirculación S-T y T-S

Para el dimensionado de la bomba se necesitará conocer el caudal nominal y las pérdidas de carga presentes en el circuito, en cuanto al caudal nominal se fijará en 28.000 l/h, caudal superior al que se obtendría si se dimensionara acorde a la potencia mínima de 217 kW calculada en el apartado 3.5.6, maximizando por tanto la potencia térmica cedida al circuito terciario, el caudal escogido se ha fijado para que al circular por una tubería de 73,1 mm de diámetro interior, la velocidad del fluido sea inferior a 2 m/s y las pérdidas de carga menores a 40 mm.c.a/m lineal de tubería.

Las pérdidas de carga en los intercambiadores de calor se calculan siguiendo el mismo procedimiento que en los apartados anteriores siendo de de carga en este lazo será pues de 2,32 m.c.a para un caudal trasegado por cada intercambiador de 14.000 l/h.

La pérdida de carga en las tuberías que conectan los acumuladores en serie y permiten el movimiento de agua entre depósitos se estimará en ambos circuitos iguales, siendo la longitud de estas tuberías de 30 metros para ambos circuitos y el diámetro interior de 73,1 mm, dando una pérdida de carga anteriormente mencionado de 0,66 m.c.a, sobredimensionando el valor anterior en un 30% para tener en cuenta las pérdidas de carga en accesorios quedará 0,85 m.c.a.

Se tiene pues que, las bombas S-T y T-S presentes en el circuito secundario y terciario trasegarán un caudal máximo de 28.000 l/h, solventando unas pérdidas de carga de 3,18 m.c.a.

Se colocarán dos bombas en paralelo Wilo Stratos 40/1-8 tanto en el circuito secundario como en el terciario (Bombas S-T y T-S).

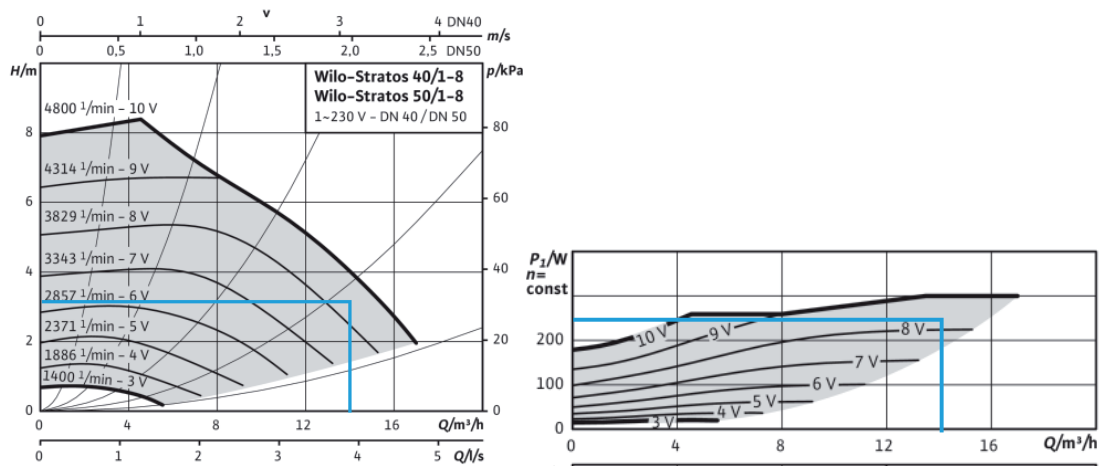


Figura 34. Bomba de recirculación T-S [7]

3.6. Circuito terciario

Se trata de la red de tuberías que se encargarán de recircular el agua de red por los distintos acumuladores de consumo en serie con el fin de situar el agua más fría en el acumulador más próximo al intercambiador que separa el circuito secundario y terciario y el agua caliente al acumulador más cercano al acumulador en el que se prepara el ACS a 60 grados mediante el apoyo, además, esta red se encargará de recircular el agua por el intercambiador en el que se encuentra la caldera de gas y distribuirla convenientemente por los distintos acumuladores.

3.5.1. Acumuladores de consumo y acumuladores de preparación.

La demanda estará fraccionada principalmente por la mañana y por la noche, y en instalaciones grandes en las cuales ocurre que la demanda está fraccionada principalmente en dos periodos de tiempo distintos (mañana y tarde-noche), se suele tomar el volumen de acumulador de consumo como el 70% del volumen demandado diario máximo.

Como se comentó como anterioridad, se aprovecharán los acumuladores presentes en la instalación para este fin, la acumulación de consumo consistirá en 3 acumuladores de 5000 litros, y los acumuladores de preparación consistirá en la asociación en serie de un acumulador de 5000 litros y los 3 depósitos 3000 litros restantes, siendo en éstos en el que se preparará el ACS a 60 °C. Se conectará por tanto la acumulación de preparación al sistema de apoyo (caldera), al consumo-recirculación y a los acumuladores de consumo para preparar el resto de acumulación a 60 °C, y realizar periódicamente tratamientos de prevención de la legionelosis.

Por tanto, los 15.000 litros de los acumuladores de consumo y los 14.000 litros de los acumuladores de preparación darán una suma de 29.000 litros, valor aproximado al 70% del volumen máximo diario consumido.

3.6.2. Bomba de recirculación T-S

Como se ha comentado en el apartado 3.4.7, se colocarán dos bombas en paralelo Wilo Stratos 40/1-8 y se asumirá que la potencia máxima consumida y la energía anual será de órdenes de magnitud similares a la bomba S-T puesto que la red de tuberías será similar y presentará unas pérdidas de carga de los mismos órdenes de magnitud e igual caudal máximo.

3.6.3. Intercambiador de calor I.A

Es el encargado de que proporcionar la potencia térmica de la caldera al circuito terciario, acorde al apartado 3.6, la potencia de la caldera propuesta a colocar será de 580 kW, potencia que deberá ser capaz de intercambiar el o los intercambiadores a colocar.

Se colocarán un intercambiador de calor TECNOIL-IP-3601-de 31 placas desmontables con una potencia de intercambio de 605 kW.

3.6.4. Bomba de recirculación B.A.

Esta bomba de recirculación será la encargada de recircular el ACS por el intercambiador I.A para absorber potencia térmica de la caldera, preparando el ACS a 60 °C y almacenándola en los acumuladores de preparación y/o acumuladores de consumo, la posibilidad de circular el ACS por un lugar u otro es debida a la válvula de 3 vías presente.

El dimensionado de la bomba B.A se hará acorde al intercambiador de calor I.A, se asumirá que el caudal máximo a trasegar será de 24940 l/h, caudal calculado a partir del máximo del intercambiador (26015 l/h) que corresponde a 605 kW, ponderado a una potencia de 580 kW, se ha realizado lo mismo con las pérdidas de carga, se tenía que para un caudal de 26015 las pérdidas de carga son de 2,99 m.c.a, luego para el caudal tomado se tendrá un valor de 2,7 m.c.a.

Tramo	Caudal (l/h)	S int (mm)	V(m/s)	mm.c.a/m	k1	mm.c.a/m corregido	L(m)	mmc.c.a
Tubería B.A y conexión depósitos	24940,0	73,1	1,7	24,00	0,96	23,04	67	1543,68

Tabla 14. Tuberías circulación agua entre depósitos y a la caldera.

Suponiendo que las pérdidas en accesorios suponen un 20% la pérdida de carga en las conducciones, queda que a las pérdidas de carga presentes en el intercambiador habrá que sumar 1,85 m.c.a.

Por tanto, la bomba a colocar deberá de ser capaz de trasegar un caudal máximo de 24945 l/h con unas pérdidas de carga máximas de de 4,55 m.c.a.

Se colocarán dos bombas en paralelo Wilo Stratos 50/1-6, cada una solventará las pérdidas de carga mencionadas para un caudal de 12470 l/h.

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei

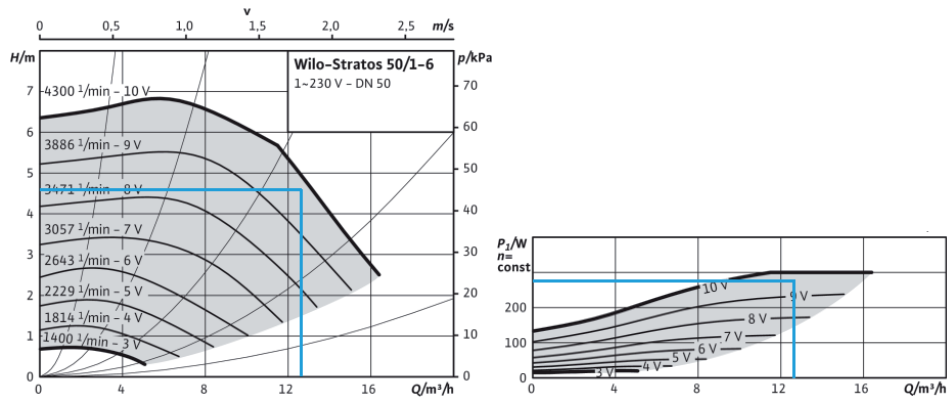


Figura 35. Bomba de recirculación B.A [7].

3.7. Sistema de apoyo

Para el dimensionado del sistema de apoyo que se encargará de preparar el ACS a 60 °C se empleará el criterio que se suele utilizar en este tipo de instalaciones, y es que ha de ser capaz de preparar todo este volumen de agua para el caso más desfavorable (Temperatura de agua de red más fría para el caso en el que no haya aportación solar) en un intervalo de tiempo comprendido entre 2 y 4 horas, en este caso se dimensionará para que esto ocurra en 3 horas.

Como se tiene un volumen de acumulación de consumo, la potencia del sistema de apoyo tendrá que ser de:

$$Potencia (kW) = \frac{4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} * (60 - 10)^\circ K * 29.000 kg}{3 h * 3.600 \frac{s}{h}} = 561 kW \text{ térmicos} \quad (Ec.80)$$

Se propondrá la instalación de una caldera de gas Baxi CPA-BT de 580 kW en sustitución a la actual, como en la actualidad la caldera presente tiene una antigüedad considerable, empezando a salir de su rango de vida útil, se considerará como coste de instalación de la Baxi CPA-BT 580 la diferencia de precio de ésta y una caldera nueva a instalar de iguales características, proponiendo como caldera de referencia la Baxi CPA

3.8. Circuito de distribución-recirculación.

3.8.1. Conducciones de distribución

En la actualidad el colegio mayor Galileo Galilei posee una red de tuberías de distribución de ACS y agua de red que satisface sus necesidades de manera correcta, por tanto, la instalación de éstas no será necesaria.

Aun así, al no disponer de datos de los diámetros y longitudes de éstas, así como de los espesores de aislante, se procederá a realizar su cálculo con el fin de poder contabilizar unas pérdidas energéticas que se supondrán muy parecidas y así proceder a la validación de la instalación.

Cabe decir que esta red de tuberías calculada, así como su aislamiento, no se tendrá en cuenta en el presupuesto debido a la falta de necesidad de cambio, a excepción del tramo “Acum-R”, que sí se presupuestará puesto a que éstas sí necesitarán ser cambiadas de lugar acorde a la configuración de la nueva instalación propuesta y se supondrá que se hará por unas nuevas.

Este cambio es debido al cambio de lugar de la impulsión de ACS a la distribución, en la actualidad como se ha comentado, los acumuladores del garaje son donde está contenida el ACS y desde donde parte hacia el consumo del edificio.

Tanto en la instalación solar-gas como en la de bomba de calor, se conectarán en serie los depósitos y el depósito del cual partirá del ACS hacia las habitaciones será el que está junto a la caldera en la misma habitación, habitación ubicada encima de la sexta planta del edificio.

Para el dimensionado, en primer lugar, se tendrá que tener en cuenta los caudales instantáneos de los equipos presentes, se toman los datos de la tabla contenida en el documento *DB HS Salubridad*.

Tipo de aparato	Caudal instantáneo mínimo de agua fría [dm ³ /s]	Caudal instantáneo mínimo de ACS [dm ³ /s]
Lavamanos	0,05	0,03
Lavabo	0,10	0,065
Ducha	0,20	0,10
Bañera de 1,40 m o más	0,30	0,20
Bañera de menos de 1,40 m	0,20	0,15
Bidé	0,10	0,065
Inodoro con cisterna	0,10	-
Inodoro con fluxor	1,25	-
Urinarios con grifo temporizado	0,15	-
Urinarios con cisterna (c/u)	0,04	-
Fregadero doméstico	0,20	0,10
Fregadero no doméstico	0,30	0,20
Lavavajillas doméstico	0,15	0,10
Lavavajillas industrial (20 servicios)	0,25	0,20
Lavadero	0,20	0,10
Lavadora doméstica	0,20	0,15
Lavadora industrial (8 kg)	0,60	0,40
Grifo aislado	0,15	0,10
Grifo garaje	0,20	-
Vertedero	0,20	-

Figura 36. Caudales instantáneos de diferentes equipos [10].

Para cada planta y cada ala de cada planta se realiza el cálculo del caudal instantáneo mínimo que se tendrá, quedando como resultado de los caudales instantáneos los valores expuestos en la siguiente tabla:

	Primera planta		Segunda-quinta planta	
	Cada Ala		Cada ala	
	Equipo	Caudal l/s	Equipo	Caudal l/s
Baños habitaciones	19 Duchas	1,9	21 Duchas	2,1
	19 Lavabos	1,235	21 Lavabos	1,365
Cuarto limpieza	1 lavabos	0,065	1 lavabos	0,065
	1 duchas	0,1	1 duchas	0,1
Total primer planta (l/s)	13,2	Total planta segunda-quinta (l/s)		14,52
Planta recepción-comedor				
Comedor general	2 Fregaderos no doméstico			0,4
Comedor-cocina	2 Fregaderos domésticos			0,2
Total edificio (l/s)				71,88

Tabla 15. Caudales instantáneos por ala, planta y total del edificio

Posteriormente, se fija los coeficientes de simultaneidad de cada tramo, el *DB HS Salubridad* establece que el cálculo del coeficiente de simultaneidad ha de ser calculado acorde a algún criterio adecuado, por tanto no se establece ninguna norma, en este caso se tomará un criterio recurrido y probado en este tipo de instalaciones de hoteles y que debido a la fecha

Se propone como cálculo de coeficiente de simultaneidad el contenido en la **norma DIN 1988**, cálculo del cual se hace referencia en la norma UNE 149201:2017, además, la norma DIN mencionada es una norma con bastantes años de antigüedad con la que probablemente se dimensionara la red de tuberías de abastecimiento de agua del Colegio Mayor, como el objetivo no es renovar estas, se da por válido su utilización. Esta norma no establece de manera directa el cálculo de coeficientes de simultaneidad, sino el cálculo de un "caudal simultáneo o de cálculo", cabe decir que la división de éste último entre el caudal instantáneo dará lugar al coeficiente de simultaneidad que se ha aplicado tras haber empleado la fórmula escogida para el caudal simultáneo.

Tipo de Edificación	$Q_t > 20 \text{ l/s}$	$Q_t \leq 20 \text{ l/s}$		
		Si todo $Q_{\min} < 0,5 \text{ l/s}$	Si algún $Q_{\min} \geq 0,5 \text{ l/s}$	
			$Q_t \leq 1 \text{ l/s}$	$Q_t > 1 \text{ l/s}$
Edificios de viviendas	$Q_c = 1,7 \times (Q_t)^{0,21} - 0,7$	$Q_c = 0,682 \times (Q_t)^{0,45} - 0,14$	$Q_c = Q_t$	$Q_c = 1,7 \times (Q_t)^{0,21} - 0,7$
Edificios de oficinas, estaciones, aeropuertos	$Q_c = 0,4 \times (Q_t)^{0,54} + 0,48$		$Q_c = Q_t$	$Q_c = (Q_t)^{0,366}$
Edificios de hoteles, discotecas, museos	$Q_c = 1,08 \times (Q_t)^{0,5} - 1,83$	$Q_c = 0,698 \times (Q_t)^{0,5} - 0,12$	$Q_c = Q_t$	$Q_c = (Q_t)^{0,366}$
Edificios de centros comerciales	$Q_c = 4,3 \times (Q_t)^{0,27} - 6,65$			
Edificios de hospitales	$Q_c = 0,25 \times (Q_t)^{0,65} + 1,25$			

Tipo de Edificación	$Q_t > 20 \text{ l/s}$	$Q_t \leq 20 \text{ l/s}$	
		$Q_t \leq 1,5 \text{ l/s}$	$Q_t > 1,5 \text{ l/s}$
Edificios de escuelas, polideportivos	$Q_c = -22,5 \times (Q_t)^{-0,5} + 11,5$	$Q_c = Q_t$	$Q_c = 4,4 \times (Q_t)^{0,27} - 3,41$

Donde:
 Q_t es el caudal total instalado (suma de los caudales mínimos de cada aparato Q_{\min} según la tabla 2.1 del DB HS4)
 Q_c es el caudal simultáneo o de cálculo

Figura 37. Fórmula para calcular el caudal simultáneo [11].

Debido a la simetría del edificio, para cada planta se dimensionará un ala, la tubería que suministrará a dos de las cuatro alas y la tubería que abastece a cada planta; puesto que la diferencia de habitaciones entre la primera planta y el resto (2ª - 5ª planta) es de dos habitaciones por ala menos para la primera planta, se dimensionará la primera planta igual que el resto de plantas.

En cuanto a la red de tuberías, se plantea colocar una tubería principal de abastecimiento de cada planta que pase por un hueco pensado para ello paralelo a los ascensores, de dicha tubería principal saldrá una tubería de abastecimiento en cada planta que alimentará a las 4 alas tras haberse dividido en 2 tuberías, cada una alimentará a dos alas del edificio.

EL cálculo de los caudales de cálculo se realizará desde cada habitación del final del pasillo hacia el inicio de éste; se tomará como Q_t la suma de los caudales de la ducha y del lavamos a pesar de que con poca probabilidad exista caudal en estos dos puntos de consumo a la vez para cada baño, además, se contabilizarán como un baño dos baños enfrentados en el pasillo como si de un mismo punto de consumo se tratase, esta simplificación tendrá como efecto un ligero sobredimensionado de la tubería, la cual se supone necesaria por la longitud del pasillo y el elevado número de habitaciones.

Además, se tendrá en cuenta que la velocidad del ACS asociada al caudal de cálculo tenga un valor de entre 0,5 m/s y 1,5 m/s (en lugar de 2 m/s) que es el valor máximo que establece el DB HS Salubridad.

Esta simplificación expuesta y el criterio de velocidades tendrá como efecto un sobredimensionado en las tuberías que se considera necesaria la longitud del pasillo y el elevado número de habitaciones, se pretenderá garantizar que en momentos de elevado consumo las habitaciones más alejadas se dispongan de suficiente presión.

