

Treball final de grau

Estudi: Grau en Tecnologies Industrials

Títol: Disseny d'un dispositiu d'obtenció d'aigua dolça alimentat per energia solar

Document 1: Memòria i annexos

Alumne: Jordi Vall-Ilosera Galera

Director/tutor: Lino Montoro Moreno - Albert Massaguer Colomer
Departament: Enginyeria Mecànica i de la Construcció Industrial
Àrea: Màquines i Motors Tèrmics

Convocatòria (mes/any): Setembre del 2015

ÍNDIX

1	INTRODUCCIÓ	1
1.1	Antecedents.....	1
1.2	Objecte	1
1.3	Especificacions i abast	1
2	L'AIGUA EN L'ACTUALITAT.....	2
2.1	Escassetat d'Aigua	2
2.2	Zona d'operació.....	3
3	CONCEPTES TEÒRICS.....	4
3.1	Termoelectricitat.....	4
3.1.1	Efecte Seebeck	4
3.1.2	Efecte Peltier	4
3.1.3	Efecte Thomson	5
3.1.4	Efecte Joule.....	6
3.2	Transferència de calor	6
3.2.1	Conducció	7
3.2.2	Convecció.....	8
3.2.3	Radiació	9
3.3	Cel·la Peltier	9
3.3.1	Definició.....	9
3.3.2	Composició.....	9
3.3.3	TEC1-12706	10
3.4	Psicrometria.....	10
3.4.1	Aire humit	10
3.4.2	Temperatura punt de rosada	11
3.4.3	Intercanvi de calor	11
3.4.4	Carta psicromètrica.....	12
4	PROCEDIMENT DEL TREBALL.....	14
4.1	Elecció del difusor.....	14
4.1.1	Càlculs teòrics dels difusors	15
4.1.2	Simulació dels difusors	19
4.1.3	Assaig Experimental dels difusors	25
4.1.4	Comparació resultats difusors	32
4.1.5	Càlcul estimatiu d'aigua capaç de condensar	35
4.2	Disseny del dispositiu	38
4.2.1	Taulell.....	38

4.2.2	Difusor	39
4.2.3	Tub	39
4.2.4	Destil·lador	41
4.2.5	Estructura	42
4.2.6	Connexió	42
4.2.7	Plaques solars	42
5	RESUM DEL PRESSUPOST.....	44
6	CONCLUSIONS I TREBALLS FUTURS	45
7	RELACIÓ DE DOCUMENTS	46
8	BIBLIOGRAFIA.....	47
	ANNEXOS	48
A.	TRANSFERÈNCIA DE CALOR:	49
A.1	CONDUCCIÓ	49
A.1.1	CÀLCULS D'ALETES	50
A.2	CONVECCIÓ.....	59
B.	ESPECIFICACIONS MÒDUL PELTIER.....	62
C.	ESPECIFICACIONS PLACA SOLAR.....	63
D.	CÀLCULS	64
D.1	Càlculs de les temperatures de les aletes.....	64
D.1.1	Difusor 1	64
D.1.2	Difusor 2	65
D.1.3	Difusor 3.....	67
D.1.4	Difusor4.....	69
E.	ANNEX AL PRESSUPOST	71
E.1	Introducció	71
E.2	Partida personal	71
E.3	Partida equipament.....	71
E.4	Resum	72

1 INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

La població d'algunes zones de la Terra no tenen accés a aigua potable. Per exemple a l'Orient Mitjà i a l'Àfrica del Nord, a causa del seu clima càlid i sec, amb precipitacions insuficients, no tenen accés a aigua dolça superficial i l'aigua de pous és escassa. Donat que gran part de la població viu a la zona litoral, si que tenen accés a aigua salada.

Actualment, les cel·les Peltier han pres importància degut al seu baix cost. Aquests mòduls termoelèctrics ens permeten generar un focus fred en una de les seves cares i un de calent a l'altra, a partir d'una diferència de potencial elèctric. Són molt utilitzades per aplicacions d'ús domèstic, sobretot per a la refrigeració. Com per exemple neveres portàtils o refrigeració d'aparells electrònics que s'escalfen.

1.2 Objecte

L'objectiu d'aquest projecte és dissenyar un dispositiu capaç d'obtenir aigua dolça, mitjançant la condensació de l'aigua present en la humitat de l'ambient en zones costaneres, a partir dels mòduls termoelèctrics alimentats amb energia solar.

1.3 Especificacions i abast

L'abast del projecte consistirà, primer de tot en la recerca bibliogràfica sobre les cel·les Peltier, llavors la comparació d'un estudi teòric sobre la transferència de calor de quatre dissipadors tèrmics a partir de càlculs teòrics, simulació de fluids mitjançant el programa ANSYS CFX i per últim, validació experimental. Una vegada escollit el millor dissipador tèrmic, disseny del dispositiu.

2 L'AIGUA EN L'ACTUALITAT

L'aigua és indispensable per a la vida de milions d'espècies en el món, inclòs l'ésser humà.

El 71% de la superfície de la Terra és aigua, el qual el 96.5% és salada i la trobem en els oceans. Mentre que el 3.5% restant és aigua dolça, i gairebé el 70% està localitzada en els casquets polars i glacials en forma de gel. Un 29% es troba a les aigües subterrànies, i l'1% restant es troba a nivell superficial en forma de rius, llacs, l'atmosfera i organismes vius.

Tot i que aquesta aigua està en constant moviment a la naturalesa. Aquesta circulació s'anomena cicle de l'aigua.

2.1 Escassetat d'Aigua

Com hem dit anteriorment, molt poca aigua és apta per al consum humà, aproximadament un 1% de tota l'aigua del planeta. A més, d'aquest 1%, el 70% va destinat a l'agricultura i un 20% a la indústria. D'aquesta manera es veu reduïda la quantitat d'aigua per al consum, i si a més hi sumem la contaminació i el canvi climàtic, cada vegada és més difícil l'obtenció d'aigua potable.

Majoritàriament, l'escassetat d'aigua es produeix en països poc desenvolupats, ja que tenen poc poder econòmic per una gestió més eficient.

Com podem veure a la Figura 1: Escassetat d'Aigua, hi ha dos tipus d'escassetat. L'escassetat física, que és la insuficiència dels recursos naturals de l'aigua per abastar una regió. I l'escassetat econòmica, que és una mala gestió dels recursos hídrics disponibles.

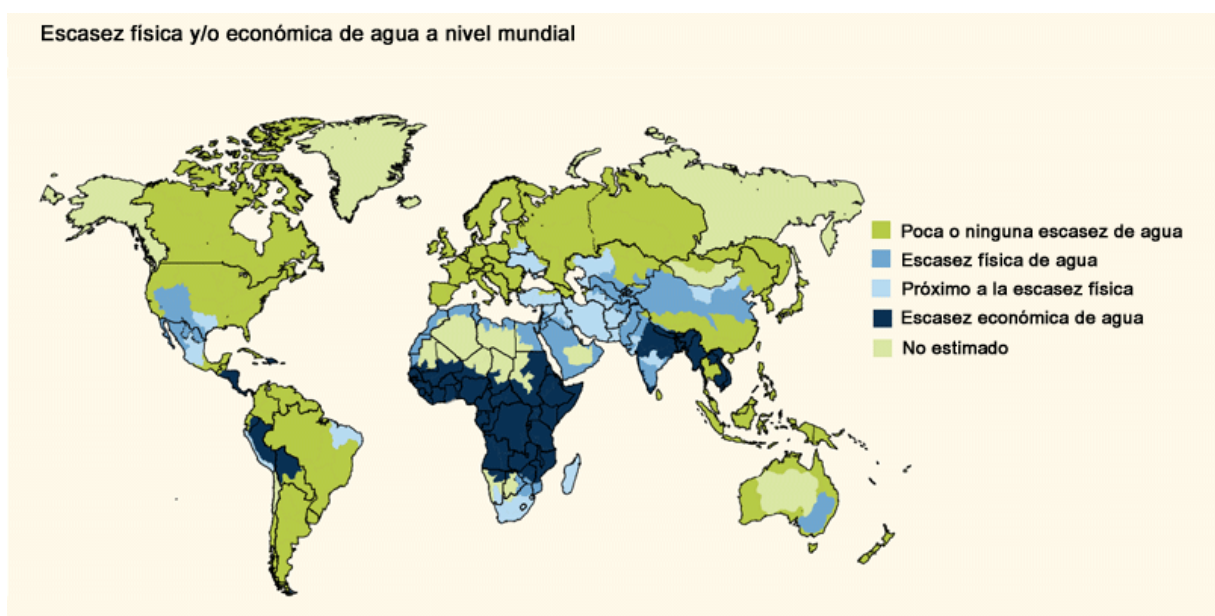


Figura 1: Escassetat d'Aigua

Veiem com a l'Orient Mitjà i a l'Àfrica és on hi ha més escassetat. Tot i que la major part és escassetat econòmica, podem observar com a les zones costaneres és física. Ja que hi ha poques precipitacions i la proximitat amb els oceans no els permeten obtenir aigua d'aqüífers subterranis a causa de la seva alta salinitat.

2.2 Zona d'operació

La zona per a què està pensat el dispositiu, són zones costaneres on el clima és subtropical sec. Trobem aquest clima en els deserts del sud d'Estats Units, el nord d'Àfrica, el Pròxim Orient, les regions meridionals d'Austràlia i Sud-àfrica, la Pampa i la Patagònia argentina.

Les pluges són escasses i es produeixen al hivern, quan arriben les masses d'aire polar. Aquestes pluges solen ser violentes i tenen una durada curta, d'unes poques hores. Es tracta d'un clima permanentment àrid, en el que l'evaporació potencial és major que no les aportacions d'aigua.

Com podem observar a continuació, a la Figura 2: Clima d'Àfrica, veiem com les zones amb clima subtropical sec són les pintades amb un color vermellós.



Figura 2: Clima d'Àfrica

3 CONCEPTES TEÒRICS

3.1 Termoelectricitat

La termoelectricitat és aquella branca de la física que estudia la producció d'electricitat mitjançant l'efecte termoelèctric. Aquest efecte és l'estudi de fenòmens de conversió reversibles d'energia calorífica en electricitat, i viceversa.

Els fenòmens termoelèctrics són l'efecte Seebeck , Peltier, Thomson i Joule. Els quals porten els noms respectius dels seus descobridors i estan explicats a continuació:

3.1.1 Efecte Seebeck

Thomas Johann Seebeck va néixer l'any 1770 a Tallin, Estònia. I va morir a Berlín, Alemanya, el 1831. Va ser Metge i investigador físic, descobridor de l'efecte termoelèctric.

L'efecte Seebeck va ser el primer fenomen termoelèctric descobert. L'any 1821, Thomas Seebeck , va descobrir que en un circuit format per dos metalls homogenis diferents, amb dos unions a diferents temperatures, apareix una diferència de potencial elèctric. Aquest efecte és en el que es basen els termoparells.

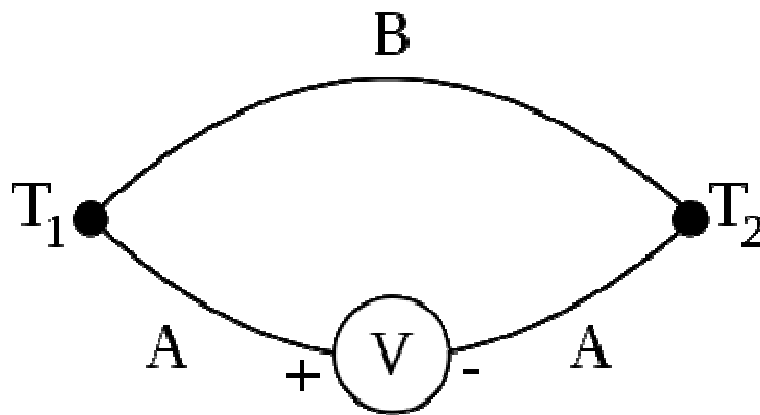


Figura 3: Circuit que mostra l'efecte Seebeck

A la Figura 3: Circuit que mostra l'efecte Seebeck, on A i B representen els diferents metalls, T1 i T2 les diferents temperatures a cada unió i V la diferència de voltatge.

3.1.2 Efecte Peltier

Jean Charles Peltier va néixer l'any 1785 a Ham, França. I va morir l'any 1845 a Paris. Va ser un físic francès que es va dedicar plenament en la investigació científica en el camp de l'electricitat.

L'any 1834 va descobrir que, sobre la base del descobriment del físic alemany Thomas Seebeck, en la unió de dos metalls diferents, sotmesos a un corrent elèctric apareix una diferència de temperatura. L'efecte Peltier es considera l'oposat a l'efecte Seebeck.

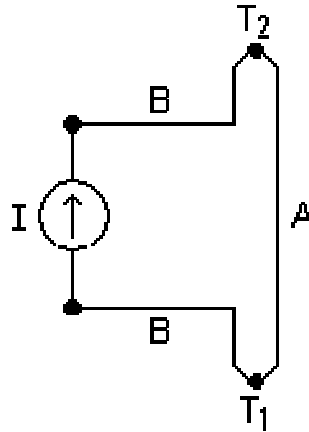


Figura 4: Circuit que mostra l'efecte Peltier

A la Figura 4: Circuit que mostra l'efecte Peltier, on A i B representen els diferents metalls, T1 i T2 les diferents temperatures a cada unió i I és el corrent elèctric aplicat en el circuit.

La direcció de la transferència de calor és controlada per la polaritat del corrent. Al invertir la polaritat, també es canvia la direcció de la transferència de calor. Amb la qual cosa, la unió que despenia calor, l'absorbirà i on s'absorbia la despendrà.

3.1.3 Efecte Thomson

William Thomson va néixer l'any 1824 a Belfast, Irlanda. I va morir al 1907 a Largs, Escòcia. Va ser un físic, matemàtic i enginyer qui va fer importants treballs en el camp de l'anàlisi de l'electricitat i la termodinàmica. També és conegut per donar el seu nom a una escala de temperatures, anomenada absoluta, mesurada en graus Kelvin.

L'any 1851 va demostrar que els efectes Seebeck i Peltier estan relacionats. L'efecte Thomson consisteix en que un material sotmès a un gradient tèrmic i recorregut per un corrent elèctric, intercanvia calor amb el medi exterior. De manera recíproca, un material sotmès a un gradient tèrmic i recorregut per un flux de calor, genera un corrent elèctric.

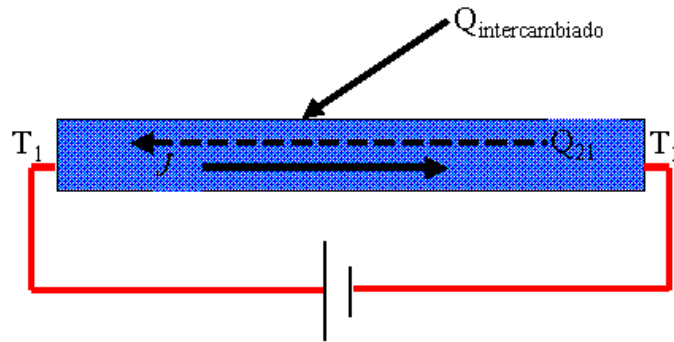


Figura 5: Circuit que mostra l'efecte Thomson

Com podem veure a la Figura 5: Circuit que mostra l'efecte Thomson, T1 i T2 són dues temperatures diferents; Q_{21} o $Q_{intercambiado}$ és el intercanvi de calor generada entre els punts 1 i 2; i la J és la densitat del corrent elèctric que circula pel conductor.

L'efecte Thomson és reversible, el flux de calor canvia de sentit al canviar el sentit de la intensitat.

3.1.4 Efecte Joule

James Prescott Joule va néixer l'any 1818 a Manchester i va morir el 1889. Va ser un físic anglès conegut per totes les seves investigacions en l'electricitat, la termodinàmica i l'energia. Va definir la unitat d'energia del SI, el Joule.

James Prescott Joule va determinar l'efecte joule, també conegut per llei de Joule, el qual consisteix en l'emissió de calor al llarg d'un conductor per el que circula una corrent elèctrica. Aquesta calor es deu a l'energia generada en els xocs dels electrons amb els àtoms del conductor. Al contrari que els efectes anteriors, l'efecte Joule és un efecte irreversible.

Joule va descobrir que la calor generada és proporcional a la resistència del conductor i al quadrat de la intensitat de la corrent.

3.2 Transferència de calor

La transferència de calor es defineix com el pas d'energia tèrmica des d'un cos de major temperatura a un altre de menor temperatura. Quan un cos està a temperatura diferent de la del seu entorn o un altre cos, la transferència de calor, també coneguda com a transferència de calor o intercanvi de calor, es produeix de tal forma que el cos i el seu entorn assoleixin l'equilibri tèrmic. Com a conseqüència de la segona llei de la termodinàmica, la transferència

de calor es realitza del cos més calent al més fred. La transferència de calor no es pot aturar només es pot fer més lenta.

Els tres models de transferència de calor són: la conducció, la convecció i la radiació.

3.2.1 Conducció

La conducció és la transmissió d'energia per contacte directe entre les micropartícules que constitueixen el cos sense intercanvi de matèria. El intercanvi es produeix de la regió de més alta temperatura a la més baixa. Aquest model és fonamental per la propagació de calor entre sòlids. La conductivitat tèrmica, que és la propietat física dels materials que determina la capacitat per conduir la calor, és major en els sòlids que en els líquids, i la dels líquids és major que la dels gasos.

La resistivitat tèrmica és la propietat inversa a la conductivitat tèrmica, que és la capacitat d'oposar-se a la conducció.

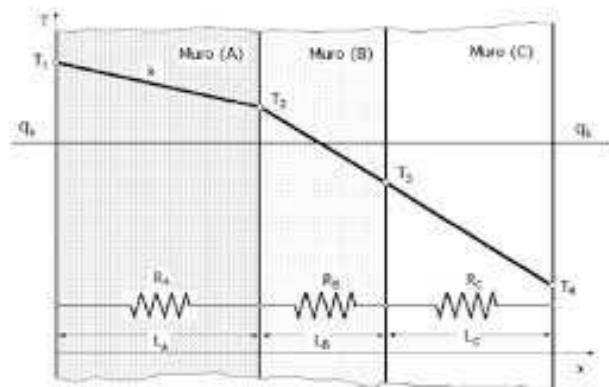


Figura 6: Transmissió per conducció

A la figura Figura 6: Transmissió per conducció podem observar la transmissió per conducció en tres materials diferents (A, B i C), amb les seves respectives resistències tèrmiques (R_A , R_B i R_C). On veiem com la temperatura en el punt 1 és major que en el punt 4.

Podem observar les equacions matemàtiques d'aquest model als annexos, a A.TRANSFERÈNCIA DE CALOR:

CONDUCCIÓ

3.2.2 Convecció

La convecció es produeix entre regions amb diferents temperatures a través del desplaçament de matèria mitjançant un fluid (líquid o gas).

Hi ha dos tipus de convecció.

3.2.2.1 Convecció Natural

En la convecció natural el flux és a conseqüència de la diferència de temperatures del fluid. Quan s'augmenta la temperatura d'un fluid la seva densitat disminueix, d'aquesta manera a causa de la força gravitacional, ascendeixen al ser desplaçats per porcions a menor temperatura, el qual també serà escalfat i així s'anirà repetint el cicle.

Per exemple, considerem el refredament d'uns components elèctrics calents per aire (Figura 7: (b) Convecció natural).

3.2.2.2 Convecció Forçada

En canvi, la convecció forçada es provoca un flux d'un fluid mitjançant forces externes sobre la superfície d'un sòlid. D'aquesta manera s'accelera la velocitat dels corrents de la convecció natural.

Per exemple, considerem l'ús d'un ventilador per proporcionar refredament per aire mitjançant convecció forçada dels components elèctrics calents (Figura 7:(a) Convecció forçada).

Com podem observar a la Figura 7: (c) Ebullició. (d) Condensació., la convecció també pot ser una barreja de la convecció forçada i natural.

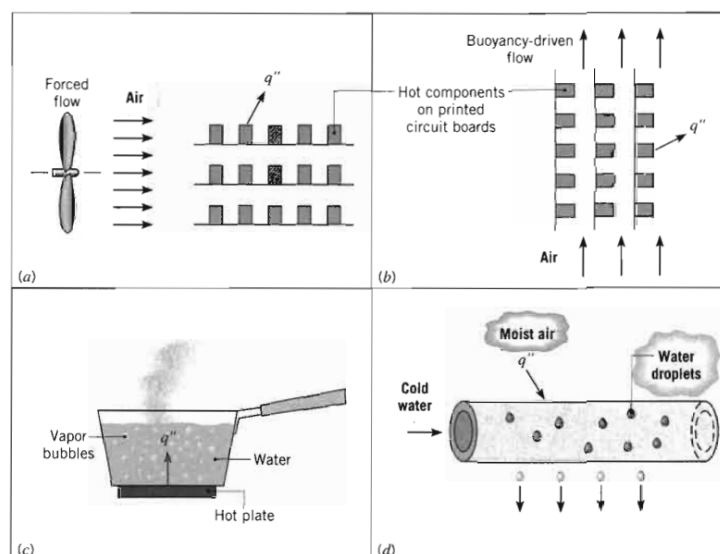


Figura 7: (a) Convecció forçada. (b) Convecció natural. (c) Ebullició. (d) Condensació.

3.2.3 Radiació

La radiació tèrmica és l'emissió continua d'energia que emet un material (sòlid, líquid o gas) a una temperatura determinada. Aquest model és l'únic que no necessita un medi de propagació. Les substàncies que s'intercanvien calor no necessàriament han d'estar en contacte, sinó que poden estar separades pel buit. És una forma d'emissió d'ones electromagnètiques que procedeix de tot cos que estigui a major temperatura que el zero absolut.