	Punto	Q_t (l/s)	a	b	c	Q_c (l/s)	m^3/h	D (mm)	V (m/s)	mm.c.a/ m	L (m)
Cada planta (1-5)	10-11	0,33	0,70	0,50	-0,12	0,28	1,01	26,00	0,53	10,23	1,89
	9-10	0,66	0,70	0,50	-0,12	0,45	1,61	26,00	0,84	25,90	6,43
	8-9	0,99	0,70	0,50	-0,12	0,57	2,07	33,00	0,67	14,21	0,92
	7-8	1,32	0,70	0,50	-0,12	0,68	2,45	33,00	0,80	20,02	6,40
	6-7	1,65	0,70	0,50	-0,12	0,78	2,80	33,00	0,91	25,96	0,94
	5-6	1,98	0,70	0,50	-0,12	0,86	3,10	33,00	1,01	32,00	6,38
	4-5	2,31	0,70	0,50	-0,12	0,94	3,39	38,00	0,83	18,93	1,00
	3-4	2,64	0,70	0,50	-0,12	1,01	3,65	38,00	0,89	21,99	7,00
	2-3	2,97	0,70	0,50	-0,12	1,08	3,90	40,00	0,86	19,15	0,82
	1-2	3,30	0,70	0,50	-0,12	1,15	4,13	40,00	0,91	21,52	6,08
	B2-1	3,63	0,70	0,50	-0,12	1,21	4,36	40,00	0,96	23,90	2,31
B1-B2	7,26	0,70	0,50	-0,12	1,76	6,34	52,00	0,83	13,46	17,20	
P1-B1	14,52	0,70	0,50	-0,12	2,54	9,14	52,00	1,20	28,00	3,18	
Distribución plantas 1-5	P1-R	14,52	0,70	0,50	-0,12	2,54	9,14	52,00	1,20	28,00	3,20
	P2-P1	29,04	1,08	0,50	-1,83	3,99	14,36	73,10	0,95	8,90	3,20
	P3-P2	43,56	1,08	0,50	-1,83	5,30	19,07	73,10	1,26	15,69	3,20
	P4-P3	58,08	1,08	0,50	-1,83	6,40	23,04	73,10	1,53	22,90	3,20
	P5-P4	71,28	1,08	0,50	-1,83	7,29	26,24	73,10	1,74	29,69	3,20
	Acum-P5	71,88	1,08	0,50	-1,83	7,33	26,38	73,10	1,75	30,00	17,40

Tabla 16. Longitud de tramos de tuberías de distribución y determinación de su diámetro interior.

Se ha realizado la comprobación de la presión para determinar la necesidad de instalar el grupo de presión para el punto más desfavorable de la instalación, este punto es uno de los 4 puntos presentes de la quinta planta; en este punto, tomando como presión del agua de red en 6 bar y restando a esta presión las pérdidas de carga en las tuberías para los caudales de cálculo y la pérdida de presión asociada a la cota de la quinta planta, la cual está a una altura de 22,4 metros aproximadamente respecto a la tubería de red, queda que la presión es de 0,53 bar, valor inferior a los 100 kPa exigidos por el DB HS Salubridad.

Se determina pues que con esta configuración será necesaria la instalación de un grupo de presión ya instalado en el Colegio Mayor.

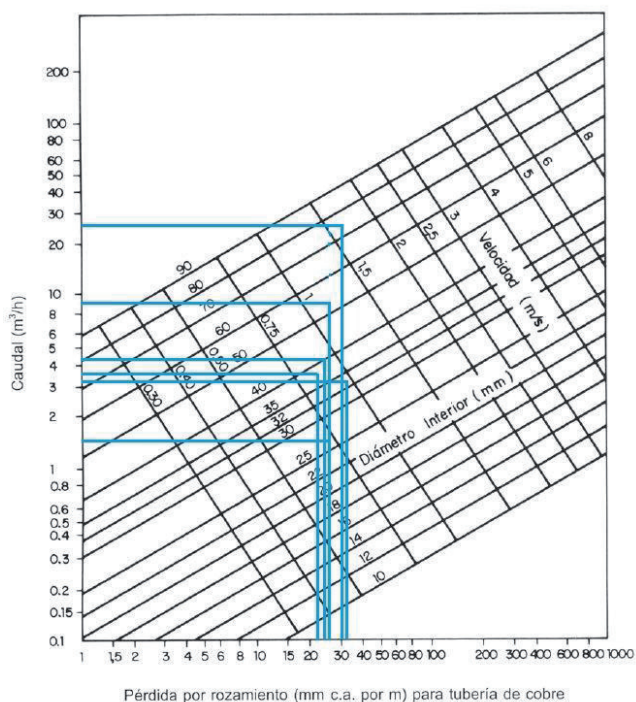


Figura 38. Velocidades y pérdidas de carga para los caudales de cálculo [3]

En cuanto a la planta baja donde está ubicada la recepción y los comedores, mediante el mismo procedimiento anterior se determina que la tubería de distribución será de 33 mm de diámetro interior y tendrá una longitud de 20 metros, cabe decir que este dimensionado se ha realizado contando con la simultaneidad de los equipos que consumen ACS instalados (2 fregaderos domésticos y 2 fregaderos industriales) y se ha previsto además un posible cambio futuro de los dos lavavajillas industriales, que en la actualidad toman agua de red únicamente pero en un futuro podrían tomar agua caliente sanitaria.

3.8.2. Conducciones de recirculación

Acorde al DB HS Salubridad, el caudal total a recircular será del 10% del caudal instantáneo simultáneo calculado para el edificio, el caudal total a recircular será pues como mínimo de 2607 l/h supondrá que éste será de en torno a 3300 l/h debido a los inevitables desequilibrios debido a la distinta resistencia hidráulica de los lazos de cada planta debido a la presencia en algunos de válvulas limitadoras de presión en

alguna plantas o la diferencia notable en el lazo de impulsión-retorno de la planta del comedor y de la planta sexta.

Se considerará que este lazo será el más desfavorable por ser la planta más baja cuya válvula limitadora de presión introducirá mayores pérdidas de carga. En el momento de la recirculación se estimará que ésta introducirá unas pérdidas de carga de 1 m.c.a por ser la presión máxima de 6 de bar y la presión máxima en las tuberías de cada planta de 5 bar.

Así pues, el caudal que se tendrá en recirculación en cada ala de cada planta aproximadamente será de 600 l/h y por tanto en cada ala de cada planta de 150 l/h.

Pérdidas de carga lazo más restrictivo:

Tramo	Caudal (l/h)	Sección (mm)	Velocidad (m/s)	Longitud (m)	mm.c.a/m lineal	K2	Pérdida de carga (mm.c.a)
Acum-P5	3.300,00	73,10	0,22	16,40	0,46	0,96	7,32
P5-P4	2.700,00	73,10	0,18	3,2	0,31	0,96	0,96
P4-P3	2100	73,10	0,14	3,2	0,19	0,96	0,58
P3-P2	1500	73,10	0,10	3,2	0,10	0,96	0,29
P2-P1	900	73,10	0,06	3,2	0,03	0,96	0,11
P1-B1	600,00	52,00	0,08	3,20	0,11	0,96	0,34
B1-B2	300,00	52,00	0,04	17,25	0,03	0,96	0,46
B2-3	150,00	40,00	0,03	40,00	0,03	0,96	1,09
3-5	150,00	38,00	0,04	8,00	0,04	0,96	0,29
5-9	150,00	33,00	0,05	15,64	0,06	0,96	0,84
9-11	150,00	26,00	0,08	8,32	0,23	0,96	1,80
11-RB2	150,00	10,00	0,53	40,10	25,00	0,96	962,40
RB2 - RB1	300,00	16,00	0,41	17,25	15,00	0,96	248,40
RB1 - RP1	600,00	20,00	0,53	3,20	0,48	0,96	1,52
RP1-RR	3.000,00	40,00	0,66	3,20	11,90	0,96	38,08
RR-Acum	3.300,00	40,00	0,73	35,60	14,40	0,96	492,13
Suma pérdidas de carga lazo más restrictivo (mm.c.a)							1.756,61

Tabla 17. Lazo en paralelo recirculación planta1.

La pérdida de carga expuesta con anterioridad es la del lazo hidráulico más restrictivo, sin embargo, la planta 1 por estar situada a menor cota será con seguridad el lazo en el cual la válvula limitadora de presión sea la que se introduzca mayores pérdidas de carga, no se ha realizado un estudio detallado sobre la presión que necesitará haber en los depósitos de consumo y por tanto se desconoce con precisión en qué plantas será necesaria la presencia de dicha válvula y las pérdidas de carga introducida por ésta, se asumirá que en la primera planta en este rango de operación sin existir consumo y habiendo únicamente recirculación será de 1 m.c.a.

Se tomará como pérdidas de carga de las conducciones de la planta 1, un valor de 1,75 m.c.a; sumando un 30% de pérdidas de carga localizadas en distintos elementos y asumiendo una pérdida de carga de 1,5 m.c.a en la válvula limitadora de presión que habrá colocada a la entrada de la primera planta, la bomba de recirculación colocada en la recirculación se supone que satisfará aproximadamente estas necesidades:

$$H_b = 4 \text{ m.c.a}; Q_b = 3300 \text{ l/h}$$

En cuanto a la bomba de recirculación, se tiene que la actual presente en la instalación cumple la función correctamente y por tanto no se seleccionará ningún modelo ni se presupuestará, el consumo de potencia y energía eléctrica anual se estima a partir de la suposición de que el rendimiento de la bomba sea de un 53% y ésta trabaje unas horas equivalentes (a plena potencia) de 8030 horas.

Esto da como resultado una potencia y energía eléctrica consumida anual de 67,8 W y 544,43 kWh.

3.9. Aislamiento en las conducciones de la instalación.

Puesto a que la longitud total de tuberías en esta instalación es elevada, se optará por escoger un aislante con buenas características para minimizar de manera considerable las pérdidas de energía térmica que existirán debido a la natural transmisión de calor.

En cuanto al material, se escogerá coquillas de lana de vidrio debido al precio razonable, las buenas propiedades que posee como material aislante y soportar un amplio rango de temperaturas de trabajo entre los cuales estará contenido el intervalo de temperaturas en los que trabajará la instalación.

Acorde a la figura 38, se escogerá el espesor mínimo impuesto por el RITE para cada diámetro de tubería en su rango de temperaturas de trabajo y colocación (interior o exterior del edificio).

Tabla 1.2.4.2.1: Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el interior de edificios			
Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
D ≤ 35	25	25	30
35 < D ≤ 60	30	30	40
60 < D ≤ 90	30	30	40
90 < D ≤ 140	30	40	50
140 < D	35	40	50

Tabla 1.2.4.2.2: Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el exterior de edificios			
Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
D ≤ 35	35	35	40
35 < D ≤ 60	40	40	50
60 < D ≤ 90	40	40	50
90 < D ≤ 140	40	50	60

Figura 39. Espesores mínimos de aislamiento de tuberías [12]

3.9.1. Resumen tuberías circuito primario y su aislamiento:

Sección exterior (mm)	Sección interior (mm)	Metros de tubería (m)	Espesor aislante (mm)
22	20	454,58	40
28	26	35,40	40
35	33	9,40	50
40	38	29,95	50
42	40	259,90	50
54	52	513,85	50
66,7	64,3	143,00	50

Tabla 18. Total de tuberías a instalar en el circuito primario y su aislamiento

3.9.2. Resumen tuberías circuito secundario y su aislamiento:

Sección exterior	Sección interior	Metros (m)	Aislamiento (mm)
76,1	73,1	17,5	50
66,7	64,3	14	50
54	52	14	50
40	38	14	50

Tabla 19. Total de tuberías a instalar circuito primario y aislamiento

3.9.3. Resumen tuberías circuito terciario y su aislamiento:

Sección exterior	Sección interior	Metros (m)	Aislamiento (mm)
76,1	73,1	67	50

Tabla 20. Total de tuberías a instalar circuito terciario y aislamiento

3.9.4. Resumen tuberías distribución-recirculación y distribución a subestaciones y su aislamiento.

Sección interior (mm)	Sección ext (mm)	Longitud total (m)	Espesor aislamiento (mm)
73,1	76,1	30,20	50
52	54	187,92	50
40	42	265,30	50
33	35	20	50
26	28	166,4	40
20	22	16	40
16	18	86,25	40
10	12	842	40

Tabla 21. Total de tuberías de distribución a instalar y su aislamiento

Las tuberías de distribución a subestaciones (Las que parten de la tubería de distribución en cada planta a cada baño).

Sección interior (mm)	Sección ext (mm)	Longitud total (m)	Espesor aislamiento (mm)
20	22	1.854	40

Tabla 22. Total de tuberías de distribución a subestaciones a instalar y su aislamiento

3.10. Protección y control de la instalación.

3.10.1. Protección contra la legionelosis.

Acorde al **Real decreto 865/2003** en el cual se establece los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis, se preparará la instalación acorde al **anexo 3** del siguiente modo la citada prevención de la citada bacteria.

- El agua caliente de consumo se almacenará a una temperatura de 60 °C, garantizando que los puntos más alejados de consumo estén como mínimo a 50 °C, además la instalación estará preparada para soportar ocasionalmente temperaturas de 70 °C.

- La temperatura del agua fría se debe mantener lo más baja posible procurando, donde las condiciones climáticas lo permitan, una temperatura inferior a los 20 °C, en el caso de Valencia para los meses en los que sea posible. Por tanto, las tuberías de agua fría estarán suficientemente alejadas de las del agua caliente o en su defecto aisladas térmicamente.

- Se dispondrá de sistemas de filtración y facilitar la accesibilidad a los equipos para su inspección, limpieza, desinfección y toma de muestras.

3.10.2. Protección contra sobrecalentamientos.

Acorde al DB HE4 2013, en el caso de en algún mes del año se pudiera sobrepasar el 100% de la demanda energética mediante aporte solar, se tomará alguna medida para evitar sobrecalentamientos.

Se procederá a la instalación de un disipador dinámico Salvador Escoda BD 224 de 224 kW de potencia en el circuito primario del campo de captación del ala sur, un disipador BD 48 de 48 kW en el circuito primario del ala noreste y un BD 80 de 80 kW en el circuito primario del ala noreste.

3.10.3. Válvulas

- **Válvulas de corte:** Empleadas para independizar partes de la instalación u objetos y posibilitar las operaciones de reparación, mantenimiento, etc. Se colocarán por tanto válvulas de este tipo en las tomas de entrada y salida de fluido de cada batería de captadores, bombas, depósitos, vasos de expansión, intercambiadores, disipadores de energía dinámicos, etc.

- **Purgadores:** Encargados de evacuar aire de tuberías en el momento de llenado o durante el funcionamiento de la instalación, acorde al pliego de condiciones de instalaciones de baja temperatura se instalarán purgadores manuales junto con botellines de desaireación de volumen mayor a 100 centímetros cúbicos en puntos altos de la salida de baterías de captadores junto con

-**Válvulas de retención:** Empleadas para evitar posibles retornos de agua no deseados, se instalarán aguas abajo de cada bomba de recirculación

-**Válvula de seguridad:** Empleadas para limitar la presión en circuitos y proteger componentes al evitar que se supere la presión máxima de trabajo permitiendo la salida de fluido al exterior, se instalará una en cada batería de captadores y una para los acumuladores de consumo.

- **Válvula de regulación:** Válvula que permite limitar el caudal y lo mantienen constante, se instalarán en las dos últimas baterías de captadores de cada una de las dos alas sur del edificio que rompen la simetría de la instalación.

- **Válvula de llenado:** Permitirán el llenado de la instalación con fluido seleccionado, en el caso de los circuitos primarios permitirán el llenado de la mezcla de agua y propilenglicol en las mismas proporciones que la existente en el interior del circuito, en el caso de la acumulación solar de agua desmineralizada.

- **Válvula de tres vías:** Se instalarán en aquellos puntos en los que se desee derivar caudal por dos caminos distintos de manera no simultánea, sirven por tanto para aprovechar una bomba para realizar dos fines y por tanto evitar la colocación de varias y/o evitar la circulación de fluido por un elemento que presente elevadas pérdidas de carga y en un momento dado la circulación sea irrelevante o contraproducente.

3.10.4 Control de la instalación

En cuanto al control de la instalación, habrá control diferenciado en las siguientes partes de la instalación:

- Control en el intercambio de calor I.PS independizando el funcionamiento y control de los circuitos primarios entre sí, accionamiento y regulación de las bombas P y bomba SP para la transmisión de energía al acumulador solar.
- Control en el intercambio de calor I.ST, mediante sensores de temperatura y el accionamiento y regulación de las bombas S-T y T-S para la transmisión de energía a los acumuladores de preparación.
- Control del circuito de recirculación de ACS por el intercambio B.A, calentando ACS de los acumuladores de consumo exclusivamente o de los acumuladores de preparación y de consumo en conjunto mediante el cambio de posición de la válvula de tres vías.

Cabe decir que no se ha entrado en profundidad en este punto, siendo por tanto objeto de estudio, este punto es objeto de estudio para conseguir un correcto funcionamiento de la instalación, especialmente en el último control mencionado, donde dos estrategias de regulación están presentes:

1- En horas posteriores cercanas a las horas en las que hay o ha habido aporte solar es importante mantener el agua de los acumuladores de preparación a temperatura relativamente frías sin que exista aporte de energía por parte de la caldera de gas para maximizar el intercambio de energía del circuito secundario al terciario y además mantener el agua de los acumuladores solares lo más fría posible con el objetivo de mejorar el rendimiento de los captadores, al mismo tiempo que se mantiene los acumuladores de preparación en todo momento a 60 Celsius.

2- Pero, además, es importante mantener a 60 Celsius los acumuladores de preparación y de consumo mediante el aporte de energía de la caldera para disponer del máximo volumen de ACS posible para hacer frente a elevados picos de demanda de la instalación y para proteger la instalación frente a la legionelosis.

Toda esta regulación será posible gracias a sensores de temperatura ubicados en la entrada y salida de los primarios y secundarios de los intercambiadores y en determinados puntos del campo de captadores y además como se ha comentado anteriormente, el control también tendrá en cuenta la hora del día.

Esto por extensión del trabajo fin de grado no será objeto de estudio, ni la selección de los reguladores a implementar, pero comprobando precios de reguladores diferenciales en catálogos se estima que el sistema de control no superará los 1000 euros sin IVA, valor que se presupuestará.

4. Verificación de la instalación mediante el programa CHEQ4.2

Tras la realización del cálculo y dimensionado de la instalación, se procede a verificar que ésta cumple con las exigencias definidas en el DB HE-4 mediante el programa proporcionado por el IDAE, los criterios a verificar con este programa son:

- La contribución solar mínima supere el 70% de la energía térmica anual bruta demandada para la producción de ACS, valor que como se comentó con anterioridad, depende de la zona climática y la demanda diaria de agua caliente sanitaria.
- Que la relación ente volumen de acumulación solar y área de captación esté comprendido entre 50 l/m² y 180 l/m².
- No puede haber más de 3 meses con contribución solar superior al 100% y ningún mes podrá sobrepasar el 110%.

El programa, para determinar la demanda bruta de la instalación y por tanto el cálculo de las pérdidas de la instalación realiza un cálculo relativamente preciso teniendo en cuenta la longitud de tuberías, diámetros exteriores, espesor y propiedades del aislante de éstas y las temperaturas de ACS, agua de red y temperatura exterior.

Como resultados, se puede apreciar el aporte solar, la demanda energética neta y bruta, el cubrimiento de la demanda mes a mes, así como el anual, el cálculo de emisiones de CO₂ emitidas con la instalación y ahorradas, suponiendo como equipo de apoyo una caldera de gas con un rendimiento estacional del 92%.

Se puede observar también el rendimiento medio anual de la instalación de manera implícita mediante la comparación de la demanda anual bruta y neta, siendo esta última de 738.066 kWh, valor que se calculó previamente en el apartado 3.1.2 y la demanda bruta es de 835.220kWh, luego el rendimiento térmico medio anual de la instalación es de un 88,3%.



Figura 40. Certificación de la instalación mediante CHEQ4.2 [15].

Con este último dato de rendimiento medio, se ha comprobado que el mes más desfavorable desde el punto de vista de sobrecalentamientos (agosto) no se sobrepasa el 110% de la demanda bruta de la instalación con energía solar.

5. Sustitución instalación solar por bomba de calor aerotérmica.

5.1. Esquema instalación de ACS por bomba de calor aerotérmica.

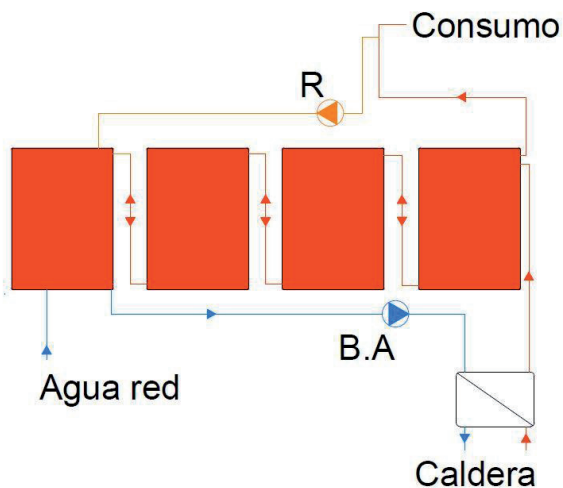


Figura 41. Esquema instalación de ACS por bomba de calor.