3.3 Cel·la Peltier

3.3.1 Definició

La cel·la Peltier és un dispositiu termoelèctric que es caracteritza per l'aparició d'una diferència de temperatura entre les dues cares d'un semiconductor quan per a ella hi circula un corrent elèctric.

Els diferents efectes que es produeixen, explicats anteriorment a l'apartat 3.1 Termoelectricitat, són: l'efecte Seebeck, Peltier, Thomson i Joule.

Aquests dispositius són principalment utilitzats per a la refrigeració, ja que hi ha altres mètodes d'escalfament més econòmics. La seva efectivitat per extreure la calor del costat fred, és totalment dependent de la quantitat de corrent proporcionada i de la manera com s'extreu la calor per l'altra costat.

3.3.2 Composició

Les cel·les Peltier estan constituïdes internament mitjançant unions de semiconductors disposades en sèrie. Cadascun d'aquests semiconductors estan recolzats en un connector que està electrònicament aïllat, però no aïllat tèrmicament.

Els semiconductors estan fabricats amb materials de Teluri i Bismut, tipus N o P, ja que són bons conductors de l'electricitat i, a més, mal conductors de la calor. Aquests elements estan connectats electrònicament entre si en sèrie i tèrmicament en paral·lel, mitjançant coure. A cada cara de la cel·la trobem una placa de ceràmica que actua com a aïllant elèctric.

A la Figura 8: Cel·laPeltier podem observar la seva disposició.

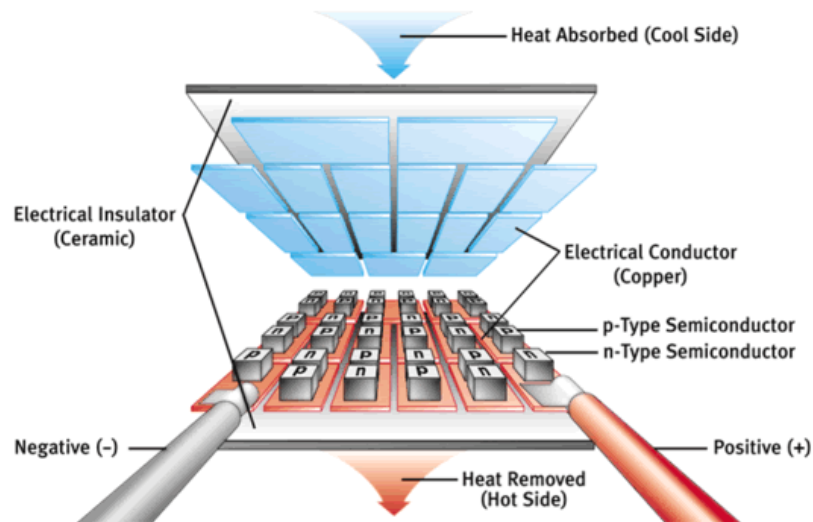


Figura 8: Cel-laPeltier

3.3.3 TEC1-12706

En el treball hem utilitzat aquest model. Les característiques bàsiques que descriuen a una placa Peltier són les seves dimensions i les condicions d'ús.

Trobem les seves especificacions a l'annex B.ESPECIFICACIONES MÒDUL PELTIER

3.4 Psicrometria

La psicrometria es la branca de la ciència que estudia les propietats termodinàmiques de l'aire humit i de l'efecte de la humitat sobre els materials i el confort humà.

3.4.1 Aire humit

L'aire a l'atmosfera, el qual nosaltres l'anomenem aire humit, es considera una barreja de dos components: aire sec i vapor d'aigua. Quan volem fer referència de la quantitat de vapor d'aigua que hi ha a l'aire, ho fem a partir de la humitat absoluta i la humitat relativa.

3.4.1.1 Humitat absoluta

El concepte d'humitat absoluta és el que relaciona la capacitat de l'atmosfera per rebre vapor d'aigua. És a dir, la quantitat d'aigua present a l'aire per unitat de massa d'aire sec.

3.4.1.2 Humitat relativa

En canvi, la humitat relativa es el percentatge que relaciona la humitat absoluta amb la quantitat màxima d'aigua que s'admet a l'aire per unitat de volum.

Quan la humitat relativa arriba al 100%, es diu que l'aire està saturat, de tal forma que l'excés de vapor es condensa. Per exemple, el fenomen de rosada que es produeix alguns

matins, és degut a que la humitat relativa és del 100% i l'aire no admet més aigua. Com a conseqüència, quan l'aire entra en contacte amb superfícies amb baixa temperatura es condensa formant gotes petites.

Per tant, la humitat pot augmentar :

-Per disminució de la temperatura ambiental

-Per augment de la quantitat d'aigua a l'ambient.

3.4.2 Temperatura punt de rosada

Si es manté constant la quantitat d'aigua a l'ambient i es disminueix la temperatura, arriba un moment el qual s'aconsegueix la saturació, on aquesta temperatura s'anomena temperatura de rosada. D'aquesta manera qualsevol objecte que tingui una temperatura inferior al punt de rosada presentarà condensació a la seva superfície.

3.4.3 Intercanvi de calor

Quan la temperatura de l'aire augmenta o disminueix, el que s'està realitzant és agregar o treure calor. Com que escalfem o refredem una barreja d'aire sec i vapor d'aigua tenim dos tipus de calors, la calor sensible i la calor latent.

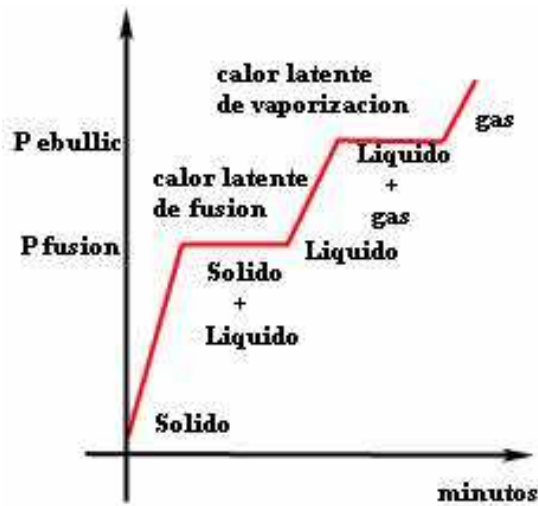
3.4.3.1 Calor sensible

La calor sensible és aquella que rep un objecte i fa que augmenti la temperatura sense afectar la seva estructura molecular i per tant el seu estat.

3.4.3.2 Calor latent

En canvi, la calor latent és aquella energia requerida per tal de canviar de fase una quantitat d'aquella substància sense variar la temperatura.

A la Figura 9 podem veure l'escalfament d'una substància. Podem observar les diferents calors, on per exemple veiem la calor sensible per augmentar la temperatura des del punt de fusió fins al punt d'ebullició i la calor latent per canviar l'estat de líquid a gas.



Grafica Típica del Calentamiento de una sustancia

Figura 9: Escalfament d'una substància

D'aquesta manera, com podem veure a l'eq.1, la calor total de l'aire humit serà la calor sensible de l'aire sec, més la calor sensible de l'aigua i la calor latent del canvi d'estat de l'aigua.

$$Calortotalairehumit = Calorsensibleairesec + Calorlatentvapuraigua + Calorsensibleaigua \quad \text{Eq.1}$$

3.4.4 Carta psicromètrica

Una carta psicromètrica és una gràfica de les propietats de l'aire, tals com la temperatura, la humitat relativa, el volum, etc. Les cartes psicromètriques s'utilitzen per determinar aquestes propietats en diferents situacions d'una manera senzilla i sense haver de fer càlculs laboriosos. Amb el seu ús podem estalviar-nos temps, tot i que no són tan precisos.

A la Figura 10 podem veure on trobar cada propietat a una carta psicrometrica.

Veiem com les verticals són les temperatures d'aire sec (BS), les horitzontals són la quantitat d'aigua que hi ha en l'aire (w), les corbes són la humitat relativa (Hr) i les diagonals són l'entalpia (H) i la temperatura d'aire humit (BH).

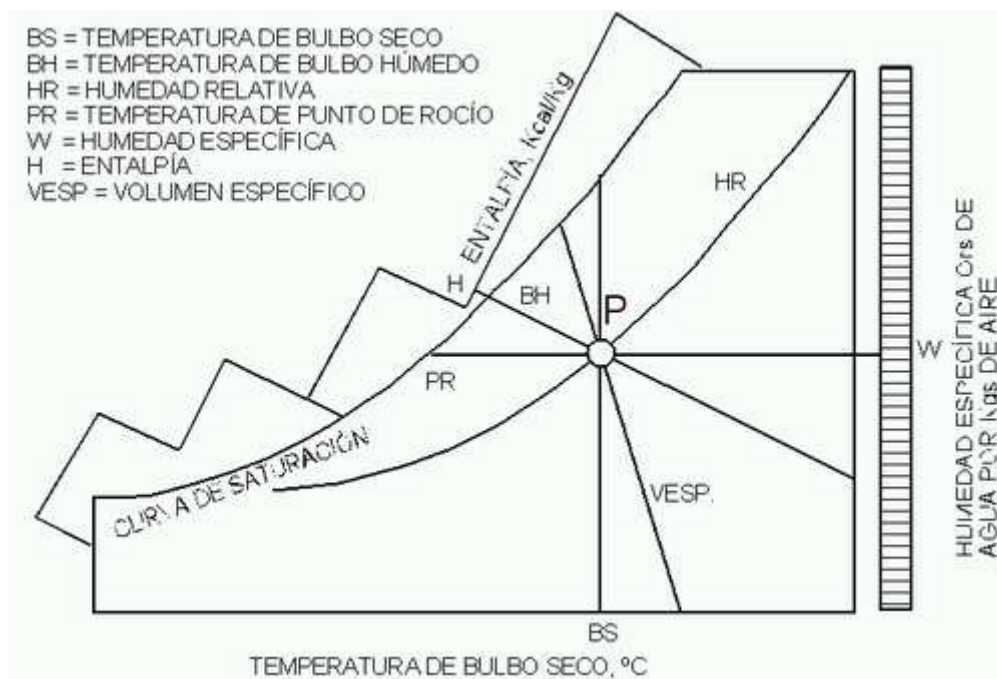


Figura 10: Carta Psicromètrica

4 PROCEDIMENT DEL TREBALL

Com hem dit anteriorment, l'objectiu del nostre treball és dissenyar un dispositiu amb el qual puguem obtenir una quantitat d'aigua desitjada en un temps determinat amb energia solar, utilitzant els mòduls termoelèctrics Peltier TEC1-12706.

El procediment d'aquest treball ha consistit en la realització d'uns càlculs teòrics, en unes simulacions i l'obtenció d'unes dades experimentals.

Primer de tot, volem saber quina quantitat d'aigua podem obtenir amb una placa Peltier, i llavors ja calcularem quantes en necessitaríem. Abans però, també decidirem quin difusor és millor, ja que si és molt petit tindrem poca superfície a molt baixa temperatura i, si és molt gran, tindrem molta superfície a una temperatura massa elevada. Per tant, també calcularem la mida del difusor.

El primer pas és saber la potència màxima que pot subministrar la placa Peltier. Per tant, si mirem a les especificacions podem veure com és de 91.2 W (6A x 15.2V). Però sabem que aquestes plaques tenen un baix rendiment, entre un 20%-50%, i tota l'energia elèctrica subministrada no serà la real.

Amb l'objectiu de poder comparar bé els resultats tant teòrics com simulats com experimentals, assignarem alguns valors a varies variables. Per exemple, com que la temperatura a la qual realitzarem l'obtenció dels resultats experimentals estarà entre 25°C i 30°C, ja que són les condicions en les que ens trobem, determinarem la temperatura a 27°C.

Una altra variable que determinarem serà la potència elèctrica, la qual serà proporcionada per una font elèctrica amb els valors de 5 A i 12 V, ja que així podrem comparar millor entre difusors si sempre apliquem la mateixa potència. D'aquesta manera tindrem una potència de 60 W. Però com hem dit anteriorment, hem de tenir en compte el rendiment. Per tant, si anem a l'annex B i mirem la gràfica de la dreta de la Figura 45: Especificacions placa Peltier, podem observar que per un voltatge de 12V i una intensitat de 5A, tenim una diferència de temperatura, entre la cara freda i la calenta, aproximadament de 40°C. Llavors si mirem a la gràfica de l'esquerra, veiem que per una diferència de temperatura de 40°C i una intensitat de 5A, li correspon una potència de 17.6W, aproximadament.

Un cop tenim aquestes variables fixades, anem a escollir el difusor.

4.1 Elecció del difusor

Per fer-ho, hem comparat quatre difusors de perfils i mides diferents. Podem trobar els diferents difusors al document numero 2: plànols amb les seves respectives mides.

Primer hem calculat teòricament la temperatura que arriben les aletes dels difusors. Llavors hem realitzat simulacions amb el programa ANSYS CFX i per últim ho hem comprovat experimentalment.

4.1.1 Càlculs teòrics dels difusors

Per realitzar els càlculs, ens hem basat en la teoria del llibre de "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", la qual es troba en els annexos, concretament a l'annex A. TRANSFERÈNCIA DE CALOR:

La resolució per als quatre difusors és el mateix desenvolupament. Per tant, mostrarem els càlculs per un difusor i els càlculs dels altres difusors els trobarem a l'annex 64D.1 Càlculs de les temperatures de les aletes

Primer de tot, donarem totes les dades conegudes i iguals per tots els difusors. Podem veure les dades de l'aire a la Taula 1: Dades aire.

DADES AIRE

Velocitat del flux	u	=	5	m/s
Temperatura	T_a	=	27	°C
Conductivitat tèrmica	k_a	=	2.4×10^{-2}	W/m·K
Viscositat cinemàtica	ν	=	1.48×10^{-5}	m^2/s
Número de Prandtl	Pr	=	0.7	

Taula 1: Dades aire

Podem veure el nostre difusor 1 a la figura Figura 11: Difusor 1.

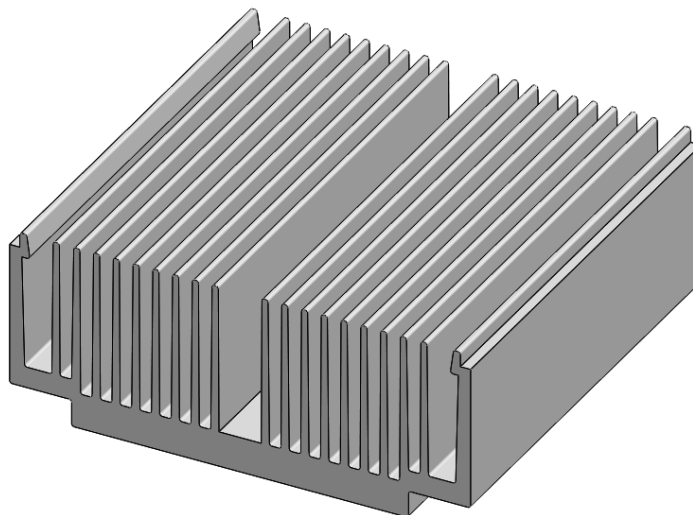


Figura 11: Difusor 1

A continuació podem observar les dades del difusor 1, a la Taula 2: Dades difusor 1. Per tal de simplificar els càlculs, suposarem que els nostres difusors són del mateix tipus que el de la Figura 12.

DADES DIFUSOR 1

Conductivitat tèrmica (alumini)	k	=	180	W/m·K
Amplada	w ₁	=	67.62 x 10 ⁻³	m
Llargada	w ₂	=	64 x 10 ⁻³	m
Gruix de les aletes	t	=	1.05 x 10 ⁻³	m
Separació entre aletes	S	=	2.9 x 10 ⁻³	m
Alçada de les aletes	L _f	=	22 x 10 ⁻³	m
Alçada de la base	L _b	=	5.21 x 10 ⁻³	m
Nombre d'aletes	N	=	20	aletes

Taula 2: Dades difusor 1

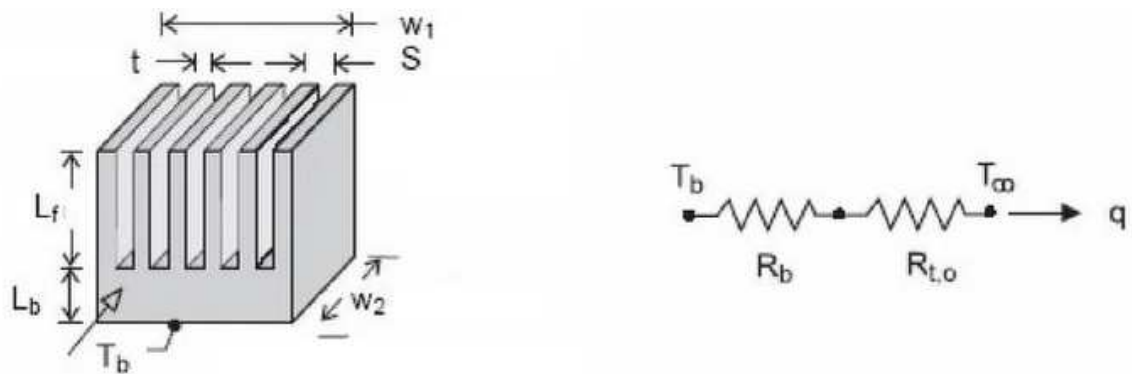


Figura 12: Representació esquemàtica d'un difusor de calor.

Sabem que la potència subministrada és 60W, però com hem trobat anteriorment, la potència aplicada des de la placa Peltier al difusor és de 17.6W.

Primer de tot, dividirem el difusor en dos parts, la base (L_b) i les aletes (L_f).

A partir de la teoria, sabem que el flux de calor q''_x(W/m) és

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \tag{Eq.A.1}$$

Per tant, si la distribució de temperatura és lineal, tenim que

$$q''_x = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad \text{Eq.A.2}$$

on L es l'alçada del difusor, k és la conductivitat tèrmica i T_1 i T_2 són dos temperatures.

Llavors, si volem saber la calor transferida serà $q_x = q''_x \cdot A$, amb la qual cosa obtenim

$$q_x = -kA \frac{T_2 - T_1}{L}$$

i com que la resistència tèrmica és

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{S,1} - T_{S,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad \text{Eq.A.3}$$

si substituïm, obtenim que

$$q_x = \frac{T_1 - T_2}{R_{t,cond}}$$

Però com que tenim dos resistències tèrmiques diferents i la diferència de temperatura és la temperatura de la base menys la de l'aire, tenim que

$$q_x = \frac{T_b - T_a}{R_b + R_{t,0}}$$

d'aquesta manera, si volem saber T_b

$$T_b = -T_a(^{\circ}C) + q_x(W)(R_b + R_{t,0})$$

$$[^{\circ}C] = [^{\circ}C] + [W]([^{\circ}C/W] + [^{\circ}C/W])$$

Per tant, com que sabem la potència que ens proporciona la placa Peltier i també sabem la temperatura de l'aire, només ens cal trobar les resistències tèrmiques. On R_b és:

$$R_b = \frac{L_b}{kA} = \frac{5.21 \times 10^{-3} m}{180 \frac{W}{mK} \cdot (67.62 \times 10^{-3} m \cdot 64 \times 10^{-3} m)} = 6.688 \times 10^{-3} \frac{K}{W}$$

I a partir de les equacions

$$\eta_0 = 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad \text{Eq.A.1.37}$$

i

$$R_{t,0} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_0 h A_t} \quad \text{Eq.A.1.38}$$

tenim

$$R_{t,0} = \left\{ h A_t \left[1 - \frac{N A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \right\}^{-1} \quad \text{Eq.A.1.38}$$

llavors un cop trobem $R_{t,0}$, podem utilitzar l'equació del principi

$$T_b = T_a + q_x (R_b + R_{t,0}) = 27^\circ\text{C} - 17.6 \text{Wx} \left(6.688 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.54177 \frac{\text{K}}{\text{W}} \right) = 17.34^\circ\text{C}$$

i com a resultat obtenim que la temperatura de la base és de 17.34°C .

Llavors per trobar la temperatura a dalt de tot de l'aleta, considerem que és adiabàtic i la pèrdua de temperatura al final de l'aleta és negligible. Per tant, es tracte del Cas B de l'annex CÀLCULS D'ALETES, on l'equació és

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad \text{Eq.A.1.21}$$

on $\theta(x) = T_x - T_\infty$. Les quals T_x és la temperatura a l'aleta en el punt x, i T_∞ és la temperatura del fluid.

Llavors tenim que

$$\theta_L = \frac{\cosh m(L-L)}{\cosh mL} \theta_b = \frac{\cosh 18.69 * (0.022 - 0.022)}{\cosh(18.699 * 0.022)} * (17.34 - 27) = -8.89 \quad \text{Eq.A.1.21}$$

Per tant, $\theta(L) = T_L - T_\infty \rightarrow T_L = \theta(L) + T_\infty = -8.89 + 27 = 18.11^\circ\text{C}$

Si realitzem els mateixos càlculs pels altres difusors, podem observar els resultats a la Taula 3: Resultats teòrics.

TEÒRICS	Difusor 1	Difusor 2	Difusor 3	Difusor 4
T_b (°C)	17.34	10.94	1.57	4.764

T_L (°C)	18.11	12.03	1.93	5.356
---------------------------	-------	-------	------	-------

Taula 3: Resultats teòrics

Tots els càlculs els podem trobar a l'annex D.1: Càlculs de les temperatures de les aletes.

4.1.2 Simulació dels difusors

Per realitzar la simulació dels difusors hem utilitzat un programa de CFD d'ANSYS workbench.

A causa que és un programa per a la universitat, és un format acadèmic, la qual cosa implica que la capacitat de càlcul està limitada. Per aquesta raó, com que els difusors són simètrics, dibuixarem la meitat per tal de reduir els càlculs.

Per tal de realitzar la simulació, hi ha un seguit de processos, els quals són geometry (geometria), mesh (mallat), setup (configuració), solution (solució) i results (resultats). Els podem veure a la Figura 13: Interfície ANSYS (CFX).