Se trabajará con una bomba de calor de unas características que se muestran en los anexos, esta bomba de calor tiene una potencia térmica en condiciones de ensayo acorde a la norma UNE EN 16147:2011 de **36,43 kW**, siendo el rendimiento en estas condiciones del **394%**, dicha potencia y rendimiento variará en función de las condiciones ambiente a la hora de trabajar en condiciones reales.

Cabe decir que en este estudio se considerará que el volumen de acumulación de ACS será el mismo que hay presente en la instalación, esto es, un volumen de acumulación de 29.000 litros, por lo que debido a que la caldera de gas se instaló en su día con una potencia determinada siguiendo un criterio que dependería del volumen de acumulación y el tiempo en calentar el ACS en un determinado modo de funcionamiento, la potencia que deberá tener como mínimo la bomba de calor o el conjunto de bombas deberá de ser de 310 kW por satisfacer las necesidades de igual manera que se ha hecho hasta ahora.

Además, es importante tener en cuenta que existe la posibilidad de que la actual instalación con 29.000 litros de acumulación y 320 kW de potencia térmica se realizara primando el hecho de conseguir un volumen de acumulación relativamente reducido mediante la instalación de un grupo térmico relativamente potente, hay que recordar que el coste de un acumulador es muy elevado, sin embargo, incrementar la potencia del grupo térmico de gas no conlleva significativos aumentos de precio.

Para el caso de la bomba de calor de aerotermia, esto puede que no sea así, pudiendo ser más interesante aumentar el volumen de acumulación con el fin de minimizar el tamaño de la máquina, minimizando la potencia eléctrica consumida y térmica generada por esta, así como su coste, manteniendo la energía diaria y anual producida y aumentando por tanto el número de horas a trabajar.

Sin embargo, esto no va a ser objeto de estudio y se planteará para el caso en el que el volumen y la potencia térmica permanezca invariable a la actual instalación.

Acorde a la Directiva Europea 2009/28/CE, la energía aerotérmica, geotérmica e hidrotérmica capturada por las bombas de calor se considera como energía procedente de fuentes renovables, siempre que la producción final de energía supere de forma significativa el consumo de energía primaria necesaria para impulsar la bomba de calor.

Para el caso de las bombas de calor accionadas eléctricamente, se considerarán renovables si su rendimiento medio estacional (SPF) es igual o superior a 2,5.

Para la determinación del SPF, por un lado se tiene que la norma UNE EN 16147:2011 propone que se tome el COP nominal de la máquina, se tiene además un documento llamado "*Prestaciones medias estacionales de las bombas de calor para producción de calor en edificios*", el cual recoge un procedimiento sencillo para la determinación del SPF de cualquier bomba de calor de la cual no se sepa el SPF, además, se tiene otro procedimiento para la determinación del SPF y es a partir de las frecuencias de repetición en temperatura, o también conocido como "Bin hours".

Se tiene que el SPF es un cociente de energías.

$$SPF = \frac{\text{Energía térmica producida (kWh)}}{\text{Energía eléctrica consumida (kWh)}} \quad (\text{Ec.81})$$

Mientras que el COP es un cociente de potencias:

$$COP = \frac{\text{Potencia térmica producida (kWh)}}{\text{Potencia eléctrica consumida (kWh)}} \quad (\text{Ec.82})$$

A pesar de que el procedimiento de las bin "hours" sea más preciso, se procederá a determinar el SPF de las tres maneras para comparar.

5.1. Determinación del SPF a partir de las "bin hours" de la ciudad de Valencia.

Este procedimiento tiene en cuenta el número de horas promedio al año en las que se registra un intervalo de temperatura de aire exterior, dicho intervalo como se puede ver en la tabla 23 se tomará por simplicidad de 5 Celsius a pesar que se tienen registros para intervalos de 1 grado Celsius.

Se trata de un caso teórico en el cual una determinada instalación de ACS tuviera un volumen de acumulación y la potencia de la bomba fuera tal que, para cubrir la demanda energética anual de dicha instalación asociada al calentamiento ACS, la bomba tuviera que emplear las 8760 horas del año trabajando a plena carga.

Temperatura Ambiente (°C)	0	5	10	15	20	25	30	35
Horas Totales	32	616	1706	1914	2059	1686	705	42

Tabla 23. Bin Hours ciudad de Valencia para intervalo de 5 grados.

Mediante el programa IMST-ART se determinará el COP de la bomba de calor aerotérmica para cada temperatura exterior fijada, fijando siempre la temperatura de entrada de agua y la de salida (ACS) a 15°C y

60°C respectivamente, se tomará el valor de 15°C puesto que la temperatura promedio del agua de red de la ciudad de Valencia es de 14,4 °C

Se realizará una simulación para cada una de las temperaturas de aire exterior mostradas en la tabla 23, cabe decir que el valor de humedad relativa se mantendrá invariable para cada simulación y será de 65,5%, valor que se introduce por defecto y que se considerará que será bastante representativa para la ciudad de Valencia.

El programa realiza 10 cálculos distintos para cada simulación, en los cuales los parámetros descritos anteriormente permanecen constantes, variando el parámetro de subenfriamiento del fluido refrigerante condensado entre 0 y 40 grados, en escalones de 5 grados, de tal manera que se determina el mejor COP correspondiente al subenfriamiento que lo condiciona, rendimiento que por tanto se tomará para cada temperatura exterior. Cabe decir que en la práctica será necesario por tanto un sistema de regulación y control que adecue el funcionamiento de la máquina para que el subenfriamiento en las diferentes condiciones ambientales sea el que condicione el rendimiento máximo posible.

Una vez determinado el consumo de potencia eléctrica y la producción de potencia eléctrica para cada temperatura de la máquina modelada en el programa, se procede a la determinación del rendimiento medio estacional (SPF) de la siguiente manera:

$$SPF = \frac{\sum_{T_{ext}=0^{\circ}C}^{T_{ext}=35^{\circ}C} P_{t\acute{e}rmica\ generada|_{T_{ext}}} \cdot N^{\circ}\ horas\ a\tilde{n}o|_{T_{ext}}}{\sum_{T_{ext}=0^{\circ}C}^{T_{ext}=35^{\circ}C} P_{el\acute{e}ctrica\ consumida|_{T_{ext}}} \cdot N^{\circ}\ horas\ a\tilde{n}o|_{T_{ext}}} \quad (Ec. 83)$$

Se ha elaborado la siguiente tabla empleando la ecuación 80 y con los datos obtenidos del programa IMST-ART.

Tª exterior	horas	P elec (kW)	P term (kW)	Subenfriamiento (°K)	COP (HP)	Energía term anual kWh	Energ elec anual kWh
0	32	8,81	29,20	35,00	3,31	934,40	281,92
5	616	9,26	33,68	40,00	3,64	20.746,88	5.706,62
10	1706	9,43	37,80	40,00	4,00	64.486,80	16.087,58
15	1914	9,56	42,31	40,00	4,42	80.987,08	18.297,84
20	2059	9,53	47,21	40,00	4,95	97.205,39	19.622,27
25	1686	9,59	53,00	40,00	5,52	89.358,00	16.168,74
30	705	9,65	59,52	40,00	6,16	41.961,60	6.803,25
35	42	9,69	66,84	45,00	6,89	2.807,28	406,98
SPF							4,78

Tabla 24. Determinación SPF bomba de calor aerotérmica en la ciudad de Valencia

Se determina pues que el rendimiento medio estacional de la bomba de calor aerotérmica de producción ACS para la ciudad de Valencia será de en torno al 478%.

Este rendimiento como se ha comentado es el que se obtendría si se produjera el ACS de manera constante durante todas las horas de año; en la práctica, esto no será así puesto que la bomba tendrá una potencia superior y no trabajará las horas del día, por lo que mediante un correcto dimensionado de la potencia de la

bomba (Cosa que no es objeto de estudio del TFG) se puede evitar trabajar en horas frías en las que la bomba presenta menor rendimiento, con lo que el rendimiento medio estacional podrá ser significativamente mejor.

5.2. Determinación del SPF a partir del documento Prestaciones medias estacionales de las bombas de calor para producción de calor en edificios

Este documento define el rendimiento medio estacional (SPF) como:

$$SPF = COP_{nominal} \cdot FP \cdot FC \quad (\text{Ec. 84})$$

Donde: $COP_{nominal}$ = COP de la bomba de calor a las condiciones de ensayo determinadas a partir de la norma UNE EN 16147:2011

- FP: Es un factor de ponderación representativo, un valor que dependerá del tipo de bomba de calor que se vaya a emplear (Equipo centralizado, bomba de calor geotérmica y la severidad climática de invierno).
- FC: Factor de corrección de temperatura, entre la temperatura de condensación, a la que se va a producir el ACS y la temperatura de ensayo

En cuanto a los factores de ponderación el documento facilita la siguiente tabla:

Tabla 4.1: Factor de ponderación (FP) para sistemas de Calefacción y/o ACS con bombas de caloren función de las fuentes energéticas, según la zona climática.

Fuente Energética de la bomba de calor	Factor de Ponderación (FP)				
	A	B	C	D	E
Energía Aerotérmica. Equipos centralizados	0,87	0,80	0,80	0,75	0,75
Energía Aerotérmica. Equipos individuales tipo split	0,66	0,68	0,68	0,64	0,64
Energía Hidrotérmica.	0,99	0,96	0,92	0,86	0,80
Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores horizontales	1,05	1,01	0,97	0,90	0,85
Energía Geotérmica de circuito cerrado. Intercambiadores verticales	1,24	1,23	1,18	1,11	1,03
Energía Geotérmica de circuito abierto	1,31	1,30	1,23	1,17	1,09

Figura 42. Factor de ponderación en función de la fuente energética y la zona climática [13]

Para el caso de estudio, se tiene que Valencia es zona severidad climática en **invierno B** y la instalación que se plantea será energía aerotérmica, equipo centralizado, por lo que **FP** será igual a **0,8**.

Tª de condensación (°C)	Factor de Corrección (FC)					
	FC (COP a 35°C)	FC (COP a 40°C)	FC (COP a 45°C)	FC (COP a 50°C)	FC (COP a 55°C)	FC (COP a 60°C)
35	1,00	--	--	--	--	--
40	0,87	1,00	--	--	--	--
45	0,77	0,89	1,00	--	--	--
50	0,68	0,78	0,88	1,00	--	--
55	0,61	0,70	0,79	0,90	1,00	--
60	0,55	0,63	0,71	0,81	0,90	1,00

Figura 43. FC en función de la Tª de condensación y temperatura de producción de ACS [13]

En cuanto al factor de corrección, dependerá de la simulación que se realice con el programa, las condiciones del aire exterior en las cuales se determina el COP nominal de una bomba de calor aerotérmica son una temperatura de bulbo seco de 6°C y una temperatura de bulbo húmedo de 7°C.

Cabe decir que en la figura 43, las temperaturas, a pesar de poner "temperatura de condensación" se refiere a la temperatura de producción de ACS y no a la temperatura de condensación del fluido refrigerante que circula por la máquina, esto se puede comprobar en los ejemplos que hay en el documento del IVACE "Nota informativa sobre la instalación de bombas de calor para producción de ACS en sustitución de la contribución solar mínima de ACS exigida por la HE4 del CTE", lo cual es evidente puesto que se trata de un procedimiento para bombas de calor de las cuales no se conocen datos sobre éstas.

En cuanto a la temperatura de producción de ACS se realizará en primer lugar para el caso en el cual esta sea de 60°C y para el caso de 45 °C, de esta manera se podrá comprobar el efecto que produce aplicar el FC o no, en este primer el primer caso FC tendrá un valor de 1.

Se tiene del programa IMST-ART que el **COP nominal** de la máquina será de **3,94**.

Por tanto, el **SPF** que se calcula mediante este procedimiento para esta bomba de calor en la ciudad de Valencia sería de **3,15**; valor distante del calculado mediante las "bin hours".

Posteriormente, se ha calculado el SPF calculando el COP de la bomba de calor a una temperatura de producción de ACS de 45°C, las condiciones de temperatura de aire descritas con anterioridad y empleando el factor de corrección de la figura 42.

Se tiene que el COP de la máquina en esas condiciones sería de 4,917 para un subenfriamiento de 25°C, el FP y el FC a emplear serían de 0,8 y 0,71 respectivamente; por lo que quedaría un **SPF** de **2,79**.

De las tres maneras calculadas se tiene que el SPF es superior a 2,5; por lo que la bomba de calor podrá considerarse como renovable, sin embargo, habrá que comparar los consumos de energía primaria y las emisiones de CO2 respecto a la instalación solar para determinar la posibilidad de la sustitución de la instalación ACS-Solar por bomba de calor.

6. Viabilidad de las instalaciones solar-gas y bomba de calor aerotérmica.

6.1. Emisiones de CO₂.

6.1.1. Emisiones de CO₂ instalación solar con caldera de gas

Como se puede apreciar en la figura 40, el ahorro de emisiones de CO₂ es de 125.886 kg, sin embargo este ahorro el programa CHEQ4.2 lo realiza mediante la comparación de una instalación por caldera de gas natural cuyo rendimiento medio estacional sea del 92%, sin embargo la actual es de en torno al 90%, luego el ahorro como se puede apreciar en la tabla 25 será de en torno a 164.418,76 kg de CO₂, siendo por tanto las emisiones de CO₂ restantes las asociadas al 30% de la demanda que no se cubre por energía solar y se realiza mediante caldera de gas, calculadas a continuación:

$$Emisiones\ CO_2 = consumo\ auxiliar\ (kWh) \cdot \frac{Emisiones\ CO_2}{kWh} \quad (Ec.85)$$

$$Emisiones\ CO_2 = 269.678\ (kWh) \cdot \frac{0,252\ CO_2}{kWh\ de\ gas\ natural} = 67.958,85\ kg\ de\ CO_2 \quad (Ec.86)$$

Además, habrá que contabilizar el consumo asociado a los equipos auxiliares que aseguran el funcionamiento de la instalación, en este caso serán las bombas accionadas eléctricamente y el de los disipadores dinámicos.

Para ello hará falta estimar el tiempo medio que éstas trabajarán anualmente, valor difícilmente estimable y que variará cada año ya que dependerá de la climatología y del uso de la instalación.

Se estimará el consumo anual de energía de las bombas suponiendo que trabajen unas horas equivalentes (horas funcionando a potencia consumida máxima que multiplicada por esta misma da como resultado la energía anual diaria o anual consumida) de 7 horas al día cada una a excepción de las bombas T-S y S-T que se fijarán en 4,9 horas/día y de la bomba B.A, cuyo consumo se ha determinado a partir del consumo auxiliar de la caldera.

Para este último se sabe que la energía térmica aportada por la caldera es de 269.678 kWh, y se sabe que las bombas B.A consumirán 560 W cuando la caldera trabaje a plena potencia (580 kW).

El número de horas que trabajará la caldera a plena potencia será por tanto de 465 horas, que multiplicadas por los 560 W que consume la bomba da una cifra de 260,4 kWh.

Hay que decir que este consumo energético en la práctica será inferior puesto que tanto la caldera como la bomba B.A trabajarán a cargas parciales durante la mayor parte del tiempo, haciendo que las pérdidas de carga a solventar por la bomba disminuyan de manera directamente proporcional al cuadrado a la disminución de caudal que trasiega, por lo que la energía consumida será significativamente menor.

En cuanto a los disipadores, se estima que trabajarán un equivalente de 1,5 horas al día a plena potencia durante 92 días al año, duración de los meses en los que se sobrepasa la demanda energética anual con energía solar.

Elemento	Modelo	Nº que trabajan	P max consumida (W)	Horas equivalentes/año	Energía consumida/año (kWh)
Bombas					
P.S	65/1-10	1	750	2555	1916,25
P.NO	25/1-10	1	90	2555	229,95
P.NE	25/1-10	1	150	2555	383,25
SP.S	40/1-4	2	170	2555	434,35
SP.NO	25/1-6	1	40	2555	102,2
SP.NE	25/1-6	1	50	2555	127,75
S-T	40/1-8	2	250	1790	447,5
T-S	40/1-8	2	250	1790	447,5
B.A	50/1-6	2	280	428,5	260,4
R	-	1	67,8	8030	544,434
Disipadores					
Alas sur	BD 224	1	1680	138	231,84
Ala Noroeste	BD 48	1	250	138	34,5
Ala Noreste	BD 80	1	500	138	69
Energía eléctrica consumida anual (kWh)					5288,174

Tabla 25. Estimación consumo de energía anual de las bombas necesarias para la producción de ACS

En cuanto a las equivalencias de emisiones de CO2 para la energía eléctrica y la energía proveniente del gas natural, se tiene que:

	Energía eléctrica	Gas natural
Emisiones (kg CO2/KWh)	0,331	0,252

Tabla 26. Relación entre emisiones de CO2 y energía primaria

6.1.2. Emisiones de CO2 instalación solar con bomba de calor aerotérmica

En cuanto a la instalación de producción de ACS mediante la bomba de calor aerotérmica se tiene que la Comisión de 1 de marzo de 2013 (2013/114/UE), establece que una bomba de calor puede considerarse como renovable si su rendimiento medio estacional (SPF) es mayor a 2,5, ya que tal y como dice dicho documento, a partir de un SPF mayor de 2,5 se considera que la producción final de energía supera de forma significativa el consumo de energía primaria necesaria para impulsar la bomba de calor. La cantidad de calor que se ha de considerar como energía procedente de fuentes renovables (E_{Res}) se calcula a partir de la siguiente ecuación que se facilita.

$$E_{Res} = Q_{Usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right) \quad (\text{Ec. 87})$$

Donde Q_{Usable} es el calor total que se estima que proporciona la bomba de calor. Así pues, se tiene que la cantidad de calor que se considera renovable si se empleara una máquina de estas características en el colegio mayor sería de:

$$E_{Res}(kWh) = 835.220 \cdot \left(1 - \frac{1}{4,78}\right) \quad (\text{Ec. 88})$$

Se considerará pues que la aportación renovable anual en esta instalación será de 660.487 kWh.

De igual manera que para la instalación solar, se tendrá en cuenta el consumo de los equipos auxiliares necesarios para la producción de ACS, en esta instalación serán la bomba B.A, consumo energético que se sumará al consumo energético de la bomba de calor, el cual se calcula como el cociente entre la energía térmica bruta y el SPF.

Con estos datos y los obtenidos anteriormente en anteriores apartados se ha realizado la tabla que se muestra a continuación.

	Instalación actual	Solar (70%) + caldera gas (30%)	Aeroterminia SPF=4,78	Aeroterminia SPF = COP nominal= 3,94	Aeroterminia SPF=3,15
Energía térmica bruta (kWh)	835.220	835.220	835.220	835.220	835.220
Rendimiento medio anual caldera	90	92	478	394	315
Consumo gas (kWh)	928.022,22	269.678,00	0,00	0,00	0,00
Consumo energía eléctrica (kWh)	804,83	5.288,17	175.537,05	212.789,61	265.954,04
Producción renovable (kWh)	0,00	585.166,40	660.487,78	623.235,23	570.070,79
Emisiones de CO2 gas (kg)	233.861,60	67.958,86	0,00	0,00	0,00
Emisiones de CO2 electricidad (kg)	266,40	1.750,39	58.102,76	70.433,36	88.030,79
Suma emisiones CO2 (kg)	234.128,00	69.709,24	58.102,76	70.433,36	88.030,79
Ahorro emisiones CO2 (kg)	0,00	-164.418,76	-176.025,24	-163.694,64	-146.097,21

Tabla 27. Comparativa de consumo de energía, emisiones y ahorro de CO2 de los diferentes casos supuestos.

Cabe destacar de esta tabla comparativa el valor de emisiones de CO2 de la bomba de calor aerotérmica con el SPF determinado a partir del programa IMST-ART y el documento del IVACE frente a las emisiones de la instalación solar.

Para el caso de haber considerado un SPF de 4,78; se puede comprobar que las emisiones de CO2 anuales serán menores que la de la instalación solar, en cambio, de haber considerado el SPF obtenido como el COP nominal de la máquina o ponderando éste al lugar en el que está instalado mediante el documento de prestaciones medias comentado anteriormente, las emisiones saldrían mayores.

Todos los rendimientos son mayores del 250%, por lo que en todo caso la bomba de calor se consideraría como renovable y a priori cabría la posibilidad de instalarla, sin embargo, el DB HE4 indica en el apartado 2.2.1 que para realizar la sustitución se deberá justificar que las emisiones de CO2 y consumo de energía primaria asociados a la instalación alternativa y todos sus sistemas auxiliares sea menor que la instalación solar.

Se puede apreciar que de haber considerado un SPF u otro, la sustitución en un caso es posible y en otro no.

6.2. Viabilidad económica

La viabilidad económica del proyecto se justifica en el apartado de presupuesto, en el cual se ha realizado suponiendo que la vida útil de la instalación de ACS-Solar es de 20 años.

Del estudio de análisis económico del presupuesto, se llega a que el valor actual neto al final de la vida útil es de 100.889,34 euros, el tiempo de retorno de la inversión es de 14,29 años y la tasa interna de descuento está en torno al 5,3%. Con estos datos se puede decir que el proyecto es viable económicamente.

Además, acorde a la tabla 27, se puede ver que el coste anual debido a la energía de la instalación solar-gas y la instalación por bomba de calor son similares, siendo este último mayor, pero para valorar ambas instalaciones habría que tener en cuenta costes adicionales de estas instalaciones y conocer la vida útil de la bomba de calor.

La instalación de ACS es una instalación compleja y con numerosos elementos adicionales a la instalación por bomba de calor, este hecho redundará en una mayor probabilidad de avería en elementos y/o mayor mantenimiento, además, hay que tener en cuenta que los captadores tienen asociado un coste anual únicamente en limpieza, además de un seguro frente a posibles roturas por climatología.

Esto lleva a pensar que el coste anual de la instalación de ACS Solar por mantenimiento será superior a la instalación por bomba de calor, lo cual se traducirá en unos costes anuales de ambas instalaciones muy similares.

Teniendo unos costes anuales e incremento de coste de energía eléctrica y de gas similares, se puede ver el margen de precio que podría tener una bomba o (conjunto de bombas cuya suma de potencias resulte en la supuesta) es de en torno a 235.000 €, valor aproximado que se ha obtenido de la tabla 28 expuesta en el siguiente punto.

7. Conclusiones y aspectos a destacar.

	Instalación actual	Renovación de caldera gas	Solar + caldera gas	Bomba de calor Aerotermita
Potencia instalada caldera (kW)	319	340	580	300 - 690
Rendimiento medio anual	90%	92%	92%	478%
Coste elementos hidráulicos	0	0	240.742,30	5.503,76
Coste caldera (€)	0	4.528	16.275,21	¿?
Energía térmica bruta (kWh)	835.220,00	835.220,00	835.220,00	835.220,00
Consumo gas (kWh)	928.022,22	907.847,83	269.678,00	0,00
Consumo energía eléctrica (kWh)	804,83	804,83	5.288,17	175.557,24
Producción renovable (kWh)	0,00	0,00	584.654,00	660.700,00
Emisiones de CO2 gas (kg)	233.861,60	228.777,65	67.958,86	0,00
Emisiones de CO2 electricidad (kg)	266,40	266,40	1.750,39	58.109,45
Suma emisiones CO2 (kg)	234.128,00	229.044,05	69.709,24	58.109,45
Coste energía eléctrica (€ sin IVA)	59,69	59,69	392,17	13.019,32
Coste energía gas natural (€ sin IVA)	32.226,74	31.526,16	9.364,91	0,00
Coste energía total anual(€)	32.286,43	31.585,85	9.757,08	13.019,32
Ahorro coste energía/año(€)	0,00	-700,58	-22.529,35	-19.267,10
Ahorro emisiones CO2/año(kg)	0,00	-5.083,95	-164.418,76	-176.018,55

Tabla 28. Tabla resumen de las características más relevantes de cada instalación

En cuanto a la instalación solar, como se ha visto en el apartado de viabilidad económica, se tiene que de manera teórica sería una instalación viable y que reduciría en gran medida las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas a la producción de ACS, cabe decir que por contra, este tipo de instalaciones necesitan un fuerte mantenimiento y por tanto costes, además de la necesidad de ocupar un gran espacio, el cual podría ser destinado a otros fines.

Como primera conclusión respecto a las bombas de calor de aerotermita, en primer lugar, se ha comprobado que el procedimiento de cálculo del SPF mediante las “bin hours” de una ciudad es un procedimiento conservador en el aspecto de que, en la práctica, con un correcto dimensionado de la bomba y regulación, se puede alcanzar fácilmente valores mayores de rendimiento medio estacional por poder evitar en la medida de lo posible producir ACS en las horas en las que la temperatura exterior es más fría.

Además, se ha comprobado que el procedimiento de determinación del SPF mediante el documento del IVACE es muy restrictivo, el cual puede dificultar en muchos casos el considerar una bomba de calor como renovable y, además, posibilitar la sustitución total de una bomba de calor por una instalación solar. Además, suponer como rendimiento medio estacional de la bomba de calor el COP nominal de ésta es más realista que el procedimiento comentado anteriormente, sin embargo, dista bastante del SPF calculado mediante las “bin hours”, valor que se ha comentado que podría ser mayor en la práctica.

Por otra parte, se tiene que la sustitución de una instalación de producción de ACS mediante energía solar, la cual ésta cubra el 70% de la demanda anual y el 30% se cubra mediante caldera de gas natural por una instalación de producción de ACS mediante bomba de calor aerotérmica tiene claras ventajas. En primer lugar, se tiene una significativa reducción de emisiones de CO2 debido al bajo consumo de energía eléctrica, el cual compensa el incremento de emisiones de estos gases que tiene la energía eléctrica respecto al gas natural.

Además, desde hace una serie de años, el papel de las energías renovables en España y en bastantes países del mundo ha ido tomando mayor relevancia hasta cubrir porcentajes de la demanda eléctrica de más del 40% en el caso de nuestro país, valor que se espera que en un futuro se incremente, lo cual se traduciría en unas emisiones de CO₂ que, aunque presente fluctuaciones, disminuya progresivamente a lo largo de los años, con lo que el valor de emisiones de CO₂ de la instalación por aerotermia pueden ser menores en un futuro.

En cuanto a costes anuales de la instalación, en la tabla 28 se ha reflejado únicamente los costes de energía de cada instalación, teniendo en cuenta únicamente este parámetro se tendrá que los costes anuales de la instalación solar serán menores que la de aerotermia. Sin embargo, para comparar el coste anual real habrá que tener en cuenta el coste asociado al mantenimiento de las instalaciones, el cual será claramente superior en la instalación de ACS por tener mayores componentes y la presencia de captadores solares, los cuales necesitarán periódicas limpiezas y posiblemente un coste asociado a un seguro que los cubra ante roturas por inclemencias del tiempo, robos, etc... Además, habrá que tener en cuenta en el caso de la instalación de bomba de calor la potencia eléctrica máxima consumida por ésta, y por tanto, el aumento en el contrato de la potencia eléctrica y el coste asociado a éste, coste no despreciable puesto que el coste de potencia para cada uno de los periodos en la tarifa 6.1 contratada actualmente por el Colegio Mayor oscila entre 6,5 €/kW*año) y 39,13 €/kW*año).

A grosso modo se puede ver que el coste anual de ambas instalaciones presenta órdenes de magnitud similares.

Como aspecto a destacar, una ventaja de emplear la energía eléctrica respecto al gas es la reducción de la dependencia energética que presenta el país ya que al emplear esta forma de energía se está consumiendo formas de energía producibles en el país, en su mayoría renovables.

Respecto al consiguiente aumento de consumo de energía y por tanto de potencia eléctrica, cabe decir que sustituir el gas natural por energía eléctrica para este fin traería una serie de problemas a solventar.

En los últimos años, a nivel eléctrico se ha tratado de homogenizar la demanda de potencia eléctrica, actualmente se tiene que esta curva presenta una serie de picos máximos (Dos o tres en función del mes del año y del día de la semana) y por tanto una variación notable de consumo de potencia eléctrica a lo largo de las horas del día.

Incrementar estos picos o demandas instantáneas de potencia eléctrica se traduciría en un incremento de coste de energía eléctrica al consumidor por dos motivos, en primer lugar por el sobre equipamiento en la red eléctrica de transporte y distribución si fuera necesario que deberían asumir las empresas propietarias y gestoras de estas redes y en segundo lugar por el funcionamiento del Mercado Ibérico de la Energía Eléctrica, el cual por el tipo de Mercado que es, incrementar la potencia generada y consumida se traduce en la mayoría de los casos en un aumento del precio de la energía.

Por tanto, en un supuesto ficticio en el cual la mayor parte de la producción de ACS que actualmente se realiza mediante combustibles fósiles (de manera total o parcial como apoyo a una instalación solar térmica) se sustituyera por equipos que consumieran energía eléctrica, el papel del almacenamiento energético, el control y automatización en la instalación de ACS para minimizar la potencia máxima necesaria y la participación de empresas de servicios y gestión energética deberá tomar mayor importancia que en la actualidad con el objetivo de evitar sobrecostes al sistema.

8. Bibliografía

[1] Google maps

[2] DB HE-4 (12 de septiembre de 2013)

<http://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/ahorroEnergia/DBHE.pdf>

[3] Cañada Ribera, J (2008). *Manual de energía solar térmica, diseño y cálculo de instalaciones*

[4] <https://ingelibreblog.files.wordpress.com/2014/01/declinacion.jpg>

[5] IDAE (Enero de 2009). *Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura*

<http://www.idae.es/ca/publicacions/instalaciones-de-energia-solar-termica-pliego-de-condiciones-tecnicas-de-instalaciones-de-baja>

[6] Tarifa de precios Salvador Escoda:

http://www.salvadorescoda.com/tarifas/Energias_Renovables_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf

http://www.salvadorescoda.com/tarifas/Aislamientos_Tarifa_PVP_SalvadorEscoda.pdf

[7]

http://productfinder.wilo.com/es/es/c0000001b0000accb00010023/product.html#tab=range_description

[8] <http://www.elalmacendelinstalador.com/download.php?file=198>

[9] <http://www.yubasolar.net/2015/04/calculo-del-vaso-de-expansion-de-una.html>

[10] DB HS 4 (diciembre 2015) <http://www.codigotecnico.org/images/stories/pdf/salubridad/DBHS.pdf>

[11] <http://www.ingenierosindustriales.com/wp-content/uploads/2009/12/Tabla-de-Coeficientes-de-Simultaneidad.pdf>

[12] RITE. (20 de Julio de 2007, versión actualizada 2013)

<http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reglamento/RDecreto-1027-2007-Consolidado-9092013.pdf>

[13] IDAE (Febrero 2014) *Prestaciones medias estacionales de calor para la producción de calor en edificios*

http://www.minetad.gob.es/energia/desarrollo/EficienciaEnergetica/RITE/Reconocidos/Reconocidos/Otros%20documentos/Prestaciones_Medias_Estacionales.pdf

[14] Programa “Solar, calcula con atecyr” <http://www.calculaconatecyr.com/solar.php>

[15] Programa CHEQ4.2 : <http://cheq4.idae.es/posts/view/7>

Real decreto 865/2003: <https://www.boe.es/buscar/pdf/2003/BOE-A-2003-14408-consolidado.pdf>

[16] <http://www.elalmacendelinstalador.com/download.php?file=198>

ATECYR & IDAE (Junio de 2010) *Guía técnica agua caliente sanitaria central, apartado 8*

http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_08_Guia_tecnica_agua_caliente_sanitaria_central_906c75b2.pdf

Real decreto 865/2003: <https://www.boe.es/buscar/pdf/2003/BOE-A-2003-14408-consolidado.pdf>

Tarifa de precios calderas Baxi: http://www.baxi.es/docs/sp_cataleg/Catalogo_tarifa205.pdf

Tarifa de precios tuberías de cobre Ynstalia:

<http://www.ynstalia.com/productos/TUBERIA%20Y%20ACCESORIO%20DE%20COBRE.pdf>

Precio anticongelante Oscasolar: <https://www.supertiendasolar.es/solaronline/eshop/0/0/5/188-ANTICONGELANTE-PURO-OSCASOLAR-100>

Precio agua destilada 1000 litros: http://www.solostocks.com/venta-productos/agua-destilada_b

Precio captador solar Vaillant VFK 145V: <http://www.gasfriocalor.com/captador-solar-vaillant-aurotherm-vfk-125>

Ficha técnica captador Vaillant VFK 145V <https://www.vaillant.es/downloads/nuevos/solar-201012-cc-248220.pdf>

Presupuesto

1. Coste de inversión.

Elementos circuito primario			
Bombas			
Modelo	Nº instaladas	Precio unitario (€/unidad)	Precio (€)
Bomba Wilo Stratos 65/1-12	2	3.054	6.108
Bomba Wilo Stratos 25/1-10	4	1.094	4.376
Captador Vaillant VFK 145 V y estructura soporte	185	407,36	75.361,6
Soporte levantamiento de la base de captadores respecto al suelo (5 captadores)	37	100	3.700
Vaso de expansión Salvador Escoda 500 SMR	4	1.057,35	4.229,4
Vaso de expansión Salvador Escoda 100 SMR-P	1	280,36	280,36
Vaso de expansión Salvador Escoda 350 SMR	1	751,81	751,81
Intercambiador Salvador Escoda IDS110-30M	1	755,5	755,5
Intercambiador Salvador Escoda IDS14-40H	1	255,517	170
Intercambiador Salvador Escoda IDS30-40M	1	305	305
Anticongelante propilenglicol puro Ocasolar 100 (10 litros)	59	45,45	2.681,55
Agua destilada (1000 litros)	1	295	295
Disipador dinámico Salvador Escoda BD 224	1	4.780	4.780
Disipador dinámico Salvador Escoda BD 80	1	2.327	2.327
Disipador dinámico Salvador Escoda BD 48	1	1.558	1.558
Mano de obra	300	30	9.000
Total circuito primario			116.679,22

Tabla 29. Presupuesto de los elementos del circuito primario

Elementos circuito secundario			
Elemento	Nº instaladas	Precio unitario (€/unidad)	Precio (€)
Acumulador Lapesa Master inercia MV-5000-IB	8	4725,61	37804,88
Vaso de expansión Salvador Escoda 500 SMR	4	1057,35	4229,4
Vaso de expansión Salvador Escoda 220 SMR	1	591,26	591,26
Bomba Wilo Stratos 40-1/4	3	1.177,00	3531
Bomba Wilo Stratos 40-1/6	2	817	1634
Bomba Wilo Stratos 40-1/8	3	1.549,00	4647
Intercambiador Salvador Escoda IDS110-30M	2	755,5	1511
Mano de obra	200	30	6000
Total circuito secundario			59.948,54

Tabla 30. Presupuesto de los elementos del circuito secundario

Circuito terciario			
Elemento	Nº instaladas	Precio unitario (€/unidad)	Precio (€)
Caldera Baxi CPA-BT 580	1	16.275,20	16.275,206
Bomba Wilo Stratos 40-1/8	3	1.549,00	4.647
Bomba Wilo Stratos 50-1/6	2	1.830	3.660
Intercambiador TECNOIL-IP-3601-31	1	2.500	2.500
Mano de obra	110	30	3.300
Total circuito terciario €			30.382,20

Tabla 31. Presupuesto de los elementos del circuito terciario

Se restará al coste de la caldera Baxi CPA-BT 580 el coste de la caldera Baxi CPA-BT 340 que se presupuesta en 4528 euros, caldera que sustituiría a la caldera actual que está llegando a final de su vida útil, quedando el coste del circuito terciario en **21.326,2 euros**.

Conducciones circuitos primario, secundario y terciario			
Tubería de cobre Dext x espesor (mm)	Precio/unidad (€)	Unidades	Precio total
22 x 1mm	3,64	454,58	1.654,67
28 x 1mm	4,40	35,40	155,76
35 x 1mm	6,28	9,40	59,03
40 x 1mm	18,20	43,95	799,89
42 x 1mm	8,26	259,90	2.145,73
54 x 1mm	9,38	527,85	4.951,23
66,7 x 1,2 mm	15,46	157,00	2.427,22
76,1x1,5	36,50	84,50	3.084,25
Válvulas, codos y otros	30%	1,00	19.861,13
Mano de obra	120,00	30,00	3.600,00
Total (€)			38.738,92

Tabla 32. Presupuesto conducciones de cobre circuitos hidráulicos cerrados

Conducciones circuito distribución a cambiar e instalar			
Tubería de cobre Dext x espesor (mm)	Precio/unidad (€)	Unidades	Precio total
12x1 mm	2,31404959	20	46,28099174
35x1mm	6,28	20	125,6
54 x 1mm	9,38	3,20	30,02
76,1x1,5 mm	36,50	23,80	868,70
Mano de obra	25	30	750
Válvulas, codos y otros	30%	1	2143,3308
Total (€)			1.820,60

Tabla 33. Presupuesto de conducciones a cambiar circuito distribución.

Aislamiento coquilla de lana de vidrio no revestida			
Dint x espesor	Precio/metro sin IVA (€)	metros	Precio total
22 x 40mm	2,86	474,58	1357,29
28 x 40mm	3,38	35,40	119,65
35 x 50mm	4,86	29,40	142,88
42 x 50mm	5,12	303,85	1555,71
60 x 50mm	6,24	531,05	3313,75
76 x 50mm	7,76	265,30	2058,72
Mano de obra	30	30	900
Total IVA (€)			9448,02

Tabla 34. Presupuesto aislamiento tuberías.

Otros			
Concepto	Precio/ud	Unidades	Precio total
Coste materiales	257.017,51	1	257.017,50
Coste sistema control	1.000	1	1.000
Transporte y Grúa	4.000	1	4.000
Ingeniería	5%	1	12.850,875
Coste total proyecto			274.868,38

Tabla 35. Presupuesto total instalación ACS.

Se tiene un **coste** total del proyecto de la instalación de ACS Solar con caldera de gas como apoyo de **274.868,38 euros** sin incluir el IVA.

2. Análisis económico

Con los datos obtenidos se procederá a evaluar económicamente los proyectos teniendo en cuenta los costes variables de la instalación ACS y la instalación de bomba de calor de aerotermia, en esta segunda instalación

2.1. Coste de estudio

Del presupuesto anterior, al coste de los materiales se le descontará el precio de una caldera de gas convencional nueva que sustituyera a la actual puesto que se estima que la caldera presente está llegando a final de su vida útil, tomando como vida útil de una caldera en 20 años, así que se presupone que la sustitución se llevará a cabo pronto se lleve a cabo este proyecto o no.

La caldera Baxi CPA-BT 340, valorada en 4.528 euros, es una caldera de similares características a la actual, con una potencia máxima de 340 kW y un rendimiento del 92%, el coste de esta caldera se descontará del coste total del proyecto obtenido en la tabla 35, quedando un coste a evaluar en el análisis económico de 267.724,63 euros.

2.2. Coste variable

En primer lugar, se tienen los datos facilitados por el Colegio Mayor Galileo Galilei de los precios de la energía eléctrica y del gas natural. Para la energía eléctrica se ha realizado una media de los 6 precios distintos que se tienen en cada periodo de la tarifa.