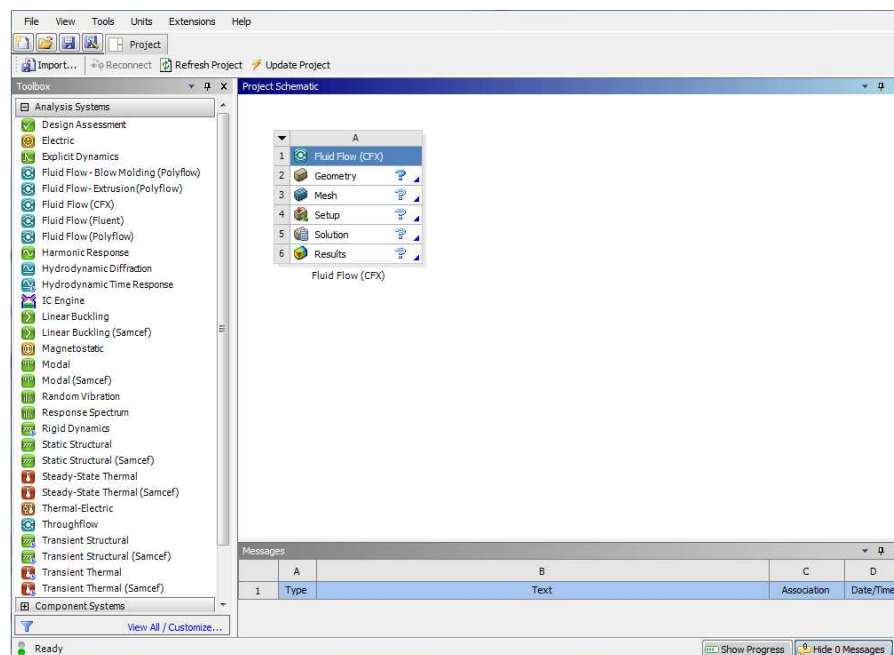


Figura 13: Interfície ANSYS (CFX)

4.1.2.1 Geometry (geometria)

En aquest apartat cal definir la geometria del sistema que volem simular. Aquest programa ens permet crear-la directament o importar-la d'un altre programa.

En el nostre cas, hem creat els difusors amb el programa Solidworks, el qual és un software CAD per al modelat mecànic en 3D. Llavors, un cop hem importat la peça al workbench, hem definit l'entorn del difusor, ja que necessitem un prisma que realitzi la funció de l'aire. A la Figura 14 podem veure com queda la geometria.

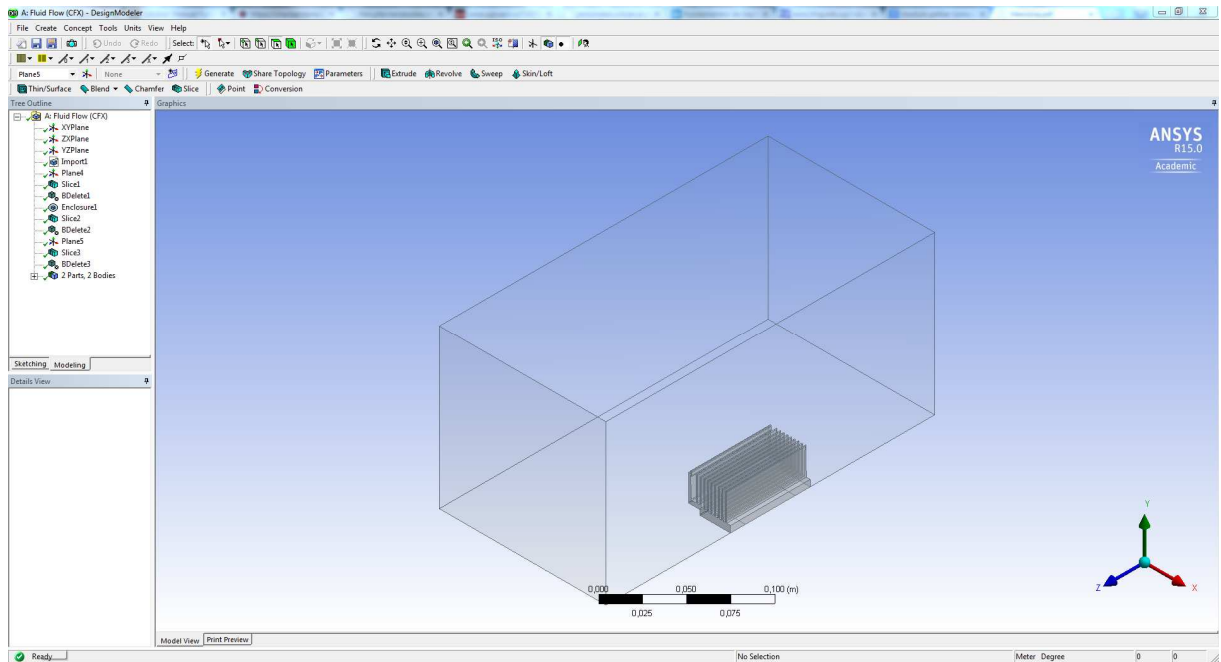


Figura 14: Geometria

4.1.2.2 Mesh (mallat)

El mallat és el procés més important de la simulació, ja que és on repercuteix directament la solució. Com més ben fet estigui el mallat, millors resultats obtindrem i més propers als experimentals.

Ens interessa definir un bon mallat a les zones de major interès, ja que és on volem tenir uns resultats més precisos. En canvi, les zones de menys interès podem realitzar un mallat més simple.

El mallat està definit pel nombre de nodes i elements. Com hem dit anteriorment, no poden sobrepassar el límit que té la llicència de la universitat. El màxim de nodes possibles són 500.000. També cal tenir present que quan més nodes i elements, la simulació tindrà una durada més llarga i serà més costosa. Per tant, cal saber optimitzar.

A la Figura 15 podem veure el tall d'un mallat d'un difusor. Podem observar, com hem dit anteriorment, que les zones de més interès el mallat és més complex, el qual és pròxim al difusor. En canvi les zones de menys interès, com l'aire més allunyat del difusor, el mallat és més simple.

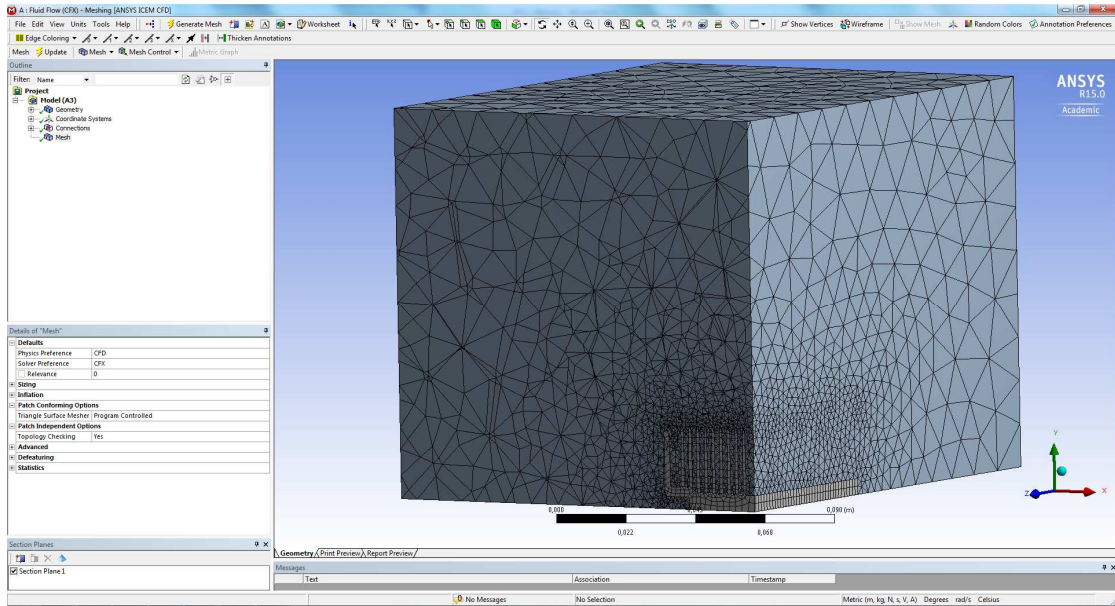


Figura 15: Mallat

4.1.2.3 Setup (configuració)

Un cop tenim definit la geometria i el mallat, cal definir les condicions de contorn i les seves característiques.

En el nostre cas, com podem veure a la Figura 16, hem definit els diferents materials que componen el sistema, com són l'aire i l'alumini. Llavors hem definit l'entrada i la sortida amb les seves respectives temperatures i velocitats. També hem definit la paret, el sostre, el terra i la condició de simetria, ja que només realitzem els càlculs per la meitat. I finalment, definim el flux de calor que transfereix la placa Peltier sota el difusor.

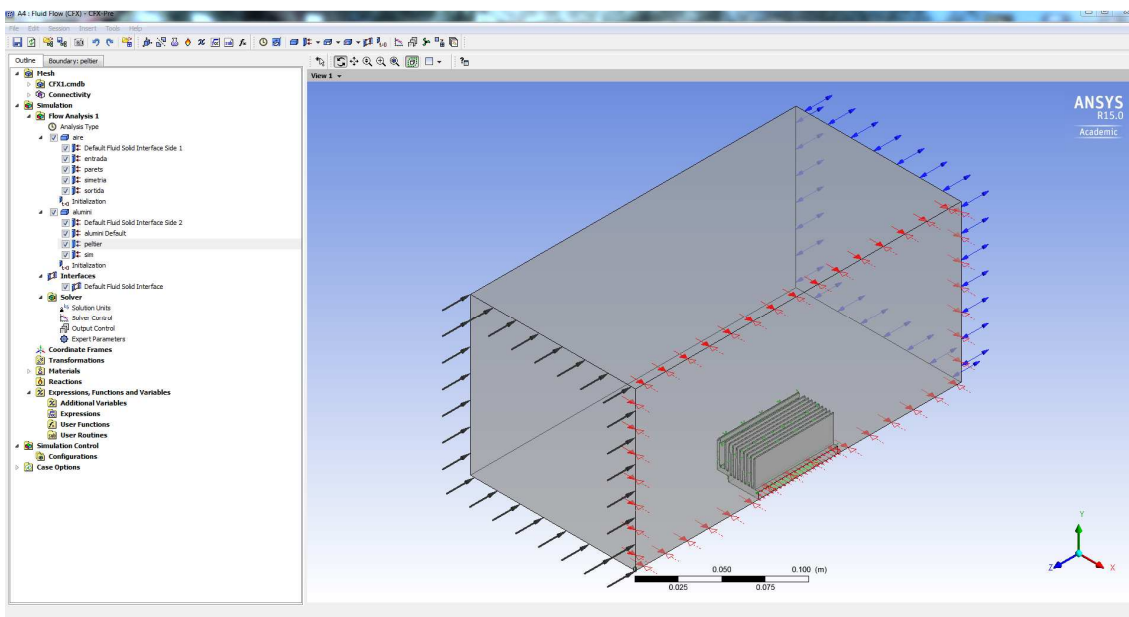


Figura 16: Configuració

4.1.2.4 Solution (solució)

Una vegada tenim totes les condicions definides, hem d'establir les especificacions de parada. Això ho realitzem especificant el nombre mínim i màxim d'iteracions i l'error residual. En totes les iteracions hem establert l'error residual de l'ordre de 10^{-6} .

A la Figura 17, podem veure com el programa realitza la simulació i l'error va disminuint a mesura que va realitzant iteracions.

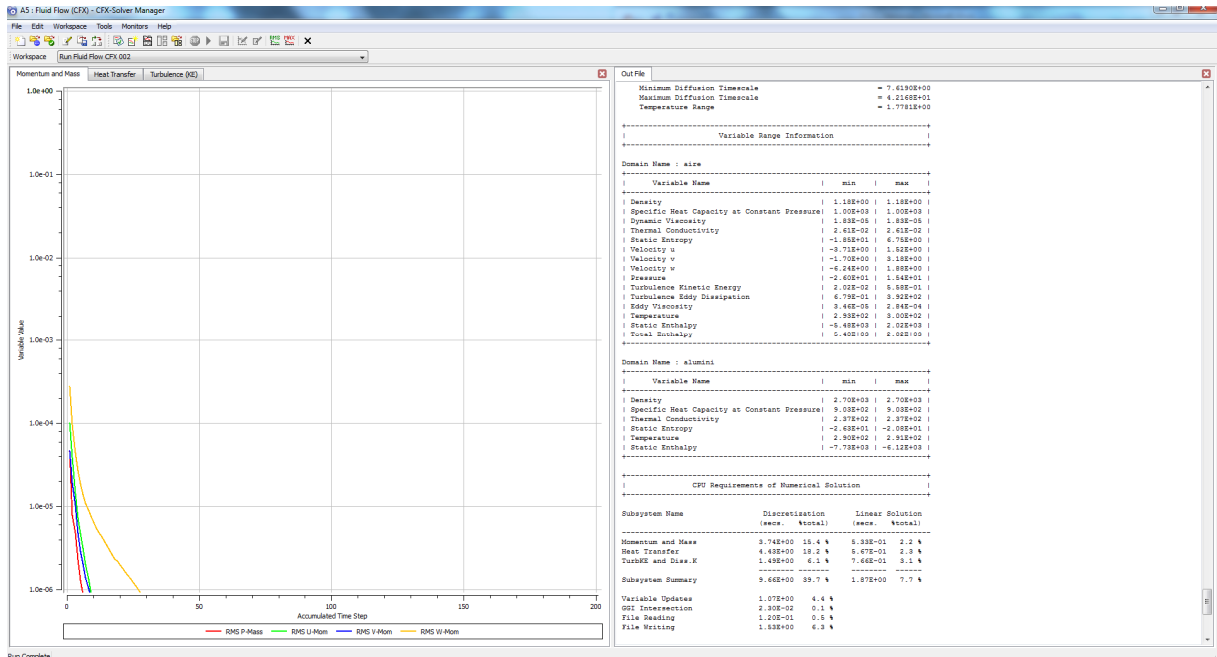


Figura 17: Procés de simulació

4.1.2.5 Results (resultats)

Amb el càlcul iteratiu acabat, ja podem veure els resultats dels diferents perfils i compararlos.

El programa ofereix múltiples opcions per observar els resultats. Ens permet visualitzar-ho tridimensionalment o bidimensionalment. També tenim l'opció d'obtenir els resultats en forma de gràfics.

A continuació tenim els resultats de les simulacions dels quatre difusors. Les temperatures que ens interessa conèixer les hem col·locat a la Taula 4: Resultats de la simulació.

- **Difusor 1**

A la Figura 18 podem veure el resultat de la simulació del difusor 1. Si ens fixem en els punts tant on hem calculat teòricament la temperatura, com els punts on col·locarem les sondes per l'assaig experimental (Figura 22: Representació de les posicions de les sondes), tenim aproximadament unes temperatures de:

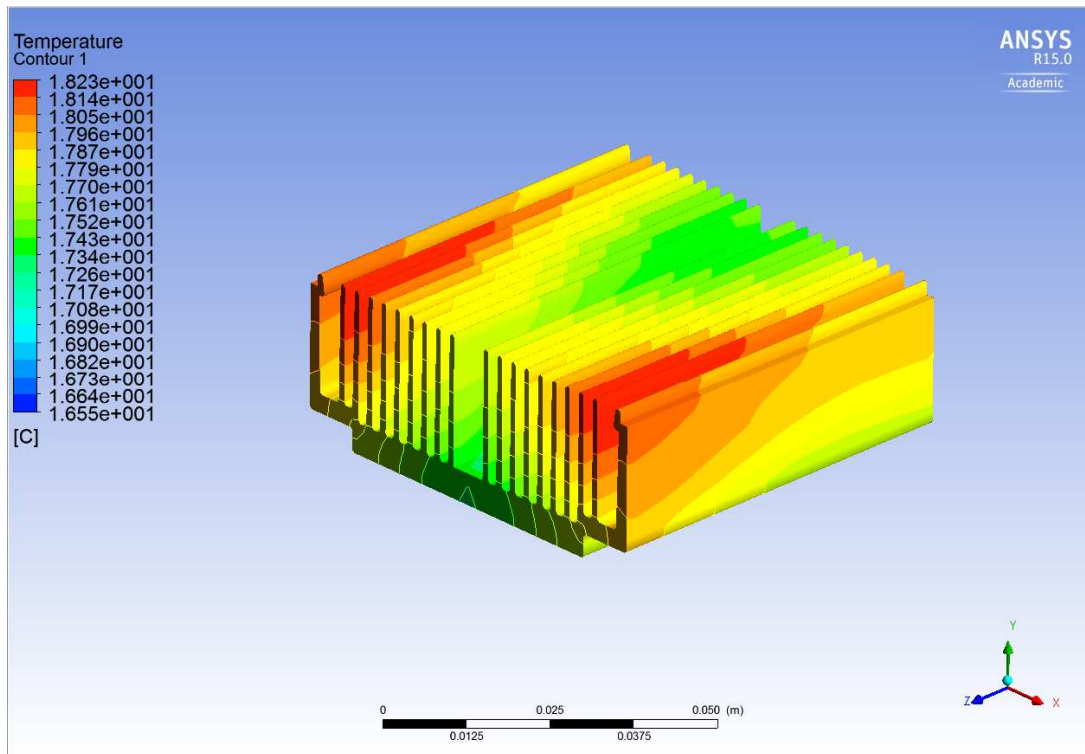


Figura 18: Resultat simulació difusor 1

- **Difusor 2**

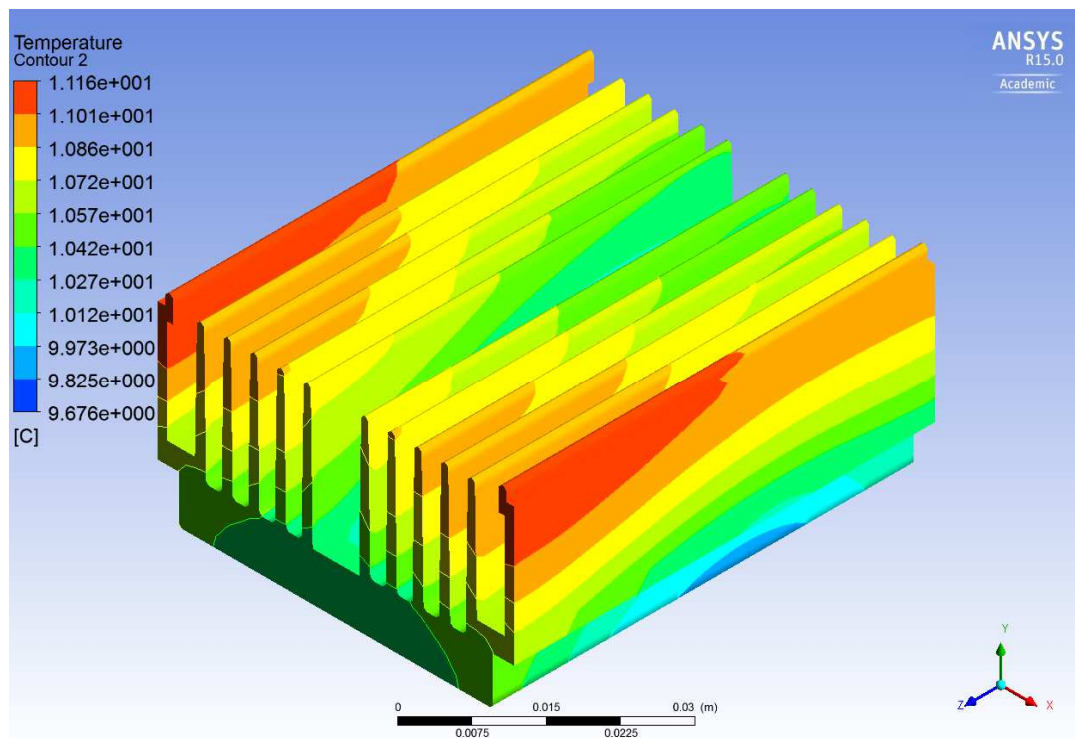


Figura 19: Resultat simulació difusor 2

- **Difusor 3**

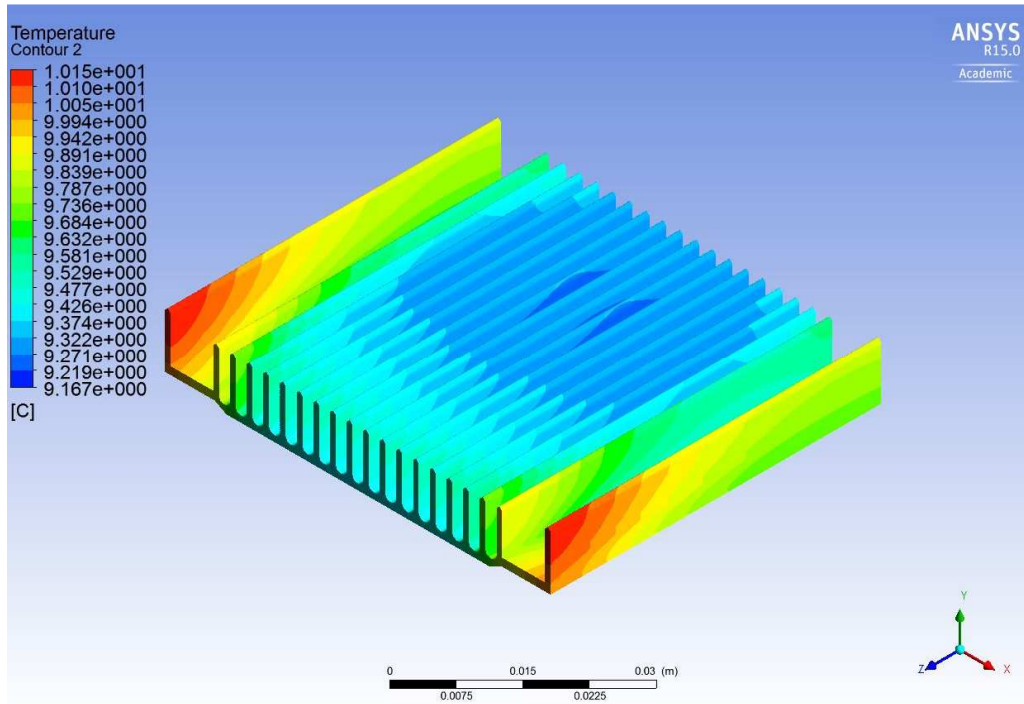


Figura 20: Resultat simulació difusor 3

- **Difusor 4**

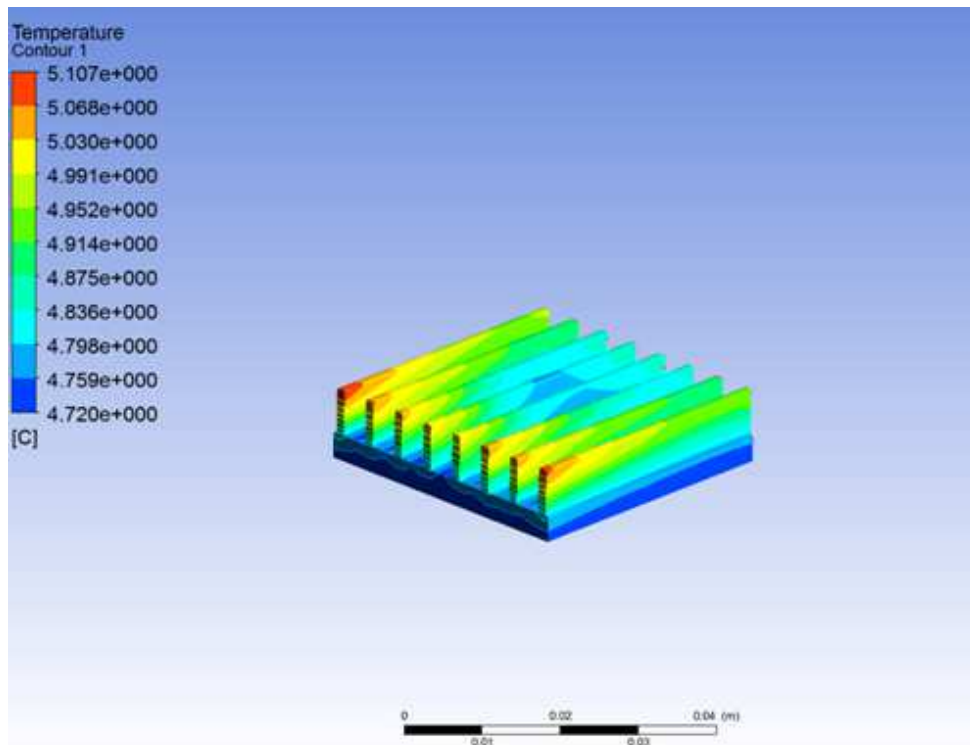


Figura 21: Resultat simulació difusor 4

SIMULACIÓ	Difusor 1	Difusor 2	Difusor 3	Difusor 4
T_b (°C)	17,2	10.27	9.3	4.74
$T_{\text{aleta inicial}}$ (°C)	17.7	10.72	9.47	5
$T_{\text{aleta final}}$ (°C)	17.9	11	9.8	4.95

Taula 4: Resultats de la simulació

4.1.3 Assaig Experimental dels difusors

Hem realitzat l'assaig experimental pels quatre difusors dues vegades, una en convecció natural i l'altra per convecció forçada. Tot i que hem realitzat moltes més proves anteriorment sense guardar les dades, per tal de comprendre millor el funcionament.

L'assaig experimental, pràcticament, s'ha realitzat en les mateixes condicions. La temperatura inicial ha estat delimitada entre 27°C i 30°C, ja que ha variat mentre s'han realitzat les proves durant el dia.

Però la potència subministrada a la placa Peltier ha sigut la mateixa, concretament 60W, ja que hem utilitzat una font regulable.

La velocitat del ventilador ha estat aproximadament de 5m/s.

Hem col·locat 6 sondes en diferents posicions per tal de recaptar les variacions de temperatura. Les dades captades per elles les hem recollit mitjançant el programa Labview. La seva col·locació han estat:

- Sonda 1: Temperatura humida de l'aire
- Sonda 2: Temperatura de l'aire
- Sonda 3: Temperatura de l'entrada al difusor (aproximadament entre 2 cm)
- Sonda 4: Temperatura de la sortida del difusor (aproximadament entre 2 cm)
- Sonda 5: Temperatura de l'aleta del mig al inici del difusor
- Sonda 6: Temperatura de l'aleta de l'exterior al final del difusor

A la següent figura, Figura 22, podem veure representades les posicions.

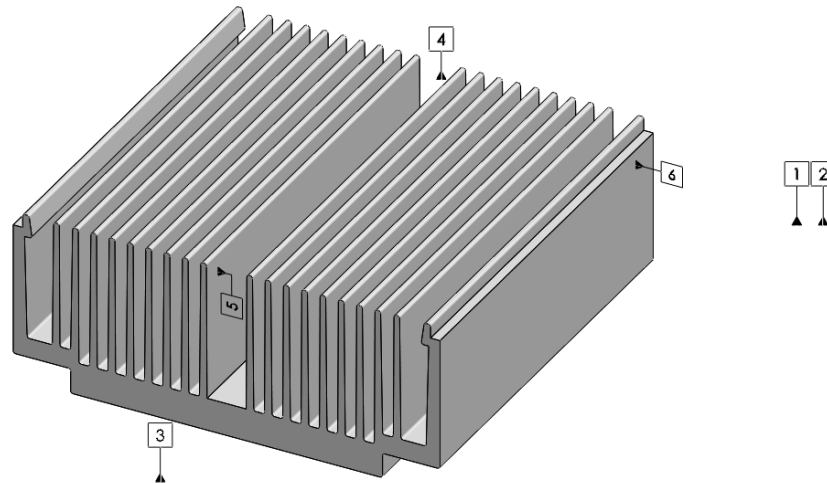


Figura 22: Representació de les posicions de les sondes

4.1.3.1 Difusor 1

El primer assaig que hem realitzat pel difusor 1, ha estat per convecció natural. Podem observar a la Figura 23 com totes les temperatures inicialment es troben a uns 28-29°C. Llavors podem veure com al aplicar corrent a la placa Peltier, ràpidament les temperatures de les aletes disminueixen fins que s'estabilitzen. Podem veure com el temps que necessiten per estabilitzar-se és baix. Pràcticament, en 4 minuts la temperatura s'estabilitzen. La temperatura de l'aleta final a uns 10°C i la temperatura de l'aleta inicial a uns 6°C.

Podem observar com l'aleta inicial, que es troba en el centre del difusor, és més freda que l'aleta final, ja que es troba més allunyada.

Les temperatures de l'aire sec i humit, podem veure que és mantenen, pràcticament constants a 29°C i 20°C, respectivament. En canvi, l'aire d'entrada i sortida, van oscil·lant entre 29°C i 20°C. Això és a conseqüència que les sondes són molt sensibles als canvis i com a resultat de que es trobaven molt properes al difusor, si s'hi produïa algun corrent d'aire, la temperatura oscil·lava.

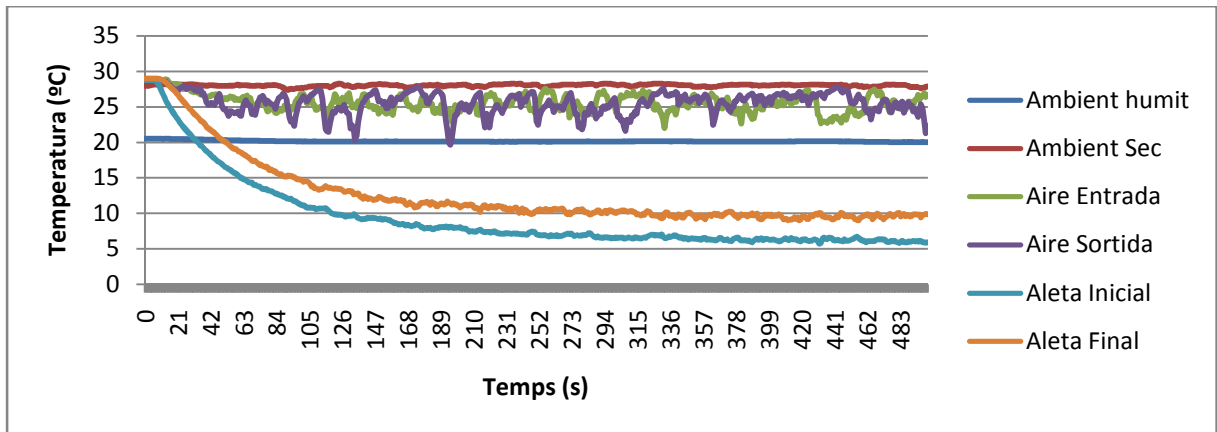


Figura 23: Difusor 1 en convecció natural

En el segon assaig, vam realitzar convecció forçada. A la Figura 24, podem observar com les temperatures de l'aire sec i humit es mantenen constant com a l'assaig anterior, a 29°C i 20°C. En canvi, les temperatures de les aletes s'estabilitzen molt més ràpid. Veiem com en un minut, les temperatures ja s'han estabilitzat a uns 17°C-18°C. Això és degut a la convecció forçada, ja que com que va circulant un cabal, el interval de temperatura sempre és de 29°C i hi ha més intercanvi de calor. D'aquesta manera, podem veure com l'aire d'entrada és de 29°C i en canvi l'aire de sortida és, aproximadament, de 21°C-22°C. Per tant, estem refredant el cabal d'entrada uns 7°C. Mentre que a l'assaig anterior, pràcticament, no hi havia diferència.

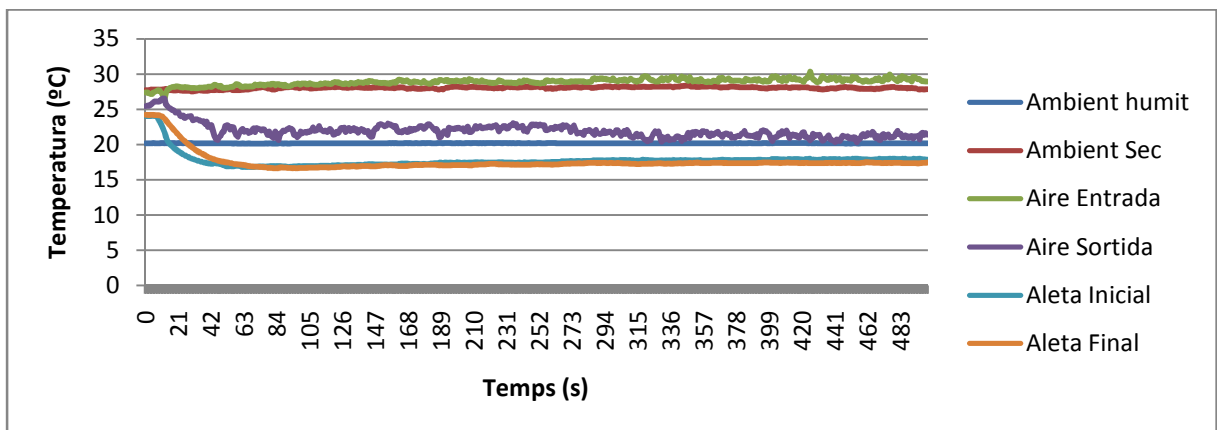


Figura 24: Difusor 1 en convecció forçada

Durant l'assaig vam mesurar aproximadament, la quantitat d'aigua que condensava el difusor. Vam obtenir uns 4.5ml en convecció natural. En canvi, en convecció forçada no en va condensar, ja que la temperatura de la superfície del difusor era massa elevada.

4.1.3.2 Difusor 2

Pel difusor 2 vam realitzar els mateixos assajos que en el primer. A la Figura 25 podem veure la variació de les temperatures pel difusor 2 en convecció natural. A simple vista veiem que és el mateix gràfic que pel difusor 1 en convecció natural. Tot i que les temperatures de les aletes disminueixen molt més de temperatura. Veiem com el temps d'estabilització és de 4-5 minuts també. Les temperatures de les aletes arriben a una temperatura de 0 graus, pràcticament. Mentre que per la temperatura de l'aire sec i humit és manté constant com en els assajos anteriors.

Si ens fixem en la temperatura d'entrada i sortida, podem veure com també oscil·len. Tot i que a mesura que passa el temps les oscil·lacions també augmenten a causa de l'augment de la diferència de temperatura entre el difusor i l'aire.

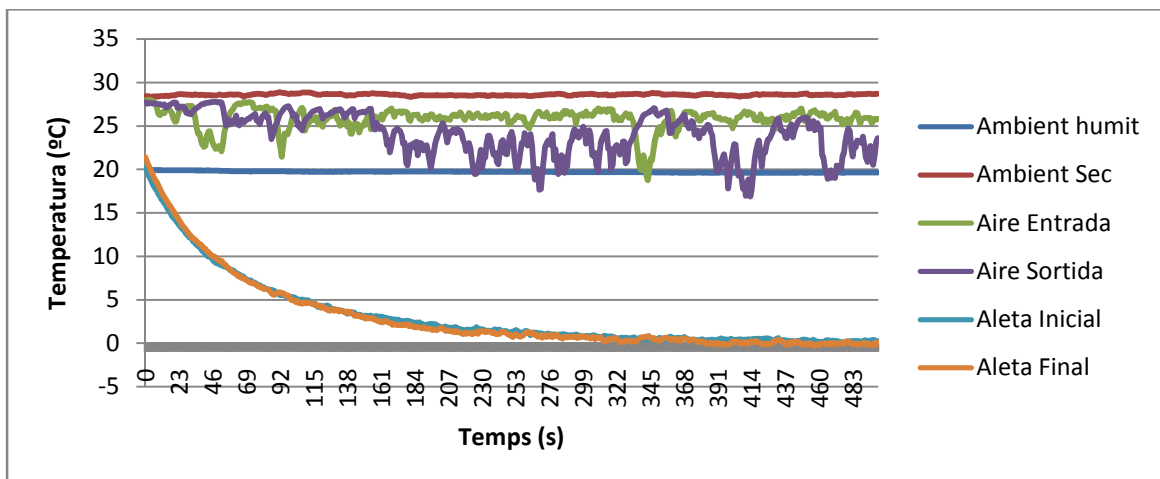


Figura 25: Difusor 2 en convecció natural

A la Figura 26 podem veure l'assaig en convecció forçada pel difusor 2. Veiem com el temps d'estabilització, igual que en el difusor 1, és més curt. Aproximadament un minut també. Les temperatures de les aletes, com es normal, han incrementat respecte en convecció natural. Podem observar que són de 11°C-12°C. En canvi, les temperatures de l'aire sec, l'aire d'entrada i sortida, hi ha molt poca diferència.

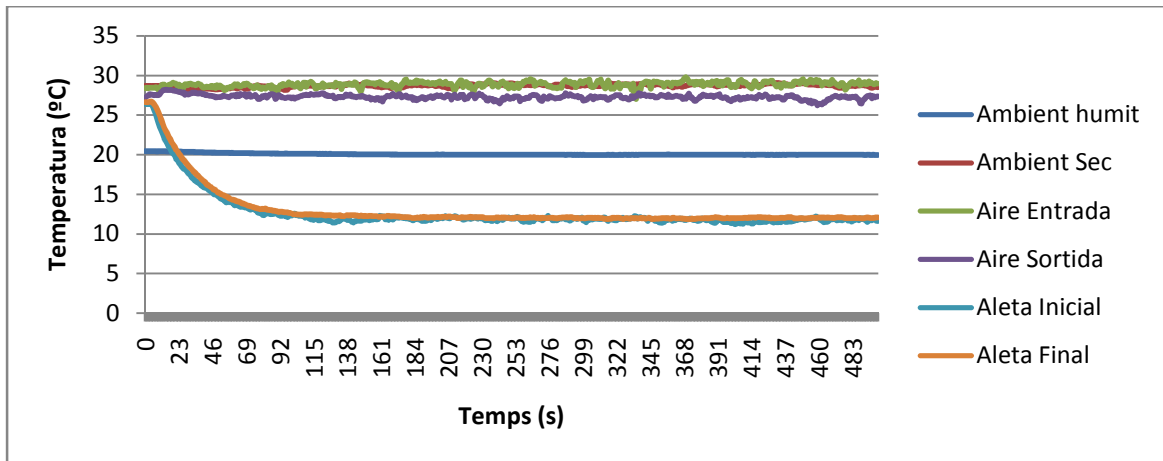


Figura 26: Difusor 2 en convecció forçada

Durant l'assaig vam mesurar aproximadament, la quantitat d'aigua que condensava el difusor. Vam obtenir uns 4.3ml en convecció natural i gairebé 9.33ml en convecció forçada.

4.1.3.3 Difusor 3

En l'assaig en convecció natural per al difusor 3, Figura 27, veiem com en un minut hi ha una disminució de la temperatura de les aletes d'un interval de 29°C, aproximadament. Ja que les temperatures de l'aleta inicial i l'aleta final són de -1°C i 1°C, respectivament.

Ens trobem en la mateixa situació que pels difusors anteriors, on la temperatura d'aire sec és de 28°C-29°C i la temperatura d'aire humit és de 19°C-20°C. A més la temperatura d'entrada i la de sortida oscil·len.

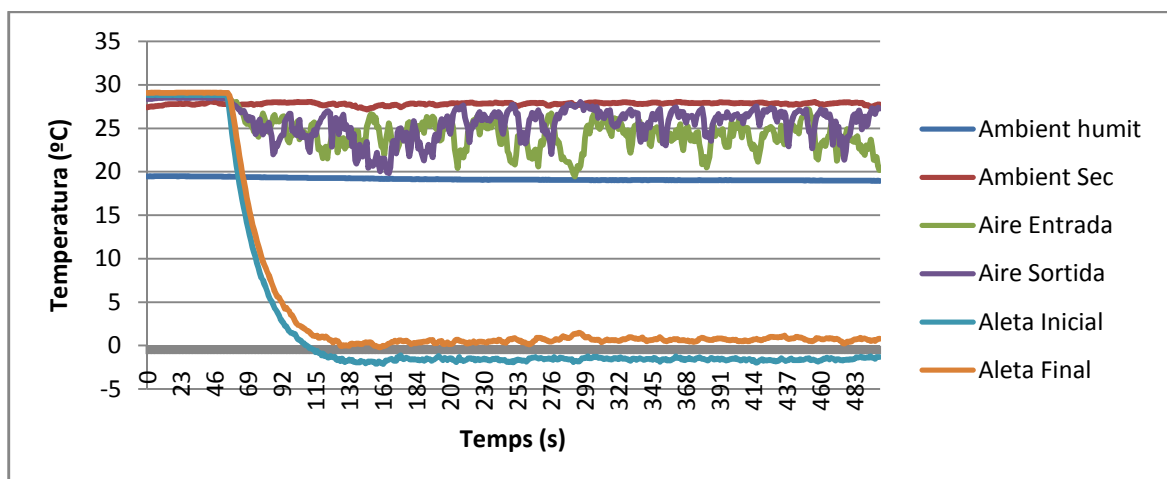


Figura 27: Difusor 3 en convecció natural

Per al difusor 3 en convecció forçada, Figura 28, veiem que el temps que necessita en establitzar-se, ha disminuït respecte els altres dos difusors. En un minut les temperatures de les aletes arriben a 10°C.

Podem observar com les temperatures de l'aire sec i humit romanen igual que els casos anteriors. En canvi, podem veure com la temperatura de l'aire d'entrada és més elevada que la temperatura de l'aire. Això deu ser degut a la dissipació de l'aire calent de l'altra cara de la placa Peltier.

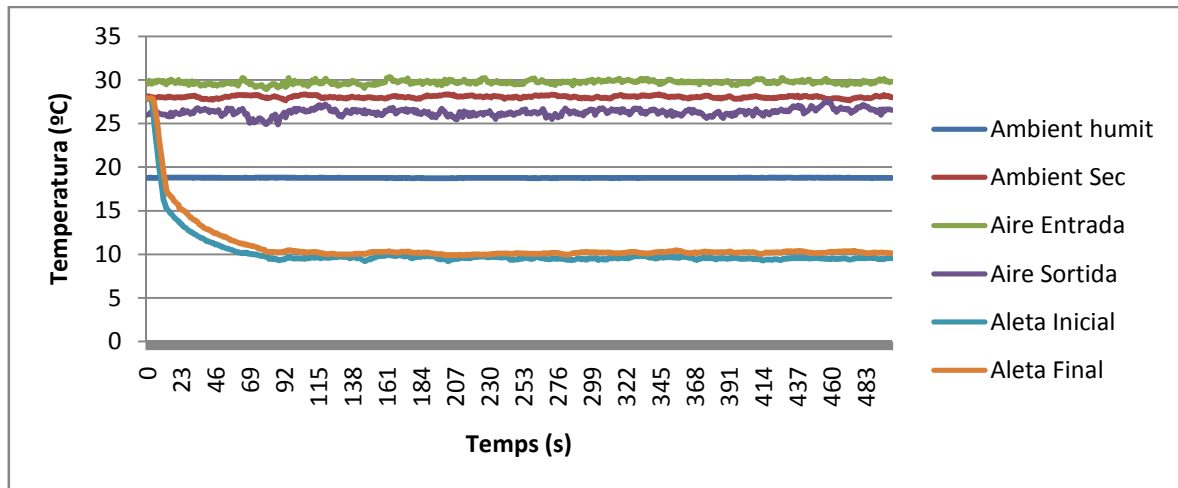


Figura 28: Difusor 3 en convecció forçada

Durant l'assaig vam mesurar aproximadament, la quantitat d'aigua que condensava el difusor. Vam obtenir uns 6ml en convecció natural i gairebé 8ml en convecció forçada.