Coste energía gas natural (€/mes)	Término fijo gas natural (c€/kWh)
3,47262	80,97

Tabla 36. Coste gas natural

c€/kWh eléctrico	7,416
------------------	-------

Tabla 37. Coste energía eléctrica

3. Determinación de VAN, TIR y "Payback"

Con estos datos y los obtenidos en la memoria, se ha confeccionado las siguientes tablas, además, se ha tomado para el análisis económico un incremento del coste del gas natural del 1,9; cabe decir que el incremento de coste del gas en el contrato de gas del colegio mayor del año 2017 se incrementó en un 4% respecto al año 2016. Además, se tomará como la tasa de descuento un valor de un 2,1%.

c€/kWh gas natural	3,47262	Coste año instalación gas €	33.258,01
Término fijo gas €/mes	80,97	Coste año instalación solar- gas €	10.728,70
c€/kWh eléctrico	7,416	Incremento mantenimiento anual instalación solar-gas	3.500,00
Demanda térmica bruta instalación gas (kWh/año)	835.220,00	Ahorro (€/año)	19.029,31
Demanda térmica neta instalación gas actual (kWh/año)	928.022,22	Periodo de retorno (años)	14,44
Demanda gas instalación solar-gas kWh	269.678,00	Tasa de descuento i (%)	2,10%
kWh/año eléctrico instalación gas	804,834	Incremento coste gas (%)	1,9%
kWh eléctricos/año solar-gas	5288,174		

Tabla 38. Parámetros para el análisis económico.

Tomados estos datos se ha elaborado la siguiente tabla:

n (año)	Ahorro actualizado (A)	(1+i) ⁿ	A/(1+i) ⁿ
0	-270.340,38	1,0000	-270.340,38
1	19.390,87	1,0210	18.992,03
2	19.759,29	1,0424	18.954,83
3	20.134,72	1,0643	18.917,70
4	20.517,28	1,0867	18.880,64
5	20.907,11	1,1095	18.843,66
6	21.304,34	1,1328	18.806,75
7	21.709,12	1,1566	18.769,91
8	22.121,60	1,1809	18.733,14
9	22.541,91	1,2057	18.696,44
10	22.970,20	1,2310	18.659,82
11	23.406,64	1,2568	18.623,27
12	23.851,36	1,2832	18.586,79
13	24.304,54	1,3102	18.550,38
14	24.766,33	1,3377	18.514,04
15	25.236,89	1,3658	18.477,77
16	25.716,39	1,3945	18.441,58
17	26.205,00	1,4238	18.405,45
18	26.702,89	1,4537	18.369,40
19	27.210,25	1,4842	18.333,42
20	27.727,24	1,5154	18.297,50
VAN			97.986,13

Tabla 39. Determinación del VAN

El ahorro actualizado consiste en multiplicar el ahorro por $(1 + c)^n$

Realizando el procedimiento inverso, se tiene que la tasa de descuento que anularía el VAN o lo que es lo mismo, la tasa interna de rentabilidad (TIR) es de aproximadamente el 5,3%. Además, el "payback" de este proyecto estará en 14,44 años.

ANEXOS

Anexo I. Cálculo de sombras

Ala Noroeste

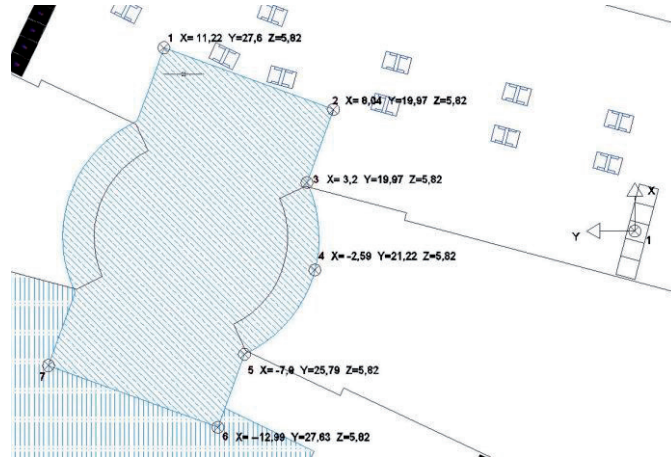


Figura 44. Puntos de estudio del objeto/s colindante/s al punto 1.

Punto 1					
Puntos Ascensor	X	Y	Z	Azimut	Elevación
1	12,13	31,21	5,82	21,24	9,86
2	8,04	19,97	5,82	21,93	15,13
3	3,2	21,74	5,82	8,37	14,84
4	-2,59	21,22	5,82	-6,96	15,23
5	-7,9	25,79	5,82	-17,03	12,18
6	-12,99	27,63	5,82	-25,18	10,79

Tabla 40. Coordenadas cartesianas y esféricas de puntos de objeto/s colindantes al punto 1

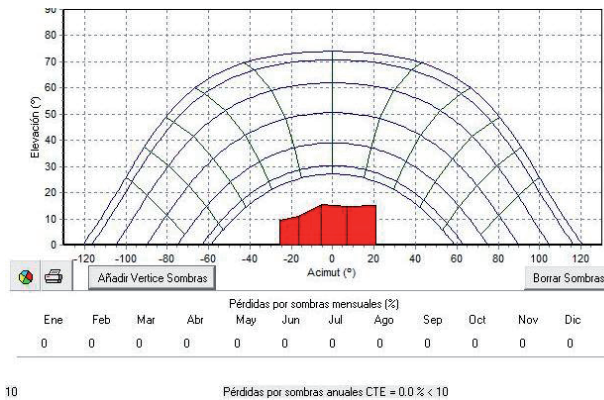


Figura 45. Cálculo pérdida energía por sombras punto [14]

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei

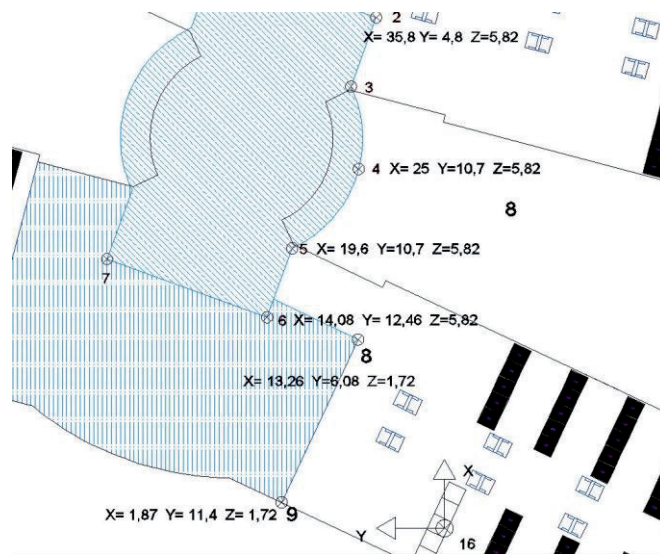


Figura 46. Puntos de estudio del objeto/s colindante/s al punto 16

Punto 16					
Puntos Escaleras	X	Y	Z	Azimut	Elevación
2	35,8	4,8	5,82	82,36	9,15
4	25	6,03	5,82	76,44	12,75
5	19,6	10,7	5,82	61,37	14,61
6	14,8	12,46	5,82	49,91	16,74
Puntos trastero					
8	13,26	6,08	1,72	65,37	6,73
9	1,87	11,44	1,72	9,28	8,44

Tabla 41. Coordenadas cartesianas y esféricas puntos de objeto/s colindantes al punto 16

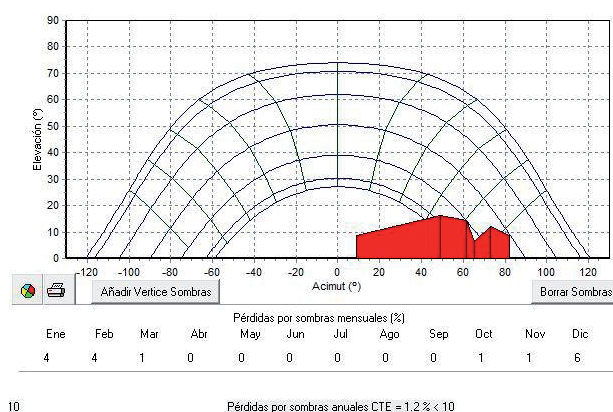


Figura 47. Cálculo pérdida energía por sombras punto 16 [14]

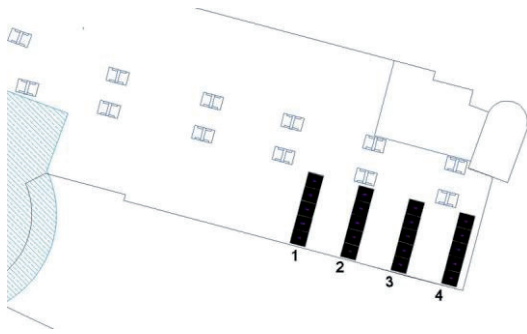


Figura 48. Numeración fila captadores ala Noroeste

Ala Noroeste	Número de captador				
Fila captador	1	2	3	4	5
1	0,5	0	0	0	0
2	3,8	1	0	0	0
3	0	0	0	0	0
4	3	0,7	0	0	0
Promedio (%)					0,45

Tabla 42. Pérdida por sombras captadores ala Noroeste

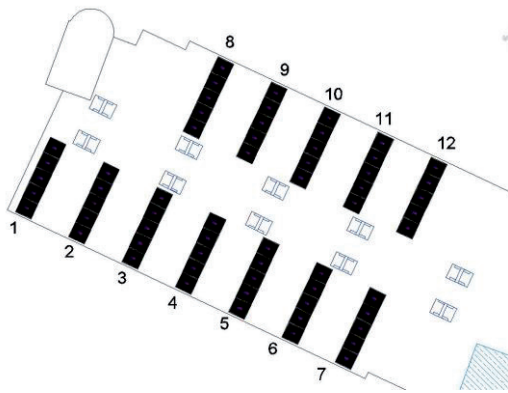


Figura 49. Numeración fila captadores ala Suroeste

Ala Suroeste	Número de captador				
Fila captador	1	2	3	4	5
1	0,9	0,7	0,5	0,2	0
2	0,8	0,6	0,3	0	0
3	0	0	0	0	0
4	0	0,2	0,2	0	0
5	3,9	2	0,8	0	0
6	0	0	0	0	0
7	1	0,7	0	0	0
8	0	0	0	0	0
9	0,5	0,3	0	0	0
10	3,4	1,5	0,3	0	0
11	0	0	0	0	0
12	0,5	0	0	0	0
Promedio (%)					0,321

Tabla 43. Pérdida por sombras captadores ala Suroeste

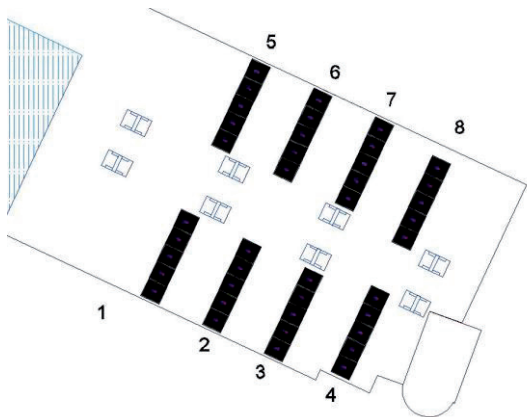


Figura 50. Numeración fila captadores ala Noreste

Ala Noreste	Número de captador				
Fila captador	1	2	3	4	5
1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
2	1,2	0,8	0	0	0
3	5	1,5	0	0	0
4	0	0	0	0	0
5	2,7	2,7	2,7	2,7	2,7
6	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
7	5	4	0	0	0
8	0	0	0	0	0
Promedio (%)					1,112

Tabla 44. Pérdida por sombras captadores ala Noreste

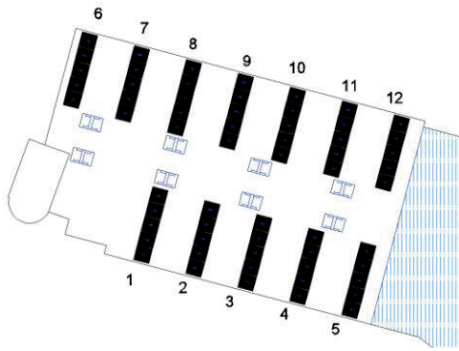


Figura 51. Numeración fila captadores ala Sureste

Ala Sureste	Número de captador				
	Fila captador	1	2	3	4
1	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
2	0	0	0,3	0,1	0,1
3	5,7	1,4	0	0	0
4	0	0	0,2	0,1	0,1
5	5,7	1,4	0	0	0
6	0	0	0	0	0
7	0,6	0,6	0	0	0
8	0	0	0	0	0
9	0	0,5	0,2	0	0
10	5,7	1,4	0	0	0
11	0	0,5	0,2	0	0
12	0,4	0,4	0,1	0	0
Promedio (%)					0,503

Tabla 45. Pérdida por sombras captadores ala Sureste

El promedio de las pérdidas energéticas debidas a las sombras ocasionadas por los objetos colindantes será de de 0,503%. Se tomará un valor de 1% por no haber tenido en cuenta las pequeñas sombras que ocasionará el murete perimetral sobre una pequeña parte de unos pocos captadores en unas determinadas horas del año donde la posición del sol es tal, que la potencia incidente es relativamente baja; este valor está claramente sobredimensionado.

Anexo II. Propiedades del fluido caloportador del circuito primario.

Propiedades propilenglicol:

El fluido de trabajo compuesto por agua y propilenglicol al 30% en peso presenta las siguientes características:

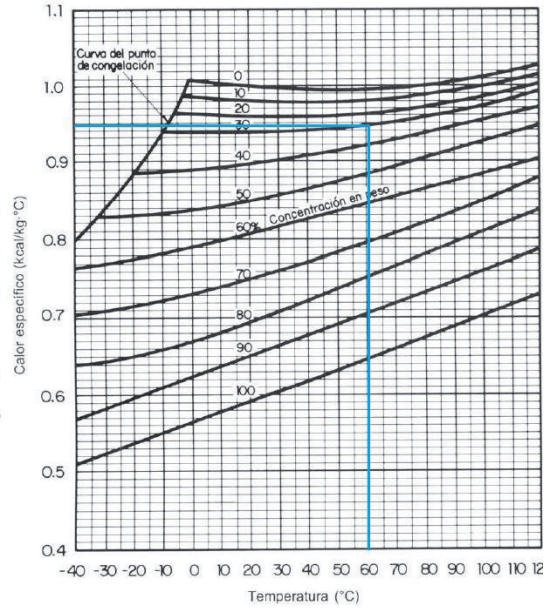
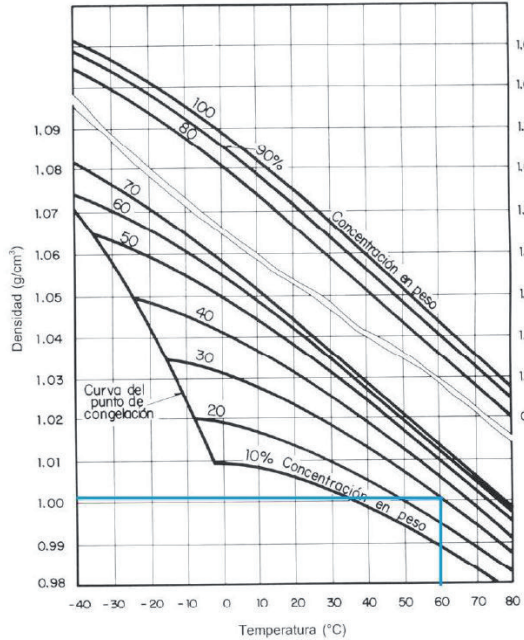


Fig. 8. Calor específico de una disolución de propilenglicol, en función de la temperatura.

Figura 52. Calor específico fluido del circuito primario [3].

Figura 53. Densidad fluido del circuito primario [3].

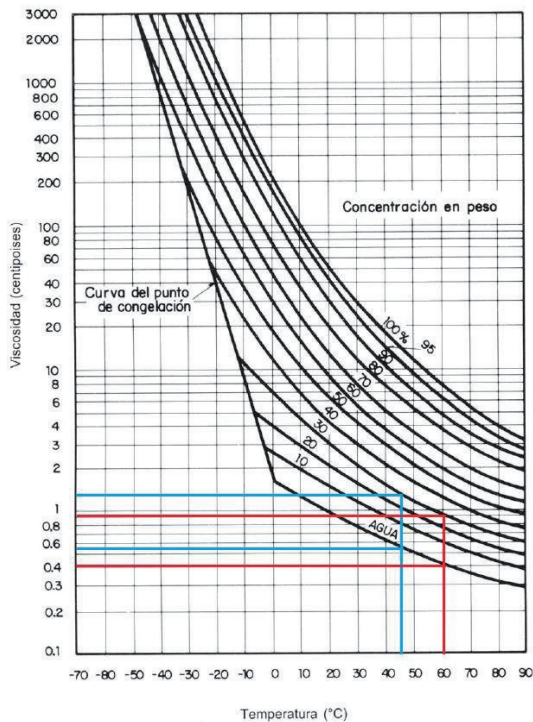


Figura 54. Viscosidad fluido del circuito primario para 45 y 60 grados Celsius (3)

Datos

- Calor específico: 0,95 kcal/Kg°C
- Densidad: 1 Kg/l.
- Viscosidad (30% propilenglicol + 70% agua) a 45 Celsius: 1,4
- Viscosidad agua a 45 Celsius: 0,5
- Viscosidad (30% propilenglicol + 70% agua) a 60 Celsius: 0,9
- Viscosidad agua a 60 Celsius: 0,4

Anexo III. Tuberías circuito primario.

Alas Sur.

Tuberías frías Alas sur		Tramo	Caudal (l/h)	Sección (mm)	Velocidad (m/s)	Longitud (m)	mm.c.a/m	K1	K2	mm.c.a/m corregido	Pérdida de carga (mm.c.a)	Volumen (litros)
Tuberías lazo principal	I.P.S-S-Asc	14.100,0	64,3	1,2	71,5	21,00	1	1,29	27,09	1936,94	235,1	
	Asc-1	7.050,0	52	0,9	18,0	16,00	1	1,29	20,64	371,52	38,2	
	1-2	7.050,0	52	0,9	41,5	23,00	1	1,29	29,67	1231,31	88,1	
	2-3	7.050,0	52	0,9	0,4	23,00	1	1,29	29,67	11,87	0,8	
	3-4	6.462,5	52	0,8	4,4	15,00	1	1,29	19,35	85,14	9,3	
	4-5	5.875,0	52	0,8	4,4	12,00	1	1,29	15,48	68,11	9,3	
	5-6	4.700,0	52	0,6	4,4	9,00	1	1,29	11,61	51,08	9,3	
	6-7	3.525,0	40	0,8	4,9	16,00	1	1,29	20,64	101,14	6,2	
	7-8	2.350,0	38	0,6	3,9	10,00	1	1,29	12,90	50,31	4,4	
8-9	1.175,0	26	0,6	3,4	20,00	1	1,29	25,80	87,72	1,8		
Tuberías lazo-captadores	3-3.1	587,5	20	0,5	9,5	17,50	1	1,29	22,58	214,46	3,0	
	4-4.1	587,5	20	0,5	9,5	17,50	1	1,29	22,58	214,46	3,0	
	5-5.1	587,5	20	0,5	9,5	17,50	1	1,29	22,58	214,46	3,0	
	5-5.2	587,5	20	0,5	9,2	17,50	1	1,29	22,58	207,69	2,9	
	6-6.1	587,5	20	0,5	9,5	17,50	1	1,29	22,58	214,46	3,0	
	6-6.2	587,5	20	0,5	9,2	17,50	1	1,29	22,58	207,69	2,9	
	7-7.1	587,5	20	0,5	10,0	17,50	1	1,29	22,58	225,75	3,1	
	7-7.2	587,5	20	0,5	9,7	17,50	1	1,29	22,58	218,98	3,0	
	8-8.1	587,5	20	0,5	9,5	17,50	1	1,29	22,58	214,46	3,0	
	8-8.2	587,5	20	0,5	9,2	17,50	1	1,29	22,58	207,69	2,9	
	9-9.1	587,5	20	0,5	9,5	17,50	1	1,29	22,58	214,46	3,0	
	9-9.2	587,5	20	0,5	9,2	17,50	1	1,29	22,58	207,69	2,9	
Volumen tuberías frías alas sur (litros)											438,4	

Tabla 46. Tuberías frías Alas sur

Tuberías Calientes alas sur	Tramo	Caudal (l/h)	Sección (mm)	Velocidad (m/s)	Longitud (m)	mm.c.a/m	K1	K2	mm.c.a/m corregido	Pérdida de carga (mm.c.a)	Volumen (litros)
Tuberías lazo principal	1C-2C	587,5	20	0,52	4,40	17,5	0,96	1,22	20,50	90,18	1,38
	2C-3C	1175,0	26	0,61	5,20	20,0	0,96	1,22	23,42	121,80	2,76
	3C-4C	2350,0	38	0,58	2,59	10,0	0,96	1,22	11,71	30,33	2,94
	4C-5C	3525,0	40	0,78	4,40	16,0	0,96	1,22	18,74	82,45	5,53
	5C-6C	4700,0	52	0,61	3,90	9,0	0,96	1,22	10,54	41,11	8,28
	6C-7C	5875,0	52	0,77	4,86	12,0	0,96	1,22	14,05	68,30	10,32
	7C-10C	7050,0	52	0,92	10,46	16,0	0,96	1,22	18,74	196,01	22,21
	10C-Asc	7050,0	52	0,92	18,00	16,0	0,96	1,22	18,74	337,31	38,23
Asc-I.PS.S	14100,0	64,3	1,19	71,50	21,0	0,96	1,22	24,60	1758,56	235,07	
Tuberías lazo - captadores	3.1C-1C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	4.1C-2C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	5.1C-3C	587,5	20	0,52	5,64	17,5	0,96	1,22	20,50	115,60	1,77
	5.2C-3C	587,5	20	0,52	5,94	17,5	0,96	1,22	20,50	121,75	1,87
	6.1C-4C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	6.2C-4C	587,5	20	0,52	5,64	17,5	0,96	1,22	20,50	115,60	1,77
	7.1C-5C	587,5	20	0,52	5,14	17,5	0,96	1,22	20,50	105,35	1,61
	7.2C-5C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	8.1C-6C	587,5	20	0,52	5,30	17,5	0,96	1,22	20,50	108,63	1,67
	8.2C-6C	587,5	20	0,52	5,60	17,5	0,96	1,22	20,50	114,78	1,76
	9.1C-7C	587,5	20	0,52	5,14	17,5	0,96	1,22	20,50	105,35	1,61
9.2C-7C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52	
Volumen tuberías calientes alas sur (litros)											346,39

Tabla 47. Tuberías calientes Alas sur.

Nota: En las tablas de las conducciones de tuberías frías y calientes "Alas sur", las conducciones Intercambiador-Ascensor son comunes a los circuitos de las alas suroeste y sureste, el resto de tuberías de las dos tablas estarán doblemente presentes.

Ala Noroeste

Tuberías frías Noroeste	Tramo	Caudal (l/h)	Sección (mm)	Velocidad (m/s)	Longitud (m)	mm.c.a/m lineal de tubería	K1	K2	mm.c.a/m corregido	Pérdida de carga (mm.c.a)	Volumen (litros)
Tuberías lazo principal	I.PS.NO-asc	2.937,5	40	0,65	71,50	13,0	1	1,29	20,16	1441,17	89,85
	Asc-1	2.937,5	40	0,65	13	13,0	1	1,29	20,16	262,03	16,34
	1-2	2.937,5	40	0,65	39,25	13,0	1	1,29	20,16	791,13	49,32
	2-3	2.937,5	40	0,65	0,80	13,0	1	1,29	20,16	16,13	1,01
	3-4	2.350,0	38	0,58	4,20	10,0	1	1,29	12,90	54,18	4,76
	4-5	1.762,5	33	0,57	5,00	9,5	1	1,29	12,26	61,28	4,28
	5-6	1.175,0	26	0,61	3,70	6,0	1	1,29	7,74	28,64	1,96
Tuberías lazo-captadores	6-7	587,5	20	0,52	17,50	17,5	1	1,29	22,58	395,06	5,50
	3-3.1	587,5	20	0,52	9,50	17,5	1	1,29	22,58	214,46	2,98
	4-4.1	587,5	20	0,52	9,50	17,5	1	1,29	22,58	214,46	2,98
	5-5.1	587,5	20	0,52	9,50	17,5	1	1,29	22,58	214,46	2,98
	6-6.1	587,5	20	0,52	9,50	17,5	1	1,29	22,58	214,46	2,98
	7-7.1	587,5	21	0,47	9,50	17,5	1	1,29	22,58	214,46	3,29
Volumen tuberías frías ala Noroeste (l)											187,24

Tabla 48. Tuberías frías ala noroeste

Tuberías calientes ala Noroeste	Tramo	Caudal (l/h)	Sección (mm)	Velocidad (m/s)	Longitud (m)	mm.c.a/m de tubería	K1	K2	mm.c.a/m lineal de tubería corregido	Pérdida de carga (mm.c.a)	Volumen (litros)
Tuberías lazo principal	1C-2C	587,5	20	0,52	4,40	17,5	0,96	1,22	20,50	90,18	1,38
	2C-3C	1175	26	0,61	4,40	6,0	0,96	1,22	7,03	30,92	2,34
	3C-4C	1.762,5	33	0,57	4,40	9,5	0,96	1,22	11,13	48,96	3,76
	4C-5C	2.350	38	0,58	4,67	10,0	0,96	1,22	11,71	54,70	5,30
	5C-10C	2.937,5	40	0,65	22,38	13,0	0,96	1,22	15,23	340,75	28,12
	10C-Asc	2.937,5	40	0,65	13,00	13,0	0,96	1,22	15,23	197,93	16,34
	Asc- I.PS.NO	2.937,5	40	0,65	71,50	13,0	0,96	1,22	15,23	1088,63	89,85
Tuberías lazo-captadores	3.2C-1C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	4.2C-2C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	5.2C-3C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	6.2C-4C	587,5	20	0,52	4,84	17,5	0,96	1,22	20,50	99,20	1,52
	7.2C-5C	587,5	20	0,52	5,00	17,5	0,96	1,22	20,50	102,48	1,57
Volumen tuberías calientes ala Noroeste (litros)											154,74

Tabla 49. Tuberías calientes ala noroeste

Tuberías frías Noreste	Tramo	Caudal (l/h)	Sección (mm)	Velocidad (m/s)	Longitud (m)	mm.c.a/m lineal de tubería	K1	K2	mm.c.a/m lineal de tubería corregido	Pérdida de carga (mm.c.a)	Volumen (litros)
Tuberías lazo principal	I.PS.NE-Asc	4.700	52,00	0,61	72,4	9,0	1,00	1,29	11,61	840,56	153,76
	Asc-1	4.700	52	0,61	21,5	9,0	1,00	1,29	11,61	249,62	45,66
	1-2	4.700	52,00	0,61	34,8	9,0	1,00	1,29	11,61	404,49	73,99
	2-3	4.700	52,00	0,61	1,4	9,0	1,00	1,29	11,61	16,25	2,97
	3-4	3.525	40,00	0,78	5,2	16,0	1,00	1,29	20,64	107,53	6,55
	4-5	2.350	38,00	0,58	3,7	10,0	1,00	1,29	12,90	47,73	4,20
	5-6	1.175	26,00	0,61	4,4	20,0	1,00	1,29	25,80	113,52	2,34
Tuberías lazo-captadores	3-3.1	587,5	20,00	0,52	8,5	17,5	1,00	1,29	22,58	191,89	2,67
	3-3.2	587,5	20,00	0,52	8,8	17,5	1,00	1,29	22,58	198,66	2,76
	4-4.1	587,5	20,00	0,52	8,9	17,5	1,00	1,29	22,58	200,92	2,80
	4-4.2	587,5	20,00	0,52	9,3	17,5	1,00	1,29	22,58	209,95	2,92
	5-5.1	587,5	20,00	0,52	8,6	17,5	1,00	1,29	22,58	194,15	2,70
	5-5.2	587,5	20,00	0,41	8,3	17,5	1,00	1,29	22,58	187,37	2,61
	6-6.1	587,5	20,00	0,52	8,6	17,5	1,00	1,29	22,58	194,15	2,70
	6-6.2	587,5	20,00	0,52	8,3	17,5	1,00	1,29	22,58	187,37	2,61
Volumen tuberías frías ala Noreste (litros)											311,23

Tabla 50. Tuberías frías ala noreste

Tuberías calientes Noreste	Tramo	Caudal (l/h)	Sección (mm)	Velocidad (m/s)	Longitud (m)	mm.c.a/m	K1	K2	mm.c.a/m corregido	Pérdida de carga (mm.c.a)	Volumen (litros)
Tuberías lazo principal	1C-2C	1175	26	0,61	4,40	20,0	0,96	1,22	23,42	103,07	2,34
	2C-3C	2350	38	0,58	4,40	10,0	0,96	1,22	11,71	51,53	4,99
	3C-4C	3525	40	0,78	4,66	16,0	0,96	1,22	18,74	87,32	5,86
	4C-10C	4700	52	0,61	20,27	9,0	0,96	1,22	10,54	213,66	43,05
	10C-Asc	4700	52	0,61	21,50	9,0	0,96	1,22	10,54	226,63	45,66
	Asc-I.PS.NE	4700	52	0,61	71,50	9,0	0,96	1,22	10,54	753,67	151,85
Tuberías lazo-captadores	3.1C-1C	587,5	20	0,52	3,50	17,5	0,96	1,22	20,50	71,74	1,10
	3.2C-1C	587,5	20	0,52	3,10	17,5	0,96	1,22	20,50	63,54	0,97
	4.1C-2C	587,5	20	0,52	4,00	17,5	0,96	1,22	20,50	81,98	1,26
	4.2C-2C	587,5	20	0,52	4,25	17,5	0,96	1,22	20,50	87,11	1,34
	5.1C-3C	587,5	20	0,52	4,00	17,5	0,96	1,22	20,50	81,98	1,26
	5.2C-3C	587,5	20	0,41	4,25	17,5	0,96	1,22	20,50	87,11	1,34
	6.1C-4C	587,5	20	0,52	4,26	17,5	0,96	1,22	20,50	87,31	1,34
	6.2C-4C	587,5	20	0,52	4,51	17,5	0,96	1,22	20,50	92,44	1,42
Volumen tuberías calientes ala Noreste (litros)											263,75

Tabla 51. Tuberías calientes ala noreste

Pérdidas de carga tuberías circuito ala suroeste y sureste:

Lazo más restrictivo	Pérdida de carga (mm.c.a)
Interc-Asc-1-2-3-4-5-5.1-5.1C-3C-4C-5C-6C-7C-10C-Asc-Int	6304,22

Tabla 52. Lazo más restrictivo en pérdidas de carga alas sur

Pérdidas de carga tuberías ala Noroeste:

Lazo más restrictivo	Pérdida de carga (mm.c.a)
Interc-Asc-1-2-3-4-5-5.1-5.1C-3C-4C-10C-Asc-Int	4407,12

Tabla 53. Lazo más restrictivo en pérdidas de carga ala Noroeste

Pérdidas de carga tuberías ala Noreste:

Lazo más restrictivo	Pérdida de carga (mm.c.a)
Interc-Asc-1-2-3-4-5-5.1-5.1C-3C-4C-10C-Asc-Int	3275,13

Tabla 54. Lazo más restrictivo en pérdidas de carga ala Noreste

El Volumen total de las tuberías del circuito primario: **1970,87 litros.**

Sección exterior (mm)	Sección interior (mm)	Metros de tubería (m)
22	20	404,97
28	26	29,83
35	33	4,20
40	38	256,93
42	40	28,47
54	52	513,85
66,7	64,3	143,00
Total metros (m)		1381,25

Tabla 55. Tuberías a colocar circuito primario

Anexo IV. Validación programa CHEQ4.2

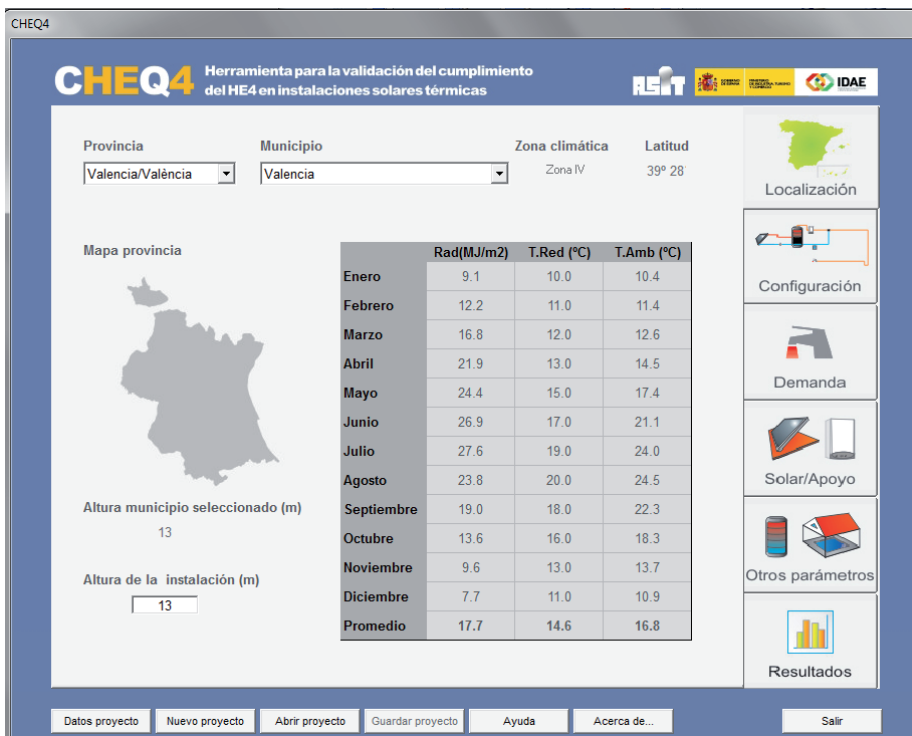


Figura 55. Primera pestaña rellena programa CHEQ4.2 [15]

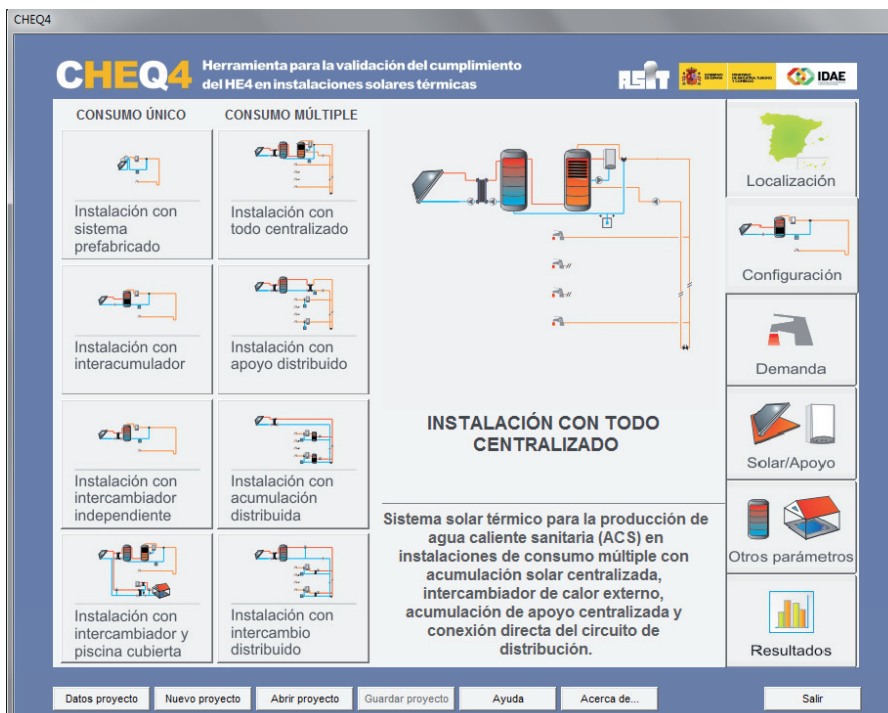


Figura 56. Segunda pestaña rellena programa CHEQ4.2 [15]

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei

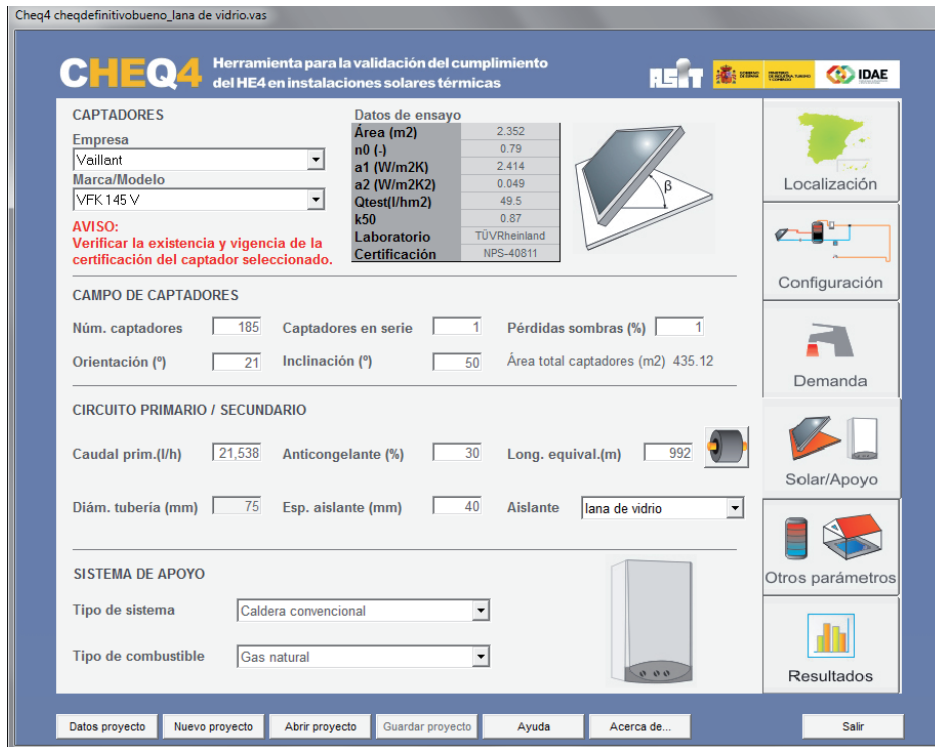


Figura 57. Tercera pestaña rellena programa CHEQ4.2 [15]

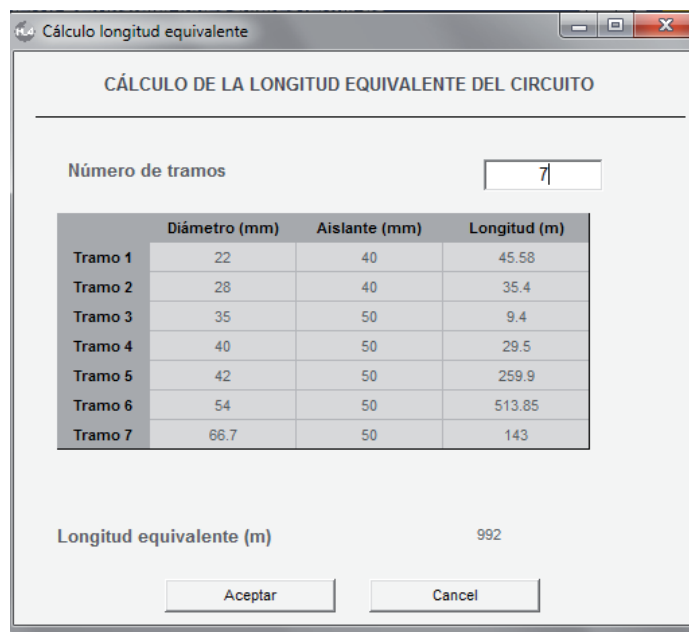


Figura 58. Cálculo de la longitud equivalente tuberías circuito primario [15]

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei



Figura 59. Cuarta pestaña rellena programa CHEQ4.2 [15]

En las tuberías de distribución a subestaciones se ha incluido las tuberías estas tuberías con la recirculación y además las tuberías del circuito secundario y terciario por no haber otro apartado donde calcular las pérdidas energéticas, la temperatura de agua de estas últimas será también muy próxima a 60 °C

Cálculo longitud equivalente

CÁLCULO DE LA LONGITUD EQUIVALENTE DEL CIRCUITO

Número de tramos: 10

	Diámetro (mm)	Aislante (mm)	Longitud (m)
Tramo 1	76.1	50	109.3
Tramo 2	66.7	50	14
Tramo 3	54	50	248.12
Tramo 4	42	50	265.3
Tramo 5	40	50	14
Tramo 6	35	50	20
Tramo 7	28	40	166.4
Tramo 8	22	40	86.25
Tramo 9	18	40	86.25
Tramo 10	12	40	842

Longitud equivalente (m): 2,335

Aceptar Cancel

Figura 60. Conducciones circuitos distribución-recirculación, secundario y terciario [15].