4.1.3.4 Difusor 4

A la Figura 29 veiem l'assaig del difusor 4 en convecció natural. Podem observar com en un minut les temperatures de les aletes estan sota 0°C. això és degut a les dimensions del difusor, ja que és el més petit de tots i és més fàcil el refredament. La temperatura de l'aleta inicial arriba a -6°C i la de l'aleta final a -1°C.

Les temperatures de l'ambient continuen amb la mateixa temperatura. En canvi l'aire de sortida, com podem veure a la Figura 29, oscil·la entre 25°C i 15°C.

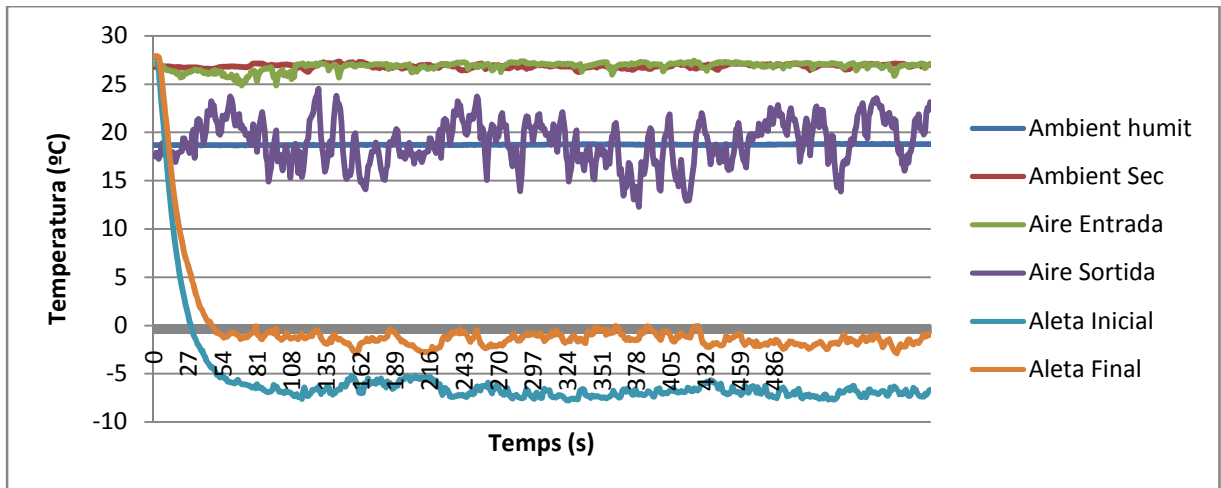


Figura 29: Difusor 4 en convecció natural

En convecció forçada, Figura 30, veiem com en menys d'un minut, les temperatures de les aletes del difusor 4, arriben a 5 °C. Podem observar com la temperatura de sortida disminueix respecte de la d'entrada gairebé 5°C.

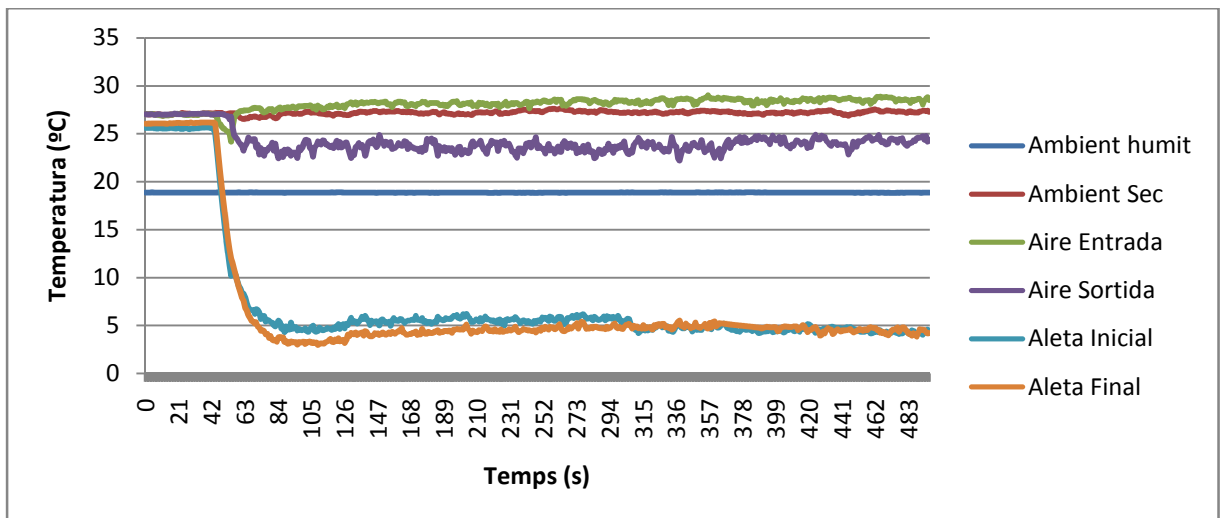


Figura 30: Difusor 4 en convecció forçada

Durant l'assaig vam mesurar aproximadament, la quantitat d'aigua que condensava el difusor. A causa de les baixes temperatures en convecció natural, no vam obtenir gens d'aigua, ja que és va congelar a la superfície del difusor. En canvi, per convecció forçada, va condensar entre 2 i 3 ml d'aigua.

En resum, a la Taula 5: Resultats experimentals podem veure aproximadament les temperatures mitjanes de les aletes dels assajos experimentals:

EXPERIMENTALS	Difusor 1	Difusor 2	Difusor 3	Difusor 4
T _{aleta inicial} (°C)	17	11	10	5
T _{aleta final} (°C)	18	12	11	5

Taula 5: Resultats experimentals

4.1.4 Comparació resultats difusors

En aquest apartat compararem els resultats entre teòrics simulats i experimentals. Llavors comparem els quatre difusors i escollirem quin és el millor.

Per comparar els resultats dels difusors tant teòrics, simulats, com experimentals, mirarem a les 3 taules de resultats: Taula 3: Resultats teòrics, Taula 4: Resultats de la simulació i Taula 5: Resultats experimentals.

- Difusor 1

Com podem veure a la Taula 6: Resultats difusor 1, els resultats del difusor 1 són molt semblants.

Difusor 1	Teòrics	Simulats	Experimentals
T _b (°C)	17.34	17.2	-
T _{aleta inicial} (°C)	18.11	17.7	17
T _{aleta final} (°C)	-	17.9	18

Taula 6: Resultats difusor 1

Agafem les dades experimentals com a les reals i les correctes. Per tant, si calculem l'error relatiu entre les temperatures experimentals i teòriques, podem veure com l'error és de:

$$errorrelatiu = \left| \frac{17 - 18.11}{17} \right| \cdot 100 = 6.53\%$$

En canvi, entre les temperatures simulades i les experimentals:

$$errorrelatiu_{aleta\ inicial} = \left| \frac{17 - 17.7}{17} \right| \cdot 100 = 4.12\%$$

$$errorrelatiu_{aleta\ final} = \left| \frac{18 - 17.9}{18} \right| \cdot 100 = 0.55\%$$

Podem veure com l'error és molt petit, no sobrepassa d'un 7%.

- Difusor 2

A la Taula 7: Resultats difusor 2 podem veure les temperatures obtingudes pel difusor 1.

Difusor 2	Teòrics	Simulats	Experimentals
T_b (°C)	10.94	10.27	-
$T_{\text{aleta inicial}}$ (°C)	12.03	10.72	11
$T_{\text{aleta final}}$ (°C)	-	11	12

Taula 7: Resultats difusor 2

L'error relatiu entre les temperatures experimentals i teòriques, podem veure com l'error és de:

$$\text{errorrelatiu} = \left| \frac{11 - 12.03}{11} \right| \cdot 100 = 9.36\%$$

En canvi, entre les temperatures simulades i les experimentals:

$$\text{errorrelatiu}_{\text{aleta inicial}} = \left| \frac{11 - 10.72}{11} \right| \cdot 100 = 2.55\%$$

$$\text{errorrelatiu}_{\text{aleta final}} = \left| \frac{12 - 11}{12} \right| \cdot 100 = 9.09\%$$

- Difusor 3

A la Taula 8: Resultats difusor 3 podem veure les temperatures obtingudes pel difusor 2.

Difusor 3	Teòrics	Simulats	Experimentals
T_b (°C)	1.57	9.3	-
$T_{\text{aleta inicial}}$ (°C)	1.93	9.47	10
$T_{\text{aleta final}}$ (°C)	-	9.8	11

Taula 8: Resultats difusor 3

L'error relatiu entre les temperatures experimentals i teòriques, podem veure com l'error és de:

$$\text{errorrelatiu} = \left| \frac{10 - 1.57}{10} \right| \cdot 100 = 84.3\%$$

Podem observar com la diferència de temperatures entre les teòriques i les experimentals, és molt elevada. Això segurament és a causa de la simplificació que hem realitzat per poder calcular el perfil. El perfil del difusor 3 és el més complex respecte els altres 3, ja que és molt ample amb moltes aletes, però en canvi l'alçada és molt petita.

L'error relatiu entre les temperatures simulades i les experimentals:

$$errorrelatiu_{aleta\ inicial} = \left| \frac{10 - 9.47}{10} \right| \cdot 100 = 5.3\%$$

$$errorrelatiu_{aleta\ final} = \left| \frac{11 - 9.8}{11} \right| \cdot 100 = 10.91\%$$

En canvi, podem observar com la simulació és prou propera.

- Difusor 4

A la Taula 9: Resultats difusor 4 observem els resultats de les temperatures del difusor 4.

Difusor 4	Teòrics	Simulats	Experimentals
T _b (°C)	4.764	4.74	-
T _{aleta inicial} (°C)	5.356	5	5
T _{aleta final} (°C)	-	4.95	5

Taula 9: Resultats difusor 4

l'error relatiu entre les temperatures experimentals i teòriques, podem veure com l'error és de:

$$errorrelatiu = \left| \frac{5.356 - 5}{5} \right| \cdot 100 = 7.12\%$$

En canvi, entre les temperatures simulades i les experimentals:

$$errorrelatiu_{aleta\ inicial} = \left| \frac{5 - 5}{5} \right| \cdot 100 = 0\%$$

$$errorrelatiu_{aleta\ final} = \left| \frac{5 - 4.95}{5} \right| \cdot 100 = 1\%$$

Podem observar com l'error entre els resultats teòrics i experimentals és d'un 7%. En canvi, entre les temperatures de la simulació i les experimentals, pràcticament són iguals.

Per escollir el millor difusor entre aquests quatre ens hem basat en les proves experimentals, ja que hem pogut veure com el difusor 2 era capaç de condensar fins a 9.33 ml d'aigua. Té una superfície força gran, no tant com el difusor 1, però aconsegueix una temperatura gairebé igual que el difusor 3, de 11°C. Per tant, el perfil del nostre difusor serà com el del difusor 2.

4.1.5 Càlcul estimatiu d'aigua capaç de condensar

Els càlculs els realitzarem a partir de la carta psicromètrica, ja que només volem un valor aproximat.

Primer de tot ens cal saber, aproximadament, la temperatura mitjana de cada difusor. Per tant, a partir de l'equació A.3 de l'annex de transferència de calor per CONVECCIÓ, sabem que

$$q'' = h(T_{\infty} - T_s) \quad \text{Eq.A.3}$$

on q'' és el flux de calor per convecció (W/m^2), h ($W/m^2 \cdot K$), és el coeficient de transferència de calor per convecció, T_{∞} és la temperatura del fluid i T_s és la temperatura de la superfície.

D'aquesta manera, com que sabem la potència proporcionada per la placa Peltier (17.6W) en la superfície del difusor, la temperatura del fluid (27°C) i el coeficient de convecció l'hem calculat anteriorment per a cada difusor, només cal resoldre l'equació per trobar la temperatura de la superfície. Llavors l'equació és

$$Q = h \cdot A \cdot (T_{\infty} - T_s)$$

on A és l'àrea superficial de les aletes.

Per tant, pel difusor número 2 tenim:

$$17.6W = 33.5756 \frac{W}{m^2K} \cdot 0.03251477m^2 \cdot (27 - T_s)$$

trobem que $T_s = 10.878^{\circ}C$

A partir d'aquesta temperatura podem anar a la carta psicromètrica i trobar la quantitat màxima d'aigua que pot arribar a condensar.

Per trobar la màxima quantitat d'aigua que condensarà, hem de saber la temperatura seca i la temperatura humida o humitat relativa. Un cop sabem això, com podem observar a la Figura 31, tracem una vertical a la temperatura seca de la situació 1 (27°C), que serà la mateixa per els quatre difusors. Llavors, a partir de la temperatura humida tracem una diagonal des de l'esquerra del diagrama, on hi ha la temperatura de saturació. Allà on tallin les dues rectes, serà a la situació en que ens trobarem. En cas de no saber la temperatura humida però sabent la humitat relativa, només cal que la temperatura seca talli la corba de Relative Humidity.

Quan hem trobat el punt en la situació en que ens trobem, tracem una horitzontal fins a l'eix vertical de la dreta del diagrama. D'aquesta manera trobarem la quantitat d'aigua en grams per quilograms d'aire sec. En el nostre cas gairebé tenim 12 grams per quilogram d'aire sec.

A partir de la temperatura, que hem trobat anteriorment, la de la superfície de les aletes (10.878°C), trobem la situació en que ens trobaríem (situació 2). Això ho aconseguim traçant una horitzontal des del punt de la temperatura de 10.878. D'aquesta manera, al tallar l'eix vertical trobaríem la quantitat d'aigua que contindria l'aire en aquella situació. Per tant, la diferència entre les dues situacions seria la quantitat d'aigua condensada amb un rendiment del 100%.

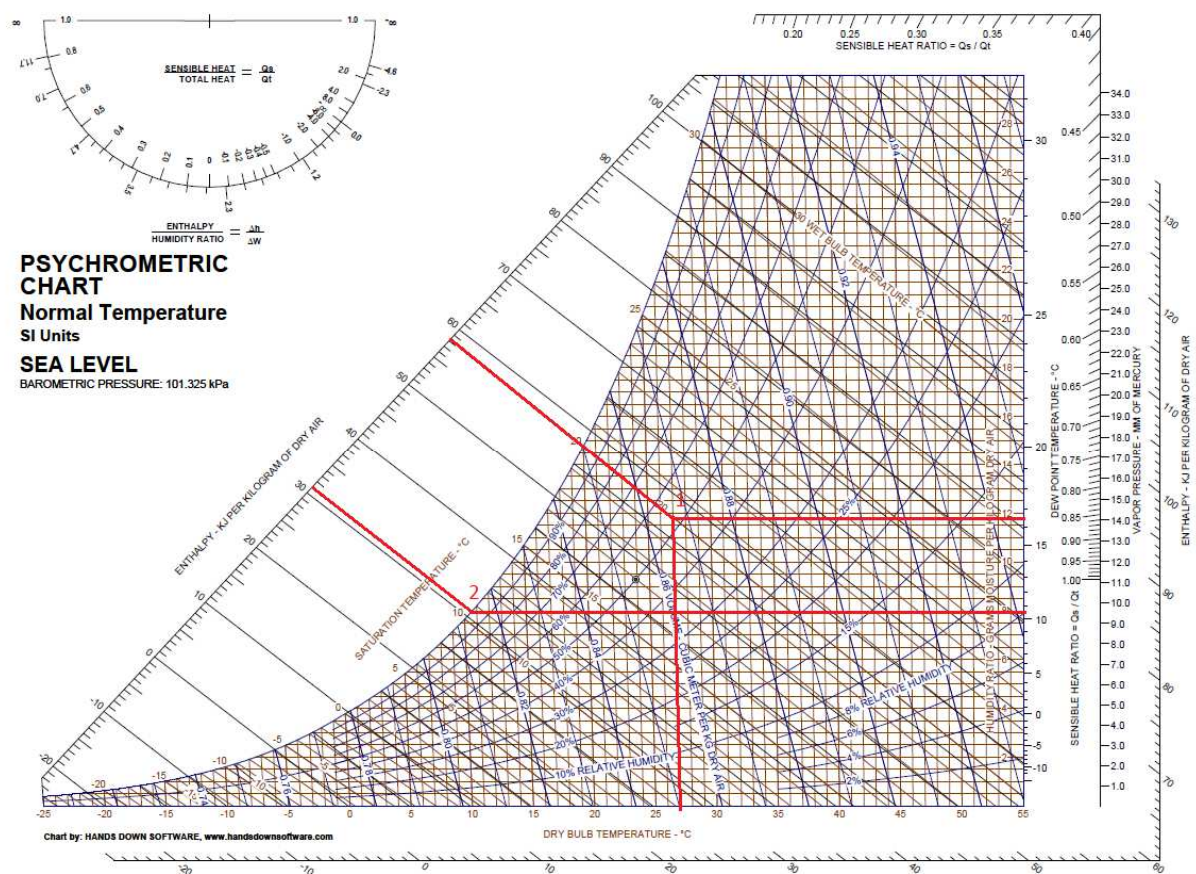


Figura 31: Càlcul a partir de la carta psicromètrica

D'aquesta manera, si busquem el cabal d'aire sec que entra, que serà el mateix per tots quatre difusors, sabrem la quantitat d'aigua.

Si en el nostre cas tenim mig tub de diàmetre 110mm, l'àrea serà

$$A = \pi \cdot \frac{r^2}{2} = \pi \cdot \frac{0.055^2}{2} = 0.00475m^2$$

I com que sabem que la velocitat del cabal és de 5m/s, el nostre cabal d'aire serà

$$q = A \cdot v = 0.00475m^2 \cdot \frac{5m}{s} = 0.02375 \frac{m^3}{s}$$

Llavors com que sabem que la densitat de l'aire és 1.29kg/m³, podem trobar el cabal màssic

$$\dot{q} = q \cdot \rho = 0.02375 \frac{m^3}{s} \cdot 1.29 \frac{kg}{m^3} = 0.0306 \frac{kg}{s}$$

Per tant, mitjançant el cabal màssic que hem acabat de trobar i les dues situacions que hem trobat abans, podem concloure la quantitat d'aigua.

Per la primera situació, el cabal d'aigua màssic serà:

$$\dot{q}_{aigua\ en\ 1} = \dot{q} \cdot w_1 = 0.0306 \frac{kg_{aire\ sec}}{s} \cdot 11.8 \frac{gr_{aigua}}{kg_{aire\ sec}} = 0.36108 \frac{gr_{aigua}}{s}$$

$$\dot{q}_{aigua\ en\ 2} = \dot{q} \cdot w_2 = 0.0306 \frac{kg_{aire\ sec}}{s} \cdot 8 \frac{gr_{aigua}}{kg_{aire\ sec}} = 0.2448 \frac{gr_{aigua}}{s}$$

Per tant, la diferència, serà la màxima quantitat d'aigua que es pot condensar cada segon.

$$\dot{q}_{aigua\ en\ 1} - \dot{q}_{aigua\ en\ 2} = 0.36108 \frac{gr_{aigua}}{s} - 0.2448 \frac{gr_{aigua}}{s} = 0.11628 \frac{gr_{aigua}}{s}$$

Per trobar la quantitat d'aigua que nosaltres podem condensar relacionarem les energies necessàries per condensar.

Si mirem, una altra vegada, a la Figura 31 podem veure l'energia necessària per condensar $0.11628 \frac{gr_{aigua}}{s}$. És la resta de les entalpies, les línies que estan en diagonal. Podem veure que per la situació 1 l'entalpia és de 58KJ/kg d'aire sec, i per la segona situació és de 31KJ/kg d'aire sec. Per tant, la resta serà l'energia utilitzada.

$$Q = 58 \frac{KJ}{kg_{aire\ sec}} - 31 \frac{KJ}{kg_{aire\ sec}} = 27 \frac{KJ}{kg_{aire\ sec}}$$

Si nosaltres tenim un cabal de $0.0306 \frac{kg}{s}$ l'energia serà

$$P = 27 \frac{KJ}{kg_{aire\ sec}} \cdot 0.0306 \frac{kg_{aire\ sec}}{s} = 0.8262 \frac{KJ}{s} = 0.8262KW$$

Per tant, veiem que per condensar $0.11628 \frac{gr_{aigua}}{s}$ necessitem proporcionar una energia de 826.2W. Llavors, si nosaltres només apliquem una energia de 17.6W, serem capaços de condensar

$$\dot{q}_{aigua\ condensada} = 0.11628 \frac{gr_{aigua}}{s} \cdot \frac{17.6}{826.2} = 0.002477 \frac{gr_{aigua}}{s}$$

Aleshores, en una hora serem capaços de condensar

$$q_{aigua\ condensada} = 0.002477 \frac{gr_{aigua}}{s} \cdot 3600 \frac{s}{h} = 8.9172 gr_{aigua} = 8.9172 ml$$

Com hem vist a l'apartat d'Assaig Experimental dels difusors, pel difusor 2 vam mesurar aproximadament 9.33ml d'aigua. Per tant, veiem que és molt proper a la calculada.

4.2 Disseny del dispositiu

Una vegada tenim el difusor escollit i sabem la quantitat de plaques que utilitzarem, anem a realitzar el disseny del dispositiu.

Estarà format pels següents components:

4.2.1 Taulell

El taulell hi col·locarem les plaques Peltier i els difusors. Està fabricat d'un material amb baixa conductivitat tèrmica, com és el PVC, ja que té la finalitat de separar les dos cares de les plaques.

El taulell s'ha de mecanitzar per tal col·locar-hi les plaques i poder subjectar els difusors. S'hi realitzarà 10 forats quadrats passants de la mateixa mida que les plaques i també es realitzarà un fresatge per tal d'ubicar-hi els cables de les plaques. A més, realitzarem 3 forats amb la finalitat de poder cargolar-hi els difusors. Els cargols usats, són de cap hexagonal de mètric 3 i de longitud 22 mm amb les seves respectives femelles.