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei

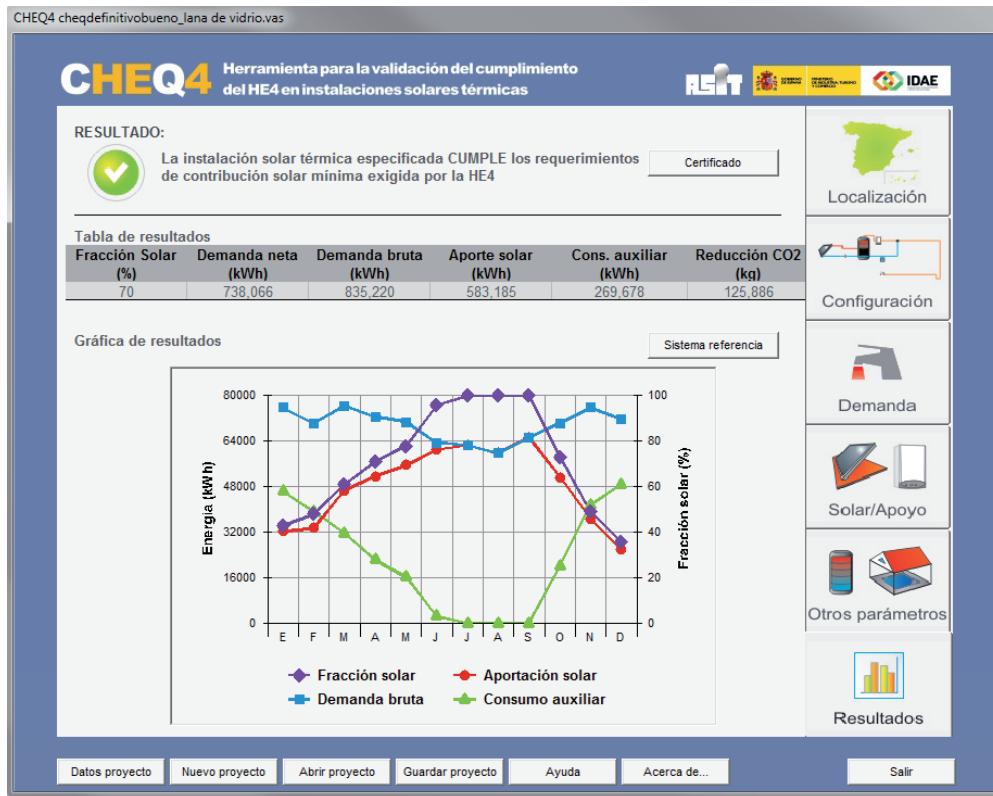


Figura 61. Resultados programa CHEQ4.2 [15].

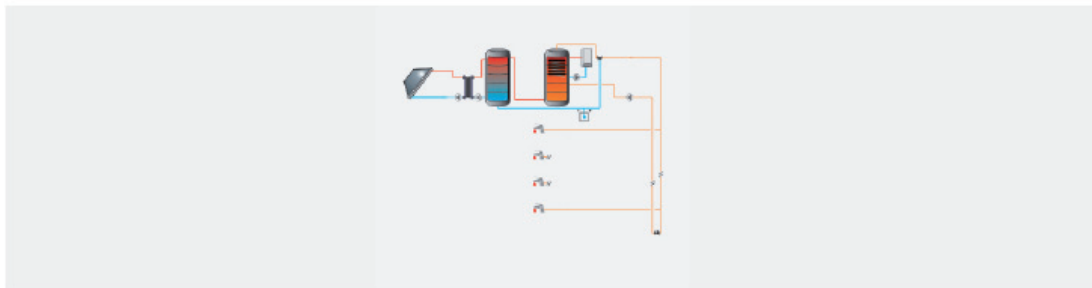


La instalación solar térmica especificada CUMPLE los requerimientos mínimos especificados por el HE4

Datos del proyecto	
Nombre del proyecto	Colegio Mayor Galileo Galilei
Comunidad	Comunidad Valenciana
Localidad	Valencia
Dirección	Avenida de los naranjos S/N Galileo Ga

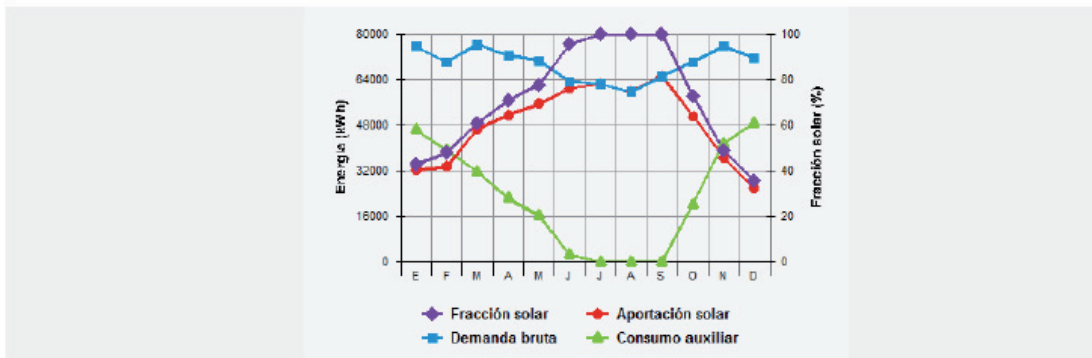
Datos del autor	
Nombre	David Herráez Santonja
Empresa o institución	Universidad Politécnica de Valencia
Email	
Teléfono	

Características del sistema solar



Localización de referencia	Valencia (Valencia/València)
Altura respecto la referencia [m]	0
Sistema seleccionado	Instalación con consumo múltiple totalmente centralizada
Demanda [l/día a 60°C]	43,400
Ocupación	Ene Feb Mar Abr May Jun Jul Ago Sep Oct Nov Dic
%	86 90 90 090 89 86 86 84 91 90 94 83

Resultados



Fracción solar [%]	70
Demanda neta [kWh]	738,066
Demanda bruta [kWh]	835,220
Aporte solar [kWh]	583,185
Consumo auxiliar [kWh]	269,678
Reducción de emisiones de [kg de CO ₂]	125,886

Figura 62. Primera página del certificado proporcionado por CHEQ4.2



La instalación solar térmica especificada CUMPLE los requerimientos mínimos especificados por el HE4

Parámetros del sistema		Verificación en obra
Campo de captadores		
Captador seleccionado	VFK 145 V (Vaillant)	<input type="checkbox"/>
Contraseña de certificación	NPS-40811 - Verificar vigencia	<input type="checkbox"/>
Número de captadores	185.0	<input type="checkbox"/>
Número de captadores en serie	1.0	<input type="checkbox"/>
Pérdidas por sombras (%)	1.0	<input type="checkbox"/>
Orientación [°]	21.0	<input type="checkbox"/>
Inclinación [°]	50.0	<input type="checkbox"/>
Circuito primario/secundario		
Caudal circuito primario [l/h]	21,538.0	<input type="checkbox"/>
Porcentaje de anticongelante [%]	30.0	<input type="checkbox"/>
Longitud del circuito primario [m]	992.0	<input type="checkbox"/>
Diámetro de la tubería [mm]	75.0	<input type="checkbox"/>
Espesor del aislante [mm]	40.0	<input type="checkbox"/>
Tipo de aislante	lana de vidrio	<input type="checkbox"/>
Sistema de apoyo		
Tipo de sistema	Caldera convencional	<input type="checkbox"/>
Tipo de combustible	Gas natural	<input type="checkbox"/>
Acumulación		
Volumen [l]	40,000.0	<input type="checkbox"/>
Distribución		
Longitud del circuito de distribución [m]	2,190.0	<input type="checkbox"/>
Diámetro de la tubería [mm]	12.0	<input type="checkbox"/>
Espesor del aislante [mm]	40.0	<input type="checkbox"/>
Tipo de aislante	lana de vidrio	<input type="checkbox"/>
Temperatura de distribución [°C]	60.0	<input type="checkbox"/>
Distribución subestaciones		
Longitud del circuito de distribución [m]	1,854.0	<input type="checkbox"/>
Diámetro de la tubería [mm]	22.0	<input type="checkbox"/>
Espesor del aislante [mm]	40.0	<input type="checkbox"/>
Tipo de aislante	lana de vidrio	<input type="checkbox"/>

Figura 63. Segunda página del certificado proporcionado por CHEQ4.2

Anexo V. Características bomba de calor aeroterma.

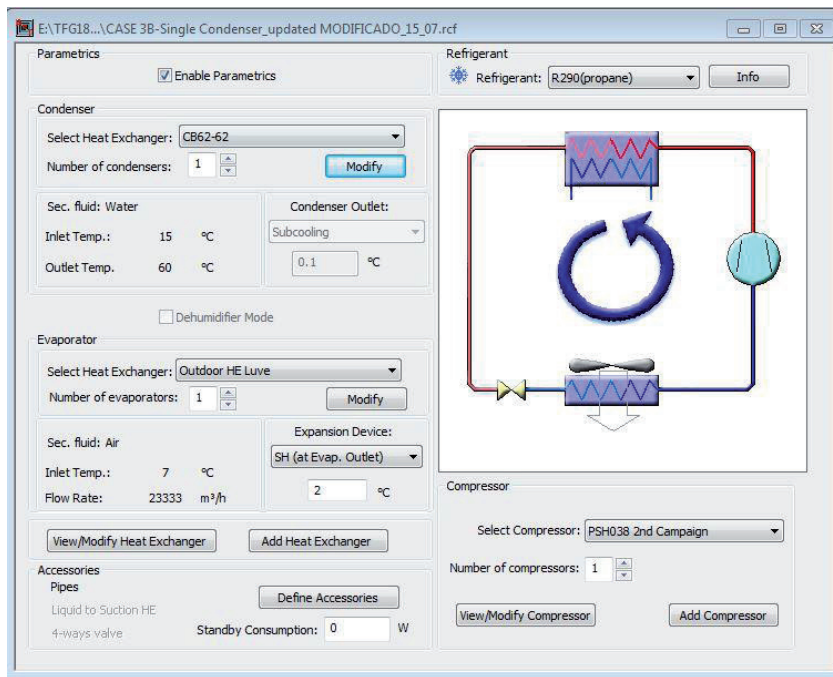


Figura 64. Bomba de calor modelada en IMST-ART

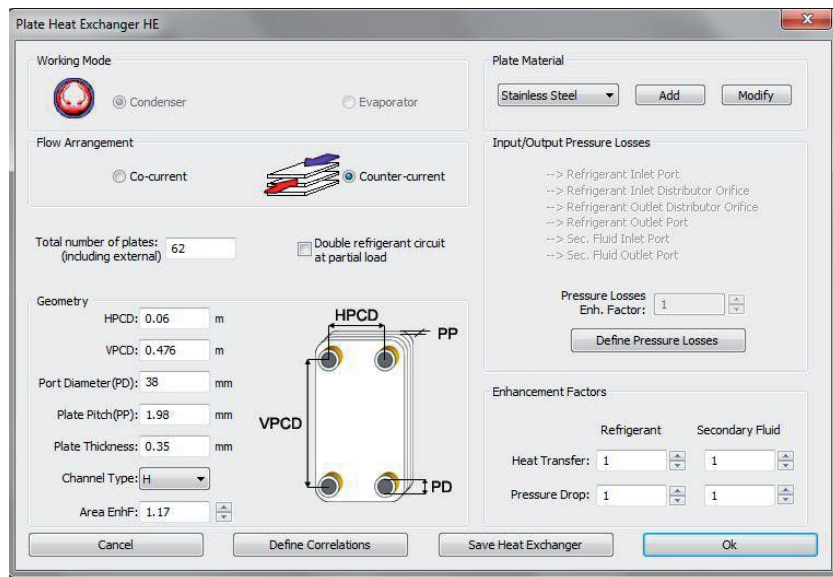


Figura 65. Características del condensador.

Diseño y evaluación de diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria en el Colegio Mayor Galileo Galilei

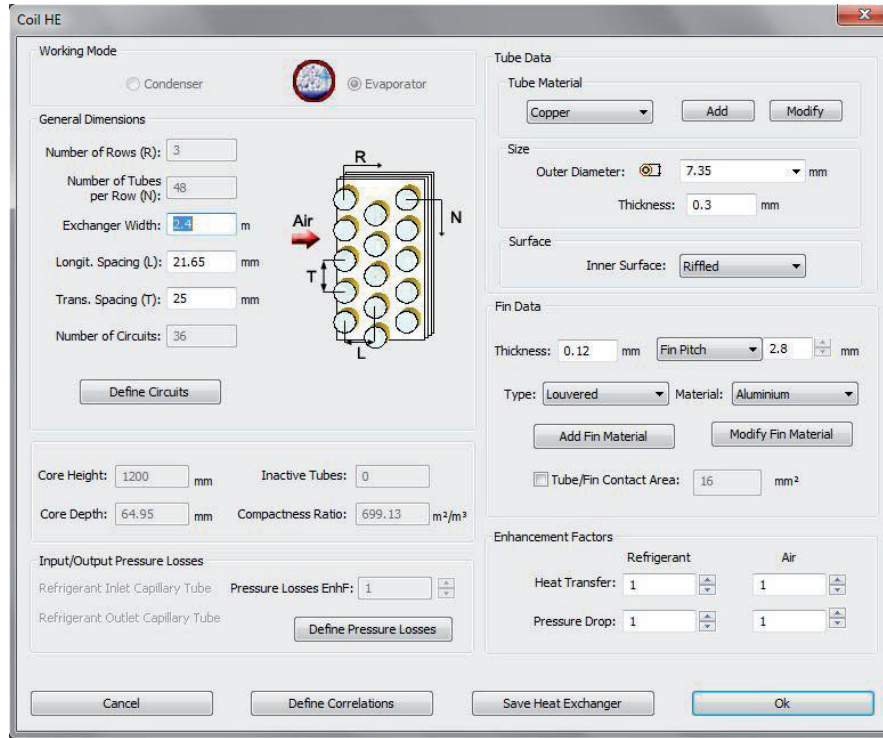


Figura 66. Características del evaporador.

Summary	Compressor	Condenser	Evaporator	Accessories	Refrigerant	Show Warnings									
	Units	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10				
Inlet Sat. Condenser Temp.	°C	54.048	54.25	54.49	54.727	54.97	55.237	55.567	56.075	57.297	60.654				
Outlet Sat. Condenser Temp.	°C	53.989	54.193	54.435	54.674	54.919	55.188	55.522	56.036	57.265	60.633				
Inlet Sat. Evaporation Temp.	°C	3.0278	2.8493	2.6339	2.426	2.2248	2.03	1.8436	1.6692	1.529	1.4938				
Outlet Sat. Evaporation Temp.	°C	2.4602	2.2965	2.0991	1.9086	1.7243	1.5461	1.3756	1.2169	1.0911	1.0666				
Inlet Condenser Press.	kPa	1869.6	1877.6	1887.2	1896.7	1906.4	1917	1930.2	1951.2	2001.9	2145.4				
Outlet Condenser Press.	kPa	1867.2	1875.3	1885	1894.6	1904.3	1915.1	1928.4	1949.5	2000.6	2144.5				
Inlet Evaporator Press.	kPa	520.46	517.72	514.41	511.22	508.13	505.15	502.28	499.61	497.46	496.92				
Outlet Evaporator Press.	kPa	511.75	509.23	506.21	503.28	500.45	497.72	495.1	492.67	490.74	490.36				
Condenser SubCooling	K	1	5	10	15	20	25	30	35	40	45				
Total SubCooling	K	1.2261	5.2014	10.168	15.133	20.098	25.063	30.03	35.003	39.985	44.976				
Evaporator Superheat	K	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2				
Total SuperHeat	K	2.0252	2.026	2.0271	2.028	2.029	2.03	2.0309	2.0319	2.0327	2.0334				
COP		2.3975	2.4902	2.6005	2.7049	2.8034	2.8952	2.977	3.0399	3.0392	2.8721				
COP Auxiliary Included		2.2592	2.3471	2.4517	2.5508	2.6444	2.7318	2.81	2.8709	2.8739	2.7246				
EER		8.188	8.5044	8.8812	9.2377	9.5741	9.8876	10.167	10.382	10.379	9.8089				
EER Auxiliary Included		7.7156	8.0156	8.3731	8.7115	9.0312	9.3296	9.5967	9.8046	9.8147	9.3049				
Total Carnot Eff.	%	44.825	46.917	49.446	51.889	54.252	56.537	58.717	60.738	62.254	62.39				
Total Carnot Eff. Auxiliary Included	%	42.239	44.22	46.617	48.933	51.176	53.346	55.423	57.361	58.867	59.184				
COP(hPA)		3.3376	3.4312	3.5427	3.6483	3.7479	3.8406	3.9233	3.9868	3.9865	3.8195				
COP(hPA) Auxiliary Included		3.145	3.234	3.3401	3.4405	3.5354	3.6239	3.7032	3.7652	3.7696	3.6232				
EER(hPA)		11.398	11.718	12.099	12.46	12.8	13.116	13.399	13.616	13.615	13.044				
EER(hPA) Auxiliary Included		10.741	11.045	11.407	11.75	12.074	12.376	12.647	12.859	12.874	12.374				
TCE(hPA)	%	52.571	54.398	56.6	58.721	60.77	62.746	64.634	66.392	67.775	68.162				
TCE(hPA) Auxiliary Included	%	49.538	51.271	53.362	55.377	57.324	59.205	61.008	62.701	64.087	64.659				
Cooling Capacity	kW	19.897	20.748	21.769	22.747	23.684	24.582	25.433	26.216	26.814	26.919				
Heating Capacity	kW	27.698	28.589	29.657	30.68	31.663	32.61	33.518	34.383	35.171	35.798				
Mass Flowrate	kg/s	0.084359	0.083879	0.083302	0.082745	0.082204	0.081676	0.081158	0.080639	0.080082	0.079418				
Comp. Disch. Temp.	°C	74.723	75.147	75.656	76.158	76.666	77.207	77.841	78.731	80.655	85.657				
Comp. Power Input	kW	8.2989	8.3321	8.3713	8.4094	8.4482	8.4907	8.5432	8.6241	8.8226	9.3726				
Global Power Input	kW	8.8071	8.8402	8.8793	8.9174	8.9561	8.9955	9.051	9.1318	9.3303	9.8803				
Isentropic Eff.	%	65.677	65.507	65.3	65.097	64.894	64.683	64.451	64.15	63.581	62.254				
Compressor Eff.	%	62.394	62.231	62.035	61.842	61.649	61.449	61.229	60.942	60.402	59.141				
Volumetric Eff.	%	93.203	93.116	93.011	92.909	92.806	92.7	92.583	92.43	92.14	91.443				
Refrigerant		R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)	R290(propane)				
On Cond. Subcooling (°C)	°C	1	5	10	15	20	25	30	35	40	45				