A la Figura 32 podem observar el taulell de PVC. Les seves dimensions estan definides en el Plànol 5 del document número 2.

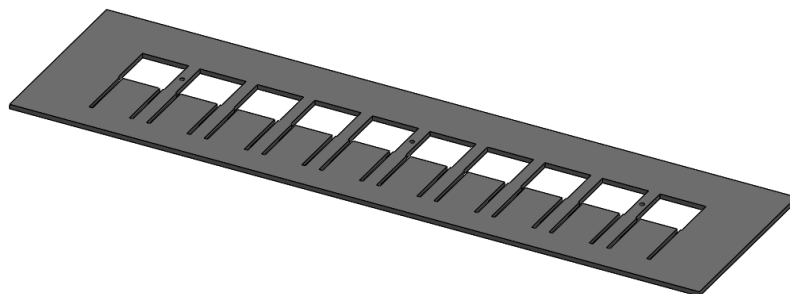


Figura 32: Taulell de 600mm de llargada

4.2.2 Difusor

Com hem dit anteriorment, el difusor escollit ha sigut el difusor número 2. Utilitzarem dos difusors de 500 mm de llarg. Un per a cada cara de la placa Peltier, un a dalt, per dissipar la calor generada, i un a baix, per dissipar el fred generat. El seu material és l'alumini, ja que és un bon conductor tèrmic.

Els difusors els mecanitzarem de la mateixa manera que amb el taulell. Primer de tot hi realitzarem 3 forats per tal de passar-hi els cargols. Llavors, per tal de garantir un bon contacte amb la placa Peltier, haurem de realitzar un mecanitzat amb la forma de la placa, ja que a causa del gruix del taulell, la placa i el difusor no tindrien un bon contacte.

A la Figura 33 podem veure el difusor amb els mecanitzats corresponents per a cada placa. Les seves dimensions les podem trobar al Plànol 6.

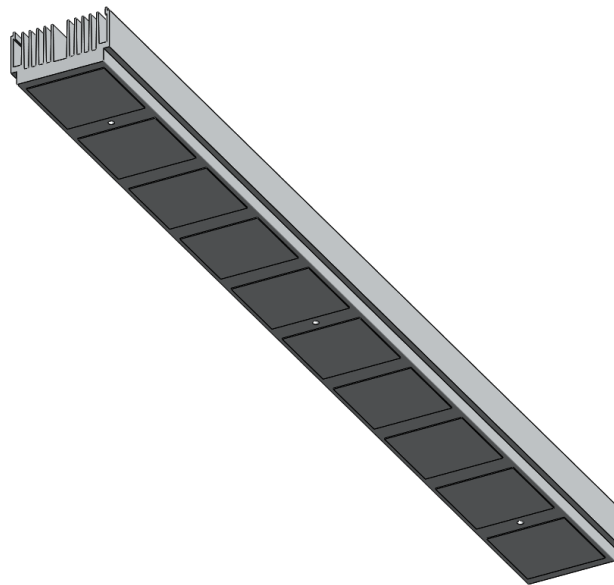


Figura 33: Difusor de 500 mm

4.2.3 Tub

Per tal que el flux d'aire refredat no es dissipï, necessitem un recinte. Nosaltres hem optat per mig tub, el qual ens garanteix un recorregut del flux. Necessitarem mig tub per a dalt i mig tub per a baix. El material d'aquest tub és PVC rígid, ja que també té una baixa conductivitat tèrmica. A l'hora d'unir la meitat del tub al taulell, tant el de dalt com el de baix, utilitzarem silicona. D'aquesta manera aconseguim estanquitat en el recorregut.

A la Figura 34 podem observar ka meitat del tub. Les seves mides les trobem al Plànol 7.

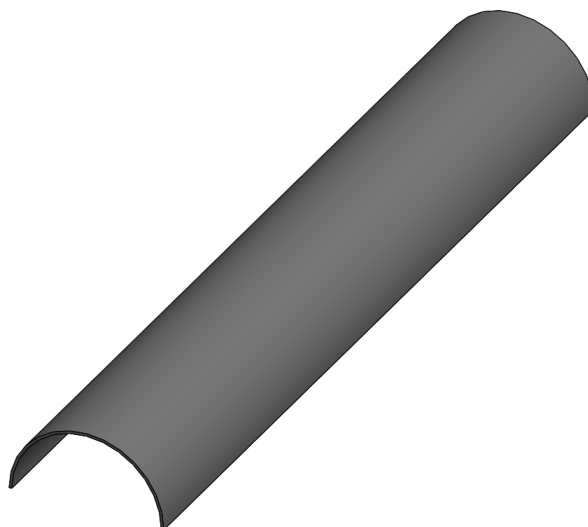


Figura 34: Tub de 600mm de llargada

A la Figura 35 podem veure el muntatge dels anteriors components.

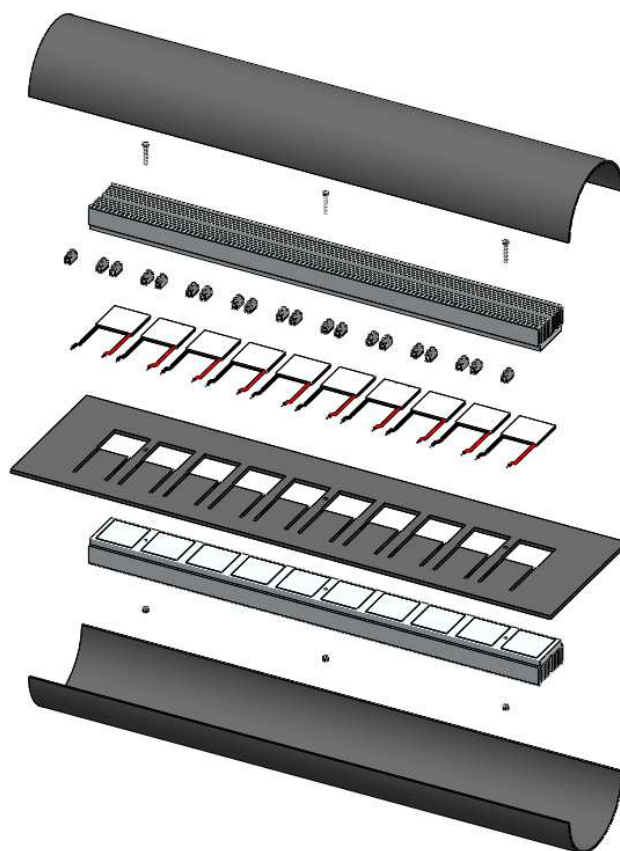


Figura 35: Muntatge

Amb el muntatge d'aquests components som capaços de refredar l'aire que entri per a baix i escalfar l'aire que entri per dalt. Com que volem augmentar la humitat d'aire d'entrada, col·locarem un destil·lador solar.

4.2.4 Destil·lador

El destil·lador solar consisteix en un recipient tapat amb un vidre o un plàstic per tal de crear efecte hivernacle i evaporar aigua. El nostre objectiu és aprofitar l'energia solar per escalfar aigua salada, extreta del mar, i evaporar-la. D'aquesta manera, com que la sal no s'evapora, augmentem la humitat del cabal d'entrada i ens permet condensar més quantitat d'aigua potable.

A més, nosaltres utilitzarem la calor dissipada per la placa Peltier per proporcionar calor al recipient d'aigua, d'aquesta manera evaporarem més quantitat d'aigua.

El destil·lador està format per un recipient rectangular format per fustes unides per cargols autoroscants de 3.9mm de diàmetre i 45mm de llarg. Les fustes hauran d'haver estat mecanitzades anteriorment per tal de poder connectar-hi els tubs per on ha de circular el cabal d'aire. A dins trobem un tub d'alumini de 50mm de diàmetre i a sobre un recipient d'acer inoxidable. Aquest recipient d'acer inoxidable ha estat fabricat a partir d'una xapa, la qual se l'ha mecanitzat. Així, l'aire calent que flueixi pel tub, transferirà la calor al recipient. Com a tapa tenim un vidre de 4mm de gruix.

A la Figura 36 podem observar el destil·lador solar. En el Plànol número 9 podem veure el destil·lador explosionat i les mides corresponents de cada peça que en formen part.



Figura 36: Destil·lador solar

4.2.5 Estructura

L'estructura no es res més que el lloc on col·locarem el dispositiu. Podria ser una taula qualsevol, però el que ens interessa, és provocar una pendent per tal que l'aigua que condensi, mitjançant la gravetat, llisqui fins a quedar recol·lectada.

L'estructura està formada per tubs d'acer inoxidable de 40x40x4mm soldats, i un taulell de fusta unida.

Trobem les seves mides al plànol número 11 del document número 2.

4.2.6 Connexió

Per tal de poder connectar el destil·lador solar amb el dispositiu utilitzarem tubs flexibles de PVC de diàmetre 50mm, els quals aniran subjectats per abraçadores.

En canvi, per fer la connexió del costat fred del dispositiu amb el costat calent, utilitzarem primer de tot un tub de PVC rígid en forma de T per tal que l'aigua que condensi, poder-la extreure. Llavors, seguidament del tub en forma de T, hi connectarem el colze de PVC rígid de 180° per tal de canviar de sentit. Seguidament hi col·locarem un altre tub de PVC, el qual enllaçarà amb el dispositiu. Tots els tubs de PVC van units per adhesiu.

4.2.7 Plaques solars

Les plaques Peltier s'han de connectar a una font d'electricitat. En el nostre cas, les connectarem a les Plaques solars.

Per tenir, aproximadament, la mateixa potència, haurà de circular una intensitat de 5A i haver-hi un voltatge de 12V. Si mirem a les especificacions de la placa solar a l'annex C.ESPECIFICACIONES PLACA SOLAR veiem com la màxima tensió és de 35.8 V i la màxima intensitat és de 4.61A. Per aquesta raó, connectarem les plaques Peltier en sèrie, d'aquesta manera la màxima intensitat que es pot produir estarà per sota de la intensitat màxima de la placa.Llavors, com que les plaques Peltier són de les mateixes característiques, la caiguda de tensió serà igual per cada una.

Com que en el nostre disseny hi tenim 10 plaques Peltier, si volem una potència semblant a 60 W, haurem de connectar-ne 3 per a cada panell solar. De tal forma que necessitem 4 panells solars, 3 dels quals hi haurà connectades 3 plaques Peltier a cada una. I al quart panell solar hi connectarem la placa Peltier restant, més el ventilador.

Aleshores el nostre disseny serà com el de la Figura 37, juntament amb els 4 panells solars.

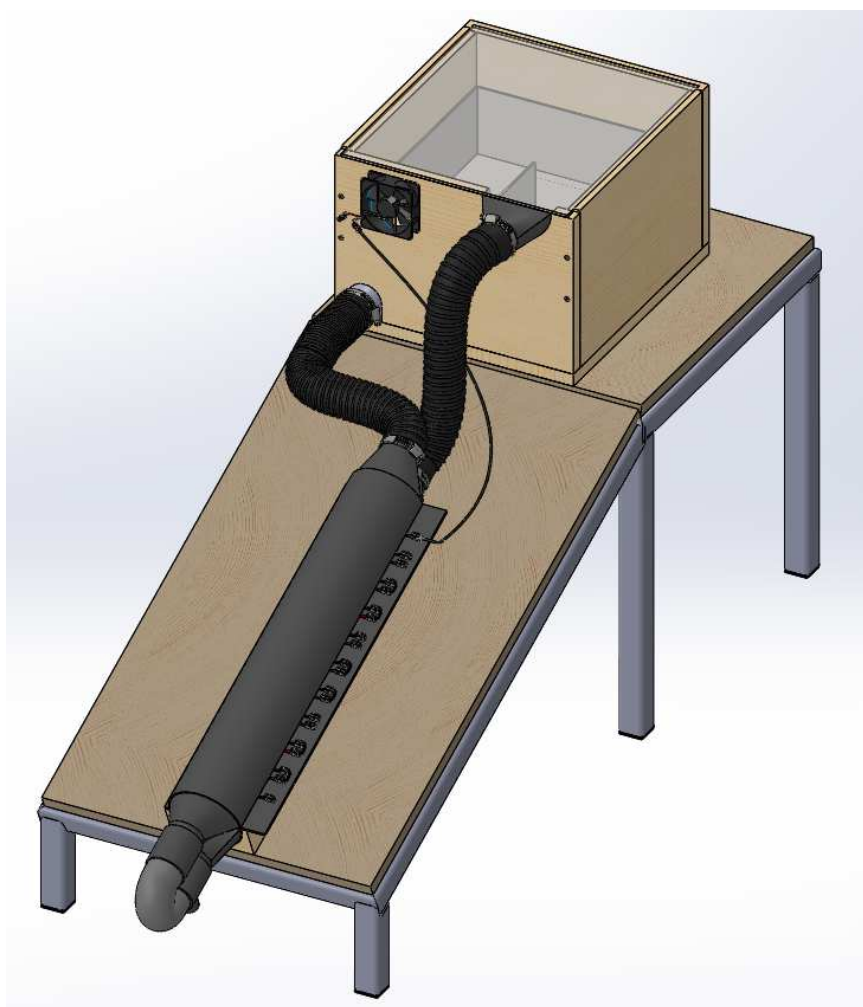


Figura 37: Disseny del dispositiu

5 RESUM DEL PRESSUPOST

El cost total del dispositiu és de **MIL SIS-CENTS CINQUANTA-VUIT EUROS AMB VUITANTA-CINC CÈNTIMS.**

Preu total = 1658.85 €

6 CONCLUSIONS I TREBALLS FUTURS

Després de realitzar el projecte amb les seves etapes de proves experimentals i simulacions es poden extreure les següents conclusions:

- S'ha comprovat que l'ús de mòduls termoelèctrics alimentats per energia solar fotovoltaica permeten l'obtenció d'aigua a partir de la condensació de la humitat ambiental.
- Amb la solució proposada s'estima una producció diària de 2 litres d'aigua dolça, amb una superfície total de 5 m² (destil·lador solar + 4 panells solars), és a dir, que només cobreix les necessitats diàries d'una persona.
- Per altra banda, el cost del muntatge és de 1.660€, amb una vida útil de 20 anys, donant com a resultat un preu de 0.12€/litre.
- El dispositiu dissenyat és excessivament car, i encara més per al tipus d'usuaris de la tecnologia inicialment considerats (persones de països en vies de desenvolupament sense accés a aigua potable i rendes per càpita inferiors a 500€).

Es proposen una sèrie de millores i estudis futurs amb l'objectiu de millorar el rendiment i reduir costos:

- Buscar o dissenyar altres geometries dels dissipadors amb un rendiment més elevat.
- Utilitzar materials més econòmics o reciclats per tal de disminuir el cost final.
- Dissenyar un sistema de control electrònic que regule el consum del ventilador en funció de la taxa de condensació d'aigua per tal de que el dispositiu estigüés funcionant en condicions òptimes.

7 RELACIÓ DE DOCUMENTS

Els documents que formen part d'aquest treball són:

Document número 1 - Memòria i annexos

Document número 2 - Plànols

Document número 3 - Plec de condicions

Document número 4 - Estat d'amidaments

Document número 5 - Pressupost

8 BIBLIOGRAFIA

- Suport en paper (llibres)

1. INCROPERA, DEWIT, BERGMAN, LAVINE. Fundamentals of heat and Mass Transfer. Published by Wiley IndiaPvtLtd . Sisena edició. 2010.
2. DONALD Q, KERN, Procesos de transferencia de calor. Compañía editorial continental, S.A. de C.V. México. Trenta-unena edició. 1990
3. J.P. HOLMAN, Transferencia de calor. Compañía editorial continental, S.A. de C.V. México. Tercera edició. 1989

- Suport digital (articles/tesis)

4. M. JRADI, N. GHADDAR, K. GHALI. Experimental and theoretical study of an integrated thermoelectric–photovoltaic system for air dehumidification and fresh waterproduction. Published by International Journal of Energy Research .2011.
5. CHAKIB ALAOUI. Peltier Thermoelectric Modules Modeling and Evaluation. College of Computer and Information Technology. 2011
6. ANDRÉS SACRISTÁN. Obtención de agua a partir de humedad atmosférica empleando células de efecto Peltier. Universidad Carlos III. 2011
7. PATTERSON, G. Efecto Peltier. Dpto. De Física, UBA. 2007

- Suport informàtic (web)

8. ANSYS. Especificacions tècniques. <http://www.ansys.com/>
9. Tubs de ventilació. <http://espiroflex.com/productos/tubos-de-aireacion/>
10. Clima d'Àfrica. <http://www.zonu.com/detail/2010-01-11-11671/Clima-de-frica.html>

ANNEXOS

A. TRANSFERÈNCIA DE CALOR:

A.1 CONDUCCIÓ

La conducció és la transferència d'energia de les partícules més energètiques a les menys energètiques d'una substància. Les temperatures més altes s'associen amb les energies moleculars més altes.

És possible quantificar els processos de transferència de calor en termes d'equacions o models apropiats. Aquestes equacions serveixen per calcular la quantitat d'energia que es transfereix per unitat de temps. Per la conducció de calor, l'equació o model es coneix com la Llei de Fourier.

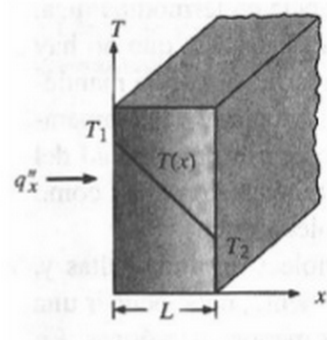


Figura 38: Transferència unidimensional per conducció

Per la paret plana unidimensional que es mostra a la Figura 38: Transferència unidimensional per conducció, la qual té una distribució de temperatura $T(x)$, l'equació o model s'expressa com

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{Eq.A.1}$$

El flux de calor o transferència de calor per unitat d'àrea q''_x (W/m^2) és la velocitat en què es transfereix la calor en la direcció x per àrea unitària perpendicular a la direcció de transferència, i és proporcional al gradient de temperatura, $\frac{dT}{dx}$ en aquesta direcció. La constant de proporcionalitat, k , és una propietat de transport coneguda com conductivitat tèrmica ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$) i és una característica del material de la paret. El signe negatiu és a conseqüència del fet que la calor es transfereix en la direcció de la temperatura decreixent. En les condicions d'estat estable que es mostren a la Figura 38, on la distribució de temperatura és lineal, el gradient de temperatura s'expressa com

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L}$$

i el flux de calor és

$$q''_x = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad \text{Eq.A.2}$$

Podem observar com aquesta equació proporciona un flux de calor, és a dir, la velocitat de calor transferit per unitat d'àrea. La calor transferida per conducció per unitat de temps, q_x (W), a través d'una paret plana d'àrea A, és el producte del flux i de l'àrea, $q_x = q''_x \cdot A$

La resistència tèrmica per a la conducció és

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{S,1} - T_{S,2}}{q_x} = \frac{L}{kA} \quad \text{Eq.A.3}$$

A.1.1 CÀLCULS D'ALETES

Per determinar la transferència de calor associada a una aleta, primer hem d'obtenir la distribució de temperatures al llarg de l'aleta. Primer de tot fem un balanç d'energia sobre l'element, com el de la Figura 39. L'anàlisi es simplifica si suposem certes suposicions. Suposem condicions unidimensionals en la direcció longitudinal (x), encara que la conducció dins l'aleta és en realitat bidimensional. Considerem condicions d'estat estacionari i també suposem que la conductivitat tèrmica és una constant, que la radiació des de la superfície és insignificant, que els efectes de la generació de calor són absents i que el coeficient de transferència de calor per convecció h és uniforme sobre la superfície.

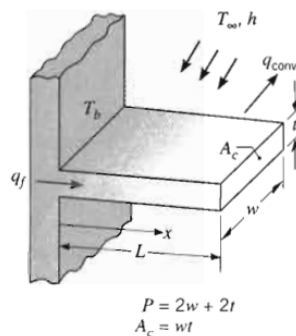


Figura 39: Aleta recta de secció transversal uniforme

A l'aplicar el requeriment de conservació de l'energia a l'element de la Figura 39, obtenim,

$$q_x = q_{x+dx} + dq_{conv} \quad \text{Eq.A.1.1}$$

De la llei de Fourier sabem que

$$q_x = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad \text{Eq.A.1.2}$$

on A_c és l'àrea de la secció transversal, que varia amb x . Com la conducció de calor en $x+dx$ s'expressa com

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{dq_x}{dx} dx \quad \text{Eq.A.1.3}$$

si substituïm

$$q_{x+dx} = -kA_c \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) dx \quad \text{Eq.A.1.4}$$

La transferència de calor s'expressa com

$$dq_{conv} = h dA_s (T - T_\infty) \quad \text{Eq.A.1.5}$$

on dA_s és l'àrea superficial de l'element diferencial. Substituint les equacions de flux anteriors en el balanç d'energia, equació Eq.1, obtenim

$$\frac{d}{dx} \left(A_c \frac{dT}{dx} \right) - \frac{h dA_s}{k dx} (T - T_\infty) = 0 \quad \text{Eq.A.1.6}$$

o

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A_c} \frac{dA_c}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A_c} \frac{h dA_s}{k dx} \right) (T - T_\infty) = 0 \quad \text{Eq.A.1.7}$$

Per resoldre l'equació 7 és necessari ser més específic amb la geometria. Cada aleta s'uneix a una superfície base de temperatura $T(0)=T_b$ i s'estén en un fluid de temperatura T_∞ .

La geometria per a les aletes que tenim, A_c és una constant i $A_s = Px$, on A_s és l'àrea superficial mitjana de la base a x i P és el perímetre de l'aleta. Com a conseqüència, amb $\frac{dA_c}{dx} = 0$ i $\frac{dA_s}{dx} = P$, l'equació 7 es redueix a

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \left(\frac{hP}{kA_c}\right)(T - T_\infty) = 0 \quad \text{Eq.A.1.8}$$

Per simplificar la forma d'aquesta equació, transformem la variable dependent definint un excés de temperatura θ com

$$\theta(x) \equiv T(x) - T_\infty \quad \text{Eq.A.1.9}$$

on, com T_∞ , és una constant, $\frac{d\theta}{dx} = \frac{dT}{dx}$. Al substituir l'equació 9 a la 8, obtenim

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad \text{Eq.A.1.10}$$

on

$$m^2 = \frac{hP}{kA_c} \quad \text{Eq.A.1.11}$$

L'equació 10 és una equació diferencial lineal de segon ordre, homogènia, amb coeficients constants. La seva solució general és

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad \text{Eq.A.1.12}$$

Per avaluar les constants C_1 i C_2 de l'equació 12, és necessari especificar condicions de frontera apropiades. Una condició específica en termes de temperatura a la base de l'aleta ($x=0$)

$$\theta(0) = T_b - T_\infty \equiv \theta_b \quad \text{Eq.A.1.13}$$

La segona condició, especificada a l'extrem de l'aleta ($x=L$), correspon a qualsevol de quatre diferents situacions físiques.

La primera condició, cas A, considera la transferència de calor per convecció des de l'extrem de l'aleta. A l'aplicar un balanç d'energia a una superfície de control al voltant d'aquest extrem (Figura 40), obtenim

$$hA_c[T(L) - T_\infty] = -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} \quad \text{Eq.A.1.14}$$

o

$$h\theta(L) = -k \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} \quad \text{Eq.A.1.14}$$

És a dir, la rapidesa a la que l'energia es transfereix cap al fluid per convecció des de l'extrem ha de ser igual a la rapidesa a la que l'energia arriba a l'extrem per conducció a través de l'aleta. Al substituir l'equació 12 a les equacions 13 i 14, obtenim, respectivament,

$$\theta_b = C_1 + C_2 i \frac{h}{mk} \theta(L) = \frac{h}{mk} (C_1 e^{mL} + C_2 e^{-mL}) = -(C_1 e^{mL} - C_2 e^{-mL}) \quad \text{Eq.A.1.15}$$

Resolent per C_1 i C_2

$$C_1 = \frac{\theta_b(h - km)}{e^{2mL}(h + km) - (h - km)} ; C_2 = \frac{e^{2mL}\theta_b(h + km)}{e^{2mL}(h + km) - (h - km)}$$

Substituint a l'equació 12

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{(h - km)e^{mx} + e^{2mL}(h + km)e^{-mx}}{e^{2mL}(h + km) - (h - km)} = \frac{\cosh m(L - x) + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh m(L - x)}{\cosh mL + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh mL} \quad \text{Eq.A.1.16}$$

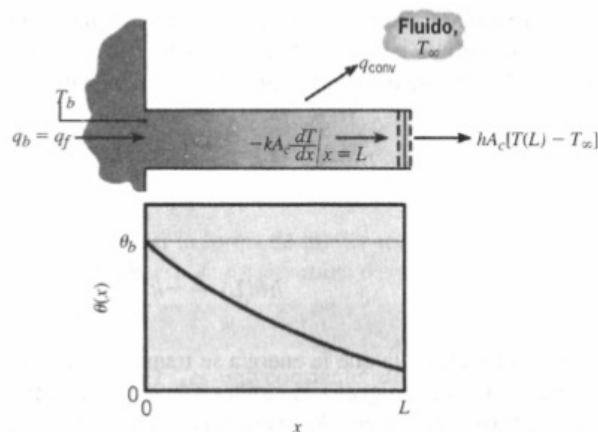


Figura 40: Conducció i convecció en una aleta de secció transversal uniforme

La configuració d'aquesta distribució de temperatures es mostra a la Figura 40. La magnitud del gradient de temperatura disminueix a l'augmentar x . Aquesta tendència és conseqüència de la reducció de transferència de calor per conducció $q_x(x)$ amb l'augment de x degut a les pèrdues per convecció contínues de la superfície de l'aleta.

També estem interessats en la calor total transferida per l'aleta. Segons la Figura 40, és evident que la transferència de calor de l'aleta q_f es pot avaluar de dos formes diferents, que impliquen l'ús de la distribució de temperatures. El procediment més simple, i el que utilitzarem, implica aplicar la llei de Fourier a la base de l'aleta. És a dir,

$$q_f = q_b = -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = -kA_c \left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=0} \quad \text{Eq.A.1.17}$$

Per tant, amb la distribució de temperatures, $\theta(x)$, q_f es pot avaluar

$$q_f = \theta_b \sqrt{hPkA_c} \frac{\sinh mL + \left(\frac{h}{mk}\right) \cosh mL}{\cosh mL + \left(\frac{h}{mk}\right) \sinh mL} \quad \text{Eq.A.1.18}$$

Tot i que, la conservació de l'energia dicta que la rapidesa a la que es transfereix calor per convecció des de l'aleta ha de ser igual a la rapidesa a la que es condueix per la base de l'aleta. Com a conseqüència, la formulació alternativa per a q_f és

$$q_f = \int_{A_f} h[T(x) - T_\infty] dA_S = \int_{A_f} h\theta(x) dA_S \quad \text{Eq.A.1.19}$$

on A_f és l'àrea de la superfície de l'aleta, inclòs l'extrem. La substitució de l'equació 16 a l'equació 19 s'obté l'equació 18.

La segona condició de l'extrem, cas B, correspon a la suposició que la pèrdua de calor per convecció a l'extrem de l'aleta és insignificant, en aquest cas l'extrem es tracta com a adiabàtic i

$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad \text{Eq.A.1.20}$$

Al substituir a l'equació 12 i dividir entre m , obtenim

$$C_1 e^{mL} - C_2 e^{-mL} = 0$$

Utilitzant aquesta expressió amb l'equació 15 per resoldre C_1 i C_2 i substituir els resultats a l'equació 12, obtenim

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad \text{Eq.A.1.21}$$

A l'utilitzar aquesta distribució de temperatures amb l'equació 17, la transferència de calor de l'aleta és

$$q_f = \theta_b \sqrt{hPkA_c} \tanh mL \quad \text{Eq.A.1.22}$$

De la mateixa manera s'obté la distribució de temperatures de l'aleta i la transferència de calor pel cas C, on la temperatura s'estableix a l'extrem de l'aleta. És a dir, la segona condició de frontera és $\theta(L) = \theta_L$, i les expressions resultants són

$$\frac{\theta}{\theta_b} = \frac{\frac{\theta_L}{\theta_b} \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL} \quad \text{Eq.A.1.23}$$

$$q_f = \theta_b \sqrt{hPkA_c} \frac{\cosh mL - \frac{\theta_L}{\theta_b}}{\sinh mL} \quad \text{Eq.A.1.24}$$

L'última condició, cas D, si l'aleta és molt llarga. Quan $L \rightarrow \infty, \theta_L \rightarrow 0$ es verifica que

$$\frac{\theta}{\theta_b} = e^{-mx} \quad \text{Eq.A.1.25}$$

$$q_f = \theta_b \sqrt{hPkA_c} \quad \text{Eq.A.1.26}$$

Els resultats anteriors, pels diferents casos, els podem veure resumits a la següent Figura 41.

TABLE 3.4 Temperature distribution and heat loss for fins of uniform cross section

Case	Tip Condition ($x = L$)	Temperature Distribution θ/θ_b	Fin Heat Transfer Rate q_f
A	Convection heat transfer: $h\theta(L) = -k d\theta/dx _{x=L}$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.70)	$M \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL}$ (3.72)
B	Adiabatic $d\theta/dx _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$ (3.75)	$M \tanh mL$ (3.76)
C	Prescribed temperature: $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{(\theta_L/\theta_b) \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$ (3.77)	$M \frac{(\cosh mL - \theta_L/\theta_b)}{\sinh mL}$ (3.78)
D	Infinite fin ($L \rightarrow \infty$): $\theta(L) = 0$	e^{-mx} (3.79)	M (3.80)

$\theta = T - T_\infty$ $m^2 = hP/kA_c$
 $\theta_b = \theta(0) = T_b - T_\infty$ $M = \sqrt{hPkA_c} \theta_b$

Figura 41: Distribució de temperatures i pèrdues de calor

L'efectivitat de l'aleta, ε_f , es defineix com la raó de la transferència de calor de l'aleta a la transferència de calor que existiria sense aleta. Per tant,

$$\varepsilon_f = \frac{q_f}{h\theta_b A_{c,b}} \tag{Eq.A.1.26}$$

on $A_{c,b}$ és l'àrea de la secció transversal a la base de l'aleta. En qualsevol disseny racional, el valor de ε_f ha de ser tan gran com sigui possible i, en general, l'ús de l'aleta rarament es justifica a menys que $\varepsilon_f \geq 2$.

Al tractar la diferència entre les temperatures de la base i del fluid com el potencial d'impuls, una resistència de l'aleta es defineix com

$$R_{t,f} = \frac{\theta_b}{q_f} \tag{Eq.A.1.27}$$

L'efectivitat de l'aleta s'interpreta com una raó de resistències tèrmiques i, per augmentar ε_f , és necessari reduir la resistència de conducció /convecció de l'aleta.

$$\varepsilon_f = \frac{R_{t,b}}{R_{t,f}} \quad \text{Eq.A.1.28}$$

L'eficiència de l'aleta, η_f , té un paper important en l'execució tèrmica de l'aleta. El potencial d'impuls màxim per a la convecció és la diferència de temperatures entre la base ($x=0$) i el fluid, $\theta_b = T_b - T_\infty$. La rapidesa màxima a que l'aleta pot dissipar energia és la rapidesa que existiria si tota la superfície de l'aleta estigués a la temperatura de la base. Tot i que, com qualsevol aleta, es caracteritza per una resistència de conducció finita. ha d'existir un gradient de temperatura al llarg de l'aleta. Per tant, una definició lògica d'eficiència de l'aleta és

$$\eta_f \equiv \frac{q_f}{q_{m\grave{a}x}} = \frac{q_f}{hA_f\theta_b} \quad \text{Eq.A.1.29}$$

on A_f és l'àrea de la superfície de l'aleta. Per una aleta recta de secció transversal uniforme i un extrem adiabàtic, és

$$\eta_f \equiv \frac{\tanh mL}{mL} \quad \text{Eq.A.1.30}$$

Si utilitzem l'expressió de transferència de calor d'una altea rectangular recta amb l'extrem adiabàtic, i amb una longitud de l'aleta corregida de la forma $L_c = L + \left(\frac{t}{2}\right)$, la rapidesa de calor de l'aleta s'aproxima a

$$q_f = M \tanh mL_c \quad \text{Eq.A.1.31}$$

i l'eficiència correspon a

$$\eta_f \equiv \frac{\tanh mL_c}{mL_c} \quad \text{Eq.A.1.32}$$

L'eficiència global de la superfície, η_0 , té en compte les aletes i la superfície de la base a la que s'uneixen. L'equació és

$$\eta_0 \equiv \frac{q_t}{q_{m\grave{a}x}} = \frac{q_t}{hA_t\theta_b} \quad \text{Eq.A.1.33}$$

on q_t és la transferència de calor total de l'àrea de la superfície A_t associada a les aletes i la part exposada de la base. Si hi ha N aletes, cada una de les àrees superficials A_f , i l'àrea de la superfície de la base es designa com A_b , l'àrea de la superfície total és

$$A_t = NA_f + A_b \quad \text{Eq.A.1.34}$$

La transferència de calor màxima possible resultaria si tota la superfície de l'aleta, així com la base exposada, es mantinguessin a T_b .

La transferència total de calor per convecció de les aletes i la superfície principal (sense aletes) s'expressa com

$$q_t = N\eta_f h A_f \theta_b + h A_b \theta_b \quad \text{Eq.A.1.35}$$

on el coeficient de convecció h se suposa equivalent per a les superfícies principals i amb aletes, i η_f és l'eficiència d'una sola aleta. D'aquí obtenim

$$q_t = h \left[N\eta_f h A_f + (A_t - NA_f) \right] \theta_b = h A_t \left[1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \theta_b \quad \text{Eq.A.1.36}$$

Al substituir l'equació A.1.36 a l'equació A.1.33, obtenim

$$\eta_0 = 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - \eta_f) \quad \text{Eq.A.1.37}$$

Si recordem la definició de la resistència tèrmica de l'aleta, equació A.1.27, l'equació A.1.33 serveix per definir una expressió per a la resistència tèrmica d'una placa d'aletes. És a dir,

$$R_{t,0} = \frac{\theta_b}{q_t} = \frac{1}{\eta_0 h A_t} \quad \text{Eq.A.1.38}$$

on $R_{t,0}$ és la resistència efectiva que explica les trajectòries de flux de calor paral·leles per conducció/convecció a les aletes i per convecció de la superfície principal. La Figura 42 il·lustra els circuits tèrmics corresponents a les trajectòries paral·leles i la seva representació en termes d'una resistència efectiva.

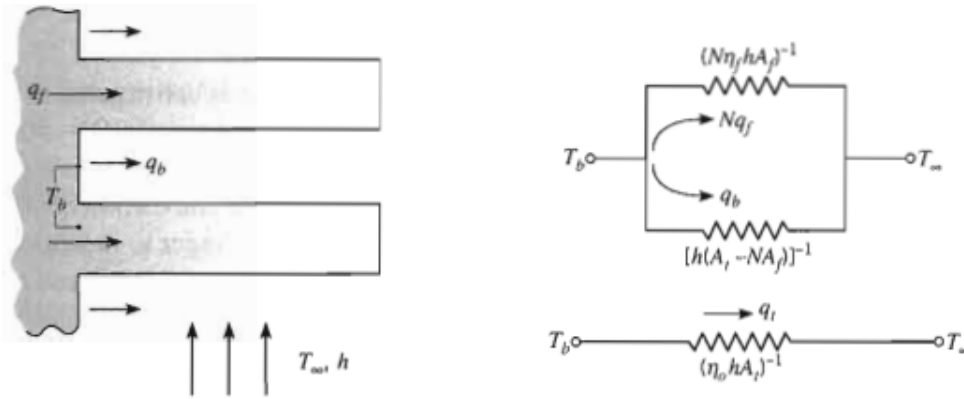


Figura 42: Aletes i circuit tèrmic

A.2 CONVECCIÓ

Estem interessats en la transferència de calor per convecció que succeeix entre un fluid en moviment i una superfície a diferents temperatures. Considerem el flux d'un fluid sobre una superfície escalfada de la Figura 43.

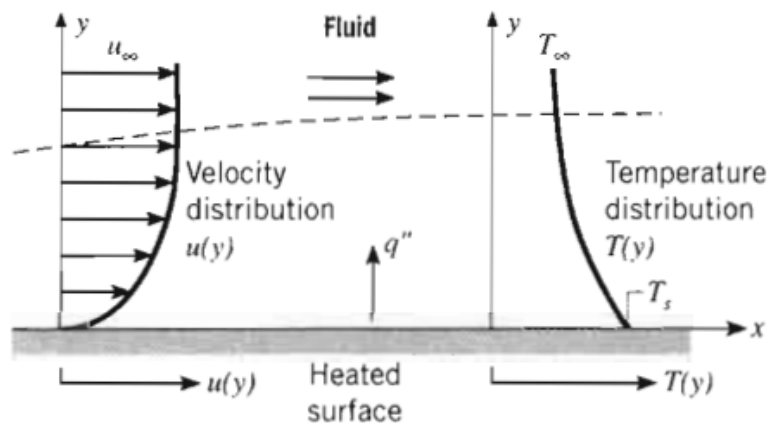


Figura 43: Transferència de calor per convecció

Una conseqüència de la interacció entre el fluid i la superfície és el desenvolupament d'una regió en el fluid en el que la velocitat varia de 0, a la superfície, a u_{∞} associat al fluid. Aquesta regió del fluid es coneix com a capa límit hidrodinàmica o de velocitat. A més, si les

temperatures de la superfície i del fluid difereixen, hi haurà una regió del fluid a través de la qual la temperatura varia de T_S en $y = 0$ a T_∞ en el flux exterior. Si $T_S > T_\infty$ hi haurà una transferència de calor per convecció entre la superfície i el flux exterior.

Parlem de convecció forçada quan el flux és causat per medis externs, com un ventilador, una bomba o vents atmosfèrics. En canvi, la convecció natural, el flux és induït per forces a causa de la diferència de densitat ocasionades per variacions de temperatura. També pot existir la combinació entre convecció forçada i natural.

Sense importància de com sigui la transferència de calor per convecció, tant si és forçada, com natural o ambdues, l'equació és

$$q'' = h(T_S - T_\infty) \quad \text{Eq.A.2}$$

on q'' , el flux de calor per convecció (W/m^2), és proporcional a la diferència entre les temperatures de la superfície i del fluid, T_S i T_∞ , respectivament. Aquesta expressió es coneix com la Llei de refredament de Newton, i la constant de proporcionalitat, h ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$), és el coeficient de transferència de calor per convecció. Aquest depèn de les condicions de la capa límit, on hi influeix la geometria de la superfície, la naturalesa del moviment del fluid i una varietat de propietats termodinàmiques del fluid i de transport. A la Figura 44 podem veure els valors típics del coeficient de transferència de calor per convecció.

Process	h ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
Free convection	
Gases	2–25
Liquids	50–1000
Forced convection	
Gases	25–250
Liquids	100–20,000
Convection with phase change	
Boiling or condensation	2500–100,000

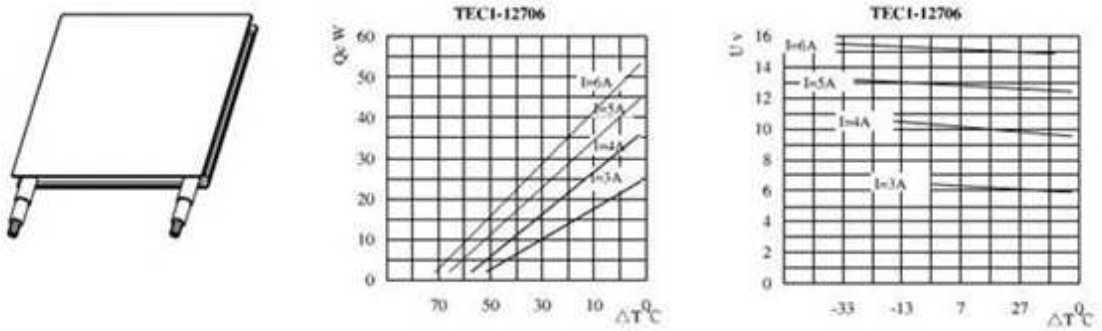
Figura 44: Valors típics del coeficient de transferència de calor per convecció.

Quan s'utilitza l'Eq.A.2, es suposa que el flux de calor per convecció és positiu si la calor es transfereix des de la superfície ($T_S > T_\infty$) i negatiu si el calor es transfereix cap a la superfície ($T_\infty > T_S$). Tot i que, si $T_\infty > T_S$, podem expressar la Llei de refredament de Newton com

$$q'' = h(T_\infty - T_S) \quad \text{Eq.A.3}$$

B. ESPECIFICACIONS MÒDUL PELTIER

TE Module TEC1-12706 Parameter



Type	Couples	I_{max} (A)	U_{max} (V)	$Q_{\text{cmax}}(\text{w})$ $\Delta T = 0$	$\Delta T_{\text{max}} (^{\circ}\text{C})$ $Q_c = 0$	L*M*H (mm)
TEC1-12706	127	6	15.2	57.2	67	40*40*3.6

Figura 45: Especificacions placa Peltier

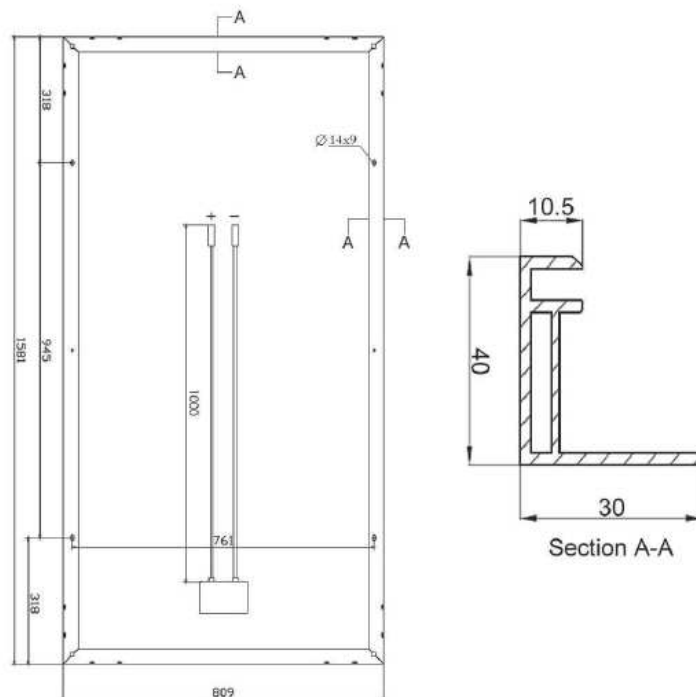
C. ESPECIFICACIONS PLACA SOLAR

Modelo	NA165W-MS	NA170W-MS	NA175W-MS	NA180W-MS
Características eléctricas (STC)				
Potencia máxima nominal en STC (Pmpp)	165 W	170 W	175 W	180 W
Tensión de circuito abierto (Voc)	43.90 V	43.92 V	43.93 V	44.08 V
Corriente de cortocircuito (Isc)	5.18 A	5.25 A	5.31 A	5.34 A
Tensión en punto de máxima potencia (Vmpp)	35.80 V	35.96 V	36.05 V	36.17 V
Corriente en punto de máxima potencia (Impp)	4.61 A	4.73 A	4.85 A	5.00 A
Número de diodos	3			
Tensión máxima del sistema	1000 VDC			
Temperatura de operación	-40°C a +85°C			
Temperatura de almacenamiento	-40°C a +85°C			
Características físicas				
Dimensiones externas del módulo (Al x An x Fondo) mm	1581 x 809 x 40 mm			
Peso	15,5 Kg.			
Cable	Ø 4mm² ; longitud: 1000 mm			
Conectores	MC4 ; RADOX® SOLAR			
Condiciones de embalaje	Embalaje simple (2 kits de embalaje)		6096 mm 350 pcs / 7 palets 12192 mm 700 pcs / 14 palets	
	Embalaje múltiple (23 módulos en cada kit de embalaje)		6096 mm 322 pcs / 14 palets 12192 mm 644 pcs / 28 palets	
Tipo y dimensión de la célula	Monocristalino 125 x 125 mm			
Número de células y conexiones por módulo	72 (6x12)			
Temperatura/Coefficientes (medidas del TÜV)				
Temperatura de Operación Nominal de la Célula (TONC)	46,4°C (±2°C)			
Coefficiente de temperatura de voltaje en circuito abierto Voc (β2)	-0.3450 %/K (r² 0.9999)			
Coefficiente de temperatura de la corriente de cortocircuito Isc (α2)	0.1055 %/K (r² 0.9967)			
Coefficiente de temperatura de salida Pmpp (γ2)	-0.4667 %/K (r² 0.9971)			

Especificaciones eléctricas medidas en STC; Irradiación 1000W/m², temperatura del módulo 25°C, masa de aire AM 1,5

Dimensiones

NA165W-MS a NA180W-MS



(Unidades de medida en mm; tolerancia ±2 mm)

D. CÀLCULS

D.1 Càlculs de les temperatures de les aletes

DADES AIRE

Velocitat del flux	u	=	5	m/s
Temperatura	Ta	=	27	°C
Conductivitat tèrmica	ka	=	2.4×10^{-2}	W/m·K
Viscositat cinemàtica	v	=	1.48×10^{-5}	m ² /s
Número de Prandtl	Pr	=	0.7	

Potència elèctrica de la placa Peltier= 17.6W

D.1.1 Difusor 1

DADES DIFUSOR

Conductivitat tèrmica (alumini)	k	=	180	W/m·K
Amplada	w ₁	=	67.62×10^{-3}	m
Llargada	w ₂	=	64×10^{-3}	m
Gruix de les aletes	t	=	1.05×10^{-3}	m
Separació entre aletes	S	=	2.9×10^{-3}	m
Alçada de les aletes	Lf	=	22×10^{-3}	m
Alçada de la base	Lb	=	5.21×10^{-3}	m
Nombre d'aletes	N	=	20	aletes

Resistència tèrmica base

$$R_b = \frac{L_b}{kA} = \frac{5.21 \times 10^{-3} \text{ m}}{180 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot (67.62 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 64 \times 10^{-3} \text{ m})} = 6.688 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Calculem l'àrea superficial de l'aleta

$$A_f = 2 \cdot w_2 \cdot \left(L_f + \frac{t}{2} \right) = 2 \cdot 64 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \left(22 \times 10^{-3} \text{ m} + \frac{1.05 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} \right) = 2.88 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculem l'àrea total

$$A_t = N \cdot A_f + (N - 1) \cdot (S - t) \cdot w_2 \\ = 8 \cdot 2.88 \times 10^{-3} \text{ m}^2 + (8 - 1) \cdot (2.9 \times 10^{-3} \text{ m} - 1.05 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 64 \times 10^{-3} \text{ m} = 59.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculem els Reynolds

$$Re = \frac{u \cdot w_2}{v} = \frac{5 \text{ m/s} \cdot 64 \times 10^{-3} \text{ m}}{1.48 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 21621.62$$

Calculem el coeficient de convecció

$$h = \left(\frac{k_{\text{aire}}}{w_2} \right) \cdot 0.664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0.024 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{64 \times 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot 0.664 \cdot 21621.62^{\frac{1}{2}} \cdot 0.7^{\frac{1}{3}} = 32.5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k_{alumini} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \cdot 32.5 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{180 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 1.05 \times 10^{-3} m} \right)^{\frac{1}{2}} = 18.547 m^{-1}$$

$$mLc = \frac{m}{Lf + \frac{t}{2}} = \frac{18.547 m^{-1}}{22 \times 10^{-3} m + \frac{1.05 \times 10^{-3} m}{2}} = 0.4178 m^{-2}$$

$$\tanh mLc = 0.395$$

Calculem el rendiment

$$Rendiment = \frac{\tanh mLc}{mLc} = \frac{0.395}{0.4178} = 0.9456$$

Calculem la resistivitat tèrmica

$$R_{t,0} = \left\{ h \cdot A_t \left[1 - \frac{N \cdot A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \right\}^{-1}$$

$$= \left\{ 32.5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 59.9 \times 10^{-3} m^2 \cdot \left[1 - \frac{20 \cdot 2.88 \times 10^{-3} m^2}{59.9 \times 10^{-3} m^2} \cdot (1 - 0.9456) \right] \right\}^{-1}$$

$$= 0.5417 \frac{K}{W}$$

Un cop tenim les resistivitats tèrmiques ja podem trobar T_b

$$T_b = T_a + q_x (R_b + R_{t,0}) = 27^\circ C - 17.6 Wx \left(6.688 \times 10^{-3} \frac{K}{W} + 0.54177 \frac{K}{W} \right) = 17.34^\circ C$$

Ara, a partir de la temperatura de la base anem a buscar la temperatura de l'aleta.

$$\theta_L = \frac{\cosh m(L-L)}{\cosh mL} \theta_b = \frac{\cosh 18.69 * (0.022 - 0.022)}{\cosh(18.699 * 0.022)} * (17.34 - 27) = -8.89^\circ C$$

on

$$m = \left(\frac{P \cdot h}{k_{alumini} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{0.1301 m \cdot 32.5 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{180 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 1.05 \times 10^{-3} m} \right)^{\frac{1}{2}} = 18.699 m^{-1}$$

on el Perímetre és

$$P = 2 \cdot w_2 + 2 \cdot t = 2 \cdot 64 \times 10^{-3} m + 2 \cdot 1.05 \times 10^{-3} m = 0.1301 m$$

Llavors tenim que

$$\theta(L) = T_L - T_\infty \rightarrow T_L = \theta(L) + T_\infty = -8.89 + 27 = 18.11^\circ C$$

on $\theta(L)$ és la temperatura a la punta de l'aleta.

D.1.2 Difusor 2

DADES DIFUSOR

Conductivitat tèrmica (alumini)	k	=	180	W/m·K
Amplada	w ₁	=	50.8x 10 ⁻³	m
Llargada	w ₂	=	60 x 10 ⁻³	m

Gruix de les aletes	t	=	1.05×10^{-3}	m
Separació entre aletes	S	=	3.8×10^{-3}	m
Alçada de les aletes	Lf	=	20.05×10^{-3}	m
Alçada de la base	Lb	=	6.85×10^{-3}	m
Nombre d'aletes	N	=	12	aletes

Resistència tèrmica base

$$R_b = \frac{L_b}{kA} = \frac{6.85 \times 10^{-3} \text{ m}}{180 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot (50.8 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 60 \times 10^{-3} \text{ m})} = 12.49 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Calculem l'àrea superficial de l'aleta

$$A_f = 2 \cdot w_2 \cdot \left(L_f + \frac{t}{2} \right) = 2 \cdot 60 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \left(20.05 \times 10^{-3} \text{ m} + \frac{1.05 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} \right) = 2.469 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculem l'àrea total

$$\begin{aligned} A_t &= N \cdot A_f + (N - 1) \cdot (S - t) \cdot w_2 \\ &= 12 \cdot 2.469 \times 10^{-3} \text{ m}^2 + (12 - 1) \cdot (3.8 \times 10^{-3} \text{ m} - 1.05 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 60 \times 10^{-3} \text{ m} \\ &= 31.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Calculem els Reynolds

$$Re = \frac{u \cdot w_2}{\nu} = \frac{5 \text{ m/s} \cdot 60 \times 10^{-3} \text{ m}}{1.48 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 20270.27$$

Calculem el coeficient de convecció

$$h = \left(\frac{k_{\text{aire}}}{w_2} \right) \cdot 0.664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0.024 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{60 \times 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot 0.664 \cdot 20270.27^{\frac{1}{2}} \cdot 0.7^{\frac{1}{3}} = 33.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k_{\text{alumini}} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \cdot 33.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{180 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 1.05 \times 10^{-3} \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} = 18.84 \text{ m}^{-1}$$

$$mLc = \frac{m}{Lf + \frac{t}{2}} = \frac{18.84 \text{ m}^{-1}}{20.05 \times 10^{-3} \text{ m} + \frac{1.05 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}} = 0.38 \text{ m}^{-2}$$

$$\tanh mLc = 0.369$$

Calculem el rendiment

$$Rendiment = \frac{\tanh mLc}{mLc} = \frac{0.369}{0.38} = 0.9527$$

Calculem la resistivitat tèrmica

$$\begin{aligned} R_{t,0} &= \left\{ h \cdot A_t \left[1 - \frac{N \cdot A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \right\}^{-1} \\ &= \left\{ 33.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 31.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \left[1 - \frac{12 \cdot 2.469 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{31.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \cdot (1 - 0.9527) \right] \right\}^{-1} \\ &= 0.9914 \frac{\text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

Un cop tenim les resistivitats tèrmiques ja podem trobar Tb

$$T_b = T_a + q_x(R_b + R_{t,0}) = 27^{\circ}\text{C} - 17.6\text{Wx} \left(12.49 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{K}} + 0.9914 \frac{\text{K}}{\text{W}} \right) = 9.33^{\circ}\text{C}$$

Ara, a partir de la temperatura de la base anem a buscar la temperatura de l'aleta.

$$\theta_L = \frac{\cosh m(L-L)}{\cosh mL} \theta_b = \frac{\cosh 19.013 * (0.02005 - 0.02005)}{\cosh(19.013 * 0.02005)} * (9.33 - 27) = -16.45^{\circ}\text{C}$$

on

$$m = \left(\frac{P \cdot h}{k_{\text{alumini}} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{0.1301\text{m} \cdot 33.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{180 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 1.05 \times 10^{-3}\text{m}} \right)^{\frac{1}{2}} = 19.013\text{m}^{-1}$$

on el Perímetre és

$$P = 2 \cdot w_2 + 2 \cdot t = 2 \cdot 60 \times 10^{-3}\text{m} + 2 \cdot 1.05 \times 10^{-3}\text{m} = 0.1221\text{m}$$

Llavors tenim que

$$\theta(L) = T_L - T_{\infty} \rightarrow T_L = \theta(L) + T_{\infty} = -16.45 + 27 = 10.54^{\circ}\text{C}$$

on $\theta(L)$ és la temperatura a la punta de l'aleta.

D.1.3 Difusor 3

DADES DIFUSOR

Conductivitat tèrmica (alumini)	k	=	180	W/m·K
Amplada	w ₁	=	61.3 × 10 ⁻³	m
Llargada	w ₂	=	52.5 × 10 ⁻³	m
Gruix de les aletes	t	=	0.9 × 10 ⁻³	m
Separació entre aletes	S	=	2.65 × 10 ⁻³	m
Alçada de les aletes	Lf	=	8 × 10 ⁻³	m
Alçada de la base	Lb	=	0.97 × 10 ⁻³	m
Número d'aletes	N	=	20	aletes

Resistència tèrmica base

$$R_b = \frac{L_b}{kA} = \frac{0.97 \times 10^{-3}\text{m}}{180 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot (61.3 \times 10^{-3}\text{m} \cdot 52.5 \times 10^{-3}\text{m})} = 1.674 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Calculem l'àrea superficial de l'aleta

$$A_f = 2 \cdot w_2 \cdot \left(L_f + \frac{t}{2} \right) = 2 \cdot 52.5 \times 10^{-3}\text{m} \cdot \left(8 \times 10^{-3}\text{m} + \frac{0.9 \times 10^{-3}\text{m}}{2} \right) = 0.887 \times 10^{-3}\text{m}^2$$

Calculem l'àrea total

$$\begin{aligned} A_t &= N \cdot A_f + (N - 1) \cdot (S - t) \cdot w_2 \\ &= 20 \cdot 0.887 \times 10^{-3}\text{m}^2 + (20 - 1) \cdot (2.65 \times 10^{-3}\text{m} - 0.9 \times 10^{-3}\text{m}) \\ &= 19.49 \times 10^{-3}\text{m}^2 \end{aligned}$$

Calculem els Reynolds

$$Re = \frac{u \cdot w_2}{\nu} = \frac{5 \text{ m/s} \cdot 52.5 \times 10^{-3} \text{ m}}{1.48 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 17736.48$$

Calculem el coeficient de convecció

$$h = \left(\frac{k_{\text{aire}}}{w_2} \right) \cdot 0.664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0.024 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}}{52.5 \times 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot 0.664 \cdot 17736.48^{\frac{1}{2}} \cdot 0.7^{\frac{1}{3}} = 35.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k_{\text{alumini}} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \cdot 35.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{180 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 0.9 \times 10^{-3} \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} = 21.05 \text{ m}^{-1}$$

$$mLc = \frac{m}{Lf + \frac{t}{2}} = \frac{21.05 \text{ m}^{-1}}{8 \times 10^{-3} \text{ m} + \frac{0.9 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}} = 0.1779 \text{ m}^{-2}$$

$$\tanh mLc = 0.176$$

Calculem el rendiment

$$\text{Rendiment} = \frac{\tanh mLc}{mLc} = \frac{0.176}{0.1779} = 0.9895$$

Calculem la resistivitat tèrmica

$$\begin{aligned} R_{t,0} &= \left\{ h \cdot A_t \left[1 - \frac{N \cdot A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \right\}^{-1} \\ &= \left\{ 35.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 19.49 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \right. \\ &\quad \left. \cdot \left[1 - \frac{20 \cdot 0.887 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{19.49 \times 10^{-3} \text{ m}^2} \cdot (1 - 0.9895) \right] \right\}^{-1} = 1.44 \frac{\text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

Un cop tenim les resistivitats tèrmiques ja podem trobar T_b

$$T_b = T_a + q_x (R_b + R_{t,0}) = 27^\circ\text{C} - 17.6 \text{ W} \cdot \left(1.674 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}} + 1.44 \frac{\text{K}}{\text{W}} \right) = 1.57^\circ\text{C}$$

Ara, a partir de la temperatura de la base anem a buscar la temperatura de l'aleta.

$$\theta_L = \frac{\cosh m(L-L)}{\cosh mL} \theta_b = \frac{\cosh 21.23 \cdot (0.008 - 0.008)}{\cosh(21.23 \cdot 0.022)} \cdot (1.57 - 27) = -25.06^\circ\text{C}$$

on

$$m = \left(\frac{P \cdot h}{k_{\text{alumini}} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{0.1068 \text{ m} \cdot 35.89 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{180 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \cdot 0.9 \times 10^{-3} \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} = 21.23 \text{ m}^{-1}$$

on el Perímetre és

$$P = 2 \cdot w_2 + 2 \cdot t = 2 \cdot 52.5 \times 10^{-3} \text{ m} + 2 \cdot 0.9 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.1068 \text{ m}$$

Llavors tenim que

$$\theta(L) = T_L - T_\infty \rightarrow T_L = \theta(L) + T_\infty = -25.06 + 27 = 1.9346^\circ\text{C}$$

on $\theta(L)$ és la temperatura a la punta de l'aleta.

D.1.4 Difusor4

DADES DIFUSOR

Conductivitat tèrmica (alumini)	k	=	180	W/m·K
Amplada	w ₁	=	38 x 10 ⁻³	m
Llargada	w ₂	=	38 x 10 ⁻³	m
Gruix de les aletes	t	=	1.3 x 10 ⁻³	m
Separació entre aletes	S	=	5.1 x 10 ⁻³	m
Alçada de les aletes	Lf	=	6.3 x 10 ⁻³	m
Alçada de la base	Lb	=	3.5 x 10 ⁻³	m
Nombre d'aletes	N	=	8	aletes

Resistència tèrmica base

$$R_b = \frac{L_b}{kA} = \frac{3.5 \times 10^{-3} \text{ m}}{180 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot (38 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot 38 \times 10^{-3} \text{ m})} = 13.46 \times 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Calculem l'àrea superficial de l'aleta

$$A_f = 2 \cdot w_2 \cdot \left(L_f + \frac{t}{2} \right) = 2 \cdot 38 \times 10^{-3} \text{ m} \cdot \left(6.3 \times 10^{-3} \text{ m} + \frac{1.3 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} \right) = 0.528 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculem l'àrea total

$$A_t = N \cdot A_f + (N - 1) \cdot (S - t) \cdot w_2 \\ = 8 \cdot 0.528 \times 10^{-3} \text{ m}^2 + (8 - 1) \cdot (5.1 \times 10^{-3} \text{ m} - 1.3 \times 10^{-3} \text{ m}) \cdot 38 \times 10^{-3} \text{ m} = 5.23 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Calculem els Reynolds

$$Re = \frac{u \cdot w_2}{\nu} = \frac{5 \text{ m/s} \cdot 38 \times 10^{-3} \text{ m}}{1.48 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 12837.83$$

Calculem el coeficient de convecció

$$h = \left(\frac{k_{\text{aire}}}{w_2} \right) \cdot 0.664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{0.024 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{9.8 \times 10^{-3} \text{ m}} \right) \cdot 0.664 \cdot 12837.83^{\frac{1}{2}} \cdot 0.7^{\frac{1}{3}} = 155.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$m = \left(\frac{2 \cdot h}{k_{\text{alumini}} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{2 \cdot 155.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{180 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 1.3 \times 10^{-3} \text{ m}} \right)^{\frac{1}{2}} = 36.44 \text{ m}^{-1}$$

$$mLc = \frac{m}{L_f + \frac{t}{2}} = \frac{36.44 \text{ m}^{-1}}{6.3 \times 10^{-3} \text{ m} + \frac{1.3 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}} = 0.253 \text{ m}^{-2}$$

$$\tanh mLc = 0.248$$

Calculem el rendiment

$$Rendiment = \frac{\tanh mLc}{mLc} = \frac{0.248}{0.253} = 0.979$$

Calculem la resistivitat tèrmica

$$\begin{aligned}
 R_{t,0} &= \left\{ h \cdot A_t \left[1 - \frac{N \cdot A_f}{A_t} (1 - \eta_f) \right] \right\}^{-1} \\
 &= \left\{ 155.4 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 5.23 \times 10^{-3} m^2 \cdot \left[1 - \frac{8 \cdot 0.528 \times 10^{-3} m^2}{5.23 \times 10^{-3} m^2} \cdot (1 - 0.979) \right] \right\}^{-1} \\
 &= 1.2499 \frac{K}{W}
 \end{aligned}$$

Un cop tenim les resistivitats tèrmiques ja podem trobar T_b

$$T_b = T_a + q_x(R_b + R_{t,0}) = 27^\circ C - 17.6 Wx \left(13.46 \times 10^{-3} \frac{K}{W} + 1.2499 \frac{K}{W} \right) = \mathbf{4.764^\circ C}$$

Ara, a partir de la temperatura de la base anem a buscar la temperatura de l'aleta.

$$\theta_L = \frac{\cosh m(L-L)}{\cosh mL} \theta_b = \frac{\cosh 19.31 * (6.3 \times 10^{-3} - 6.3 \times 10^{-3})}{\cosh(19.31 * 6.3 \times 10^{-3})} * (4.764 - 27) = -21.64^\circ C$$

on

$$m = \left(\frac{P \cdot h}{k_{alumini} \cdot t} \right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{0.0786 m \cdot 155.4 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{180 \frac{W}{m \cdot K} \cdot 1.3 \times 10^{-3} m} \right)^{\frac{1}{2}} = 37.06 m^{-1}$$

on el Perímetre és

$$P = 2 \cdot w_2 + 2 \cdot t = 2 \cdot 38 \times 10^{-3} m + 2 \cdot 1.3 \times 10^{-3} m = 0.0786 m$$

Llavors tenim que

$$\theta(L) = T_L - T_\infty \rightarrow T_L = \theta(L) + T_\infty = -21.64 + 27 = \mathbf{5.356^\circ C}$$

on $\theta(L)$ és la temperatura a la punta de l'aleta.

E. ANNEX AL PRESSUPOST

E.1 Introducció

En aquest annex es descriu el cost del personal i del material emprat.

E.2 Partida personal

Les despeses de personal consisteix en el treball realitzat per l'enginyer, les quals són les següents:

DESCRIPCIÓ	TEMPS (hores)	PREU (€/h)	COST(€)
Proves experimentals	50	15	750
Disseny CAD 3D i creació de plànols	60	20	1.200
Simulació amb ANSYS	150	20	3.000
Disseny i Càlculs	90	15	1.350
Desenvolupament i recerca	100	15	1.500
			7.800€

E.3 Partida equipament

Les despeses generades d'equipament són l'amortització dels programes i els equips utilitzats durant la realització del projecte. En el nostre cas són:

DESCRIPCIÓ	AMORTITZACIÓ	PREU (€)	COST(€)
Hardware Ordinador HP compaq dx2400 + monitor acer V223HQ	8%	1000	80
Software i llicències Solidworks ANSYS Windows 7 Microsoft Office	8%	7000	560
			640€

E.4 Resum

DESCRIPCIÓ	COST
Partida personal	7.800€
Partida equipament	640€
Subtotal	8.440€
Costos indirectes 10%	844€
Total	9.284€

L'import total de l'elaboració del present projecte ascendeix a **NOU MIL DOS-CENTS VUITANTA-QUATRE EUROS**

Jordi Vall-Ilosera Galera
Girona, 4 de setembre del 2015