*) Variable selected as parameter

Figura 67. Vista de los resultados de una simulación

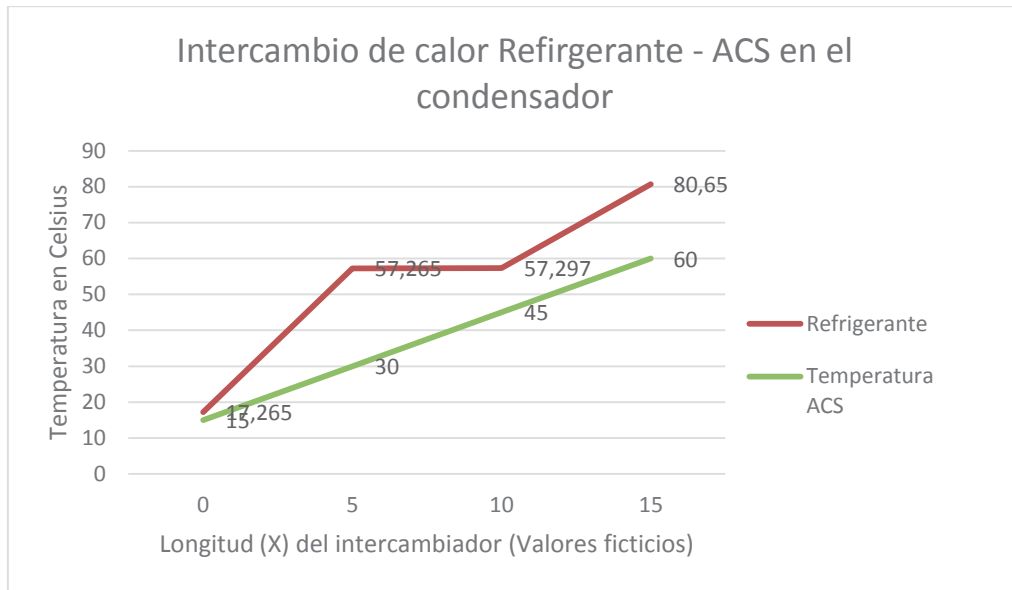
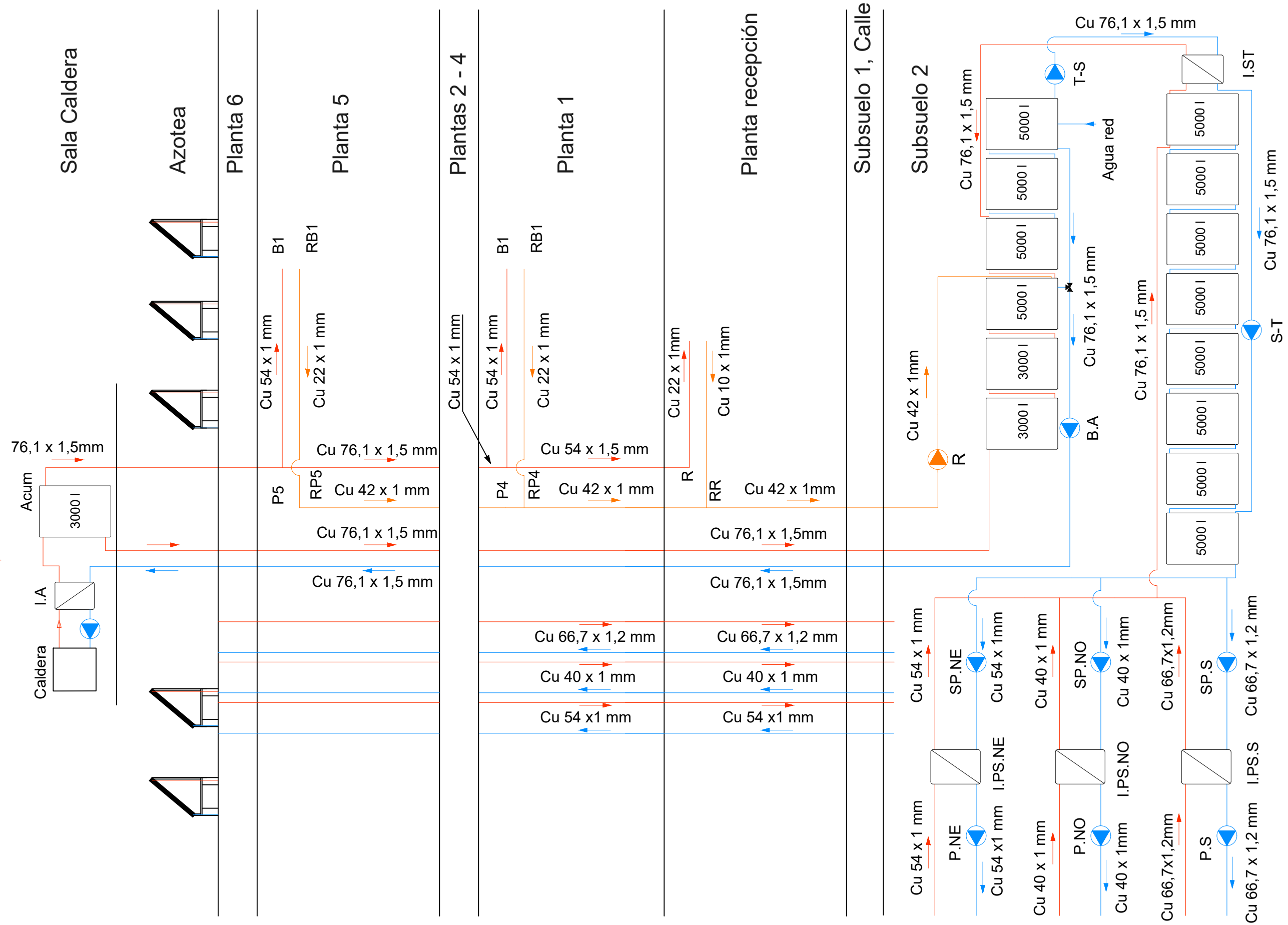
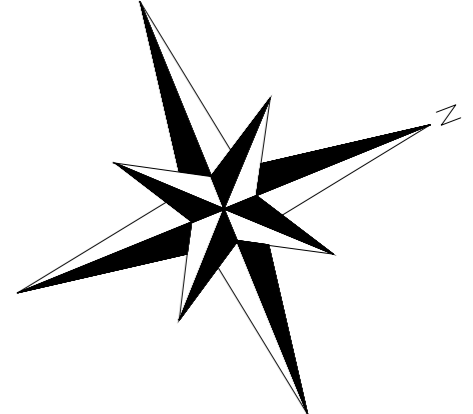
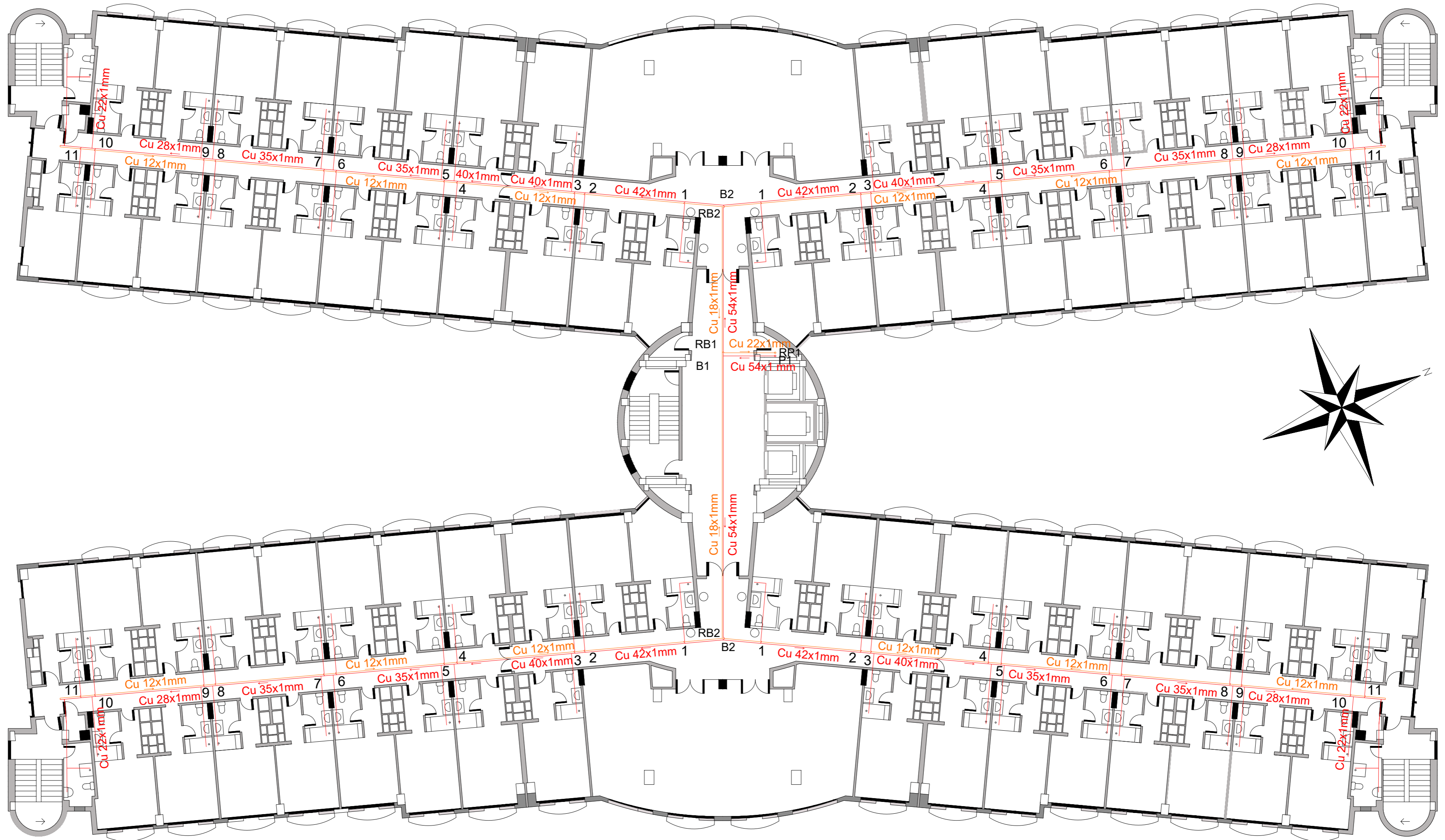


Figura 68. Diagrama del intercambio de calor en el condensador

Planos





TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA



Proyecto: **DISEÑO Y EVALUACIÓN DE DIFERENTES SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN EL COLEGIO MAYOR GALILEO GALILEI**

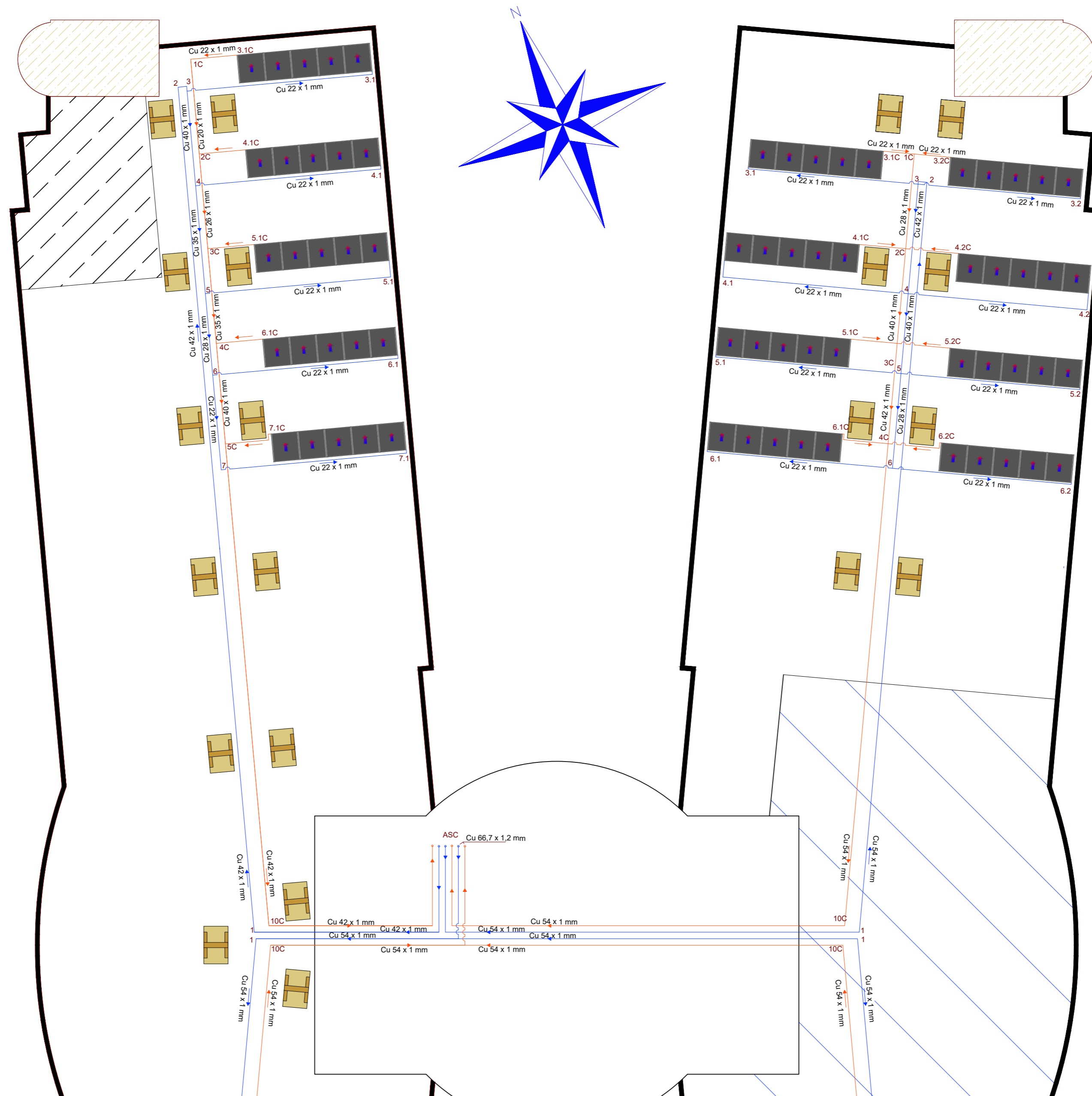
Fecha: **Junio 2017**

Escala: **1/175**

Plano: **Planta tipo**

Nº Plano:

David Herráez Santonja
Autor proyecto



TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA

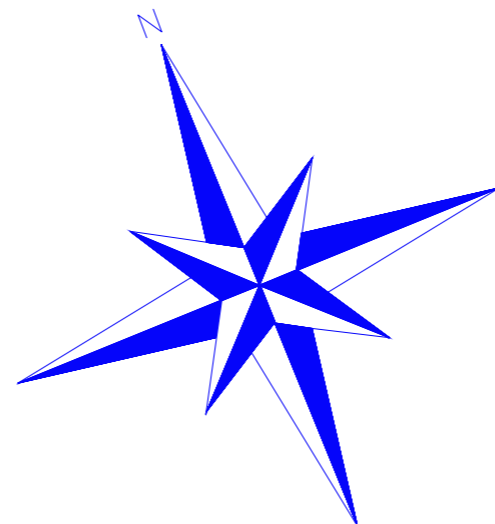
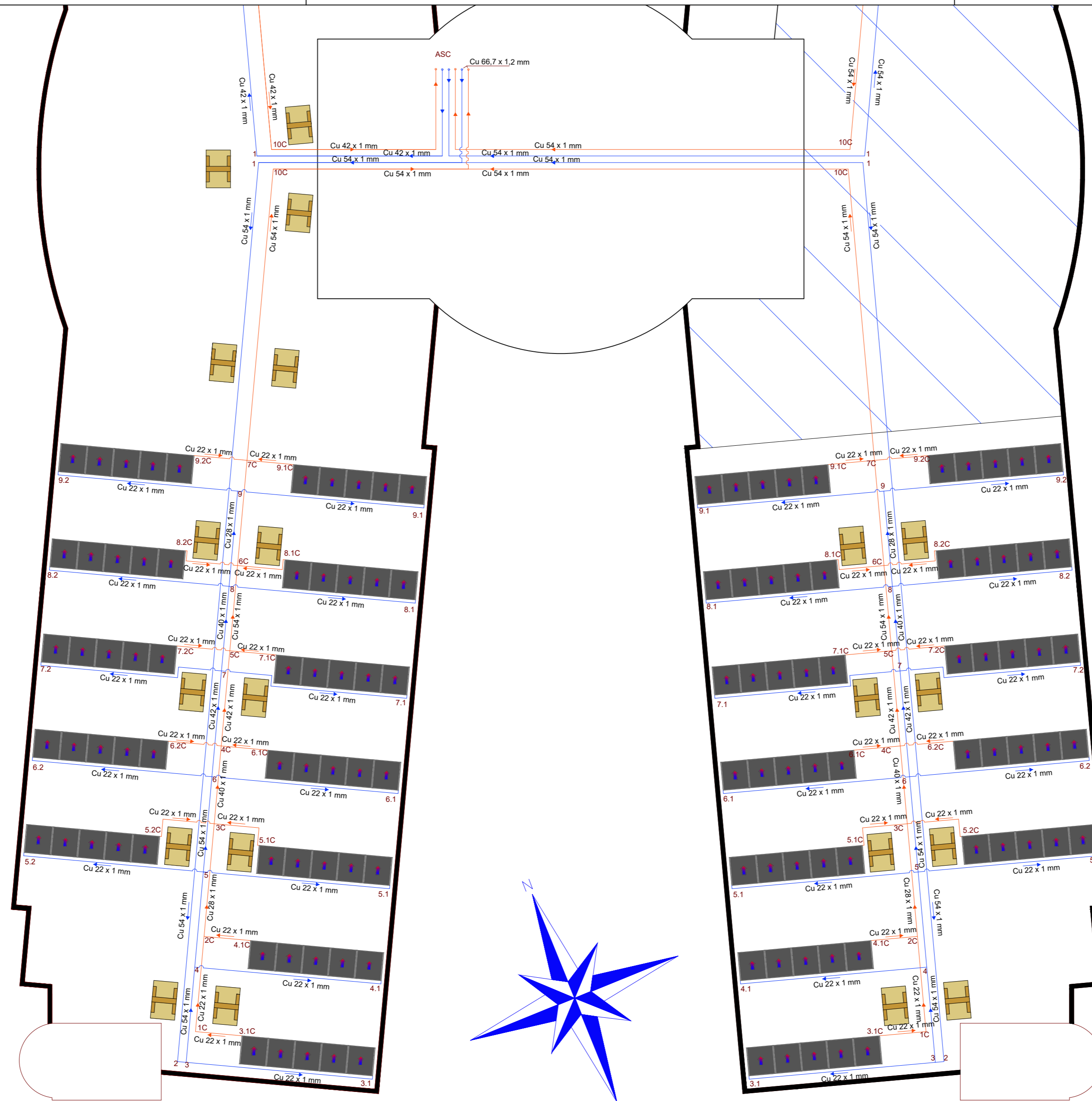


Proyecto: **DISEÑO Y EVALUACIÓN DE DIFERENTES SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN EL COLEGIO MAYOR GALILEO GALILEI**

Fecha: Junio 2017 Escala: 1/150

Plano: Planta azotea lado norte Nº Plano:

David Herráez Santonja
Autor proyecto



TRABAJO FINAL DE GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA




UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

ESCUOLA TÉCNICA SUPERIOR INGENIEROS INDUSTRIALES VALENCIA

David Herráez Santonja
Autor proyecto

Proyecto: DISEÑO Y EVALUACIÓN DE DIFERENTES SISTEMAS DE PRODUCCIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA EN EL COLEGIO MAYOR GALILEO

Fecha: Junio 2017

Escala: 1/150

Plano: Planta azotea lado sur

Nº Plano: