

**EPS**

Escola Politècnica

Superior

Projecte/Treball Fi de Carrera

Estudi: Enginyeria Industrial. Pla 2002

Títol: Viabilitat energètica de la sobrealimentació tèrmica de Motors de Combustió Interna Alternatius

Document: Memòria i Annexos

Alumne: Sergi Saballs Vilà

Director/Tutor: Alexandre Deltell Carbonell

Departament: Eng. Mecànica i de la Construcció Industrial

Àrea: Màquines i Motors Tèrmics

Convocatòria (mes/any): Febrer/2014

AGRAÏMENTS:

Voldria donar les gràcies a tota aquella gent que tant de forma directa com indirecta hagi contribuït en el desenvolupament i realització d'aquest projecte, ja que sense ells aquest no hauria estat possible.

En especial m'agradaria agrair a l'Alexandre Deltell, que m'hagi brindat l'oportunitat de realitzar aquest projecte sota la seva supervisió, a partir d'una idea sorgida durant una classe de motors tèrmics de l'assignatura d'Enginyeria Tèrmica impartida per ell mateix. També agraeixo enormement el seu suport incondicional i la seva àmplia dedicació al projecte al llarg d'aquests mesos.

També es mereixen una menció especial l'empresa PREVENCONTROL i al personal de la ITV de Girona per haver-nos cedit molt amablement les seves instal·lacions i materials, per a la realització de les proves experimentals. En especial agrair a en Quim Grabalosa la seva dedicació durant les proves ja que sense la seva presència aquestes no s'haurien pogut realitzar.

Mencionar com no, a altres professors de la universitat que tot i no tenir cap lligam amb aquest projecte, han dedicat part del seu temps a col·laborar-hi de forma desinteressada, com és el cas de Martí Comamala, que ha facilitat el seu suport i coneixement en moments clau, a més de cedir material divers per la realització de les proves.

Finalment, a la meua família, per haver-me ajudat en tot moment i haver-me recolzat durant aquests mesos de dedicació al projecte.

ÍNDEX

Capítol 1	6
Introducció	6
1.1 Antecedents	6
1.2 Objecte	6
1.3 Abast i especificacions	6
Capítol 2	8
Sobrealimentació en motors de combustió interna	8
2.1 Justificació de la sobrealimentació en motors	8
2.2 Sistemes de sobrealimentació	12
2.2.1 Sobrealimentació mecànica	12
2.2.2 Turbosobrealimentació	13
2.2.3 Sobrealimentació tèrmica	14
2.3 Pros i contres de la sobrealimentació de motors	14
2.4 Avaluació de l'eficàcia de la sobrealimentació	16
Capítol 3	17
Model teòric utilitzat	17
3.1 Introducció	17
3.2 Modelització termodinàmica del motor com a cicle de gas ideal	17
3.3 Paràmetres d'entrada del model	20
3.4 Paràmetres de sortida del model	22
3.5 Mancances del model termodinàmic emprat	23
3.5.1 Tipus de cicle emprat	23
3.5.2 Diferències entre el cicle ideal i el real	25
Capítol 4	28
Procediment experimental	28
4.1 Introducció	28

4.2	Preparació de les proves	29
4.2.1	Mesures de paràmetres del vehicle	29
4.2.2	Refredament de l'aire d'admissió	33
4.3	Proves realitzades	34
4.3.1	Prova de corba de potencia	34
4.3.2	Prova de potència contínua a règim constant	36
4.4	Dades de les proves	40
4.5	Consideracions dels experiments realitzats	40
Capítol 5		41
Avaluació de Resultats		41
5.1	Avaluació de l'augment de potència mitjançant el model termodinàmic del motor i les dades dels assaigs	41
5.1.1	Model de càlcul de prestacions del motor	42
5.1.2	Avaluació de l'augment de potència en % per al vehicle assajat	46
5.1.3	Relació entre N_{ia} i N_e i extrapolació de resultats a altres casos	48
5.2	Càlcul de l'augment de potència ideal (N_{ia}) en % del sistema de sobrealimentació	51
5.3	Càlcul de l'eficiència energètica del sistema de sobrealimentació	54
5.4	Anàlisi de sensibilitat de diferents paràmetres del motor	57
5.4.1	Modificació de la relació de compressió	58
5.4.2	Modificació de la cilindrada del motor	60
5.4.3	Modificació del valor del dosat relatiu	61
5.4.4	Resum estudi de sensibilitat	63
Capítol 6		64
Estudi de la Implementació real del sistema de sobrealimentació tèrmica		64
6.1	Introducció	64
6.2	Circuit de refrigeració i fluxos d'aire utilitzats	64
6.3	Característiques del compressor	68
6.4	Representació del diagrama de Mollier del circuit de refrigeració proposat	70
6.4.1	Cicle de fred	70
6.4.2	Diagrama P-H	70
6.4.3	Diagrama del circuit de refrigeració proposat	71

6.5	Característiques de l'evaporador	73
6.6	Càlcul eficiència energètica sistema proposat	77
Capítol 7		80
	Resum del presupost	80
Capítol 8		81
	Conclusions	81
Capítol 9		83
	Relació de documents	83
Capítol 10		84
	Bibliografia	84
Annex A		88
	Càlculs del model termodinàmic del motor	88
A.1	Llei dels gasos ideals	88
A.2	Càlcul dels punts del cicle del model	90
A.2.1	Punt 1	90
A.2.2	Punt 2	91
A.2.3	Punt 3	91
A.2.4	Punt 4	92
A.3	Càlculs dels paràmetres de sortida del model	93
A.3.1	Rendiment ideal	93
A.3.2	Pressió mitja del cicle d'aire ideal (P_{mia})	93
A.3.3	Potència ideal (N_{ia})	94
Annex B		95
	Resultats de les proves realitzades	95
B.1	Introducció	95
B.2	Prova de corba de potència	95
B.3	Prova de potència contínua a règim constant	98
B.3.1	Prova de consums i potència sense sobrealimentació tèrmica	98
B.3.2	Prova de consums i potència amb sobrealimentació tèrmica	101

Annex C	105
Càlculs i components del sistema de sobrealimentació proposat	105
C.1 Introducció	105
C.2 Components del circuit de refrigeració	105
C.2.1 Compressor	105
C.2.2 Evaporador	108
C.2.3 Condensador	110
C.2.4 Electroventilador	111
C.2.5 Vàlvula d'expansió	112
C.2.6 Dipòsit filtrador i evaporador	113
C.2.7 Tubs i elements auxiliars	114
C.2.8 Vàlvula de seguretat	114
C.2.9 Termòstat de protecció	114
C.2.10 Fluid refrigerant	114
C.3 Càlculs de l'evaporador a utilitzar	116
C.3.1 Càlcul del coeficient global de transmissió de calor U d'un evaporador de tubs amb aletes	116
C.3.2 Càlcul de la calor total transferida Q en un evaporador de tubs amb aletes	124
C.4 Càlcul de la potència mecànica, frigorífica i COP del compressor	128
Annex D	131
Pressupost	131

CAPÍTOL 1

INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

Aconseguir motors més eficients energèticament és i ha estat la gran fita de la indústria de l'automòbil on, per tal d'aconseguir aquest objectiu, és molt habitual l'ús de la sobrealimentació, sobretot mitjançant turbocompressors, els quals compliquen la mecànica del vehicle. En el present projecte, s'ha optat per sobrealimentar el motor utilitzant un principi totalment diferent, el refredament de l'aire de l'admissió, aprofitant el fred generat per elements ja presents en el propi vehicle com el circuit de refrigeració de l'aire acondicionat o la climatització, els quals s'encarreguen de la refrigeració de les bateries en noves tecnologies de motorització, com les híbrides.

1.2 Objecte

L'objectiu d'aquest projecte, és avaluar la viabilitat energètica de la millora de prestacions d'un motor de combustió interna alternatiu de tipus MEP (Motor d'Encesa Provocada o gasolina), mitjançant una sobrealimentació "tèrmica" del mateix. Aquesta s'implementaria a partir d'un sistema de refrigeració a l'admissió d'aire, en principi a partir del propi sistema de climatització del vehicle. Aquest fred s'utilitzarà per disminuir la temperatura de l'aire d'admissió del motor, aconseguint així que aquest augmenti la seva densitat, fet que repercutirà en un augment de potència i de les prestacions del motor tèrmic, que per contra haurà d'alimentar el cicle de compressió de vapor que produeix el fred.

1.3 Abast i especificacions

L'abast de l'estudi és eminentment teòric, amb la modelització termodinàmica del motor i els seus sistemes tèrmics, que inclou l'estudi i dimensionament dels elements d'intercanvi de calor. Tanmateix, es realitzaran mesures sobre un vehicle particular real, mitjançant proves en banc de potència on

s'intentarà mesurar a la pràctica l'efecte objecte d'estudi en aquest projecte, a més d'obtenir dades reals que permetran millorar el model teòric del motor.

L'estructura del projecte serà la següent:

- Desenvolupament del model teòric tant del motor tèrmic del vehicle com del sistema de refrigeració de l'aire d'admissió, per tal de poder conèixer quins són els resultats esperats.
- Realització de mesures i proves reals sobre un vehicle en banc de potència, per tal d'obtenir dades que permetin; (1) aconseguir dades reals del propi vehicle i de la seva potència per tal de comprovar a la realitat l'efecte de la sobrealimentació tèrmica i (2) utilitzar algunes de les dades experimentals obtingudes per tal de corregir i ajustar el model teòric a la realitat.
- Realització de l'estudi de viabilitat energètica del sistema i extracció de les conclusions pertinents.
- Estudi de la possible implementació real d'un sistema de producció de fred que permeti la sobrealimentació tèrmica del vehicle de les proves i avaluació de resultats.

CAPÍTOL 2

SOBREALIMENTACIÓ EN MOTORS DE COMBUSTIÓ INTERNA

2.1 Justificació de la sobrealimentació en motors

L'objectiu bàsic del disseny d'un nou motor és augmentar la potència específica que desenvolupa en Cv/litre i fer-lo alhora el més eficient possible. Les grans marques automobilístiques gasten grans sumes de diners en el disseny de motors cada cop més eficients, els quals disposen d'unes posades a punt molt bones de sèrie. Per altra banda però, tots els motors poden rebre modificacions que permetin augmentar-ne encara més la potència. Això es pot aconseguir mitjançant la modificació de diferents parts dels motors o reprogramant-ne l'electrònica que el gestiona. Una de les modificacions més típiques és la sobrealimentació, la qual busca obtenir un increment de la potència específica i de la pressió mitja efectiva (Pm_e) del motor, per tal d'obtenir un major rendiment del conjunt.

Es coneix que la potència efectiva d'un motor ve donada per l'expressió de l'Equació 1:

$$N_e = Pm_e \cdot V_t \cdot n \cdot i \quad (\text{Eq. 1})$$

On:

Pm_e és la pressió mitja efectiva en Pa

V_t és el volum o cilindrada total del motor en m^3

n és el règim en rps (revolucions per segon)

i és un paràmetre que permet relacionar el nombre de voltes del cigonyal amb el nombre de pujades i baixades del pistó dins del cilindre. En el cas de motors de quatre temps (4T), aquest valor és de 0,5.

També es coneix que tant la cilindrada com el règim són paràmetres típics per a cada motor i en principi, no es volen modificar, per tant queda la Pm_e com a únic paràmetre fàcil de variar. Per conèixer com variar aquesta Pm_e , s'ha d'analitzar a partir de quins paràmetres es pot calcular aquesta, així a partir de l'Equació 2 se sap que:

$$Pm_e = \rho_a \cdot \eta_v \cdot F \cdot PCI \cdot \eta_e \quad (\text{Eq. 2})$$

On:

ρ_a és la densitat de l'aire a l'admissió en kg/m^3

η_v és el rendiment volumètric

F és el dosat

PCI és el poder calorífic inferior del combustible emprat pel motor

η_e és el rendiment efectiu del motor

Si es substitueix l'Equació 1 dins de l'Equació 2 s'obté que la potència efectiva (N_e) es pot expressar segons es mostra a l'Equació 3.

$$N_e = (\rho_a \cdot \eta_v \cdot F \cdot PCI \cdot \eta_e) \cdot V_t \cdot n \cdot i \quad (\text{Eq. 3})$$

Se sap que si es vol millorar el rendiment volumètric s'ha de modificar la renovació de càrrega, cosa certament complexa ja que s'haurien de modificar els conductes d'admissió, les condicions en què es realitza aquesta i les vàlvules. Per altra banda, tant el dosat com el PCI venen limitats pel tipus de motor i pel combustible utilitzat respectivament i en principi tampoc poden ser millorats. Pel que respecta a la millora del rendiment efectiu, aquesta implica reduir tant les pèrdues mecàniques com les tèrmiques, fet que pot ser complex i també obliga a modificar components del motor. Així doncs, queda com a única variable la densitat de l'aire, la qual sí que pot ser modificada abans d'entrar al motor, permetent no haver de tocar cap element intern d'aquest.

Així, neix el concepte de la sobrealimentació, el qual no implica res més que augmentar la densitat de l'aire a l'admissió del motor, fet que alhora farà augmentar el cabal màssic d'aire o de mescla, per a una cilindrada i un rendiment volumètric determinats.

La diferència entre el cicle descrit per un motor atmosfèric i el mateix motor sobrealimentat es pot observar a la Figura 1, on s'observa com en sobrealimentar el que ocorre és que s'augmenta la pressió de tot el cicle, mantenint els volums constants. Aquest augment de pressió, es transforma en més parell i l'augment de l'àrea descrita pel cicle en un major treball que acaba convertint-se en més potència per al motor.

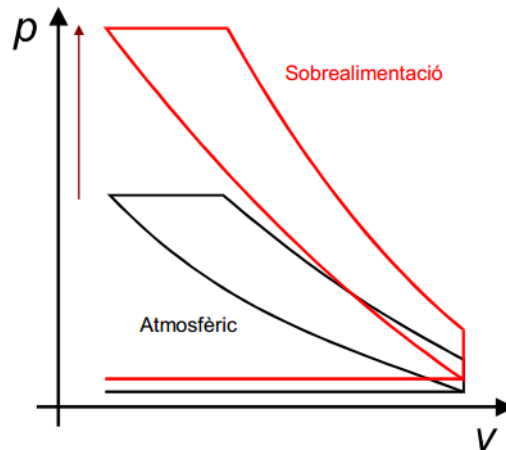


Figura 1: Comparació motor atmosfèric vs sobrealimentat (Deltell, 2013c)

Per tal d'augmentar la densitat de l'aire i per tant sobrealimentar el motor, es pot fer mitjançant dues vies a partir de modificar o bé la pressió o bé la temperatura, això s'explica si s'observa com es calcula la densitat de l'aire, Equació 4.

$$\rho_a = \frac{p_a}{R \cdot T_a} \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (\text{Eq. 4})$$

On:

p_a és la pressió de l'aire a l'admissió en Pa

T_a és la temperatura de l'aire a l'admissió en °K

R és la constant dels gasos ideals (287 J/kg·K°)

Si s'augmenta la pressió, també ho fa la densitat d'aquest aire i en conseqüència s'obté un augment de la potència. Per altra banda si es disminueix la temperatura s'augmentarà la densitat i en conseqüència també s'obtindrà major potència.

Aquesta potència, s'incrementarà en la mateixa proporció que ho faci el consum de combustible, en el supòsit que el dosat es mantingui constant i el rendiment no es vegi afectat. Així doncs, es pot concloure que la potència del motor creixerà linealment amb el consum d'aire aspirat a l'admissió, si es tenen en compte els supòsits anteriors.

Això és degut al fet que per a un règim concret del motor, es disposarà d'un cabal volumètric fix, però no així el cabal màssic, el qual dependrà de la densitat de l'aire i en conseqüència de la temperatura, on quan més baixa sigui, major cabal màssic s'obtindrà per a un mateix cabal volumètric. Aquest augment del cabal màssic, implicarà un augment de la potència del motor, ja que augmentarà la quantitat de combustible que es podrà injectar estequiomètricament a l'aire que entri al motor i per tant la quantitat d'energia subministrada.

Aquest principi, tal com ja s'ha comentat, serà vàlid sempre que el dosat es mantingui constant. Ho entendrem millor si analitzem l'expressió que ens descriu el dosat, mostrada a l'Equació 5.

$$F_r \cdot F_o = F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (\text{Eq. 5})$$

On:

F_r és el dosat relatiu, el qual té un valor proper a $F_r \cong 1$ per a motors d'encesa provocada (MEP) o gasolina i en el cas dels motors d'encesa per compressió (MEC) o dièlsels aquest sempre serà $F_r < 1$ i variable en funció del grau de càrrega.

F_o és el dosat estequiomètric, el qual sol ser fix i amb un valor de 1/14,9 tant per a motors MEC com MEP.

$\dot{m}_f$ és el cabal màssic de combustible de la mescla en kg/m^3

$\dot{m}_a$ és el cabal màssic d'aire de la mescla en kg/m^3

Si es manté el dosat fix, en augmentar el cabal màssic d'aire, augmenta també el cabal màssic de combustible i per tant, l'energia subministrada al motor serà major. S'aconseguirà així que es disposi d'una major quantitat de combustible per cremar a cada cicle del motor, fet que augmentarà la pressió dins del pistó comportant una major potència i parell, amb el mateix volum d'aire aspirat i a igualtat de règim i cilindrada de motor.

2.2 Sistemes de sobrealimentació

Per tal de sobrealimentar un motor, es disposen de diferents tecnologies, la més emprada de les quals és la turbosobrealimentació utilitzada tant en motors MEP com MEC, tot i que és en aquests segons on es troba més estesa, ja que a l'actualitat gairebé la totalitat dels motors dièsel presents al mercat disposen de sobrealimentació. Per altra banda, en els motors gasolina, tot i tenir una menor repercussió, en els últims anys s'ha experimentat un fort augment dels motors sobrealimentats, fent que s'hagi pogut disminuir la cilindrada de molts motors obtenint, una major potència però sobretot un major parell. Aquest fenomen és conegut amb el nom de “downsizing” (disminució de la cilindrada) i serà la tendència futura durant els propers anys, tant en motors MEP com MEC.

Pel que respecta als tipus de sistemes de sobrealimentació, existeixen bàsicament dos sistemes, la sobrealimentació mecànica i la turbosobrealimentació, ambdues implementables tant en motors MEP com MEC i que es diferencien bàsicament per l'origen de l'energia que acciona el compressor.

2.2.1 Sobrealimentació mecànica

Es tracta del sistema de sobrealimentació més antic, emprat ja per Daimler a l'any 1885, quan va patentar un motor amb compressió prèvia a la càrrega, amb una bomba molt similar a la bomba d'arrossegament emprada en els motors 2T. Per al seu funcionament utilitza bàsicament compressors volumètrics de desplaçament positiu i l'energia de funcionament és obtinguda del propi cigonyal, al qual s'acobla mitjançant un eix.

Com a avantatges, cal destacar que el seu comportament és molt poc sensible al règim, cosa que permet que treballi sempre de forma molt similar sigui quin sigui el règim de gir del motor. Per altra banda, aquests compressors disposen d'una resposta totalment instantània als canvis de règim evitant així retards en la resposta del motor.

Pel que respecta als inconvenients, aquests provenen sobretot del fet que tot i que respecte a un motor atmosfèric sí que augmentem la potència, a la realitat existeix una pèrdua del rendiment tèrmic del motor, pel fet que aquest compressor s'alimenta del cigonyal. Per altra banda, aquests compressors també solen ser criticats per ser sorollosos, voluminosos i pesats.

És important comentar que de compressors n'existeixen de moltes tipologies diferents, essent els més emprats els compressors G o espiral, els Lysholm i els roots.

A la Figura 2 es pot observar l'esquema d'acoblament del compressor al motor mitjançant un eix.

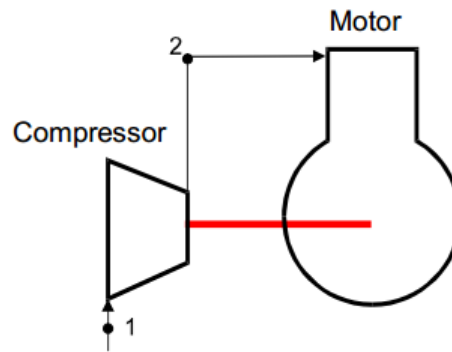


Figura 2: Acoblament compressor – motor (Deltell, 2013d)

2.2.2 Turbosobrealimentació

Aquesta tecnologia fa ús d'un turbocompressor, el qual es troba accionat per una turbina que és moguda aprofitant l'energia present en els gasos d'escapament (energia propera a una tercera part de la total subministrada al motor pel combustible i que si no s'aprofita, es llença en forma de gasos calents pel tub d'escapament (Bell, 1997)), permetent per tant recuperar calor de l'escapament i millorant el rendiment efectiu del motor.

Aquest sistema pot disposar d'un intercooler o intercanviador de calor aire-aire per tal de refredar l'aire d'admissió una vegada ha passat pel turbocompressor, ja que si bé aquest pateix un augment de la pressió, això implica també un augment de la temperatura, la qual com ja s'ha vist, interessa que sigui el més baixa possible per mantenir la densitat elevada. Per altra banda, l'ús de l'intercooler és gairebé obligatori en els motors MEP sobrealimentats per tal d'evitar problemes de detonació en disposar de gasos d'admissió amb temperatures massa elevades per tal de poder-hi injectar el combustible.

De sistemes de turbosobrealimentació n'existeixen de diferents tipologies, entre les quals destaquen els sistemes Biturbo, Biturbo Seqüencial i els Twin Turbo.

A la Figura 3 es pot observar l'esquema d'acoblament al motor de la turbina i el compressor.

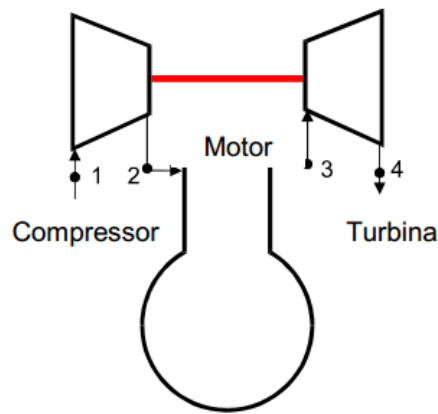


Figura 3: Acoblament turbocompressor – motor (Deltell, 2013d)

2.2.3 Sobrealimentació tèrmica

Tot i que la majoria dels motors moderns implementen la sobrealimentació mitjançant la compressió mecànica de l'aire d'admissió a partir de compressors o turbocompressors, cal comentar que existeixen altres sistemes per tal d'augmentar la densitat de l'aire d'admissió.

En aquest projecte s'ha defugit de les tecnologies més esteses i s'ha estudiat una nova via no tant explorada; l'augment de la densitat de l'aire mitjançant la disminució de la seva temperatura a l'admissió, tecnologia que es coneix amb el nom de “sobrealimentació tèrmica”. Així doncs, respecte a les tecnologies vistes anteriorment, en aquest cas no es disposarà de cap sistema de compressió mecànica que augmenti la densitat de l'aire comprimint-lo, sinó que s'utilitzarà un sistema totalment diferent, el qual consistirà en un circuit de refrigeració per compressió mecànica de refrigerant, molt semblant a l'utilitzat pel sistema de climatització del vehicle i que en aquest cas refrigerarà l'aire d'admissió fent-lo passar per un intercanviador de calor (evaporador). Això és així perquè s'ha volgut prioritzar l'ús d'elements ja presents en el vehicle i que siguin fàcilment implementables sense haver de modificar elements mecànics importants del motor. L'explicació del principi de funcionament del sistema de sobrealimentació tèrmica mitjançant la refrigeració dels gasos d'admissió, així com tots els seus components, s'explica al Capítol 6 de la present memòria.

2.3 Pros i contres de la sobrealimentació de motors

La sobrealimentació del motor permetrà obtenir un augment tant de potència com de parell per a tots els règims de gir, si bé és cert que depenent de la tecnologia emprada és possible que per a règims

baixos la resposta sigui inferior a l'esperada. Aquest és el cas dels turbocompressors, fet que obliga moltes vegades a col·locar un sistema de doble turbo per corregir aquest problema, implicant majors costos. El comportament per a diferents règims dels diferents sistemes de sobrealimentació es pot observar a la Figura 4 que es mostra a continuació, on es pot veure que els problemes principals ocorren en règims baixos.

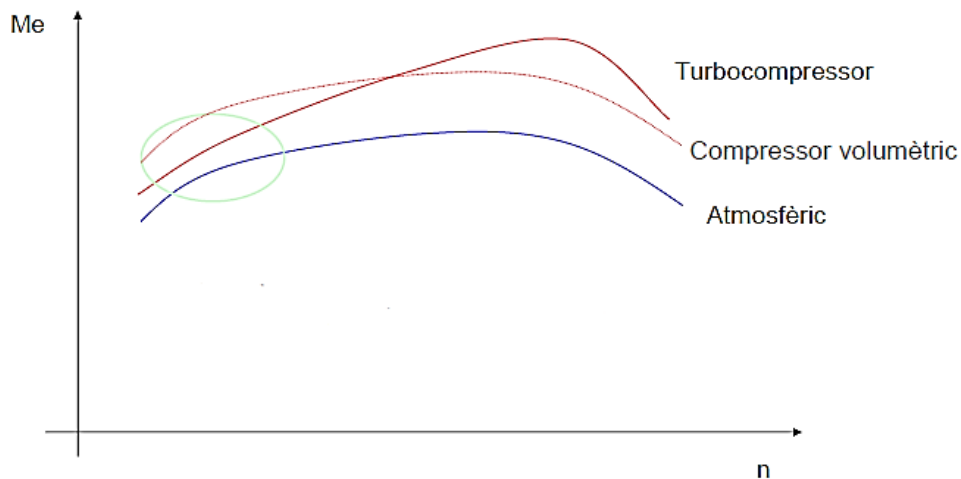


Figura 4: Resposta sistemes sobrealimentació en funció del règim (Deltell, 2013d)

En el cas de la sobrealimentació tèrmica, el comportament s'acosta més al d'un compressor volumètric, disposant per tant d'una resposta molt més constant per a tots els règims, tal i com s'ha demostrat amb l'anàlisi de dades al Capítol 5.

Pel que respecta als efectes negatius de la sobrealimentació d'un motor, aquesta implica normalment un augment de les tensions tèrmiques i mecàniques del motor.

- **Tensions tèrmiques:** l'augment d'aquestes es produeix en incrementar-se la quantitat de combustible cremat i per tant la potència calorífica alliberada a la cambra de combustió. Això comporta que la càrrega tèrmica sobre el motor sigui major, ja que aquesta es defineix com la relació entre la potència del motor i la superfície del pistó. Per tant les tensions tèrmiques augmentaran en la mateixa mesura que ho faci la potència, essent aquest tipus de tensions més important que les mecàniques. Per tal de controlar aquest augment de temperatura, és usual que els motor sobrealimentats disposin de refrigeració interna als pistons i que s'utilitzin lubricants amb una major tolerància a la temperatura per evitar la formació de dipòsits.

- **Tensions mecàniques:** tal i com ja s'ha comentat, en sobrealimentar es produeix un augment de la pressió màxima del cicle, fet que suposa un augment dels esforços mecànics en diferents peces del motor tals com; biela, cigonyal i els seus recolzaments. En el cas de la sobrealimentació tèrmica, com que l'augment de pressió es preveu contingut, no s'hauria de disposar d'un increment important de les tensions mecàniques, fet evitarà d'haver de reforçar components mecànics del motor i el sistema de lubricació.

Per altra banda també es poden donar altres efectes:

- **Millora del rendiment indicat,** en tornar-se el motor més adiabàtic.
- **Millora del procés de combustió,** ja que aquest es realitza de forma més controlada, fent especial èmfasi en la detonació.
- **Millora de les pèrdues tèrmiques,** ja que és important conèixer que si es dobla el consum de combustible, l'augment de les pèrdues tèrmiques és només del 60%, obtenint doncs una millora del rendiment indicat del motor (Bell, 1997).

2.4 Avaluació de l'eficàcia de la sobrealimentació

Els efectes de la sobrealimentació sobre la potència d'un motor de combustió interna varien per a cada tipus de motor MEP o MEC i depenen també de la cilindrada, potència i tecnologia emprada.

En aquest projecte es vol avaluar l'augment de potència tant a nivell teòric, mitjançant un model del motor, com a nivell pràctic, en banc de potència sobre un vehicle amb un motor conegut. Per fer-ho, no es fabricarà el sistema de sobrealimentació si no que l'únic que es vol avaluar és quin augment de potència experimentaria el vehicle amb la disminució de la temperatura de l'aire a l'admissió i treure'n una correlació per tal de desenvolupar un model a partir del qual extreure'n unes conclusions i discutir-ne si seria efectiu o no l'ús del sistema en automoció. També s'haurà de comprovar si la potència final obtinguda és major o menor que la inicial, ja que si bé en disminuir la temperatura s'obté un augment de potència, aquest no és net ja que l'energia per produir aquest fred prové del mateix motor, el qual haurà de fer funcionar el compressor del circuit de refrigeració.

CAPÍTOL 3

MODEL TEÒRIC UTILITZAT

3.1 Introducció

Tal i com s'ha explicat, el projecte és eminentment teòric i per tal de poder realitzar l'estudi pertinent, es feia necessària la creació d'un model matemàtic propi que modelitzes amb exactitud un motor tèrmic d'un vehicle sobre el qual poder implementar totes les dades i modificacions pertinents.

El tipus de motor que s'ha modelitzat, ha estat un motor d'encesa provocada (MEP) de 4 temps (més conegut amb el nom de Otto o gasolina), ja que aquest tipus de motor és el que incorpora el vehicle sobre el qual s'han realitzat les proves en banc de potència.

3.2 Modelització termodinàmica del motor com a cicle de gas ideal

La modelització matemàtica del motor es realitza a partir d'un model termodinàmic simplificat del propi motor. Per tal d'entendre millor aquest model termodinàmic, primer s'ha de conèixer com funciona un motor de cicle Otto (MEP) de 4 temps.

Tal com indica el seu nom, el motor Otto de 4 temps, realitza un cicle complert en 4 temps o fases diferents, els quals es poden veure a la Figura 5. Aquestes 4 fases són, per ordre:

1. Admissió
2. Compressió
3. Combustió i expansió
4. Escapament

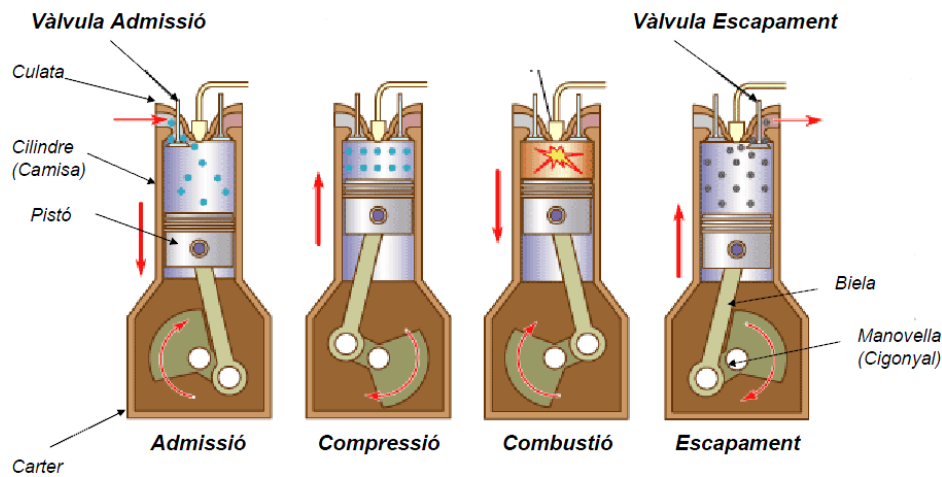


Figura 5: Cicles motor Otto (Deltell, 2013a)

Cadascun d'aquest temps o fase porta associat un procés termodinàmic diferent, que és el que interessa estudiar amb deteniment per tal de poder modelitzar el cicle termodinàmic.

Per la representació del cicle termodinàmic del motor, al tractar-se d'una màquina volumètrica se sol emprar el diagrama P-V (Pressió-Volum), on la pressió es dona en Pa i el volum, el qual és l'específic, $[v]$, en m^3/kg . El diagrama de la Figura 6, permet visualitzar clarament els processos isocors del cicle.

Per altra banda, tot i que és menys usat, també es pot representar el cicle en el diagrama T-S (Temperatura-Entropia), el qual permet visualitzar millor els processos adiabàtics. Aquests diagrama es representa a la Figura 7.

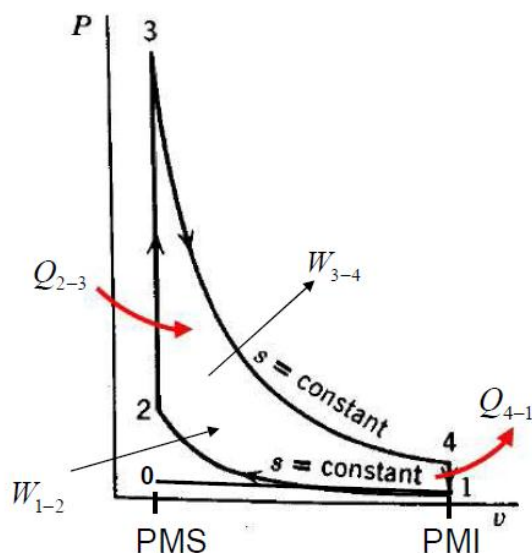


Figura 6: Diagrama P-V (Deltell, 2013b)

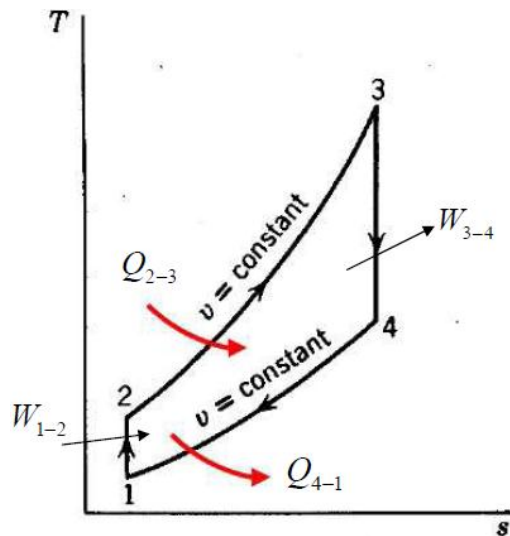


Figura 7: Diagrama T-S (Deltell, 2013b)

Els processos termodinàmics que es produeixen són:

1→2: Compressió adiabàtica (Entropia constant)

2→3: Combustió isocora* (Volum constant)

3→4: Expansió adiabàtica (Entropia constant)

4→1: Escapament isocora** (Volum constant)

1→0: Escapament isobàric (Pressió constant)

0→1: Admissió isobàrica (Pressió constant)

El procés de renovació de càrrega no es considera en cicles purament teòrics

* Combustió instantània, només mentre el pistó es manté al punt mort superior (PMS)

** Obertura de la vàlvula, només mentre el pistó es manté al punt mort inferior (PMI)

Aquest model termodinàmic, modelitza un motor de flux discontinu de cicle tancat, on el punt inicial i el final és el mateix (fet que implica que acabat el 4rt temps comporti tornar al 1r, iniciant de nou el cicle i així successivament), és per això que tant l'escapament com l'admissió isobàrics (procés de renovació de càrrega) no es tenen en compte en el cicle purament teòric. Per altra banda, el model aproxima el cicle a un procés adiabàtic, cosa que implica que el procés es realitza tant ràpidament que ni se li afegeix ni se li extreu calor, i per tant no es produeix transferència de calor entre el sistema estudiat i el medi exterior.

L'aire sota unes condicions d'expansió adiabàtica i a una pressió d'una atmosfera i una temperatura propera als 0°C (condicions normals), té un comportament molt proper a un gas ideal. És per això que per tal de modelitzar de forma més simple el cicle, es fa utilitzant aire en estat de gas ideal.

Un gas ideal és aquell gas hipotètic format per partícules puntuals, sense atracció ni repulsió entre elles i on els xocs d'aquestes són considerats perfectament elàstics. Totes les equacions que descriuen la llei dels gasos ideals i que han estat la base a partir de la qual s'ha calculat el cicle d'aire com a gas ideal es troben disponibles a l'Annex A, apartat A.1.

Per la realització del model, els paràmetres de l'aire com a gas ideal agafats han estat els que es mostren a la Taula 1 que es troba a continuació.

C_p (kJ/kg·°K)	1,005
C_v (kJ/kg·°K)	0,718
Gamma [γ]	1,4
ρ_0 (kg/m³)	1,293
R (J/kg·°K)	287,143

Taula 1: Paràmetres aire com a gas ideal

3.3 Paràmetres d'entrada del model

A més dels paràmetres de l'aire com a gas ideal, el model desenvolupat, també necessita altres paràmetres d'entrada que han de ser introduïts per tal de poder modelitzar amb garanties el motor simulat. Aquest són:

- Característiques del combustible
- Condicions de l'aire a l'admissió
- Característiques del motor.

3.3.1.1 Paràmetres del combustible

Per tal de caracteritzar el combustible, s'hauran de conèixer el poder calorífic inferior (PCI) i la seva densitat, ja que això permetrà obtenir el punt 3 del cicle a partir de conèixer el punt 2.

Per conèixer les dades de PCI del combustible, el més fàcil és recórrer a l'anàlisi elemental d'aquest (en el nostre cas gasolina 95), la composició de la qual es mostra a la Taula 2.

Carboni	86,6 %
Hidrogen	12,75%
Oxigen	0,35%
Sofre	0,3%

Taula 2: Anàlisi elemental gasolina 95

El PCI es calcula a partir de l'Equació 6, on si es substitueixen els valors de cada element del combustible de la Taula 2 en tant per u, s'obté un valor de PCI de $10661,29 \left[\frac{kcal}{kg} \right]$.

$$PCI \left[\frac{kcal}{kg} \right] = 8100 \cdot C + 28700 \cdot \left(\frac{8 \cdot H - O}{8} \right) \quad (\text{Eq. 6})$$

El valor del PCI s'ha de convertir a dades del sistema internacional per poder treballar amb la resta de dades de què es disposa, per fer-ho es passen les kcal a kJ, fent la conversió pertinent, obtenint així un valor del PCI de $44564,19 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$.

Pel que respecta a la densitat de la gasolina 95, s'ha agafat com a valor estàndard a 20°C una densitat de 730 kg/m^3 . (Repsol, 2006).

3.3.1.2 Condicions de l'aire a l'admissió

Per tal de conèixer com reaccionarà el motor estudiat, així com la potència que desenvoluparà, és essencial conèixer les condicions de pressió i temperatura de què disposa l'aire que entra al motor a través de l'admissió. És important recalcar que les dades de l'aire atmosfèric no tenen perquè ser les mateixes que l'admissió ja que moltes vegades el conducte de l'aire passa per zones calentes del motor, provocant un reescalfament de l'aire. Serà molt important quantificar aquest reescalfament de l'aire, que en el cas del model s'ha estipulat en 25°C.

Les condicions de l'aire a l'admissió seran les que regiran el punt 1 del cicle termodinàmic del model del motor, d'aquí en radica la importància de conèixer de la forma més aproximada possible les seves característiques en aquest punt. Alhora, sempre que es parla d'un refredament de l'aire d'admissió, el qual serà el principi bàsic de funcionament de la sobrealimentació tèrmica, voldrà dir que l'aire es refreda just en aquest punt, l'inici del cicle del motor.

3.3.1.3 Característiques del motor

Les característiques tècniques del motor a modelitzar són essencials per tal de conèixer com es comportarà el cicle termodinàmic. Aquestes característiques tècniques són facilitades pel fabricant, essent les dades més importants les que es mostren a continuació.

- Relació de compressió (r)
- Diàmetre del pistó (D)
- Carrera (S)
- Nombre de cilindres
- Cilindrada total del motor (V_t)

Per altra banda, també s'hauran d'introduir en el model altres dades del motor, relatives sobretot a paràmetres de funcionament d'aquest, són les següents:

- Dosat relatiu (Fr), en MEP com que la mescla sol ser rica se sol aproximar a $Fr = 1$
- Dosat estequiomètric F_o , disposa d'un valor de 1/14,9 donat per l'estequiometria de la reacció
- Dosat F , és el producte del dosat relatiu pel dosat estequiomètric
- (i) , amb un valor de 0,5 per a motors de 4 temps
- Règim del motor (n), en rpm
- Velocitat mitja del pistó (C_m), en m/s

Amb totes aquestes dades, el model permet el càlcul dels quatre punts del cicle d'aire com a gas ideal, els quals es calculen tal i com es mostra a l'Annex A, apartat A.2. Aquests punts permetran alhora calcular els paràmetres de sortida del model.

3.4 Paràmetres de sortida del model

Els paràmetres de sortida que proporcionarà el model seran els següents:

- Rendiment ideal (η_{ia})
- Pressió mitja del cicle d'aire ideal (P_{mia})
- Potència ideal del motor (N_{ia})

D'aquests paràmetres el més interessant serà la potència ideal del motor, la qual serà utilitzada com a paràmetre de base en molts dels càlculs del present projecte tal i com s'anirà veient.

Pel que fa a les metodologies de càlcul de cadascun d'aquests paràmetres de sortida, aquestes es troben disponibles a l'Annex A, apartat A.3.

3.5 Mancances del model termodinàmic emprat

Tal i com s'ha anat comentant, el model termodinàmic emprat disposa de certes diferències amb el cicle real descrit pel motor, ja que a part de les simplificacions ja esmentades en els processos termodinàmics entre els punts del cicle, existeixen altres diferències importants de conèixer respecte un motor de combustió interna Otto, les quals s'analitzaran a continuació.

3.5.1 Tipus de cicle emprat

Tot i que sempre s'ha parlat que els motors de gasolina o d'encesa provocada (MEP) segueixen un cicle de tipus Otto, a la realitat aquest motor desenvolupa un cicle més proper al mixt o de Sabathé que no pas un cicle purament Otto, el qual es tracta d'un model ideal que s'allunya de la realitat.

El cicle mixt o de Sabathé, per a càrregues baixes, realitza l'addició de calor al cicle a volum constant (isocora) talment com un cicle Otto, però en augmentar la càrrega, el combustible que entra de més al motor per tal de vèncer a la nova càrrega, es crema a pressió constant, per tant l'addició de calor es realitza a pressió constant (isòbara), talment com en un cicle Diesel o MEC. A la Figura 8 es poden veure els diagrames P-S i T-S del cicle mixt, on la combustió es realitza entre els punts 2, 3 i 4.

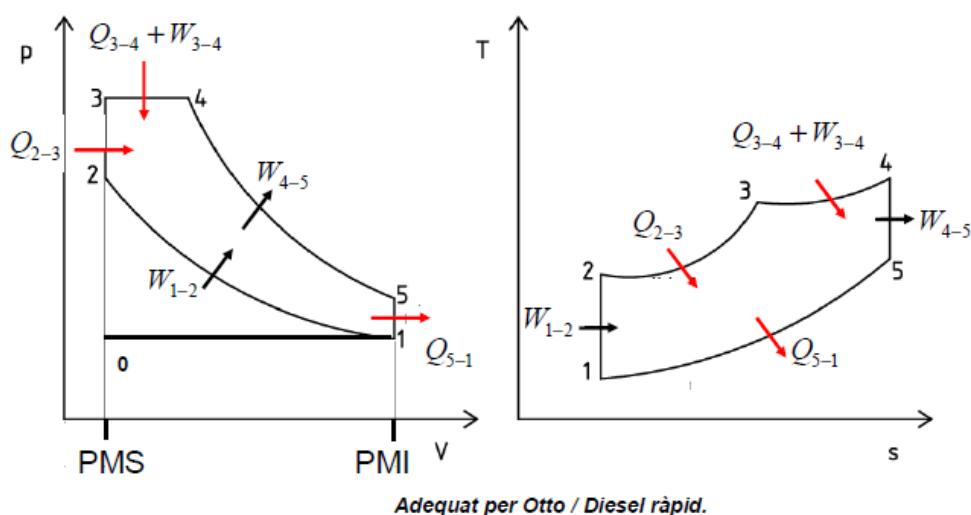


Figura 8: Diagrames P-V i T-S cicle mixt (Deltell, 2013b)

Els processos termodinàmics que es produeixen són els que es mostren a continuació:

1→2: Compensió adiabàtica (Entropia constant)

2→3: Combustió isocora* (Volum constant)

3→4: Combustió isòbara (Pressió constant)

4→1: Expansió adiabàtica (Entropia constant)

5→1: Escapament isocora** (Volum constant)

1→0: Escapament isòbar (Pressió constant)

0→1: Admissió isòbara (Pressió constant)

} El procés de renovació de càrrega no es considera en
cicles purament teòrics

* Combustió instantània, només mentre el pistó es manté al punt mort superior (PMS)

** Obertura de la vàlvula, només mentre el pistó es manté al punt mort inferior (PMI)

Per tant veiem que mentre que en un cicle Otto l'addició de calor al cicle es produeix només a volum constant, en aquest cicle això es produeix en dues fases.

En l'elaboració del model termodinàmic del motor no s'ha utilitzat el cicle mixt, ja que es desconeixen quins són els valors de α i β del motor, al tractar-se d'uns paràmetres que el fabricant no facilita. Aquests dos valors, que es calculen segons s'expressa a les Equacions 7 i 8, indiquen el grau de combustió a volum constant i el grau de combustió a pressió constant respectivament, i sense ells no es pot calcular el cicle mixt, en no poder determinar ni el punt 3 ni el punt 4 del cicle.

$$\alpha = \frac{p_3}{p_2} \quad (\text{Eq. 7})$$

On:

p_2 és la pressió en el punt 2 del cicle

p_3 és la pressió en el punt 3 del cicle

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} \quad (\text{Eq. 8})$$

On:

V_2 és el volum específic en el punt 2 del cicle

V_3 és el volum específic en el punt 3 del cicle

Els valors de α i β només es podrien determinar si es posessin sondes de pressió dins dels cilindres i s'intentés ajustar el cicle creat a partir de les dades de pressió, dins d'un cicle mixt. Aquesta opció no s'ha realitzat ja que no estava a l'abast a nivell tècnic ni prevista en el propi projecte.

Davant d'aquesta impossibilitat de conèixer els paràmetres α i β del motor, la única opció ha estat modelitzar el motor a partir d'un cicle Otto ideal, el qual realitza la totalitat de la combustió a volum constant, $\beta = 1$.

3.5.2 Diferències entre el cicle ideal i el real

Les diferències entre el cicle ideal i el real són diverses, obertura de les vàlvules, procés de renovació de càrrega, pèrdues mecàniques i termodinàmiques, malfuncionaments, etc. És per això que aquest apartat es centrarà a explicar algunes d'aquestes diferències

3.5.2.1 Obertura de les vàlvules

Els motors reals disposen d'avançaments i endarreriments en l'obertura de les vàlvules, ja que els temps d'obertura de les vàlvules i l'explosió no és instantània. A més hi ha pèrdues de càrrega dels fluids a tractar, que provoquen pèrdues d'energia dins dels conductes del motor. Els motors més moderns, disposen de distribució variable de les vàlvules, ajustant els angles d'obertura en funció del règim de gir del motor. Tots aquests paràmetres d'avançament o retràs dels angles d'obertura no es tenen en compte quan es modelitza el motor en el model teòric.

3.5.2.2 Pèrdues

A nivell de cicle, la primera diferència important es troba en el punt de màxima pressió real vs ideal. Tal i com es pot veure a la Figura 9, la diferència entre el punt de màxima pressió (punt 3) del cicle real respecte l'ideal, és molt gran, tenint en el cas del punt real una pressió molt inferior.

Aquest fet és degut a les diferents pèrdues d'energia de què disposa el motor, que es poden observar a la Figura 10 i entre les quals destaquen:

- Pèrdues de calor 12%, degut a que a la realitat els cilindres no són adiabàtics.
- Pèrdues de temps 6%, degut a que la combustió no es realitza de forma instantània.
- Pèrdues d'escapament 2%, degudes a l'avanç d'obertura i tancament de les vàlvules.

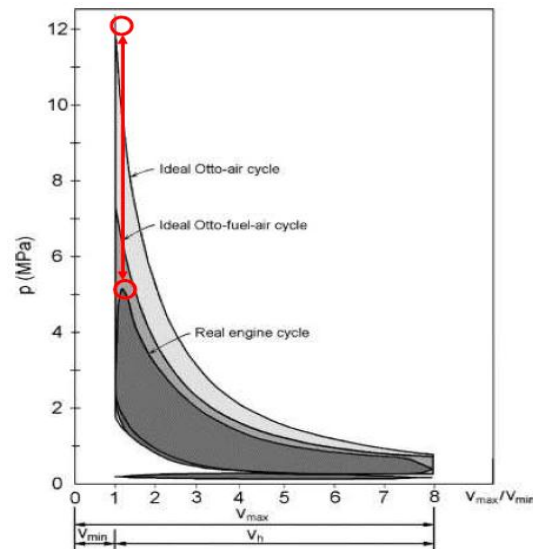


Figura 9: Pressió màxima cicle real vs ideal (Deltell, 2013b)

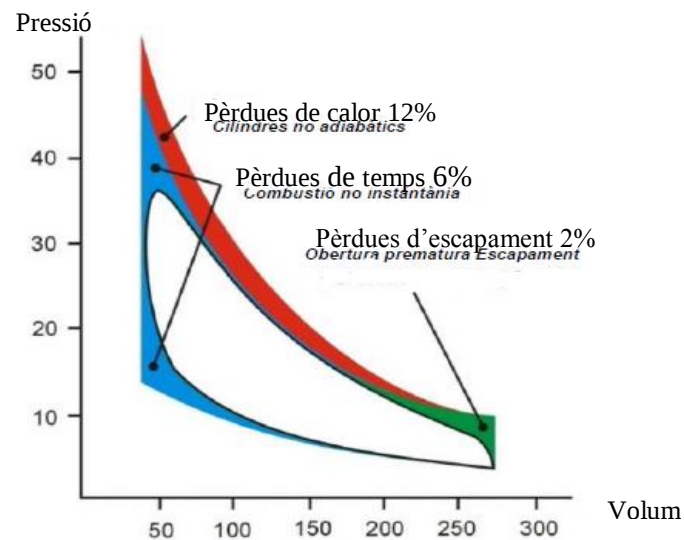


Figura 10: Pèrdues del cicle (Deltell, 2013b)

Cal remarcar que els valors de les pèrdues poden variar en funció de la bibliografia consultada (Deltell, 2013b), si bé les variacions solen ser petites.

3.5.2.3 Càrrega del motor i dosats relatius

La càrrega del motor, no és res més que la resistència que se li oposa, així en funció de la càrrega que hagi de vèncer, per a un mateix règim de gir el motor desenvoluparà més o menys potència i això es veurà reflectit en el seu diagrama de pressions tal com es pot veure a la Figura 11. L'element

encarregat de regular la potència del motor serà la vàlvula de papallona on per a càrregues elevades estarà totalment oberta i en canvi restarà més tancada per a càrregues mitges o baixes.

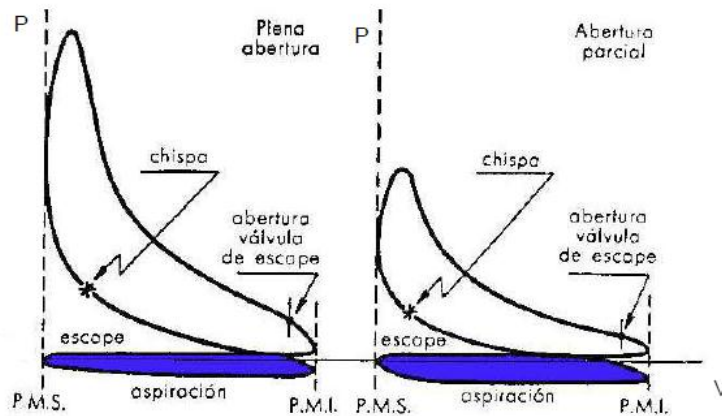


Figura 11: Comparació plena càrrega vs càrrega parcial (Deltell, 2013b)

En el moment de calcular la potència que desenvolupa el vehicle en el model teòric realitzat, s'ha considerat com si el motor estigués treballant a càrregues màximes. Això és degut a que en la realització de les proves en banc de potència, la única forma de trobar un punt de referència concret i que es pugui reproduir tantes vegades com sigui necessari, és fer-lo funcionar a càrrega màxima, ja que si no el motor mai estaria sota les mateixes condicions exactes i per tant les diferents repeticions dels experiments no podrien ser comparables. La única forma de fer-ho seria podent controlar la posició de la papallona, cosa que no es pot fer ens els nous motor amb accelerador electrònic.

En càrregues màximes, cal recalcar que si bé a nivell teòric el dosat relatiu hauria de ser de 1, és possible que quan les condicions de demanda de potència al motor són molt elevades, (cas de càrrega màxima), el motor dosi una mica més de combustible, podent arribar a dosats relatius de 1,1 o fins i tot 1,2, tal i com es pot veure a la Taula 4 del Capítol 5.

Pel que fa al càlcul del model, aquest s'ha realitzat en una fulla d'Excel i es troba disponible com a material addicional al CD (Arxiu 1).

CAPÍTOL 4

PROCEDIMENT EXPERIMENTAL

4.1 Introducció

Tot i tractar-se d'un projecte eminentment teòric, s'han realitzat un conjunt de mesures sobre un vehicle real, per tal de comprobar a la pràctica, l'efecte que és estudiat en el present projecte, la sobrealimentació tèrmica del motor tot disminuint la temperatura de l'aire d'admissió. Alhora les proves, han servit per trobar una sèrie de dades reals, que han permès realimentar el model teòric i valoritzar encara més els seus resultats.

El vehicle utilitzat per a les proves ha estat una Renault Kangoo I de l'any 2007, amb un motor gasolina de 1149cc, 4 cilindres i 16 vàlvules que desenvolupa segons la fitxa tècnica del fabricant una potència màxima de 75Cv.

Les proves s'han realitzat a les instal·lacions de la ITV de Girona de Mas Xirgu. El banc de potència utilitzat és del tipus amb fre de la casa comercial MAHA, model LPS 300 PKW, el qual permet trobar diverses corbes, entre les quals la de potència (normal, roda i arrossegament) i la de parell del motor. Per altra banda, el banc també disposa de mesura de les condicions de temperatura i pressió ambientals per tal de corregir la potència del motor a condicions normals, les quals són les condicions sobre les quals presenta el fabricant la potència del motor a la seva fitxa tècnica.

Pel que respecta a la tipologia de les proves realitzades, aquestes han estat de dos tipus diferents;

- Prova de corba de potència.
- Prova de potència contínua a règim constant.

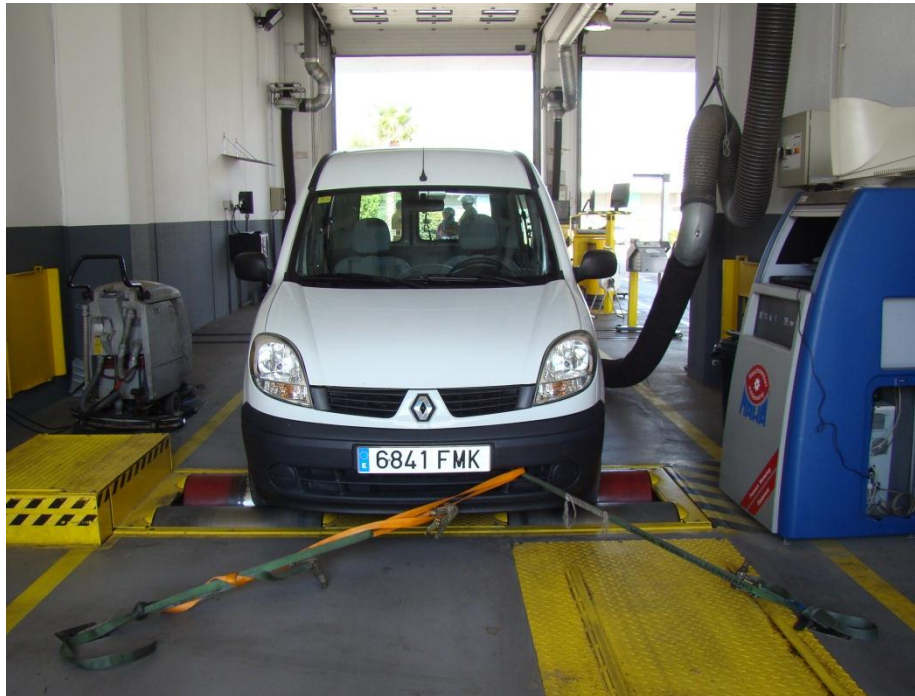


Figura 12: Vehicle utilitzat i banc de potència a les instal·lacions de la ITV

4.2 Preparació de les proves

La realització de les proves implica la utilització de material divers, tant per mesurar els diferents paràmetres del vehicle com per refredar l'aire de l'admissió.

4.2.1 Mesures de paràmetres del vehicle

Hi ha una sèrie de paràmetres del vehicle que han de ser mesurats durant el transcurs de la prova. Alguns d'aquests paràmetres són mesurats automàticament pel banc de potència, però també seran necessàries altres dades que s'han hagut de mesurar mitjançant instrumentació addicional.

4.2.1.1 Paràmetres mesurats pel banc de potència

Els paràmetres que mesura el propi banc de potència mitjançant els seus sensors són de dos tipus, ambientals i mecànics.

Els mecànics permeten conèixer les prestacions que desenvolupa el propi vehicle i mesuren:

- Règim de gir real del motor
- Velocitat del vehicle en km/h
- Potència del motor en kW al règim testat

- Parell del motor en N·m al règim testat

Els ambientals mesuren les característiques de l'aire aspirat pel motor per tal de corregir la potència i parell segons la norma DIN 70020. Aquests són:

- Temperatura, humitat relativa i pressió atmosfèrica de l'aire ambiental.
- Temperatura de l'aire aspirat a la calandra del vehicle.

4.2.1.2 Paràmetres addicionals mesurats

4.2.1.2.1 Temperatura de l'aire a l'admissió del motor

Aquesta mesura es realitza a l'entrada de l'admissió del vehicle per tal de conèixer la temperatura i humitat relativa de l'aire aspirat pel motor un cop hagi estat refredat, permetent conèixer per tant el ΔT present en l'aire d'admissió del vehicle.

La instrumentació utilitzada per a la realització d'aquesta mesura, ha estat una sonda de temperatura de la casa comercial TESTO model 445, amb mesura mitjançant sonda d'immersió model ref:06369740. L'aparell es pot veure a la Figura 13.



Figura 13: Sensor de temperatura i humitat TESTO 445

Per tal de prendre les dades, s'ha optat per fer un petit orifici a la unió entre el conducte de l'admissió d'aire del vehicle i el conducte provinent de la caixa de fred per tal d'introduir-hi la sonda de temperatura que mesuri a més de la temperatura, la humitat relativa de l'aire en tot moment. El

montatge es pot veure a la Figura 14, amb l'orifici fet a la cinta americana que unia els dos tubs, el del motor i el de la caixa.



Figura 14: Posició sensor de temperatura i humitat a l'admissió

4.2.1.2.2 Consum real de combustible del vehicle

El consum real de combustible del vehicle és un paràmetre difícil de calcular a priori, ja que la bomba de combustible es troba immersa dins del propi dipòsit i això impossibilita de poder subministrar el combustible al vehicle a partir d'un dipòsit extern, fet que permetria controlar la quantitat de combustible utilitzat mitjançant una bàscula.

Donada la impossibilitat de realitzar la mesura amb el sistema descrit al paràgraf anterior, s'ha decidit agafar les dades de consum instantani del propi ordinador d'abord del vehicle, les quals provenen directament de les dades proporcionades a la centralita pels injectors i per tant són força fiables, sobretot en consums instantanis a plena càrrega, més que no pas en consums mitjans on l'error acumulat sol ser superior.

4.2.1.2.3 Anàlisi dels fums de l'escapament

El motiu principal d'aquest anàlisi de fums és poder determinar el dosat relatiu real del vehicle durant el transcurs de les proves, valor que serà molt útil, ja que permetrà corregir el dosat al model teòric del motor.

L'aparell utilitzat per l'anàlisi de fums de l'escapament, que també ha estat facilitat per la pròpia ITV, és un analitzador multigas de la casa comercial MOTORENS, sèrie M-900 i model N° 02G25-9913, destinat a l'anàlisi de les emissions generades per vehicles amb motor gasolina segons la norma UNE 82501. L'aparell es pot veure a la imatge de la Figura 15.



Figura 15: Aparell anàlisi de gasos

Els paràmetres mesurats per l'aparell d'anàlisi de gasos d'escapament són:

- CO en % en volum i el CO corregit.
- CO₂ en % en volum.
- O₂ en % en volum.
- Hidrocarburs sense Cremar (HC) en ppm en volum.
- El paràmetre Lambda.

La mesura dels gasos es realitza mitjançant una sonda amb pinça ubicada al tub d'escapament del vehicle, tal i com es pot observar a la Figura 16.



Figura 16: Sonda anàlisi fums d'escapament

4.2.2 Refredament de l'aire d'admissió

Per tal de corroborar a les proves l'efecte d'augmentar la densitat de l'aire d'admissió a partir del seu refredament, s'ha hagut de forçar externament la refrigeració d'aquest aire. Per realitzar amb èxit aquesta tasca, s'han estudiat diverses solucions, ja que aconseguir un refredament suficientment ràpid i eficaç no és fàcil. Entre les propostes estudiades destaquen les següents:

- **Equip d'aire acondicionat portàtil**, col·locat davant de la calandra del vehicle, aquest sistema semblava a priori el més senzill, però podia no ser suficientment potent per tal de refredar l'aire en la mesura necessària (cabal necessari) i sobretot a una temperatura suficientment baixa.
- **Refrigeració mitjançant gel sec (CO_2 sòlid)**, el qual es col·locaria en una gàbia ubicada just al punt on es força l'aspiració d'aire fred cap al tub d'admissió. Aquest sistema si bé era el que permetia refrigerar amb majors garanties, ja que el CO_2 sòlid disposa d'una temperatura de sublimació de -55°C , el problema el donaria el propi CO_2 que entraria a l'admissió un cop sublimat i en estat gasós. Aquest CO_2 , desplaçaria l' O_2 de l'aire, cosa que donaria problemes de combustió al motor, en no disposar de la quantitat estequiomètrica d'oxigen esperada, obtenint per tant resultats previsiblement alterats.
- **Refrigeració mitjançant gel d' H_2O** , aquest sistema disposa d'una capacitat refrigerativa molt inferior que la del gel sec, fet que obligava a pensar com poder refrigerar l'aire de forma suficient, fent que el temps de residència d'aquest fos superior que en el cas anterior, per tant descartava totalment la utilització d'una gàbia de gel de petites dimensions col·locada a l'entrada de l'admissió d'aire. La solució es va trobar en utilitzar una caixa de plàstic de 60 litres de capacitat a l'interior de la qual es col·locarien els glaçons de gel i diversos elements per forçar l'aire a realitzar un recorregut més llarg pel seu interior per tal d'augmentar-ne el temps de residència. L'entrada d'aire exterior a la caixa es realitzaria per un orifici a la part superior i la sortida de l'aire refredat per la part inferior on un tub conduiria l'aire fins a l'entrada del tub d'admissió del vehicle.

Finalment s'ha optat per utilitzar el tercer muntatge descrit, amb la caixa plena de glaçons de gel i que es pot veure a la Figura 17.



Figura 17: Sistema utilitzat per refrigerar l'aire durant les proves

4.3 Proves realitzades

4.3.1 Prova de corba de potencia

La finalitat de la prova era conèixer quina és la corba de potència i parell del vehicle per tal d'obtenir la potència i el parell màxims, ja que si bé són dades que el propi fabricant facilita, poden patir variacions en cada motor. Per realitzar la prova es col·loca el vehicle al banc de potència i s'accelera en 4rta marxa des d'unes 2000 rpm fins al règim màxim de funcionament del motor, que correspon a unes 6400 rpm. Això permet obtenir a més de la potència i parell màxim, la corba de potència i parell per a tots els règims del motor, dada que serà molt útil per corroborar diversos càlculs que es realitzaran a posteriori.

Per realitzar aquesta prova, no s'acobla cap sensor addicional al vehicle, ja que el propi banc és capaç de recollir totes les dades necessàries per trobar les corbes esmentades. Alhora tampoc es refreda l'aire d'admissió, ja que es volen conèixer les característiques de potència del vehicle en condicions normals de funcionament.

El banc de potència facilita les corbes que es poden veure a la Figura 18 que es troba a continuació. Les dades complertes de les corbes de potència obtingudes es troben a l'Annex B, apartat B.2.

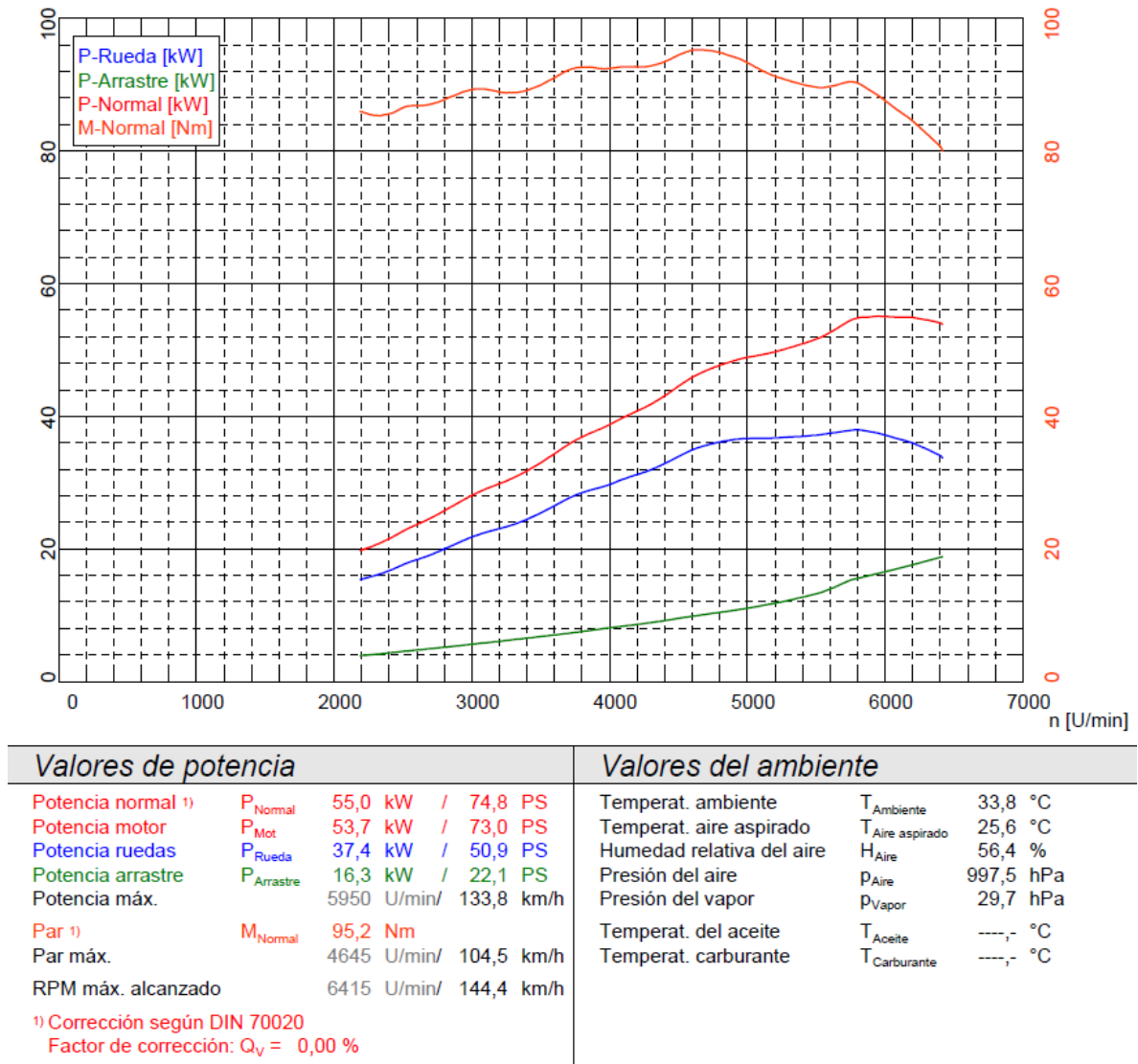


Figura 18: Corba de potencia i parell

Si s'observen els valors de potència de la prova, es veu que el vehicle desenvolupa una potència màxima corregida a condicions normals de 55kW, potència que coincideix amb la que declara el fabricant a la fulla de característiques del vehicle. Pel que respecta al parell màxim, l'obtingut a la prova (95,2 Nm) ha estat una mica inferior al que declara el fabricant (105 Nm). El resum de les dades es veu a la Taula 3.

Característica	Valor fitxa tècnica fabricant	Valor mesurat en prova
Potència màxima	55 kW a 5500 rpm	55kW a 5950 rpm
Parell màxim	105 Nm a 3500 rpm	95,2 Nm a 4645 rpm

Taula 3: Valors prova potencia vs valors fabricant

El fet que la potència màxima obtinguda a la prova es doni a un règim major té lògica si s'observa que el parell màxim és inferior a l'esperat. Per aquest motiu i donat que la potència depèn tant del parell com del règim, és d'esperar que per tal d'obtenir la mateixa potència, sota un parell més baix s'hagi de fer a un règim més elevat.

4.3.2 Prova de potència contínua a règim constant

Aquesta prova permet utilitzar el vehicle en règims mitjos, ja que s'accelera amb 4^{ta} velocitat el vehicle a gas a fons (per tant a càrrega màxima) fins a arribar al règim que s'hagi prefixat. Per tal de regular el règim, el banc frena les rodes del vehicle provocant una càrrega (parell de frenada mitjançant un fre elèctric de corrents paràsites) que fa que el motor del vehicle es mantingui girant a un règim constant tot i tenir l'accelerador a fons.

Aquesta prova ha estat la utilitzada per realitzar les experimentacions amb el vehicle, ja que permet mantenir el motor estable a diversos règims, fet que permetrà obtenir diferents punts per correlacionar les dades reals obtingudes. Aquestes dades permetran conèixer el comportament del motor sota diferents condicions i estudiar si els resultats han estat o no els esperats. Els règims estudiats seran 2000, 3000 i 4000 rpm per a cada assaig

Així en total s'han realitzat dos assajos diferents, un per el cas del motor sense sobrealimentar i un altre per el cas sobrealimentat tèrmicament. La descripció de cadascun d'aquests assajos es realitza als apartats següents.

4.3.2.1 Prova de consums i potència sense sobrealimentació tèrmica

La primera prova realitzada, té la finalitat de conèixer la potència que desenvolupa el vehicle en condicions normals de funcionament als règims ja comentats. Aquestes dades es prendran com a base per tal de comparar la potència amb les proves amb sobrealimentació i veure si hi ha hagut l'augment de potència esperat.

Per tal de realitzar la prova, s'ha utilitzat el mateix muntatge que en el cas de la prova amb refredament de l'aire, és a dir, fent passar l'aire per dins de la caixa per tal de garantir que en totes les proves el recorregut que realitza l'aire és aproximadament el mateix. A la Figura 19 es pot observar el muntatge de la prova amb els tubs i la caixa buida.



Figura 19: Muntatge prova sense sobrealimentació

4.3.2.2 Prova de consums i potència amb sobrealimentació tèrmica

Tal i com ja s'ha explicat, per tal de proporcionar a l'aire d'admissió la fred necessària per disminuir la seva temperatura, es realitza una aportació externa de fred a partir de fer passar l'aire per dins d'una caixa plena de glaçons de gel. En concret, per a la realització de la prova s'han utilitzat un total de 10kg de gel, distribuïts en dos compartiments dins de la caixa, de la forma que es pot veure a la Figura 20 .



Figura 20: Distribució del gel dins de la caixa

L'aire entra a la caixa per un orifici a la tapa i és obligat a passar a través de tot el gel que es troba al receptacle dret de la caixa, fins a arribar a la part de baix, on passa cap al receptacle esquerre. Allà és aspirat cap a al tub de sortida de l'aire, el qual es troba a la part baixa del lateral esquerre de la caixa. D'aquesta manera s'aconsegueix que l'aire estigui en contacte més estona amb el gel i es refredi en major mesura. El recorregut que realitza l'aire per l'interior de la caixa es veu indicat a la Figura 21.

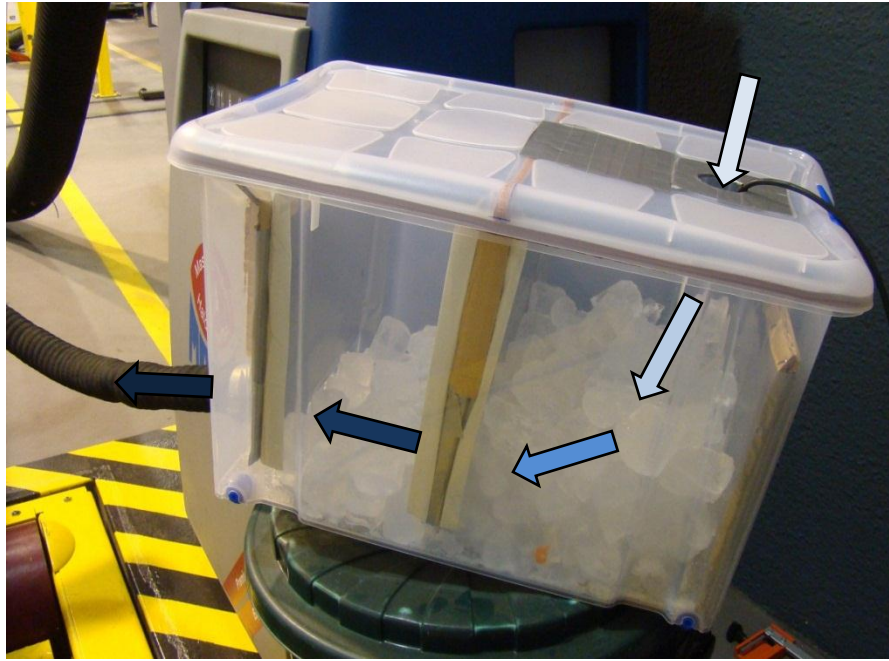


Figura 21: Recorregut de l'aire a l'interior de la caixa

Cal comentar també que per tal d'assegurar la màxima estanqueïtat de la caixa, totes les juntes disposaven de goma aïllant i en algunes zones amb més d'una capa sobreposada per garantir que l'aire es veies forçat a seguir el camí desitjat i evitar l'aparició de punts d'aspiració secundaris que podrien fer que l'aire no es refredés en la mesura desitjada.

Un cop l'aire ja ha estat refredat a la caixa, surt pel tub cap a l'admissió del vehicle. Pel camí i just a la unió entre el tub de sortida de la caixa i el tub d'admissió d'aire del vehicle es troba el sensor de temperatura d'entrada d'aire utilitzat, el qual com ja s'ha explicat, mesura tant la temperatura com el grau d'humitat d'aquest. Els tubs, amb la seva unió i el sensor es poden veure a la imatge de la Figura 22.

Després de passar pel tub de l'admissió del vehicle, l'aire passa per la caixa de filtres del motor, la vàlvula de papallona i finalment entra als col·lectors d'admissió que el dirigeixen cap a les vàlvules d'admissió de cadascun dels cilindres, en aquest punt, l'aire ja ha estat barrejat amb la gasolina i es troba preparat per entrar dins del cilindre.



Figura 22: Muntatge entrada aire refrigerat

A la Figura 23, es pot veure un moment de la realització de la prova de fred, on hi apareixen tant la caixa amb el gel (dreta), com l'analitzador dels fums d'escapament del vehicle (esquerra).

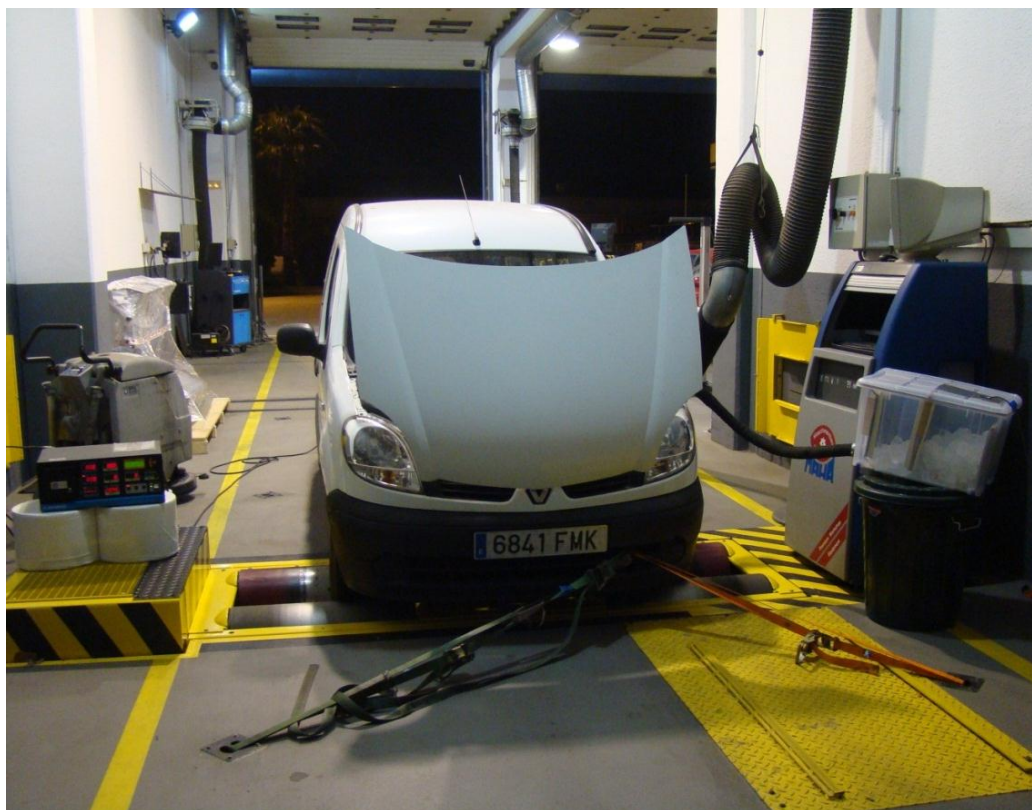


Figura 23: Realització de la prova de fred

4.4 Dades de les proves

Totes les dades mesurades a cadascuna de les proves realitzades es troben disponibles a l'Annex B, on s'han classificat en funció del tipus de prova i del règim del motor.

4.5 Consideracions dels experiments realitzats

Un cop es disposa de les dades experimentals, aquestes han de ser interpretades i sobretot utilitzades per analitzar amb més profunditat el comportament real del vehicle. Aquestes dades alhora han de servir per millorar el model teòric i realimentar-lo per tal de fer-lo el més acurat a la realitat possible.

Durant la realització dels experiments, cal remarcar que no s'han produït problemes importants ni amb els sensors ni amb el vehicle, i tot s'ha realitzat segons el previst. L'únic que si s'ha pogut constatar és que en disposar de temperatures relativament baixes de l'aire atmosfèric (donat que les mesures s'han realitzat a l'hivern), el ΔT que experimenta l'aire durant el seu refredament no ha estat tant elevat com hauria estat desitjable, però sí suficient per permetre una correcta avaluació dels resultats.

Aprofitant la realització de les proves, s'ha mesurat la temperatura de l'aire que es troba present dins del col·lector d'admissió del motor, al qual s'accedeix desmuntant el sensor de temperatura d'aire del motor que es troba ubicat en aquest punt. Cal comentar que la mesura s'ha de realitzar amb el motor parat ja que del contrari en extreure el sensor del propi vehicle es crearia una entrada d'aire directa a l'interior del motor que l'acceleraria sense control fins al règim màxim, amb el perill que això comporta per la mecànica del vehicle. Així, mentre que la temperatura exterior mesurada a l'inici del tub d'admissió d'aire del motor ha estat de $13,7^{\circ}\text{C}$, a l'interior del col·lector d'admissió aquesta s'eleva fins als $41,3^{\circ}\text{C}$. En una segona mesura realitzada després de tenir el motor engegat a 3000 rpm durant 2 minuts la temperatura assolida al col·lector ha estat de 39°C . El fet que aquesta disminueixi una mica després de fer funcionar el motor, es deu a que el pas d'aire pel col·lector provoca un cert refredament d'aquest. Amb aquesta mesura es demostra que el reescalfament aproximat que pateix l'aire des de l'exterior fins a l'arribada a l'interior del motor és força elevat, arribant tal i com s'ha pogut constatar a valors d'entre 25 i 30°C .

CAPÍTOL 5

AVALUACIÓ DE RESULTATS

5.1 Avaluació de l'augment de potència mitjançant el model termodinàmic del motor i les dades dels assaigs

Per tal d'avaluar l'augment de potència que es podria esperar a diferents règims, s'utilitzarà el model termodinàmic existent per tal d'obtenir la potència ideal, N_{ia} i veure el tant per cent d'augment esperat en refredar un determinat ΔT , l'aire d'admissió.

Aquests resultats teòrics es contrastaran amb les dades obtingudes a nivell experimental per tal de comparar si l'augment en la potència efectiva, N_e , és del mateix ordre en tant per cent que en el cas de la potència ideal N_{ia} , per al mateix règim i condicions del motor. Per tant es compararan les dades experimentals obtingudes amb les teòriques del model.

Alhora algunes de les dades experimentals obtingudes, permetran millorar el model teòric existent, ja que en un inici una de les hipòtesis considerades era que el dosat relatiu del motor (F_r) tenia un valor de 1 i per tant es considerava, idealment, que el procés de combustió es realitzava de forma estequiomètrica. A la realitat i a partir de l'anàlisi de les dades provinents dels gasos d'escapament, s'ha pogut constatar que la combustió es produeix amb un dosat relatiu que tindrà un valor superior a la unitat. Aquest fet, es dona comunament en motors que treballin a plena càrrega, com es el cas en els experiments realitzats.

El càlcul del dosat relatiu real del motor, es realitzarà de dues formes diferents, per tal verificar que es poden mesurar correctament els paràmetres de funcionament del motor, a partir de:

- Utilitzant el valor de λ de l'analitzador de fums dels gasos d'escapament de la ITV.
- Calculant el coeficient d'excés d'aire (e) present en els gasos d'escapament a partir d'analitzar els valor de CO_2 i O_2 amb el diagrama d'Ostwald.

5.1.1 Model de càlcul de prestacions del motor

Previ al càlcul del dosat a partir dels dos mètodes mencionats anteriorment, s'ha de preparar el model per tal de calcular els consums i els cabals màssics tant d'aire com de combustible del propi vehicle, ja que aquesta és la única forma de poder calcular el dosat relatiu.

5.1.1.1 Càlcul del consum i cabal màssic de combustible

El consum dels vehicles, si ve normalment s'expressa en l/100 km, quan es parla a nivell tècnic de motors de combustió interna, aquest s'expressa en g/kW·h, el qual és el consum específic efectiu del motor del vehicle. Per tal de passar el consum de l/100 km a g/kW·h, s'ha de conèixer una sèrie de dades del vehicle i de les condicions sota les quals es realitza la prova de consum. Cal esmentar que les proves de consum en banc, es realitzen a un règim concret i a càrrega màxima, de forma que les prestacions del vehicle i per tant el consum específic efectiu és estable. Les dades necessàries pel seu càlcul són:

- Consum mitjà del vehicle en l/100 km
- Velocitat del vehicle o marxa engranada en el seu defecte i relació de canvi.
- Potència del motor desenvolupada al règim i velocitat del test.
- Densitat del combustible en kg/m³.

Així, a partir del consum mitjà del vehicle en l/100Km i la velocitat a la que circula aquest, es pot obtenir el càlcul del consum del vehicle en l/h. Fent us de la densitat del combustible, aquest paràmetre es pot convertir fàcilment a kg/h. La conversió es realitza segons es mostra a l'Equació 9.

$$\text{consum} \frac{L}{100 \text{ km}} \cdot \text{velocitat} \frac{\text{km}}{h} \cdot \text{densitat} \frac{g}{L} = \text{consum} \frac{g}{h} \quad (\text{Eq. 9})$$

A partir d'aquesta dada, si es disposa de la potència desenvolupada pel vehicle sota aquestes condicions, es pot obtenir el consum específic efectiu, simplement dividint el consum en g/h per la potència en kW desenvolupada pel motor del vehicle.

Finalment, si es vol obtenir el cabal màssic de combustible ($\dot{m}_f$) en kg/s, es pot fer a partir del consum en g/h tal com s'exemplifica a l'Equació 10.

$$\text{consum} \frac{g}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \cdot \frac{1 kg}{1000 g} = \dot{m}_f \frac{kg}{s} \quad (\text{Eq. 10})$$

5.1.1.2 Càlcul del cabal màssic d'aire i dosat del vehicle

La forma de calcular el cabal màssic d'aire a partir del de combustible, és utilitzant el dosat del vehicle, ja que aquest ens relaciona la quantitat de combustible amb la quantitat d'aire de la mescla que entra al motor. Per tant, abans de poder trobar el cabal màssic d'aire, és obligatori trobar el dosat del vehicle per les dues metodologies mencionades a l'inici d'aquest capítol.

Independentment de la metodologia emprada per calcular el dosat del vehicle, s'haurà de partir del valor de l'aire estequiomètric en volum (Aov) de la combustió, el qual juntament amb el cabal màssic de combustible ($\dot{m}_f$), són valors indispensables per al càlcul del dosat.

Per trobar Aov, s'haurà de conèixer l'anàlisi elemental del combustible, el qual es detalla a la Taula 2, corresponent a gasolina de 95 octans. Amb aquestes dades i fent ús de l'Equació 11, es pot calcular l'aire estequiomètric en volum (Aov), el qual dóna un valor de 11,092 $\left(\frac{\text{nm}^3 \text{ aire}}{\text{kg combustible}}\right)$.

$$Aov = 8,88 \cdot C + 26,7 \cdot \left(H - \frac{O}{8}\right) + 3,33 \cdot S \quad (\text{Eq. 11})$$

5.1.1.2.1 Càlcul del dosat a partir del valor lambda de l'analitzador de fums del vehicle

Coneixent el valor de Aov, es pot calcular l'aire real en volum (Arv) existent en la reacció de combustió gràcies al paràmetre lambda mesurat en els gasos d'escapament, tal i com es descriu a l'Equació 12.

$$n [\lambda] = \frac{\text{Aire real}}{\text{Aire estequeomètric}} = \frac{Arv}{Aov} \rightarrow Arv = n \cdot Aov \quad (\text{Eq. 12})$$

Un cop es disposa del valor d'Aov, es pot obtenir el cabal d'aire sota condicions normals, (ja que s'ha de recordar que les unitats de volum tant de l'Aov com de l'Arv, són nm^3), multiplicant el valor d'Aov pel cabal màssic de combustible del qual ja es disposa, tal i com s'expressa a l'Equació 13.

$$\text{Cabal volumètric d'aire} = \frac{\text{nm}^3 \text{ aire}}{\text{kg combustible}} \cdot \frac{\text{kg combustible}}{s} = \frac{\text{nm}^3 \text{ aire}}{s} \quad (\text{Eq. 13})$$

Aquest cabal volumètric d'aire sota condicions normals, s'haurà de convertir a les condicions de pressió i temperatura existents en el moment de la realització de la prova, ja que la densitat de l'aire serà diferent que en condicions normals i per tant el valor del cabal màssic també canviarà. Així sota condicions normals, (0°C i 1bar) la densitat de referència a prendre serà de 1,293 kg/m³. L'equació que relaciona la densitat a unes condicions diferents a les normals a partir dels paràmetres coneguts és l'Equació 33, de l'Annex A. Un cop es disposa de la densitat sota les condicions de realització de la prova, es troba el cabal volumètric d'aire sota aquestes condicions, segons es descriu a l'Equació 14.

$$\text{Cabal volumètric d'aire } \frac{\text{m}^3 \text{ aire}}{\text{s}} \cdot \frac{\rho_o}{\rho_a} = \text{Cabal volumètric aire } \frac{\text{m}^3 \text{ aire}}{\text{s}} \quad (\text{Eq. 14})$$

On:

ρ_a és la densitat sota les condicions buscades

ρ_o és la densitat sota les condicions normals

Finalment es multiplica el cabal volumètric d'aire sota les condicions de la prova per la densitat de l'aire sota les mateixes condicions per trobar el cabal màssic d'aire $\dot{m}_a$, tal com es veu a l'Equació 15.

$$\text{Cabal volumètric aire } \frac{\text{m}^3 \text{ aire}}{\text{s}} \cdot \rho_a = \text{Cabal màssic aire } \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (\text{Eq. 15})$$

Coneixent totes aquestes dades, es pot calcular el dosat relatiu del vehicle, segons es mostra a l'Equació 16, obtinguda a partir de l'Equació 5.

$$F_r = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a \cdot F_o} \quad (\text{Eq. 16})$$

5.1.1.2.2 Càlcul del dosat a partir del coeficient d'excés d'aire dels gasos d'escapament a partir d'analitzar els valor de CO₂ i O₂ amb el diagrama d'Ostwald

En aquesta metodologia, es trobarà el valor de Aor, a partir del coeficient d'excés d'aire, el qual s'obté mitjançant el diagrama d'Ostwald a partir d'introduir la quantitat de CO₂ i O₂ presents en els gasos d'escapament del vehicle.

El coeficient d'excés d'aire, es calcula segons es descriu a l'Equació 17, i indica la quantitat d'aire que es troba en excés en la combustió. Així, els valors positius de e, indiquen que hi ha aire en excés, i

en canvi si els valors són negatius que hi ha falta d'aire. En el cas que $e = 0$, implicarà que la combustió és estequiomètrica i per tant la λ serà 1, essent aquest el cas ideal.

$$e = \frac{A_{ov} - A_{or}}{A_{ov}} \cdot 100 \quad (\text{Eq. 17})$$

El diagrama d'Ostwald, que es pot veure a la Figura 24, representa de forma gràfica les concentracions volumètriques de CO_2 , CO i O_2 presents en els gasos de la combustió, a més de mostrar també l'excés d'aire present en aquests gasos i la línia de combustió completa.

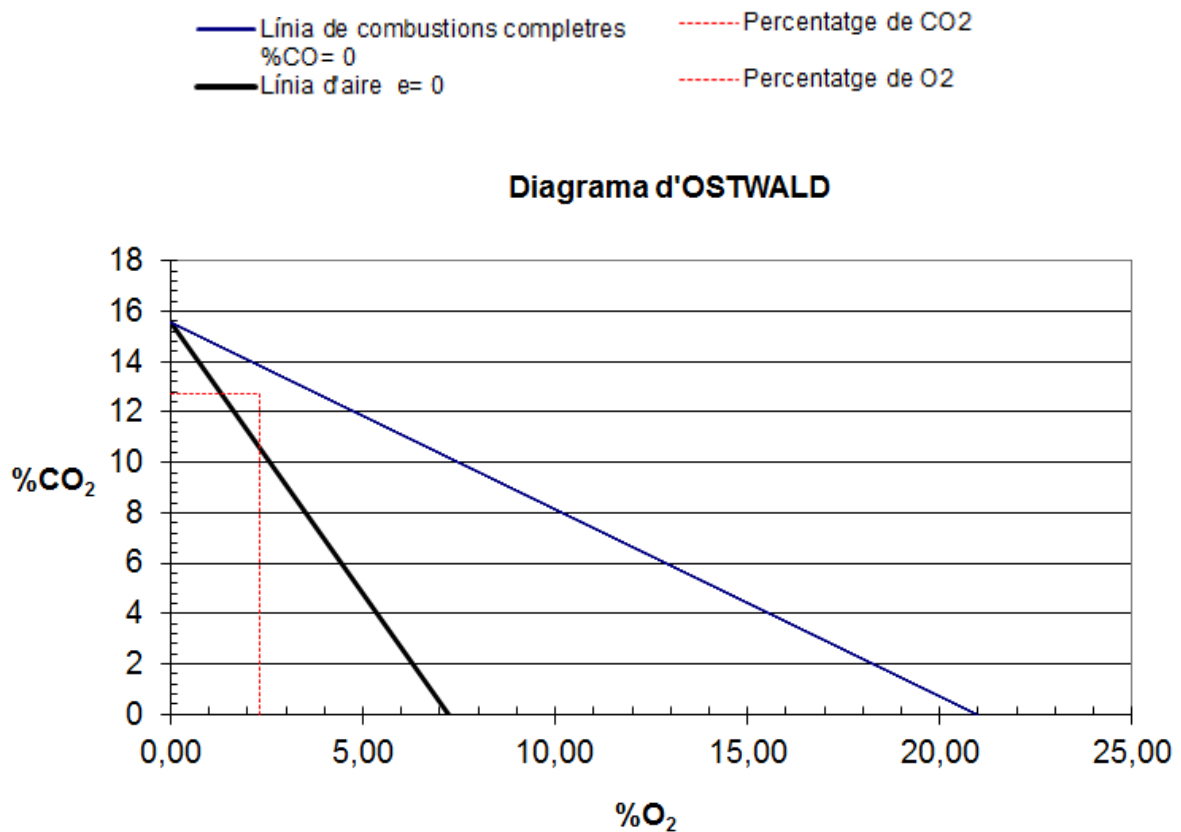


Figura 24: Diagrama d'Ostwald

Per tal de trobar el valor de e , s'ha d'entrar al diagrama d'Ostwald a partir de la concentració en % de CO_2 i O_2 obtinguda en l'anàlisi dels gasos de l'escapament del vehicle. Un cop es disposa del valor de e , i el valor de A_{ov} , el qual es calcula mitjançant l'Equació 11, es pot trobar el valor de A_{or} , el qual s'obté aïllant-lo de l'Equació 17, ja que és la única incògnita present.

Tenint el valor de A_{or} i A_{ov} , es pot trobar ràpidament el valor de λ , segons l'Equació 12 ja vista. Amb totes aquestes dades, es pot calcular finalment el cabal volumètric d'aire sota condicions normals, segons l'Equació 13. Per tal d'obtenir el cabal màssic d'aire sota condicions de la prova,

s'apliquen les operacions descrites en les equacions 14 i 15. Finalment a partir d'aquest valor es troba el dosat relatiu tal com es descriu a l'equació 16.

Tant el dosat relatiu obtingut amb el mètode d'Oswald, com el paràmetre lambda a partir del qual es calcula, si bé no tenen el mateix valor que els que s'han trobat en el càlcul mitjançant directament les dades de la lambda de l'analitzador de fums, sí que disposen d'un valor molt proper, demostrant no només la validesa de l'anàlisi de fums realitzat durant la prova, sinó també de la resta de paràmetres mesurats i emprats pel càlcul.

Donat que s'han obtingut dos valors diferents però propers per al dosat relatiu, fruit d'utilitzar dues metodologies de càlcul, el valor del dosat relatiu que s'introduirà al model teòric, serà la mitjana dels dos valors obtinguts en cada cas. Aquesta correcció del valor del dosat relatiu en el model teòric permetrà que aquest s'aproximi una mica més a la realitat del procés de combustió produït dins del motor, aconseguint així resultats més verídics. Els dosats calculats, es poden veure a la Taula 4 que es troba a continuació.

	Règim	Segons Oswald	Segons Lambda Gasos	Mitjana
Sense sobrealimentació	2000 rpm	1,10	1,12	1,10
	3000 rpm	1,09	1,12	1,10
	4000 rpm	1,13	1,16	1,15
Amb sobrealimentació	2000 rpm	1,14	1,18	1,16
	3000 rpm	1,13	1,18	1,16
	4000 rpm	1,17	1,23	1,20

Taula 4: Dosats relatius calculats

Els càlculs dels dosats relatius, s'han realitzat en una fulla de càlcul Excel i es troben disponibles com a material addicional al CD (Arxiu 2)

5.1.2 Avaluació de l'augment de potència en % per al vehicle assajat

Per tal de poder avaluar de forma satisfactòria l'augment de potència percentual, la millor forma és dividir-lo pel ΔT present en cada prova, obtenint així l'augment de potència per a cada $^{\circ}\text{C}$ de ΔT que s'apliqui a l'aire d'admissió.

L'augment de potència observat, reflecteix tant l'obtingut, N_e (segons mesures experimentals), com l'esperat, N_{ia} (segons els càlculs del model teòric emprat) sota les condicions específiques a les quals

es trobava funcionant el motor del vehicle en cadascuna de les proves realitzades en el banc de potència. Per tant aquests resultats només són vàlids per al vehicle testat i les condicions del test concretes. Quedarà doncs per a apartats posteriors l'anàlisi de l'augment de potència sota altres condicions i característiques del motor.

A la Taula 5, es poden veure les potències finals obtingudes per a cadascuna de les proves, on hi apareixen dues potències per a cada cas, la N_{ia} corresponent a la potència ideal teòrica del model del cicle d'aire com a gas ideal i la potència efectiva N_e , corresponent a la mesurada pel banc de potència en les proves realitzades.

		Sense sobrealimentació			Amb sobrealimentació
2000 rpm	N_{ia} (kW)	48,20	N_{ia}' (kW)		51,55
	N_e (kW)	15,1	N_e' (kW)		15,4
	ΔT (°C)	-	ΔT (°C)		7,2
3000 rpm	N_{ia} (kW)	71,59	N_{ia}' (kW)		77,34
	N_e (kW)	23,7	N_e' (kW)		24,4
	ΔT (°C)	-	ΔT (°C)		7,6
4000 rpm	N_{ia} (kW)	99,50	N_{ia}' (kW)		107,09
	N_e (kW)	33,9	N_e' (kW)		34,8
	ΔT (°C)	-	ΔT (°C)		7,9

Taula 5: Potències finals obtingudes

A la Taula 6, es pot observar l'augment de potència en % entre la potència obtinguda sense sobrealimentació tèrmica i l'obtinguda fent ús de la sobrealimentació.

		Augment de potència en % per cada °C de ΔT
2000 rpm	N_{ia}/N_{ia}'	0,97%
	N_e/N_e'	0,28%
3000 rpm	N_{ia}/N_{ia}'	1,06%
	N_e/N_e'	0,39%
4000 rpm	N_{ia}/N_{ia}'	0,97%
	N_e/N_e'	0,34%

Taula 6: Augment de potencia en % per °C de ΔT

Per poder conèixer el comportament i l'evolució de l'augment de potència en % obtingut per als diferents règims testats, s'ha realitzat la gràfica de la Figura 25.

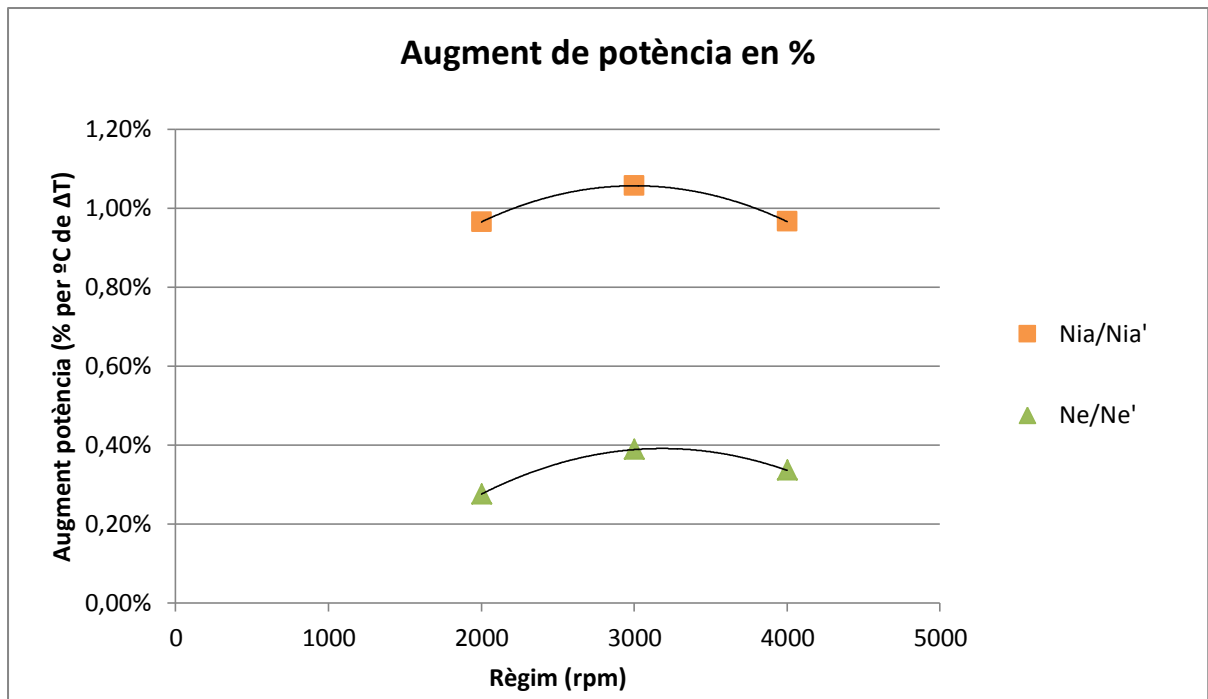


Figura 25: Evolució del guany de potència en %

S'observa que l'augment de potència tant de Nia com de Ne es manté força constant per a tots els règims, presentant en ambdós casos el seu màxim al voltant de les 3200 rpm. Pel que fa al rang d'utilització de la potència guanyada amb la sobrealimentació tèrmica, la forma descrita per els punts de la gràfica permet pensar en un rang que va des de poc més de 1000 rpm fins més enllà de les 5000 rpm, fet que implica un millor aprofitament d'aquest augment de potència per al vehicle, en poder-se utilitzar en molts règims diferents.

Els càlculs de l'avaluació de l'augment de potència, s'han realitzat en una fulla de càlcul Excel i es troben disponibles com a material addicional al CD (Arxiu 3).

5.1.3 Relació entre Nia i Ne i extrapolació de resultats a altres casos

Tal i com ja s'ha comentat, la potència ideal Nia, és aquella que s'obté directament del cicle d'aire com a gas ideal que modelitza el motor del vehicle. Per altra banda, la potència efectiva Ne, és la que desenvolupa el vehicle a roda i per tant la que és mesurada pel banc de potència. Però, quina és la relació o rendiments que ens permet passar de Nia a Ne?. Ho expliquem tot seguit.

La potència ideal Nia es calcula segons l'Equació 18.

$$Nia = Pmia \cdot V_T \cdot n \cdot i \quad (\text{Eq. 18})$$

Per altra banda la potència efectiva N_e es calcula segons l'Equació 19.

$$N_e = P_{me} \cdot V_T \cdot n \cdot i \quad (\text{Eq. 19})$$

Es pot observar doncs, que la relació entre la potència ideal i efectiva vindrà donada només per la relació entre els valors de P_{mia} i P_{me} , per tant s'ha de conèixer com es relacionen aquests factors. Cal comentar però, que no es pot passar directament de valors ideals a efectius amb un sol rendiment, ja que enmig hi ha els valors indicats, que en el nostre cas es desconeixen. Així la relació entre els valors ideals i els indicats permet avaluar les pèrdues termodinàmiques del cicle del motor, obtenint per tant el rendiment termodinàmic. Per altra banda, la relació entre els valors indicats i els efectius permet avaluar les pèrdues mecàniques, obtenint el rendiment mecànic del motor. La relació entre els tres valors s'observa a la Figura 26.

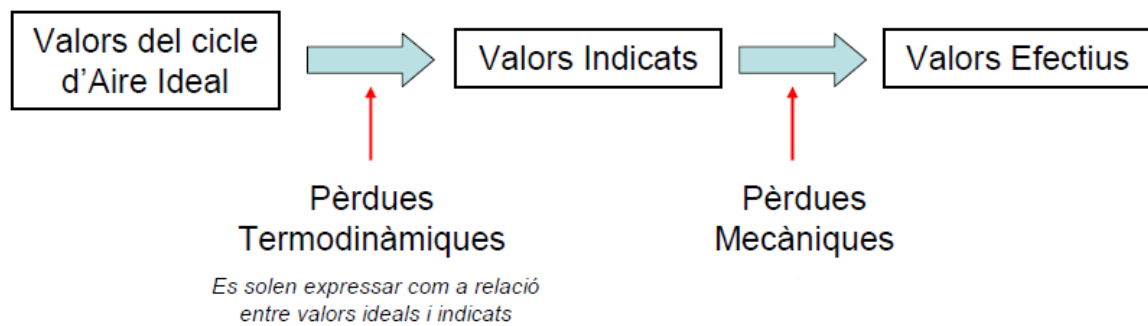


Figura 26: Relació entre valors ideals, indicats i efectius (Deltell, 2013b)

Així doncs, tal i com es pot veure a l'Equació 20, la relació entre P_{mia} i P_{mi} són les pèrdues termodinàmiques.

$$P_{mi} = \eta_{term} \cdot P_{mia} \quad (\text{Eq. 20})$$

Per altra banda, la relació entre P_{mi} i P_{me} , és el rendiment mecànic del motor, tal i com es pot veure a l'Equació 21.

$$P_{me} = \eta_m \cdot P_{mi} \quad (\text{Eq. 21})$$

Si es relacionen les dues equacions anteriors, s'obté l'Equació 22, la qual mostra la relació entre la P_{me} i la P_{mia} .

$$P_{me} = \eta_{term} \cdot \eta_m \cdot P_{mia} \quad (\text{Eq. 22})$$

S'observa per tant, que els paràmetres que relacionen les pressions mitges ideals i efectives són els rendiments mecànics i termodinàmics del motor del vehicle. En conseqüència, si s'observen les Equacions 18 i 19, es veu que la relació entre les potències és la mateixa que entre les pressions mitges respectives, obtenint l'Equació 23,

$$N_e = \eta_{term} \cdot \eta_m \cdot N_{ia} \quad (\text{Eq. 23})$$

Els rendiments tant termodinàmic com mecànic del motor, haurien de ser gairebé constants tant pel que fa als diferents règims com als ΔT de l'aire d'admissió. Això és degut al fet que el rendiment termodinàmic variarà molt poc en canviar el ΔT present en l'aire, ja que aquesta petita variació de la temperatura en els gasos que entren a la cambra de combustió, té poca incidència si es compara amb els valors que es poden assolir a l'interior d'aquesta durant l'explosió, amb valors propers als 900°C, per tant l'efecte queda molt reduït.

Respecte al rendiment mecànic, la variació de temperatura en l'aire d'admissió simplement pot provocar un petit refredament del bloc motor, que de forma gairebé imperceptible afecti a la viscositat del lubricant, el qual és gairebé l'únic element que pot augmentar les pèrdues per fricció, però que en aquest cas pateix una variació insignificant.

Per tal de corroborar aquest fet, s'ha calculat la relació entre les potències N_e i N_{ia} de les diferents proves realitzades. Els resultats són els que es veuen a la Taula 7, calculats a partir de les potències de la Taula 5.

2000 rpm	N_e/N_{ia}	0,313	N_e'/N_{ia}'	0,299
3000 rpm	N_e/N_{ia}	0,331	N_e'/N_{ia}'	0,315
4000 rpm	N_e/N_{ia}	0,341	N_e'/N_{ia}'	0,325

Taula 7: Relació entre paràmetres ideals i efectius de les proves realitzades

Tal i com es pot veure, la relació entre les potències corresponent al producte del rendiment mecànic i el termodinàmic del motor, és força constant al llarg dels diferents casos, fet que ens porta a confirmar l'anteriorment descrit, que els rendiments es mantenen aproximadament constants independentment

del ΔT de l'aire d'admissió i del règim del vehicle. Si es calcula l'error màxim entre els valors per a un mateix règim de gir, s'obté que en el pitjor dels casos aquest és del 4,93%, demostrant per tant que les variacions són mínimes.

Aquest fet és transcendental, ja que permet que a partir de conèixer la relació entre N_{ia} i N_e i l'error màxim esperable, es pugui conèixer la potència efectiva per a qualsevol règim de gir del motor a partir només de la potència ideal N_{ia} , la qual es pot obtenir amb el model termodinàmic existent. S'aconsegueix demostrar doncs, que a partir de dades purament teòriques generades amb el model del motor, es poden obtenir dades reals de potència del vehicle, sense necessitat de realitzar proves en banc de potència, sempre i quant s'assumeixi que es pot arribar a tenir un error màxim proper al 5%.

Aquest raonament és vàlid per a qualsevol altre tipus de motor de vehicle, sempre i quant sigui un MEP, ja que els supòsits anteriors són igualment vàlids. La diferència serà que cada motor disposarà d'una relació entre les seves potències ideals i efectives diferent i d'un error màxim concret, i que per tant s'hauran de calcular per a cada cas.

5.2 Càlcul de l'augment de potència ideal (N_{ia}) en % del sistema de sobrealimentació

L'objectiu d'aquest apartat és el de conèixer l'augment de potència ideal en %, respecte la potència de base (sense sobrealimentar), que es produeix sobrealimentant el motor sota diferents ΔT . Per fer-ho es partirà del model teòric, i s'utilitzaran com a base de càlcul tres ΔT concrets de 10, 20 i 30°C, respecte la temperatura d'entrada de l'aire.

Així les condicions de base agafades per realitzar el càlcul de l'augment de potència N_{ia} genèric són les que es mostren a la Taula 8. Aquestes dades s'han conservat per a tots els règims i ΔT testats.

Dosat relatiu	1,1
Temperatura aire atmosfèric (°C)	20
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Reescalfament aire entrada motor (°C)	25

Taula 8: Condicions de base

S'ha agafat un dosat relatiu de 1,1 en considerar que el vehicle treballa per a càrregues màximes, ja que són les condicions més properes a les proves realitzades. Pel que respecta a les condicions atmosfèriques, la temperatura de l'aire ambiental, s'ha considerat un valor intermig entre estiu/hivern, agafant 20°C com a referència, pel que fa a la pressió atmosfèrica s'ha agafat un valor de 1009,7 hPa,

corresponent al valor del dia de la realització de les proves. El reescalfament tal i com ja s'ha comentat al final del Capítol 4, és fruit de les mesures realitzades en el propi vehicle testat.

Aquest anàlisi de l'augment de potència en % respecte la potència de base N_{ia} serà extrapolable a altres motors, ja que en principi l'augment de potència ideal en % s'hauria de mantenir.

Les potències obtingudes en funció dels diferents ΔT presents i els règims són les que es mostren a les Taules 9, 10 i 11 que es troben a continuació.

		Sense sobrealimentació			Amb sobrealimentació
2000 rpm	N_{ia} (kW)	46,447	N_{ia}' (kW)		47,955
3000 rpm	N_{ia} (kW)	69,670	N_{ia}' (kW)		71,932
4000 rpm	N_{ia} (kW)	92,893	N_{ia}' (kW)		95,909

Taula 9: Potències ideals ΔT 10°C

		Sense sobrealimentació			Amb sobrealimentació
2000 rpm	N_{ia} (kW)	46,447	N_{ia}' (kW)		49,564
3000 rpm	N_{ia} (kW)	69,670	N_{ia}' (kW)		74,346
4000 rpm	N_{ia} (kW)	92,893	N_{ia}' (kW)		99,128

Taula 10: Potències ideals ΔT 20°C

		Sense sobrealimentació			Amb sobrealimentació
2000 rpm	N_{ia} (kW)	46,447	N_{ia}' (kW)		51,285
3000 rpm	N_{ia} (kW)	69,670	N_{ia}' (kW)		76,927
4000 rpm	N_{ia} (kW)	92,893	N_{ia}' (kW)		102,570

Taula 11: Potències ideals ΔT 30°C

Així a partir de les dades de les taules anteriors, es pot calcular l'augment de potència N_{ia} en % respecte la potència de base, els resultats d'aquest càlcul es veuen a la Taula 12.

		Augment de potència en % respecte potència de base (N_{ia})		
ΔT en °C		10	20	30
2000 rpm		3,25%	6,71%	10,42%
3000 rpm		3,25%	6,71%	10,42%
4000 rpm		3,25%	6,71%	10,42%

Taula 12: Augment de potència en % respecte potencia de base

Tal i com es pot observar, l'augment de potència és totalment independent del règim, ja que per a un mateix ΔT els tant per cent d'augment són iguals. Per veure millor l'augment de potència obtingut amb el sistema en funció del ΔT present s'han representat les dades a la gràfica de la Figura 27.

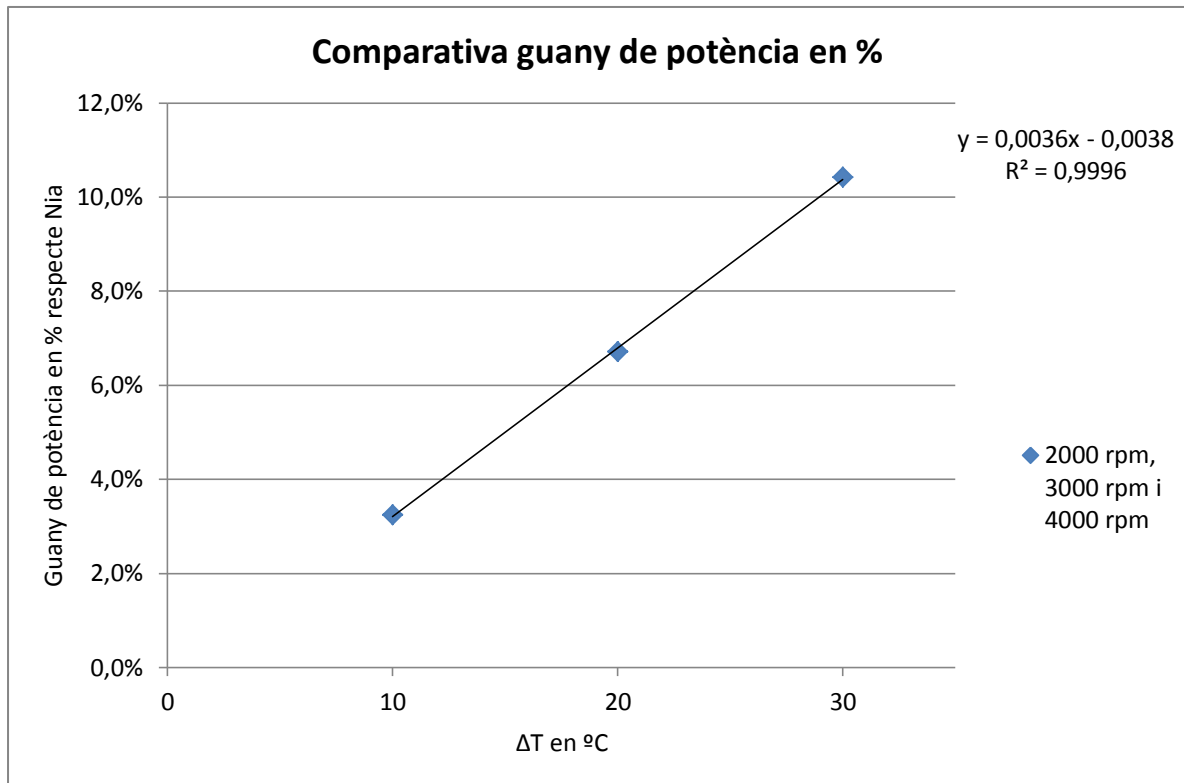


Figura 27: Evolució guany de potencia en % respecte ΔT present

Aquesta gràfica permet veure que el guany de potència depèn de forma lineal del ΔT present en l'aire d'admissió, fet que corrobora que el sistema de sobrealimentació presentarà la màxima eficàcia per a ΔT elevats.

Aquestes dades són extrapolables a altres motors i per tant poden ser considerades com a genèriques, ja que s'està parlant tota l'estona de potències ideals. Aquest guany de potència trobat però, no serà el guany real utilitzable pel vehicle, ja que no és un guany net de potència. Això es degut a que el sistema que ha de produir el fred per refredar l'aire de l'admissió, haurà de treure la seva energia del propi motor de combustió interna i per tant el guany net serà inferior.

Al capítol següent, es calcula aquest guany net de potència a partir de conèixer la relació entre els valors ideals i efectius del motor i les característiques del compressor que haurà d'alimentar el sistema de producció de fred de la sobrealimentació tèrmica.

5.3 Càlcul de l'eficiència energètica del sistema de sobrealimentació

Per tal de comprovar l'eficiència energètica del sistema de sobrealimentació emprat, es treballarà agafant com a base el vehicle testat, ja que es coneix el valor de $(\eta_{term} \cdot \eta_m)$ que permet passar de valors ideals a efectius, i per tant trobar la potència final efectiva.

Per fer-ho es partirà del model teòric sota els mateixos supòsits que en l'apartat anterior, tres ΔT concrets de 10, 20 i 30°C, respecte la temperatura d'entrada de l'aire. Amb això s'obtingran unes potències ideals concretes, que permetran un cop multiplicades pel rendiment total, obtenir les potències efectives en cada cas, a les quals es restarà la potència absorbida pel compressor en funció del cabal d'aire que entri al motor i del ΔT de l'aire en cada cas. Els càlculs del COP i de la potència del compressor es mostren a l'apartat C.4 de l'Annex C.

Així les condicions de base agafades per realitzar els càlcul de l'eficiència energètica són les que es mostren resumides a la Taula 13. Aquestes dades s'han conservat per a tots els règims i ΔT testats.

Dosat relatiu	1,1
Temperatura aire atmosfèric (°C)	20
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Rescalfament aire entrada motor (°C)	25
Factor global de conversió de valors ideals a efectius ($\eta_{term} \cdot \eta_m$)	0,321
Rendiment mecànic compressor	0,9
COP compressor	1,633

Taula 13: Condicions de base

El factor global de conversió de valors ideals a efectius, és la mitjana dels valors obtinguts per al motor del vehicle testat, que es troben a la Taula 7.

Les dades de potència ideal obtingudes, són les mateixes que en l'apartat anterior (Taules 9, 10 i 11). A partir de les dades d'aquestes taules i per a cada cas, corresponent als tres ΔT presents, es calcula el guany de potència ideal obtingut amb el model i que a partir de multiplicar-lo pel factor global de conversió, que relaciona els valors ideals amb els efectius, permet trobar el guany de potència efectiva. Finalment, coneixent la potència que desenvolupa el compressor, es pot obtenir el guany net de potència, la qual serà la que estarà disponible per utilitzar pel motor i que per tant repercutirà en les prestacions del vehicle. Això és així ja que s'ha considerat que la transferència de calor a l'intercanviador és perfecte i sense limitació, fet que implicarà que tota la fred produïda pel sistema de

sobrealimentació tèrmica es transfereixi a l'aire de l'admissió. Els resultats es poden observar a les Taules 14, 15 i 16.

		Guany potència ideal (Nia)		Guany potència efectiva (Ne)		Potència compressor		Guany net de potència
2000 rpm	Nia'-Nia (kW)	1,508	(kW)	0,484	Wc (kW)	0,123	(kW)	0,361
3000 rpm	Nia'-Nia (kW)	2,262	(kW)	0,726	Wc (kW)	0,200	(kW)	0,526
4000 rpm	Nia'-Nia (kW)	3,016	(kW)	0,968	Wc (kW)	0,283	(kW)	0,685

Taula 14: Guany net de potència ΔT 10°C

		Guany potència ideal (Nia)		Guany potència efectiva (Ne)		Potència compressor		Guany net de potència
2000 rpm	Nia'-Nia (kW)	3,117	(kW)	1,001	Wc (kW)	0,246	(kW)	0,754
3000 rpm	Nia'-Nia (kW)	4,676	(kW)	1,501	Wc (kW)	0,400	(kW)	1,101
4000 rpm	Nia'-Nia (kW)	6,234	(kW)	2,001	Wc (kW)	0,566	(kW)	1,435

Taula 15: Guany net de potència ΔT 20°C

		Guany potència ideal (Nia)		Guany potència efectiva (Ne)		Potència compressor		Guany net de potència
2000 rpm	Nia'-Nia (kW)	4,838	(kW)	1,553	Wc (kW)	0,369	(kW)	1,184
3000 rpm	Nia'-Nia (kW)	7,257	(kW)	2,329	Wc (kW)	0,599	(kW)	1,730
4000 rpm	Nia'-Nia (kW)	9,676	(kW)	3,106	Wc (kW)	0,849	(kW)	2,257

Taula 16: Guany net de potència ΔT 30°C

Tal i com es pot observar, en tots els casos el guany net de potència és positiu, fet que indica que el sistema permet guanyar potència al motor tot i que aquest hagi d'alimentar el compressor del sistema de producció de fred.

Si s'analitza quin tant per cent representa el guany net de potència respecte la potència efectiva del motor sense sobrealimentar (Ne), (Taula 17), es veu que per a un mateix ΔT , el valor és aproximadament el mateix, i es veu poc afectat pel règim, si bé és cert que disminueix lleugerament a mesura que aquest augmenta. Això és degut al fet que l'exigència energètica del compressor és més

elevada en augmentar el règim, ja que ha de refredar una major quantitat d'aire. Això es pot veure de forma clara a la Taula 18, on es compara la potència absorbida pel compressor respecte el guany de potència present en el motor a causa de la sobrealimentació.

	Guany net de potència en % respecte potència efectiva de base		
ΔT en $^{\circ}C$	10	20	30
2000 rpm	2,507%	5,239%	8,221%
3000 rpm	2,437%	5,099%	8,011%
4000 rpm	2,379%	4,983%	7,837%

Taula 17: Guany net potència en %

	Potència compressor en % respecte guany de potència efectiva		
ΔT en $^{\circ}C$	10	20	30
2000 rpm	25,439%	24,613%	23,787%
3000 rpm	27,515%	26,622%	25,729%
4000 rpm	29,246%	28,296%	27,347%

Taula 18: Potència absorbida pel compressor en %

Per tal de veure de forma més clara la dependència del guany de potència amb el règim de gir del motor, s'ha realitzat la gràfica de la Figura 28.

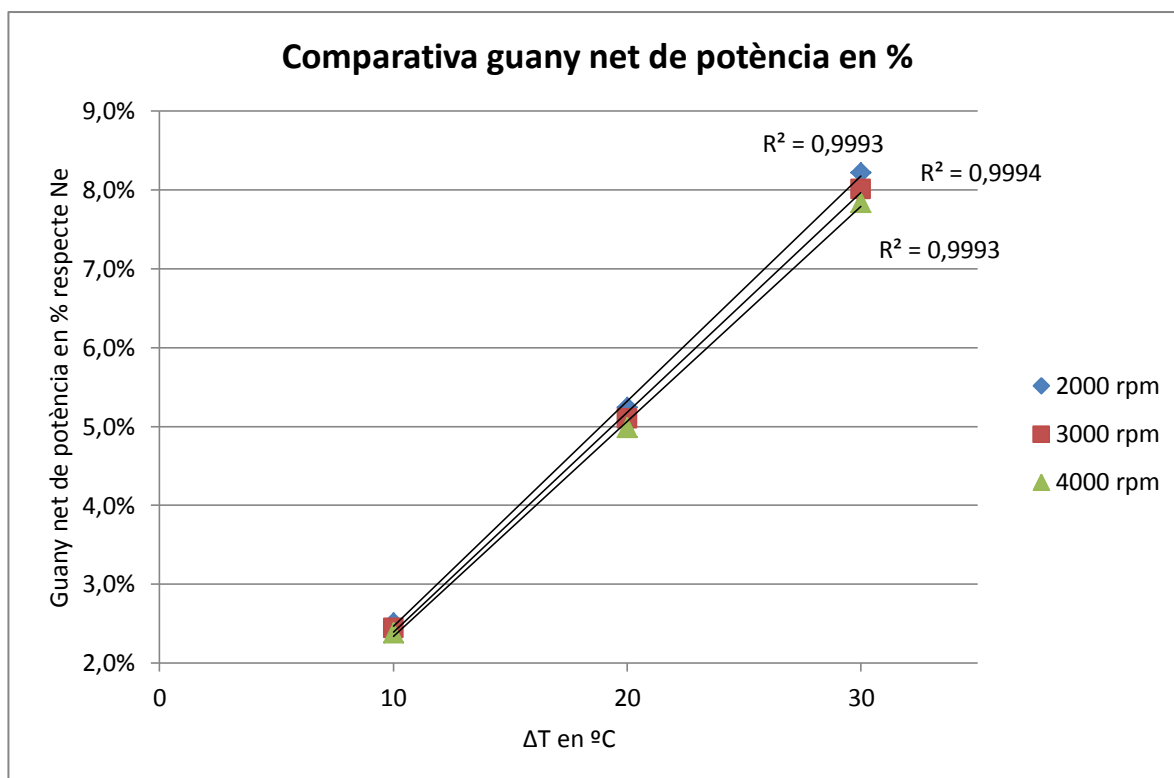


Figura 28: Comparativa guany net de potència

Es pot observar que per a un mateix règim, el guany net de potència per a diferents ΔT és lineal. Per altra banda, però, en augmentar el règim es veu com l'augment de potència en % pateix una lleu disminució degut a l'efecte del compressor, el qual en haver de refredar un cabal d'aire major necessita major energia. Es pot concloure que el més interessant serà aconseguir el ΔT més elevat possible ja que sota aquestes condicions els guanys nets de potència seran més elevats, fet que permetrà que el sistema tingui major incidència en el comportament del vehicle.

Si s'analitzen les dades per al millor dels casos, corresponent a un ΔT de 30°C, el motor desenvolupa en mitjana un 8,02% més de potència neta, i el compressor s'emporta aproximadament un 25,62% de la potència guanyada degut a la sobrealimentació. Per tant es podria afirmar que el sistema de sobrealimentació disposa d'un rendiment aproximat d'un 74,38%, respecte el guany de potència, un rendiment gens dolent. En la resta de casos, corresponents als ΔT de 10 i 20°C, els valors de guany són diferents, tal i com es mostra a la Taula 17, però el rendiment del sistema és aproximadament el mateix, ja que el % de potència absorbida pel compressor és força semblant, tal i com es mostra a la Taula 18.

Els càlculs, tant de l'augment de potència ideal (N_{ia}), com de l'eficiència energètica del sistema, s'han realitzat en múltiples fulles de càlcul Excel i es troben disponibles com a material addicional al CD (Arxius 4.1, 4.2, 4.3 i 4.4 dins de la carpeta Arxiu 4).

5.4 Anàlisi de sensibilitat de diferents paràmetres del motor

Per assegurar que l'augment de potència en % obtingut en els l'estudi realitzat a l'apartat 5.2, és extrapolable a altres motors MEP amb característiques diferents, s'ha decidit realitzar un anàlisi de sensibilitat per tal de conèixer si en canviar alguns dels paràmetres del motor l'eficàcia del sistema de sobrealimentació es veu modificada. Cal comentar però que el que no es canviaran són les condicions de treball del motor (Càrrega, condicions atmosfèriques, etc).

Els dos paràmetres que s'analitzaran del motor són els que es consideren els paràmetres de base o més importants, que són la relació de compressió (r) i el volum total del motor (V_t), més conegut com cilindrada o cubicatge. Per altra banda també s'analitzarà la incidència de variar el valor del dosat, ja que si ve en mitjana els motors MEP, tenen un dosat relatiu molt proper a la unitat, aquest pot oscil·lar al voltant d'aquest valor, tal i com s'ha observat a les proves realitzades on el dosat relatiu ha arribat a valors propers a 1,2 (Taula 4).

En aquest anàlisi s'obtingueran a partir del model termodinàmic del motor les potències ideals N_{ia} , però no pas les efectives N_e , ja que la relació entre aquestes ($\eta_{term} \cdot \eta_m$) serà desconeguda i diferent a la obtinguda sota les condicions dels assajos, ja que les característiques del motor seran diferents i per tant les condicions canviaran fent canviar aquests paràmetres.

5.4.1 Modificació de la relació de compressió

La relació de compressió, en un motor de combustió interna és la relació que permet mesurar la proporció en què s'ha comprimit la mescla aire-combustible del motor Otto dins de la cambra de combustió del cilindre.

Per tal de comprovar els canvis que experimenta l'augment de potència en modificar la relació de compressió, s'han fet proves amb el model agafant com a base la relació de compressió del motor del vehicle testat, la qual era de 9,8 i s'han provat dos casos més, amb relacions de compressió de 8 i 12.

Les potències ideals obtingudes a partir del model són les que es poden veure a la Taula 19.

		Sense sobrealimentació			Amb sobrealimentació		
		r=8	r=9,8	r=12			
2000 rpm	Nia (kW)	46,662	48,201	49,681	Nia' (kW)	49,905	51,552
3000 rpm	Nia (kW)	69,311	71,598	73,796	Nia' (kW)	74,879	77,349
4000 rpm	Nia (kW)	96,323	99,501	102,555	Nia' (kW)	103,675	107,096

Taula 19: Potències per a diferents valors de r

Es pot veure que la potència es veu incrementada a mesura que r també ho fa. Per tal de veure de forma més clara els resultats, es disposa de la Taula 20 on es veu l'augment de potència obtingut, entre el cas de trobar-nos sense i amb sobrealimentació.. El que s'haurà de comprovar és si aquest augment de potència es comporta o no de forma lineal en variar en valor de r.

		Augment de potència en kW		
		r=8	r=9,8	r=12
2000 rpm	Nia'-Nia (kW)	3,243	3,350	3,453
3000 rpm	Nia'-Nia (kW)	5,567	5,751	5,927
4000 rpm	Nia'-Nia (kW)	7,352	7,595	7,828

Taula 20: Augment de potència

Si es busca la relació entre l'augment de potència en % respecte el valor de referència, corresponent al valor de sèrie (r=9,8), a partir dels valors de la taula anterior, s'obtenen els resultats que es mostren a

la Taula 21, on es pot observar que la variació de potència obtinguda en % tendeix a patir una certa disminució en augmentar la relació de compressió. Aquest fet es veu de forma més clara si es calcula la relació per unitat d'augment de r , també present a la Taula 21.

	Variació augment de potència en % respecte referència			Variació augment de potència en % per unitat de r respecte referència	
	$r=8$	$r=9,8$	$r=12$	$r=8$	$r=12$
2000 rpm	-3,194%	0,000%	3,069%	-1,774%	1,395%
3000 rpm	-3,194%	0,000%	3,069%	-1,774%	1,395%
4000 rpm	-3,194%	0,000%	3,069%	-1,774%	1,395%

Taula 21: Variació potencia respecte valor de referència

Aquestes dades confirmen que l'efecte de la sobrealimentació tèrmica serà menor per aquells vehicles que disposin d'una relació de compressió més elevada, independentment del règim de gir al qual es trobi funcionant el motor. Per tant, si es vol tenir la màxima eficàcia del sistema de sobrealimentació tèrmica, s'haurà de disposar de vehicles amb una relació de compressió baixa.

La disminució de l'augment de potència degut a la sobrealimentació tèrmica, en augmentar r es veu de forma més clara a la gràfica de la Figura 29, on per a valors grans de r s'observa una certa estabilització.

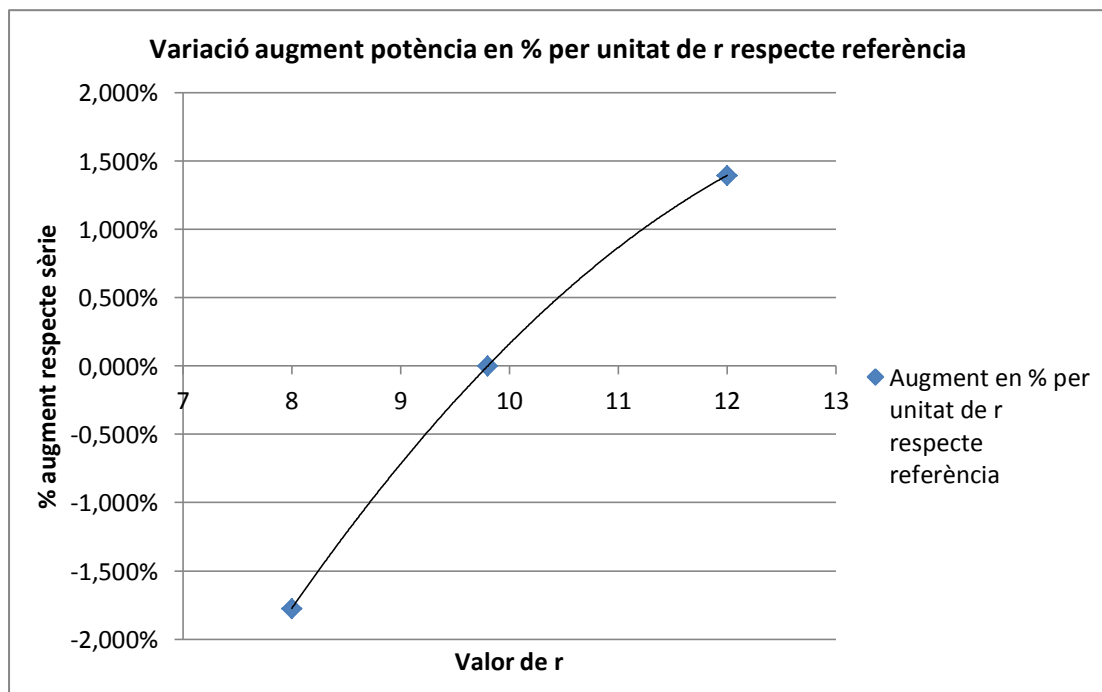


Figura 29: Variació augment de potencia en % per unitat de r respecte referència

5.4.2 Modificació de la cilindrada del motor

La cilindrada d'un motor és la suma del volum útil de tots els cilindres del motor. En el cas del vehicle testat, la seva cilindrada és de 1149cc. Per tal de fer l'anàlisi s'ha decidit comparar els resultats amb dues altres cilindrades, 1000cc i 1800cc, una per sobre i una altra per sota del valor de referència.

És conegut per tots que un motor més gran, donarà una major potència, en disposar d'una quantitat superior de mescla a cremar per cada cicle i per tant d'una major energia si es considera que el dosat es manté constant respecte les proves realitzades.

Per altra banda, cal comentar que tot i augmentar la cilindrada total del motor, es mantindran les mateixes relacions entre el diàmetre i la carrera del pistó que el motor testat, per tal de tenir una referència concreta, ja que si no, es podria disposar de moltes variacions al respecte, que alhora podrien afectar alguns dels paràmetres del model, com per exemple la velocitat mitjana del pistó.

Les potències ideals obtingudes a partir del model, són les que es poden veure a la Taula 22, on les condicions tal i com s'ha comentat són les mateixes que en les proves realitzades.

	Vt	Sense sobrealimentació				Amb sobrealimentació		
		1000cc	1149cc	1800cc		1000cc	1149cc	1800cc
2000 rpm	Nia (kW)	41,951	48,201	75,511	Nia' (kW)	44,867	51,552	80,760
3000 rpm	Nia (kW)	62,313	71,598	112,164	Nia' (kW)	67,319	77,349	121,173
4000 rpm	Nia (kW)	86,598	99,501	155,876	Nia' (kW)	93,208	107,096	167,774

Taula 22: Potències per a diferents valors de Vt

Podem veure que efectivament la potència es veu incrementada a mesura que Vt també ho fa. Per tal de veure de forma més clara els resultats, es disposa de la Taula 23 on es veu l'augment de potència obtingut, entre el cas sense i amb sobrealimentació per als diferents valors de Vt.

	Vt	Augment de potència en kW		
		1000cc	1149cc	1800cc
2000 rpm	Nia'-Nia (kW)	2,916	3,350	5,248
3000 rpm	Nia'-Nia (kW)	5,005	5,751	9,009
4000 rpm	Nia'-Nia (kW)	6,610	7,595	11,898

Taula 23: Augment de potència

Es veu que la potència augmenta a mesura que ho fa el cubicatge del motor. Per analitzar amb més deteniment l'augment de potència, s'ha calculat la variació de potència en % respecte el motor de referència i l'augment unitari en % per cc d'augment respecte la referència. Els resultats es veuen a la Taula 24.

Vt	Variació augment de potència en % respecte referència			Variació augment de potència en % per cc respecte referència	
	1000cc	1149cc	1800cc	1000cc	1800cc
2000 rpm	-12,97%	0,00%	56,66%	-0,087%	0,087%
3000 rpm	-12,97%	0,00%	56,66%	-0,087%	0,087%
4000 rpm	-12,97%	0,00%	56,66%	-0,087%	0,087%

Taula 24: Variació potencia respecte valor de referència

Els resultats de la taula demostren que l'efecte de la sobrealimentació tèrmica és independent del cubicatge del motor, ja que la variació de potència respecte la referència es produeix en la mateixa magnitud per a diferents cubicatges (per tant de forma lineal) i independentment del règim al qual funcioni el motor.

5.4.3 Modificació del valor del dosat relatiu

Tal i com ja s'ha comentat quan s'ha parlat del dosat relatiu, aquest hauria de ser mes o menys constant i amb un valor proper a 1 de mitjana, ja que en aquest projecte es treballa amb un motor MEP amb mescles riques. Per altra banda, a les proves realitzades s'ha pogut constatar que el dosat real és superior a la unitat (Taula 4), ja que es treballa a plena càrrega i per tant gas a fons. Sota aquestes condicions no es prima tant el consum ni les emissions si no que es busca la màxima potència, per tant no és d'estranyar que el motor injecti una mica més combustible per assegurar que es dona la potència màxima.

Havent vist aquest raonament, s'ha decidit provar el comportament del motor sota diferents dosats, per comprovar si l'augment de potència també es dona amb la mateixa mesura o pel contrari pateix variacions. Els dosats relatius provats han estat de 0,9, 1 i 1,1 ja que són els valors que es poden tenir més típicament i en mitjana donen el dosat teòric de 1, el qual s'agafarà com al valor de referència.

Les potències ideals obtingudes a partir del model són les que es poden veure a la Taula 25, on les condicions tal i com s'ha comentat són les mateixes que en les proves realitzades.

	Dosat (Fr)	Sense sobrealimentació			Dosat (Fr)	Amb sobrealimentació		
		0,9	1	1,1		0,9	1	1,1
2000 rpm	Nia (kW)	38,957	43,286	47,615	Nia' (kW)	40,055	44,505	48,956
3000 rpm	Nia (kW)	58,455	64,950	71,445	Nia' (kW)	60,162	66,847	73,531
4000 rpm	Nia (kW)	78,091	86,768	95,444	Nia' (kW)	80,323	89,248	98,172

Taula 25: Potències per a diferents valors de Fr

S'observa que efectivament la potència es veu incrementada a mesura que Fr també ho fa, ja que es disposa d'una major quantitat de combustible. Per tal de veure de forma més clara els resultats, es disposa de la Taula 26 on hi consta l'augment de potència obtingut, entre el cas sense i amb sobrealimentació per als diferents valors de Fr testats.

	Dosat (Fr)	Augment en kW		
		0,9	1	1,1
2000 rpm	Nia'-Nia (kW)	1,098	1,220	1,341
3000 rpm	Nia'-Nia (kW)	1,707	1,897	2,087
4000 rpm	Nia'-Nia (kW)	2,232	2,480	2,728

Taula 26: Augment de potència

Per altra banda, a la Taula 27 s'observa que la variació de l'augment de potència per cada dècima de variació del dosat es manté constant per a tots els règims i els casos testats, essent totalment lineal la relació i lògica, ja que en augmentar el dosat una dècima, s'està introduint un 10% més de combustible, fet que es veu repercutit de forma directa en la potència que creix amb el mateix factor.

Dosat (Fr)	Variació augment de potència en % respecte referència per dècima d'augment del dosat.		
	0,9	1	1,1
2000 rpm	-10,00%	0,00%	10,00%
3000 rpm	-10,00%	0,00%	10,00%
4000 rpm	-10,00%	0,00%	10,00%

Taula 27: Variació potencia respecte valor de referència

Aquest fet indica novament que l'efecte de la sobrealimentació tèrmica és independent del dosat del motor, ja que la variació de potència segueix una relació lineal per a diferents valors de Fr i independentment del règim al qual funcioni el motor.

5.4.4 Resum estudi de sensibilitat

Amb aquest estudi de sensibilitat per a diferents paràmetres del motor, es demostra que l'únic paràmetre que pot modificar l'efecte de la sobrealimentació tèrmica sobre el motor, és la relació de compressió, on s'ha demostrat que per a valors elevats de r , l'eficàcia de la sobrealimentació tèrmica es veu disminuïda. Per tant, només en el cas de disposar d'un motor amb una relació de compressió diferent a la del motor del vehicle testat ($r=9,8$), s'hauria de realitzar una correcció de les dades d'augment de potència ideal en % mostrades a la Taula 12.

Els càlculs dels diferents anàlisis de sensibilitat, s'han realitzat en una fulla de càlcul Excel i es troben disponibles com a material addicional al CD (Arxiu 5).

CAPÍTOL 6

ESTUDI DE LA IMPLEMENTACIÓ REAL DEL SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓ TÈRMICA

6.1 Introducció

En aquest capítol, s'explicarà i estudiarà una possible solució per tal d'implementar el sistema de sobrealimentació tèrmica al vehicle analitzat. Es començarà explicant el funcionament del cicle de fred per compressió mecànica utilitzat i es prosseguirà veient els diferents elements que formaran el circuit de refrigeració, així com la seva distribució dins del motor del vehicle. Finalment, s'estudiarà el dimensionat d'un possible evaporador, així com les pressions i temperatures de treball del compressor, per tal de refrigerar amb garanties l'aire de l'admissió. A partir de crear un model de càlcul del mateix, es podrà conèixer l'augment de potència neta que subministraria el sistema proposat al vehicle testat.

6.2 Circuit de refrigeració i fluxos d'aire utilitzats

Per tal de refrigerar l'aire de l'admissió del vehicle, es proposa que aquest passi per un evaporador on intercanviï el calor amb un fluid refrigerant. El cicle emprat serà un cicle de refrigeració per compressió mecànica de fluid refrigerant, l'esquema del qual s'observa a la Figura 30:

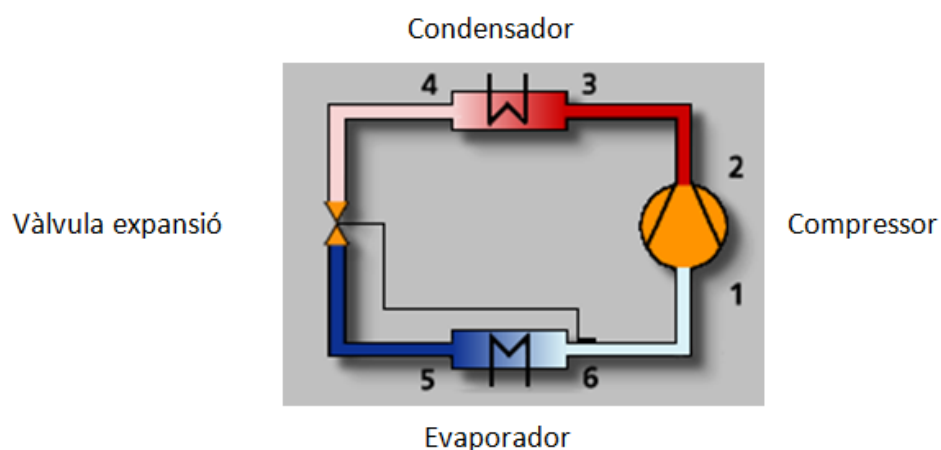


Figura 30: Esquema cicle de refrigeració

Els processos que es duen a terme entre els diferents punts del cicle són:

1-2: Per una banda, el compressor aspira el gas procedent de l'evaporador per la qual cosa disminueix la pressió i s'accelera la vaporització i per l'altra es comprimeix el gas adiabàticament cap al condensador.

3-4: El condensador converteix el gas en líquid saturat i el canvi d'estat fa que el calor latent de vaporització es cedeixi a l'ambient o font calenta. La pressió es manté constant.

4-5: Es dur a terme una expansió adiabàtica a la vàlvula d'expansió on la temperatura del líquid i la pressió disminueixen cosa que fa que el fluid refrigerant es vaporitzi.

5-6: En l'evaporador s'absorbeix el calor de l'ambient (en el nostre cas l'aire "calent" que entra per l'admissió) i per tant s'aconsegueix refredar-lo. Finalment el vapor que surt de l'evaporador és aspirat pel compressor per iniciar de nou el cicle

En el cas que es vol estudiar, donat que es vol que el vehicle disposi d'aire acondicionat i del sistema de sobrealimentació s'ha proposat per tal d'estalviar costos, que els dos sistemes no treballin alhora, permetent així que el circuit disposi només d'un sol compressor. Per altra banda però, sí que es disposarà de dues vàlvules d'expansió i de dos evaporadors, per al circuit d'aire acondicionat del vehicle i per al sistema de sobrealimentació. El condensador tornarà a ser comú i se'n disposarà d'un sol per a tot el circuit. Pel que respecta a la regulació, s'utilitzarà una vàlvula de control de dues posicions per tal d'enviar refrigerant a cada sistema en funció de les necessitats del vehicle o les preferències de l'usuari.

Aquests sistemes ja existeixen en el mercat, i són utilitzats en els vehicles elèctrics on a part del sistema de climatització de l'habitacle incorporen també un sistema per refrigerar les bateries, degut al fet que aquestes no poden superar mai els 60°C durant la càrrega ni els 40°C durant el funcionament ja que la seva vida útil està fortament lligada a la temperatura a la qual treballen. Per tant l'objectiu serà el de reconvertir l'ús d'aquest sistema ja utilitzat en vehicles elèctrics en un sistema que en permeti climatitzar l'habitacle a l'hora que estem refredant l'aire d'admissió.

L'esquema del circuit de refrigeració es descriu a la Figura 31 que es troba a continuació:

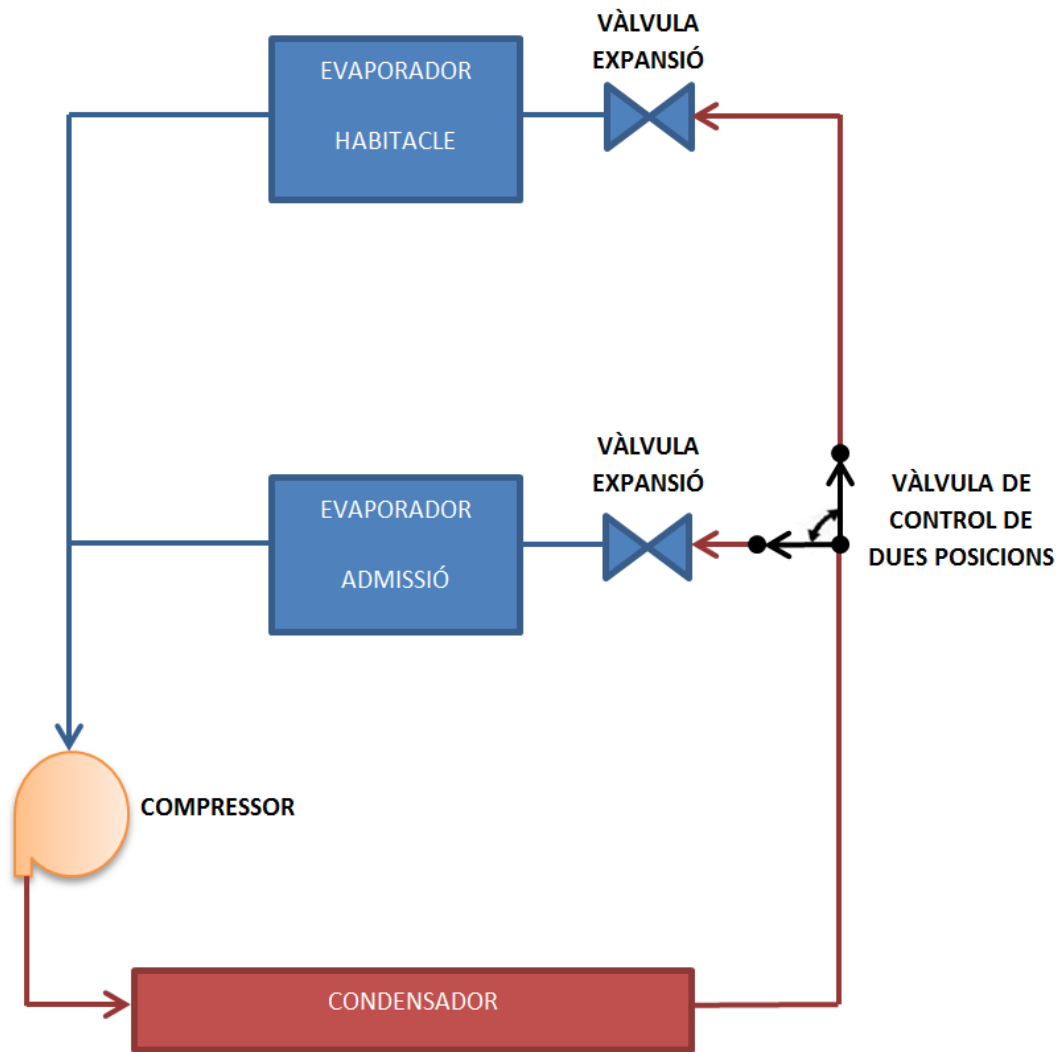


Figura 31: Esquema circuit de refrigeració proposat

Cal remarcar que els processos que es duen a terme entre els diferents elements del procés són exactament els mateixos que els descrits per al circuit amb una sola vàlvula d'expansió, amb la diferència que en aquest cas alguns dels elements es troben doblats.

Tal com s'ha anat comentant, la idea és que aquest sistema de sobrealimentació s'assembli al màxim a un cycle d'un circuit d'aire acondicionat d'automòbil, amb la finalitat de no haver de modificar cap element intern del motor de combustió i d'aprofitar-ne el major nombre de components, ampliant-lo només amb aquells elements que siguin necessaris.

Per tal de comprendre la similitud d'aquest sistema amb l'emprat en la majoria dels automòbils en el sistema de climatització, es disposa de la Figura 32, on s'observa el circuit de climatització d'un

automòbil amb les seves parts principals; condensador, compressor, vàlvula d'expansió, evaporador i dipòsit filtrador, que seran explicats més endavant.

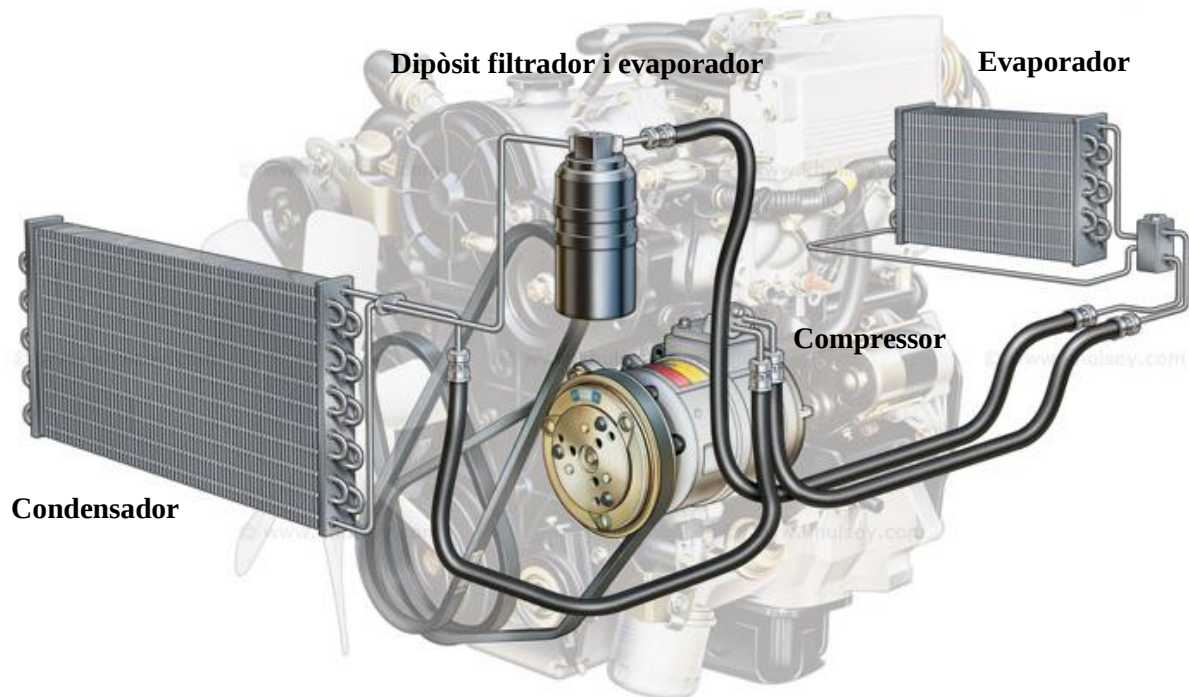


Figura 32: Components circuit aire acondicionat vehicle

Un cop s'ha vist la disposició dels diversos elements dins del motor d'un automòbil, es pot comprendre com es distribueixen els fluxos d'aire dins d'aquest, els quals seran els que es mostren a la Figura 33, on es pot observar que l'aire de l'exterior serà utilitzat per refredar el condensador del sistema de refrigeració, del qual en sortirà aire reescalfat que es dissiparà al voltant del motor. Per altra banda també es farà passar aquest aire exterior pels dos evaporadors per tal de refredar-lo i utilitzar-lo degudament en cada cas. En el cas de l'evaporador de l'admissió aquest aire serà refredat i injectat al motor per tal de ser mesclat amb el combustible i cremar-lo a posteriori a l'interior del cilindre. Pel que respecta a l'evaporador de la cabina, l'aire refrigerat s'enviarà a l'habitacle per tal d'aclimatar l'ambient. Veiem doncs que el tractament de l'aire per tal de ser refredat és molt semblant en els dos casos, tot i que l'ús final de cadascun sigui totalment diferent.

L'explicació detallada de cada element del circuit de refrigeració, així com la seva funció, es poden trobar a l'Annex C.

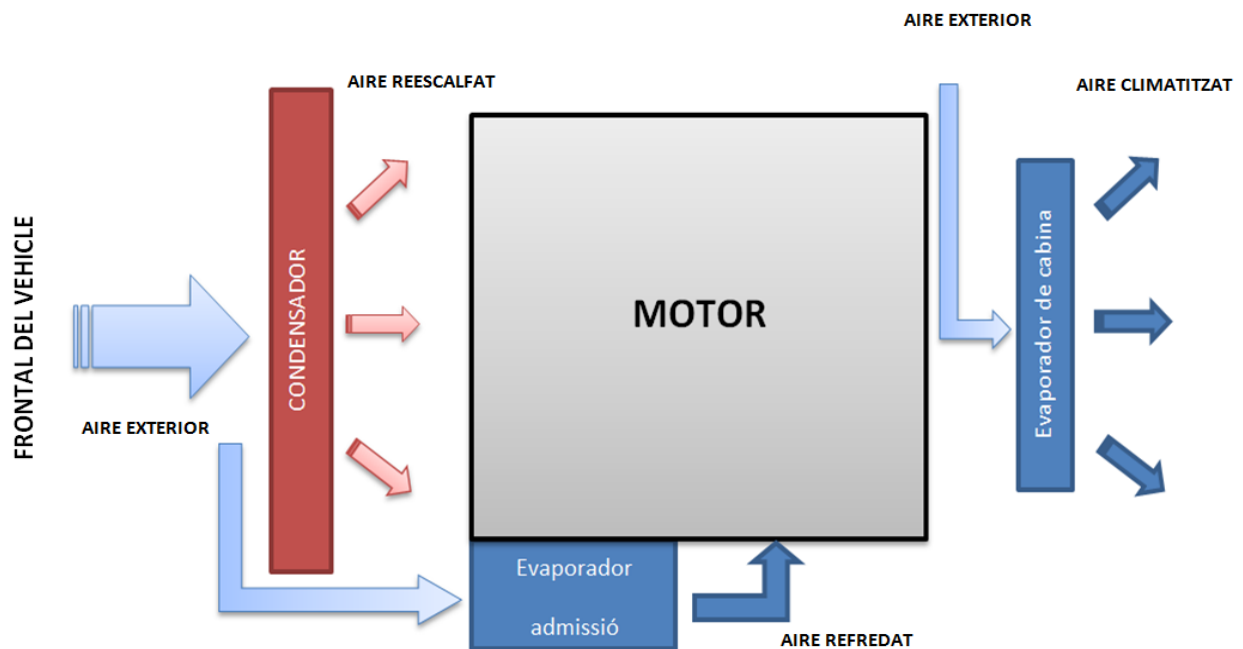


Figura 33: Fluxos d'aire

Als apartats següents es presentaran aquells elements que han estat calculats de forma explícita per al sistema de refrigeració proposat; el compressor i l'evaporador. Amb les característiques del compressor es podrà dibuixar el cicle de fred de què disposaria el sistema de refrigeració. Per altra banda, el dimensionament de l'evaporador i el càlcul de les seves característiques permetrà conèixer la capacitat d'intercanvi del sistema i amb ella la capacitat de sobrealimentació que permetria proporcionar al motor estudiat.

6.3 Característiques del compressor

Les característiques del compressor són les que determinaran el cicle de fred del circuit de refrigeració que alimentarà tant a l'equip d'aire acondicionat del vehicle, com al sistema de sobrealimentació tèrmica. És per això que és molt important que aquest sigui capaç de subministrar la potència necessària per generar una quantitat de fred suficient per refrigerar l'aire de l'admissió.

De compressors n'existeixen de diferents tipologies, alguns més moderns i eficients que altres i amb diferents sistemes de regulació de cabal. El compressor que es proposa, disposa d'unes característiques molt semblants al compressor d'aire acondicionat que pot incorporar el vehicle de les proves, però en aquest cas i donat que l'ús que realitzarà serà lleugerament diferent, disposarà d'una pressió i temperatura d'evaporació més baixes per tal d'assegurar el correcte refredament de l'aire de l'admissió. Així es proposa una pressió d'evaporació de 1,33 bars, per tal de poder disposar d'una

temperatura de -20°C a l'evaporador. Sota aquestes condicions de temperatura de baixa, es garanteix que el ΔT present entre l'evaporador i l'aire sigui suficientment elevat sense penalitzar en excés el COP del cicle, obtenint per tant un rendiment elevat. Les característiques del compressor queden resumides a la Taula 28 que es mostra a continuació.

Nombre de pistons	6
Tipus de desplaçament	Variable fins a 125cc, amb placa de Wobble
Tipus de control	De doble efecte amb autoregulació interna mitjançant vàlvula de pressió.
Tipus d'accionament	directe
Règim màxim (rpm)	8000
Pressió condensació / evaporació (bars)	16,7 / 1,33
Temperatura condensació / evaporació ($^{\circ}\text{C}$)	+60 / -20
Subrefredament / sobreescalfament ($^{\circ}\text{K}$)	5° / 10°
Rendiment isoentròpic compressor	0,8

Taula 28: Característiques del compressor

Pel que fa al rendiment mecànic del compressor, aquest és difícil d'avaluar, ja que difícilment cap fabricant ni del compressor ni del vehicle ens donarà dades al respecte. Tot i així s'ha pres com a rendiment de "seguretat" per als conceptes mecànics, un valor de 0,9.

El càlcul de la potència del compressor és primordial per conèixer l'eficiència energètica del sistema de sobrealimentació mecànica, ja que si bé el sistema permet obtenir un increment de potència del motor, s'ha de veure si aquest augment de potència és superior o inferior a la potència necessària per tal de produir el fred que ha de refrigerar l'aire de l'admissió, potència que s'obté d'un compressor, que s'alimenta del propi motor de combustió interna del vehicle.

Per comprovar l'eficiència energètica del sistema, el qual és l'objectiu final del projecte, el primer que s'ha de saber és la potència de fred necessària per refrigerar l'aire en cada cas i a partir d'aquesta dada i el valor del "coeficient of performance" (COP) del compressor, poder trobar la potència mecànica necessària per fer funcional el compressor.

El càlcul del COP del compressor proposat es troba a l'Annex C, apartat C.4, on s'obté un valor de COP de 1,633.

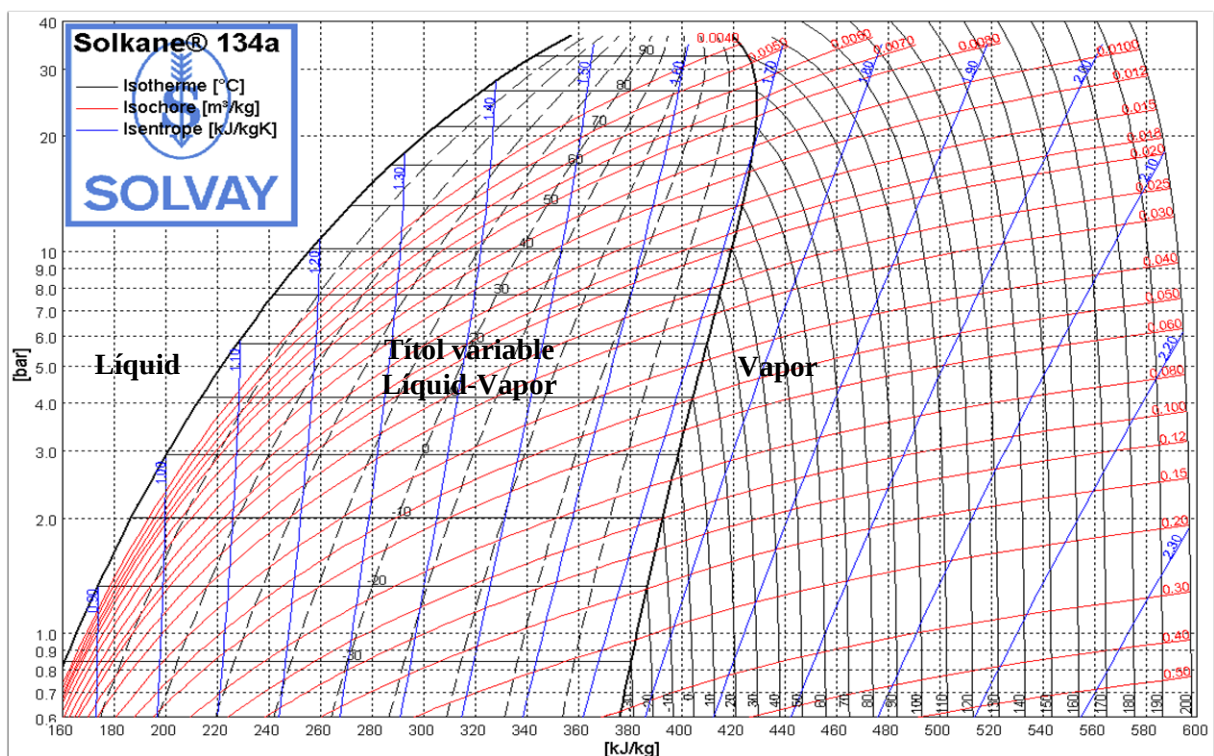
6.4 Representació del diagrama de Mollier del circuit de refrigeració proposat

6.4.1 Cicle de fred

Per tal d'entendre d'on surt la potència frigorífica del cicle de compressió mecànica de fluid refrigerant i quines són les capacitats de refrigeració, s'ha d'analitzar com funciona el diagrama de Mollier, P-H (Pressió-Entalpia), els qual permet representar els punts que formen el cicle i determinar les seves característiques a partir de conèixer la campana de canvi d'estat del refrigerant, en aquest cas R-134a. Aquestes característiques, seran les entalpies dels diferents punts, pressions, temperatures, volums específics i entropies. Amb aquestes dades i els punts del cicle es podrà trobar finalment, la potència del compressor, la quantitat de fred obtinguda a l'evaporador i la quantitat de calor cedida al condensador, coneixent per tant el rendiment del cicle o COP "Coeficient of performance".

6.4.2 Diagrama P-H

El diagrama P-H (Pressió-Entalpia) permet trobar l'entalpia de cada punt coneixent la pressió i la temperatura d'aquest. Es veu clarament que per a tots els punts que es troben dins de la campana, la temperatura i la pressió es mantenen constants ja que el fluid refrigerant es troba experimentant un canvi d'estat de gas a líquid o a l'inrevés.. El diagrama s'observa a la Figura 34 que es troba a continuació.



El circuit de refrigeració proposat ha de garantir que es podrà refredar l'aire de l'admissió de forma correcta i amb la mesura necessària. Les característiques d'aquest cicle, aniran lligades a les del compressor, vistes a la Taula 28, ja que aquest és el que proporciona l'energia necessària per tal que el cicle pugui funcionar i per tant les característiques del compressor seran les que marcaran el comportament del cicle de fred. Per representar el cicle de fred, el més usual és utilitzar el diagrama P-H, ja que en molts casos es coneix la pressió i la temperatura de l'evaporador i el condensador i es volen trobar les entalpies, per tal de realitzar els càlculs de COP i potències.

El diagrama P-H que s'obté per a les característiques proposades, es mostra a la Figura 35 que es troba a continuació, on s'han marcat els diferents punts del cicle i els processos que es realitzen en cada zona.

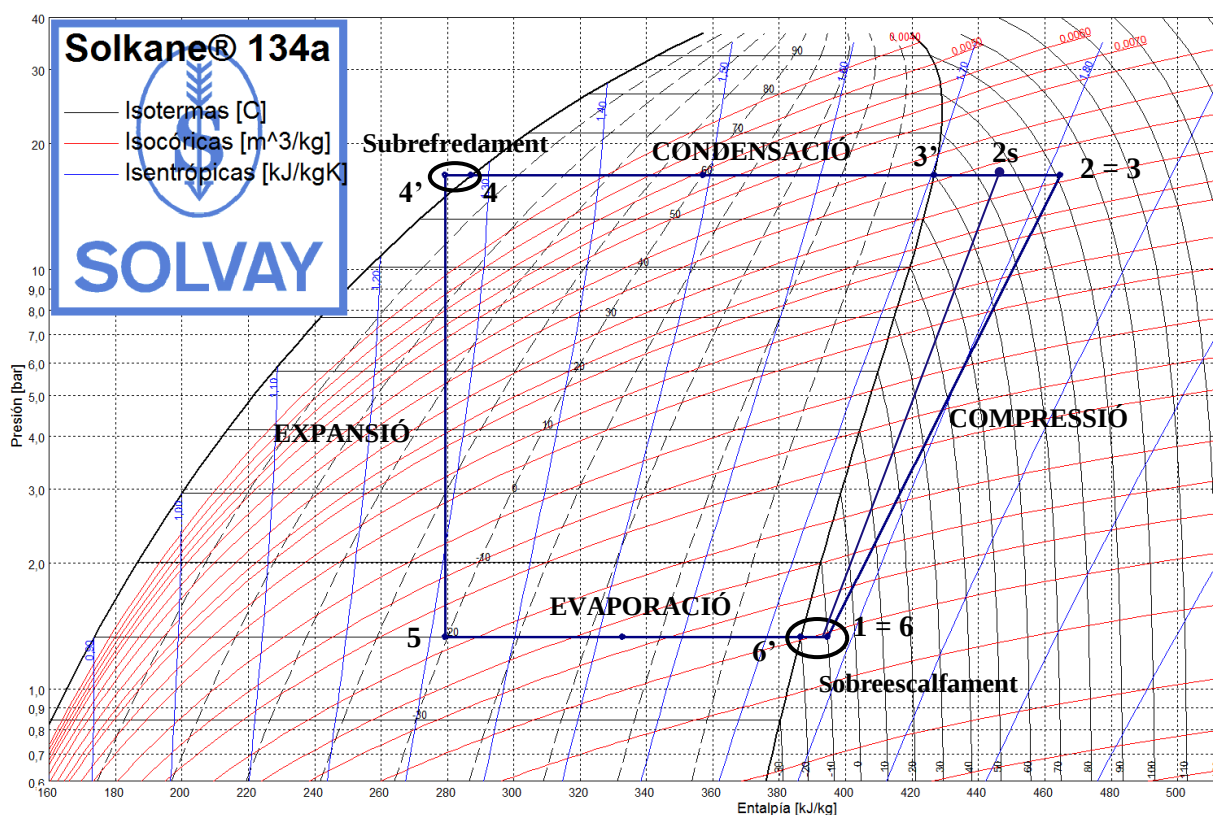


Figura 35: Diagrama de Mollier del circuit de refrigeració proposat

El refrigerant entra al compressor en forma de vapor a una temperatura de -10°C i una pressió de 1,33 bars (punt 1), i una vegada comprimit surt en forma de vapor calent a una temperatura de 92°C i una pressió de 16,7 bars (punt 2=3), demostrant que el compressor subministra energia al refrigerant. En

l'etapa de pas del punt 1 al 2 l'entropia no es manté constant degut al rendiment isoentròpic del compressor ($\eta_s=0,8$) que provoca que aquesta augmenti. El punt 2s indica com seria la sortida del compressor en el cas que el rendiment fos màxim i per tant es comportés de forma isoentròpica.

El pas del punt 2 al 3' es realitza sense canvi d'estat, es fa seguint la isòbara de 16,7 bars. En aquest procés el refrigerant patirà un refredament, passant dels 92°C als 60°C que tindrà quan entri dins de la campana al punt 3'.

Dins d'aquest condensador, l'estat canviarà a vapor saturat a l'entrar dins la campana. El pas del punt 3' al 4 correspon al pas per l'interior del condensador en el qual es manté la pressió ja que es segueix la mateixa isòbara i la temperatura en canviar l'estat passant de vapor saturat al de líquid saturat en el cas del punt 4. Durant aquest procés es produeix una transmissió de calor cap a l'exterior, ja que el fluid refrigerant es trobarà a una temperatura més elevada que l'ambient amb el qual intercanviarà la calor i per tant cedirà energia cap aquest. En sortir del condensador el fluid refrigerant pateix un subrefredament de 5°C i surt de la campana en forma de líquid subrefredat.

A continuació el refrigerant passa per la vàlvula d'expansió, la qual es comporta de forma isoentàlpica, cosa que fa disminuir automàticament la pressió i temperatura del refrigerant, fent que aquest torni a entrar dins de la campana en vaporitzar-se fins a arribar al punt 5 on s'obté vapor humit.

Finalment s'entra a l'evaporador, punts 5 a 6', on es segueix la isòbara de 1,33 bars i es manté la temperatura constant a -20°C fins a arribar a vapor saturat en el punt 6'. Durant aquest procés el que s'està produint és una absorció d'energia per part del fluid refrigerant de l'ambient, cosa que farà que aquest ambient disminueixi la seva temperatura, ambient que en el nostre cas volem que sigui l'aire atmosfèric de l'admissió del vehicle.

Per tornar al punt inicial corresponent al pas de la sortida de l'evaporador fins l'entrada del compressor, punts 6' a 1=6, es surt de la campana seguint la isòbara de 1,33 bars i es pateix un sobreescalfament de 10°C fins a arribar a la temperatura de -10°C a l'entrada del compressor per tal de tornar a iniciar el cicle.

6.5 Característiques de l'evaporador

L'evaporador proposat és del tipus expansió seca (també anomenat d'expansió directa), ja que són els més comunament utilitzats en els sistemes d'aire condicionat per a automòbils. Aquest tipus d'evaporador, limita el cabal màssic de refrigerant que entra, segons la quantitat d'aquest refrigerant que pugui ser completament evaporat fins arribar a l'extrem final de l'evaporador, de manera que només arribi vapor a la línia de succió del compressor. L'element encarregat de dur a terme aquest control és la vàlvula d'expansió, la qual es regula partir del sensor de bulb situat a la sortida de l'evaporador, i que detecta si queda refrigerant sense evaporar. El seu esquema es pot veure a la Figura 36.

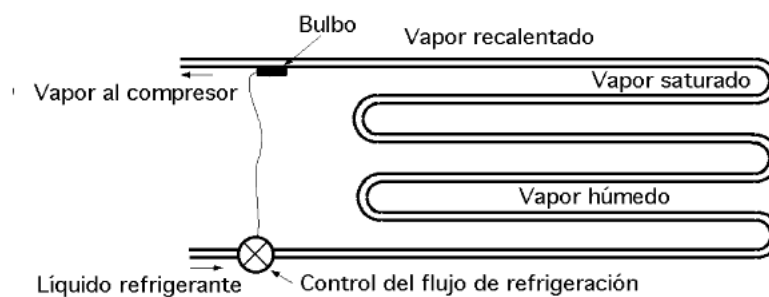


Figura 36: Esquema evaporador d'expansió seca (Fernández, 2013)

Pel que respecta a la seva construcció, aquest disposarà de tubs amb aletes, ambdós d'alumini per tal de garantir la màxima transmissió tèrmica a l'aire. Aquestes aletes tendeixen a ser corrugades amb la finalitat d'evitar la deposició d'agents externs a la seva superfície creant una turbulència en la superfície de l'aleta que permeti l'auto netejament. A la Figura 37, es pot veure les aletes i tubs d'un evaporador.

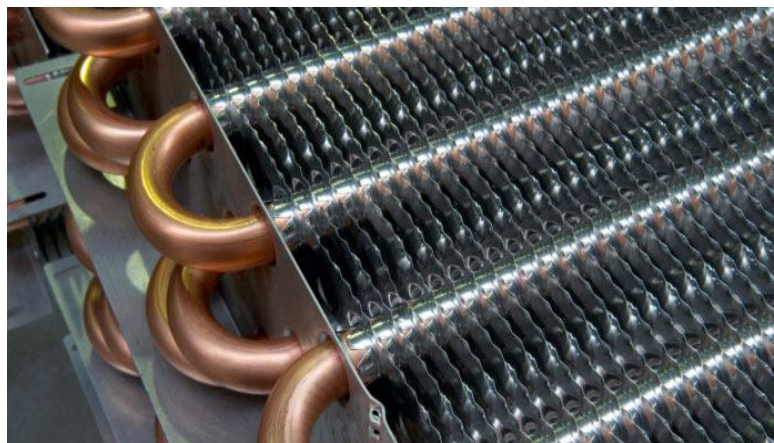


Figura 37: Aletes i tubs d'un evaporador (Fernández, 2013)

Pel que respecta al flux existent, aquest serà creuat, ja que el refrigerant circularà dins del tub i l'aire passarà a través d'aquest tubs i les aletes les quals es troben disposades de forma específica per tal de garantir la transmissió de la major quantitat de fred a l'aire d'entrada al motor. L'esquema de flux creuat (Cross-Flow) sobre un intercanviador es pot veure a la Figura 38.

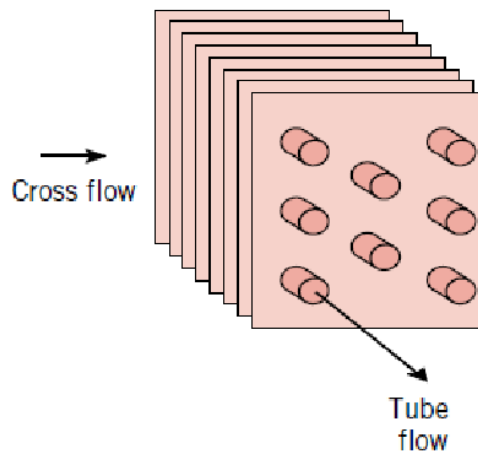


Figura 38: Flux creuat (Universidad de Valladolid, 2012b)

Pel que respecta a les dimensions de l'evaporador, aquest es troba limitat per l'espai disponible a l'entrada del tub d'aspiració de l'aire del motor, el qual és aproximadament de 250x250x100 mm d'amplada, alçada i longitud respectivament. La ubicació proposada, si bé obliga a compactar molt l'evaporador, té com a avantatges que és una zona senzilla per a la instal·lació i que es troba arrecerada de les zones calentes del motor. A la Figura 39 es pot observar de forma més clara la ubicació proposada.



Figura 39: Ubicació de l'evaporador

Les dimensions i característiques principals de l'evaporador proposat són les que es mostren a la Taula 29 que es troba a continuació.

Amplada total (m)	0,1776
Alçada total (m)	0,182
Longitud (m)	0,076
Espessor de l'aleta [t] (m)	0,0008
Longitud de l'aleta [L] (m)	0,024 / 0,028 / 0,024*
Alçada de l'aleta (m)	0,182
Distància entre aletes (m)	0,006
Nombre total d'aletes	27
Diàmetre exterior tub (m)	0,008
Diàmetre interior tub (m)	0,006
Nº de passades del tub	15**
Longitud del tub per passada (m)	0,1776**
Material aletes i tubs	Alumini
Conductivitat tèrmica (k) (W/m²·K)	209,3

Taula 29: Característiques evaporador

* La longitud de l'aleta és variable en funció de quina tinguem en compte, ja que per realitzar els càlculs s'ha dividit cada aleta en tres sub-aletes, cadascuna de les quals tindrà una alçada fixa de 0,182m i una longitud variable en funció de si és la sub-aleta esquerra, central o dreta amb longituds de 0,024, 0,028 i 0,024 m respectivament.

**Pel que fa a la longitud total del tub s'ha tingut en compte que és de 0,1776 m per passada i que es disposa d'un total de 15 passades. Per simplificar no s'ha tingut en compte la longitud dels colzes on realitza el canvi de sentit.

Pel que respecta al disseny d'aquest evaporador, es proposa que disposi de dues fileres de tubs per tal de tenir una major superfície d'intercanvi amb l'aire, amb la intenció de poder absorbir una major quantitat de calor d'aquest i obtenir la màxima refrigeració possible, fet que permetrà obtenir un major augment de potència del motor tèrmic. El disseny proposat es pot observar a les Figures 40 i 41 que es mostren a continuació, on també s'indiquen les dimensions en mm.

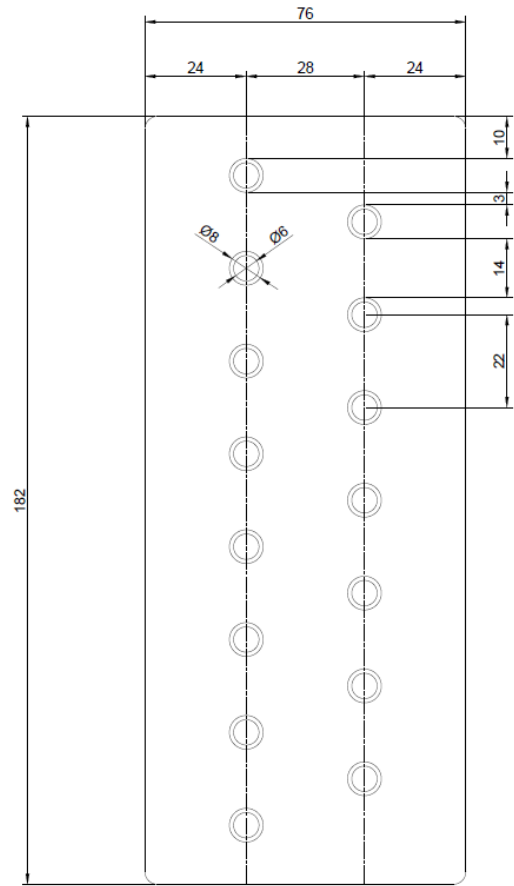


Figura 40: Secció longitudinal de l'evaporador

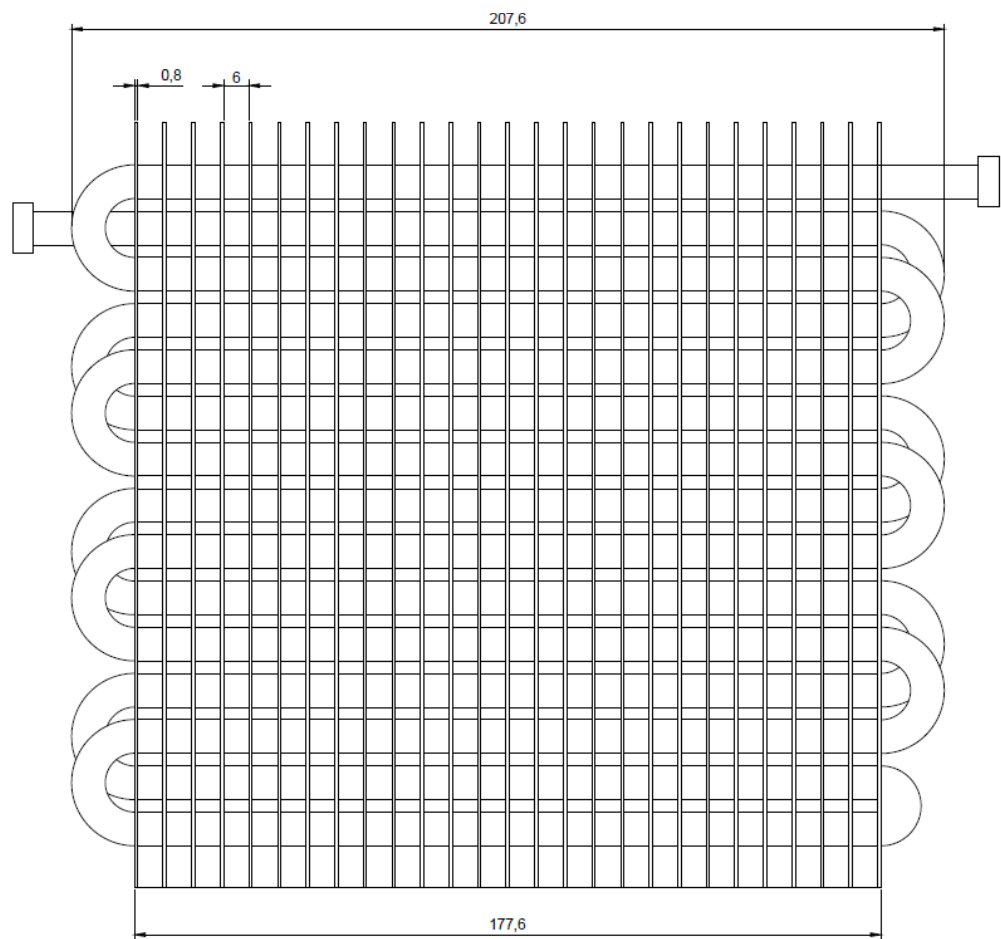


Figura 41: Vista frontal de l'evaporador

Pel tal de conèixer la capacitat de l'evaporador per refrigerar l'aire de l'admissió, a part de les dimensions que podrà tenir aquest, és molt important conèixer també altres característiques com, el factor de transmissió de calor U , l'àrea tota d'intercanvi, la temperatura d'entrada del fluid refrigerant, etc.

El càlcul del coeficient global de transmissió de calor U , es troba disponible a l'Annex C, apartat C.3, on s'ha obtingut un valor per al cas de convecció forçada de $12,806 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^\circ$.

Pel que respecta a la superfície total d'intercanvi de l'evaporador, (calculada a l'Annex C, Taula 53) aquesta es calcula a partir de sumar la superfície de totes les aletes i els tubs de l'evaporador que es troben en contacte amb l'aire a refrigerar, obtenint un valor de $0,812 \text{ m}^2$.

6.6 Càlcul eficiència energètica sistema proposat

Un cop es disposen de les característiques del compressor i de l'evaporador, s'ha d'avaluar si el disseny proposat serà capaç de refredar l'aire de l'admissió de forma suficient, per obtenir un increment de potència del motor rellevant.

El primer que s'ha de conèixer és la potència de refrigeració que proporciona l'evaporador, la qual es calcula segons l'Equació 24 que es descriu a continuació.

$$Q_{f \text{ evaporador}} = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \quad (\text{Eq. 24})$$

On hi intervenen els paràmetres de l'evaporador calculats com són el coeficient global de transmissió de calor (U), l'àrea total d'intercanvi (A) i el ΔT mitjà logarítmic, el qual es calcula segons les temperatures d'entrada i sortida de l'evaporador tant de l'aire com del refrigerant (Annex C, apartat C.3).

Aquesta potència de refrigeració de l'evaporador, permetrà refredar l'aire des d'una temperatura inicial, fins a una de final, la qual és la que volem conèixer per trobar el ΔT de l'aire de l'admissió. La potència frigorífica necessària per refredar l'aire, es calcula a partir de l'Equació 25.

$$Q_{f \text{ aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} (C_p \cdot \Delta T) \quad (\text{Eq. 25})$$

On la C_p de l'aire es considerarà constant i amb un valor de 1,005 kJ/kg, i el cabal màssic d'aire es donarà amb kg/s, d'aquesta forma s'obtindrà la potència directament en kW.

Coneixent aquests dos paràmetres, es pot trobar fàcilment la temperatura final a la qual serà refrigerat l'aire de l'admissió, ja que la potència frigorífica produïda per l'evaporador ($Q_{f \text{ evaporador}}$) serà la mateixa potència frigorífica que l'absorbida per l'aire en passar a través seu ($Q_{f \text{ aire}}$). Per tant si s'igualen les dues expressions es pot acabar trobant el ΔT present en l'aire. Tot i així, com que el ΔT_{ml} es calcula també a partir del ΔT de l'aire de l'admissió, serà necessari realitzar un càlcul iteratiu que recalculi el ΔT_{ml} en cada iteració fins arribar al valor en què les dues potències frigorífiques esdevinguin iguals.

Per avaluar l'efectivitat de l'evaporador proposat, es realitzaran els càlculs a partir del model del motor del vehicle, imposant les mateixes condicions que en l'anàlisi de viabilitat energètica del sistema, descrites a la Taula 13 i per a tres règims diferents corresponents a 2000, 3000 i 4000 rpm. Això permetrà obtenir el cabal màssic d'aire que s'ha de refrigerar en cada cas segons les necessitats del motor. Amb aquesta dada es podrà conèixer el ΔT que s'aconseguiria subministrar a l'aire d'admissió i l'augment de potència net que en resultaria. Es veuen els resultats obtinguts a les Taules 30 i 31 que es troben a continuació.

		Sense sobrealimentació		Amb sobrealimentació	ΔT
2000 rpm	Nia (kW)	46,447	Nia' (kW)	49,148	17,48
3000 rpm	Nia (kW)		Nia' (kW)		11,93
4000 rpm	Nia (kW)		Nia' (kW)		8,85

Taula 30: Potències ideals

		Guany potència ideal		Guany potència efectiva		Potència compressor		Guany net de potència
2000 rpm	Nia'-Nia (kW)	2,702	(kW)	0,867	Wc (kW)	0,215	(kW)	0,652
3000 rpm	Nia'-Nia (kW)	2,716	(kW)	0,872	Wc (kW)	0,238	(kW)	0,633
4000 rpm	Nia'-Nia (kW)	2,659	(kW)	0,854	Wc (kW)	0,251	(kW)	0,603

Taula 31: Guany net de potència i potència compressor

Tal i com es pot veure a la Taula 31, a mesura que el règim augmenta, el ΔT que pot subministrar l'evaporador a l'aire disminueix, de forma considerable, ja que el règim condiciona el cabal d'aire que entra al motor i aquest en conseqüència el ΔT . A causa de tot això, es veu com la potència queda

limitada a causa de la capacitat de refrigeració màxima de l'evaporador que funciona com a factor limitant.

Es demostra per tant que el sistema proposat permet sobrealimentar el motor, tot i que en petita mesura, ja que el guany net de potència obtingut és en tots els casos inferior a un CV, per tant imperceptible per al conductor del vehicle.

Per tal de millorar la capacitat de refrigeració del sistema i per tant disposar d'un major augment de potència, s'hauria de disposar d'un intercanviador de majors dimensions.

Els càlculs de l'eficiència energètica del sistema proposat, s'han realitzat en una fulla de càlcul Excel i es troben disponibles com a material addicional al CD (Arxiu 7).

CAPÍTOL 7

RESUM DEL PRESUPOST

Les despeses derivades en concepte de disseny i desenvolupament del present projecte són de **5.916,9€** (**CINC MIL NOU-CENTS SETZE euros amb NORANTA cèntims**). El pressupost detallat es pot trobar a l'Annex D.

CAPÍTOL 8

CONCLUSIONS

- S'ha demostrat segons les dades obtingudes a partir dels estudis realitzats en el present projecte, que el sistema de sobrealimentació tèrmica alimentat amb un circuit de compressió de vapor per tal de generar el fred és energèticament viable. El guany net de potència dependrà bàsicament del ΔT present, arribant a guanyar fins a un 8,2% de potència neta per a un ΔT de 30°C.
- La sobrealimentació tèrmica, de forma genèrica, no es veu afectada pel règim de gir del motor, essent igual d'eficaç en tots els règims. Per altra banda però, en el cas estudiat amb el sistema de compressió de vapor per generar el fred, es demostra que el sistema és més eficient en règims baixos, ja que en augmentar aquest règim, augmenta també el cabal màssic d'aire a refrigerar, provocant un augment del consum de la potència del compressor, que repercuteix en una disminució de l'eficiència del sistema.
- No només es demostra que el sistema és viable energèticament, sinó que també físicament, ja que s'estima que es podria instal·lar un sistema al propi vehicle testat, tal i com s'ha analitzat al capítol 6. Tot i això, a la realitat per a règims elevats, l'intercanviador pot ser un factor limitant, ja que es demostra que la calor que es pot extreure de l'aire queda molt limitada per les dimensions de l'evaporador.
- Pel que respecta a l'extrapolació de resultats a altres motors MEP amb diferents característiques, s'ha realitzat un estudi de sensibilitat canviant bàsicament tres paràmetres del motor; la relació de compressió, la cilindrada i el dosat. Els resultats han mostrat que l'únic element que modifica l'eficàcia del sistema de sobrealimentació tèrmica és la relació de compressió, essent millor per a relacions de compressió menors.
- Seria interessant l'estudi d'alguna altra tecnologia, que permeti la refrigeració de l'aire de l'admissió, sense empitjorar el rendiment del sistema per a règims elevats.

Girona, 22 de Gener de 2014

Sergi Saballs Vilà

CAPÍTOL 9

RELACIÓ DE DOCUMENTS

Els documents que formaran part del projecte son:

Document número 1: Memòria i Annexos

Document número 2: CD amb material addicional

CAPÍTOL 10

BIBLIOGRAFIA

BELL, C. Maximum Boost: designing, testing, and installing turbocharger systems. Editorial Bentley Publishers. USA 1997. 1^a edició.

BENGTON, H. STONECYPHER, L. Natural Convection Heat Transfer Coefficient Estimation Calculations. Bright Hub Engineering. (<http://www.brighthubengineering.com/hvac/92660-natural-convection-heat-transfer-coefficient-estimation-calculations/> , 17 de juliol de 2013)

CANO, V. El gas refrigerante 'asesino': HFO-1234yf. Autobild.es. (<http://www.autobild.es/practicos/refrigerante-asesino-200242>, 22 de juliol de 2013)

DELTELL. A. Història i classificació dels MCIA. Enginyeria Tèrmica i de Fluids. Escola Politècnica Superior. Universitat de Girona. 2013a.

DELTELL. A. Paràmetres fonamentals dels MCIA i models termodinàmics simples. Enginyeria Tèrmica i de Fluids. Escola Politècnica Superior. Universitat de Girona. 2013b.

DELTELL. A. Sobrealimentació conceptes fonamentals. Enginyeria Tèrmica i de Fluids. Escola Politècnica Superior. Universitat de Girona. 2013c.

DELTELL. A. Sobrealimentació sistemes de sobrealimentació. Enginyeria Tèrmica i de Fluids. Escola Politècnica Superior. Universitat de Girona. 2013d.

FERNÁNDEZ, P. II- Compresores, condensadores y evaporadores. (<http://libros.redsauce.net/>, 8 de juliol de 2013)

FRIMETAL S.A. Catálogo general 2012 evaporadores. Página 2. (www.frimetal.es , 5 de juliol de 2013)

GIACOSA, D. Motores endotérmicos / Dante Giacosa. Editorial Omega. Barcelona 1988. 14^a edició.

INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE CALKINÍ. Guía de evaporadores de aletas. (ITESCAM). Campeche, México, 2010a.
(<http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r88737.PDF> , 28 de juny de 2013).

INSTITUTO TECNOLÓGICO SUPERIOR DE CALKINÍ. Guía de intercambiadores de calor. (ITESCAM). Campeche, México, 2010b.
(<http://www.itescam.edu.mx/principal/sylabus/fpdb/recursos/r58326.PDF> , 28 de juny de 2013).

IZQUIERDO, A. Refrigeración del motor. Universidad de Valladolid. Máster en automoción, UVA, fundación CIDAUT. 2011a.
(https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2012/389/51453/1/Documento8.pdf , 26 de juny de 2013).

IZQUIERDO, A. Componentes del sistema de climatización. Universidad de Valladolid. Máster en automoción, UVA, fundación CIDAUT. 2011b.
(https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2012/389/51453/1/Documento10.pdf , 26 de juny de 2013).

IZQUIERDO, A. Climatización del habitáculo. Universidad de Valladolid. Máster en automoción, UVA, fundación CIDAUT. 2011c.
(https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2012/389/51453/1/Documento11.pdf , 26 de juny de 2013).

KM77.COM. Renault Kangoo Base Authentique 1.2 16v 75 CV (2006) - Ficha técnica. (<http://www.km77.com/precios/renault/kangoo/2006/kangoo-base-authentique-12-16v-75-cv>, 25 de juny de 2013)

NAVARRO, F. Curso de aire acondicionado I. 2005. (www.actiweb.es/servicionavarro/archivo2.pdf, 19 de juny de 2013).

NAVARRO, F. Curso de aire acondicionado II. 2006. (www.actiweb.es/servicionavarro/archivo3.pdf, 19 de juny de 2013).

NRF S.A. NRF Cooling Fan Program June 2013. (http://www.nrf.eu/uploads/files/nrf_fan_062013.pdf , 10 de juliol de 2013).

PAYRY, F., DESANTES, J.M. Motores de combustión interna alternativos. Editorial Reverté. Universitat Politècnica de Valencia, 2011. 2º impressió.

RAMOS, J.C., ANTÓN, R. Cuaderno de fórmulas, tablas, figuras y problemas de transferencia de calor. Escuela de ingenieros (TECNUM). Universidad de Navarra, Diciembre 2009. (<http://www.unav.es/adi/UserFiles/File/80962021/Cuaderno0910.pdf> , 9 de juliol de 2013).

RENOVACAP. Centro de formación. Curso de manipulación de sistemas frigoríficos. Tema 7, condensadores y evaporadores. http://www.renovacap.es/herramienta/documentos/temas/7_Tema%2007%20Condensadores%20Evaporadores.pdf , 2 de juliol de 2013).

REPSOL. Ficha de datos de seguridad de gasolina de 95 octanos (Conforme al reglamento CE N°1907/2006 – REACH). (http://www.repsol.com/imagenes/pe_es/FDS-GASOLINA%2095_tcm18-618637.pdf , 15 de setembre de 2013)

UNIVERSIDAD DE LA REPÚBLICA – Uruguai. Curso de refrigeración, Tema 4, evaporadores. (<http://www.fing.edu.uy/iq/cursos/qica/repart/qica2/Evaporadores.pdf>, 5 de juliol de 2013)

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID. Fundamentos en termodinámica y transmisión de calor. Ingeniería química. Intercambiadores de calor. 2012a. (https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2011/447/42501/1/Documento15.pdf , 26 de juny de 2013).

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID. Fundamentos en termodinámica y transmisión de calor. Ingeniería química. Intercambiadores de calor para flujo cruzado. 2012b. (https://www5.uva.es/guia_docente/uploads/2012/442/41836/1/Documento23.pdf , 18 de juliol de 2013).

ANNEXOS

Annex A : Càlculs del model termodinàmic del motor

Annex B : Resultats de les proves realitzades

Annex C : Càlcul i components del sistema de sobrealimentació proposat

Annex D : Pressupost

ANNEX A

CÀLCULS DEL MODEL TERMODINÀMIC DEL MOTOR

A.1 Llei dels gasos ideals

La pressió dins un recipient amb gas és determinada pel nombre de mols, la temperatura i el volum del recipient. Aquests valors es troben relacionats per l'equació d'estat dels gasos ideals, Equació 26.

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (\text{Eq. 26})$$

On:

P és la pressió del gas en Pa

V és el volum específic del gas en m^3/kg

n és el número de mols

R és la constant dels gasos ideals ($8,31 \text{ J/mol}\cdot^\circ\text{K}$)

T és la temperatura del gas en $^\circ\text{K}$

Per altra banda, aquesta equació es pot expressar també com es mostra a l'Equació 27 si es disposa d'aire com a gas ideal, adaptant el valor de la R a les unitats de ($\text{J/kg}\cdot^\circ\text{K}$). Aquesta serà l'equació utilitzada per al càlcul dels punts del cicle en el model.

$$P \cdot V = R \cdot T \quad (\text{Eq. 27})$$

On:

R és la constant dels gasos ideals en (287 J/kg·°K)

La calor específica d'un gas és l'energia calorífica afegida al gas per cada grau d'augment de la temperatura. El valor de la calor específica depèn de la condició sota la qual s'afegeix la calor. Si la calor s'afegeix a volum constant, l'energia tèrmica es transforma íntegrament en energia cinètica. Si s'afegeix la calor a pressió constant, el gas es pot expandir mentre la calor és afegida i una part de l'energia es transforma en treball en haver d'expandir les parets del recipient. En conseqüència, la calor específica a pressió constant (C_p) és més gran que la calor específica a volum constant (C_v). Aquests dos valors es relacionen segons l'equació de Mayer, Equació 28.

$$C_p = C_v + R \quad (\text{Eq. 28})$$

Finalment aplicant la primera llei de la termodinàmica i utilitzant la condició adiabàtica de no transmissió de calor, la pressió i el volum d'un gas ideal pot ser expressada com s'indica a l'Equació 29, durant un procés adiabàtic.

$$P \cdot V^\gamma = \text{constant} \quad (\text{Eq. 29})$$

L'exponent γ (gamma) és la relació entre les calors específiques tal i com es presenta a l'Equació 30.

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma \quad (\text{Eq. 30})$$

Per altra banda aplicant les lleis i equacions vistes per als gasos ideals, s'obtenen les Equacions 31 i 32 que permeten conèixer les pressions i temperatures d'un altre punt (punt 2) si es coneixen prèviament les característiques del primer (punt 1) i sempre i quant el procés termodinàmic que relacioni els dos punt es produeixi de forma adiabàtica.

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\gamma \quad (\text{Eq. 31})$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} \quad (\text{Eq. 32})$$

A part dels paràmetres ja vistos (C_p , C_v , P , V , R i T), per tal de modelitzar el model del cicle, seran necessaris altres paràmetres referents a diferents elements. Així, en referència a l'aire, s'haurà de conèixer la densitat, a partir de la pressió i temperatura i densitat de referència ρ_0 ($1,293 \text{ kg/m}^3$) a condicions normals (0°C i 1bar). L'equació que relaciona la densitat a unes condicions diferents a les normals a partir dels paràmetres coneguts és la mostrada a l'Equació 33.

$$\rho_a = \rho_0 \cdot \frac{T_0}{P_0} \cdot \frac{P_a}{T_a} \quad (\text{Eq. 33})$$

On:

ρ_a és la densitat sota les condicions buscades

P és la pressió del gas en bars

T és la temperatura del gas en $^\circ\text{K}$

Així, amb el valor de la constant dels gasos ideals (R), amb el valor de C_p el qual és conegut (se sol agafar un valor de $1,005 \text{ KJ/Kg}\cdot^\circ\text{K}$) i la densitat de referència ρ_0 , es poden obtenir la resta de paràmetres de l'aire com a gas ideal, obtenint els valors vistos a la Taula 1.

A.2 Càlcul dels punts del cicle del model

Tal com ja s'ha explicat, el cicle d'un motor de combustió interna a nivell eminentment teòric, consta de 4 fases, que determinaran 4 punts a trobar, cadascun amb unes condicions diferents, dels quals en voldrem saber pressió, temperatura i volum específic o densitat en el seu defecte.

El càlcul de cadascun dels punts s'explica a continuació:

A.2.1 Punt 1

El primer punt correspon a les condicions d'entrada de l'aire dins del motor en el punt d'admissió. Tal i com s'ha comentat les condicions d'aquest punt no tenen perquè ser les atmosfèriques, ja que molts cops els reescalfaments solen ser importants (si no es coneix exactament el valor, es pot aproximar el reescalfament a uns $25\text{-}30^\circ\text{C}$, que és el valor trobat durant les proves realitzades al vehicle testat).

Conegudes les condicions de pressió i temperatura al punt d'admissió del motor, mitjançant l'equació dels gasos ideals, Equació 27, es coneixerà el volum específic de l'aire en aquest punt.

A.2.2 Punt 2

Les condicions del punt 2 es trobaran a partir de les del punt 1 i aplicant un conjunt de càlculs a partir de les equacions que s'aniran veient. Cal recordar que entre el punt 1 i el 2 el procés termodinàmic que es produeix és una compressió adiabàtica i isoentròpica.

Per trobar el volum específic en el punt 2, es farà a partir del volum del punt 1 trobat anteriorment. El paràmetre que relaciona aquests dos volums és la relació de compressió del motor, la qual s'ha de conèixer a partir de les dades tècniques del motor facilitades pel fabricant. El càlcul es realitza segons es descriu a l'Equació 34.

$$\text{relació de compressió } (r) = \frac{V_1}{V_2} \rightarrow V_2 = \frac{V_1}{r} \quad (\text{Eq. 34})$$

On:

V_1 és el volum específic de l'aire en el punt 1

V_2 és el volum específic de l'aire en el punt 2

r relació de compressió del motor del vehicle

Conegut el volum específic del punt 2, es pot calcular tant la pressió com la temperatura d'aquest punt a partir de les dades de pressió i temperatura del punt 1, utilitzant les Equacions 31 i 32, per a un procés adiabàtic.

A.2.3 Punt 3

El procés termodinàmic que regeix el pas del punt 2 al 3, és una combustió isocòrica a volum constant, procés en el qual s'afegeix calor des de l'exterior al sistema mitjançant l'entrada de la mescla aire-combustible i la posterior ignició de la mateixa. Aquesta dada permet conèixer que $V_2=V_3$, obtenint així la primera dada del punt 3.

Per tal de calcular les altres dades del punt 3, s'ha de fer un balanç d'energia aportada pel combustible a l'aire del cicle com a gas ideal, així s'igualarà la quantitat d'energia aportada pel combustible en ser cremat (Equació 35) amb l'energia absorbida per l'aire sota condicions de volum constant (Equació 36).

$$q_{2-3} = F \cdot PCI \quad (\text{Eq. 35})$$

On:

q_{2-3} és la calor guanyada entre el punt 2 i el 3.

$$q_{2-3} = C_v \cdot (T_3 - T_2) \quad (\text{Eq. 36})$$

On:

T_3 és la temperatura del punt 3.

T_2 és la temperatura del punt 2.

Si s'igualen les Equacions 35 i 36, s'obté la temperatura del punt 3, en ser la única incògnita. Finalment per trobar la pressió del punt 3, s'aplica l'Equació 27, de l'aire com a gas ideal.

A.2.4 Punt 4

El procés que té lloc entre el punt 3 i el 4, és altre cop un procés adiabàtic. Alhora s'ha de tenir en compte que el punt 4 tindrà les mateixes condicions de pressió i volum específic que el punt 1, ja que el procés que uneix aquests 2 punts és a volum constant.

Coneixent aquestes dades, $V_4=V_1$, i que el procés es realitza de forma totalment adiabàtica, es poden aplicar novament les equacions 31 i 32, per tal de trobar a partir de les dades de pressió i temperatura del punt 3, les del punt 4.

A.3 Càlculs dels paràmetres de sortida del model

Un cop trobats els punts que conformen el cicle del motor, es poden calcular els paràmetres de sortida del model segons es mostra a continuació.

A.3.1 Rendiment ideal

El rendiment ideal, és aquell que dóna el model termodinàmic del cicle com a gas ideal. Aquest rendiment es troba molt lluny del rendiment real del motor, però dóna una primera aproximació del rendiment del cicle termodinàmic. Es calcula tal i com es mostra a l'Equació 37.

$$\eta_t = \frac{W_{cycle\ net}}{Q_{aportada}} = \frac{W_{3-4} - W_{1-2}}{Q_{2-3}} = \frac{Q_{2-3} - Q_{4-1}}{Q_{2-3}} = 1 - \frac{Q_{4-1}}{Q_{2-3}} \quad (\text{Eq. 37})$$

Per altra banda el rendiment tèrmic també es pot expressar a partir de l'Equació 38 :

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{\gamma-1} \quad (\text{Eq. 38})$$

Si es substitueix l'Equació 34 a l'Equació 38, s'obté l'Equació 39, la qual sol ser l'expressió més utilitzada per tal de calcular el rendiment tèrmic d'un cicle.

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{r}\right)^{\gamma-1} \quad (\text{Eq. 39})$$

Es pot observar que el rendiment depèn bàsicament de la relació de compressió, essent major quant més alta sigui la compressió del motor.

A.3.2 Pressió mitja del cicle d'aire ideal (Pmia)

Es tracta del càlcul de la pressió mitja present dins del cicle d'aire com a gas ideal, el seu concepte es veu a la Figura 42 :

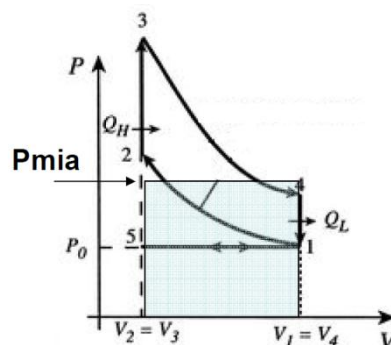


Figura 42: Pmia del cicle d'aire com a gas ideal (Deltell, 2013b)

El seu valor es calcula segons s'expressa a l'Equació 40:

$$P_{mia} = \frac{W_{net\ ia}}{V_1 - V_2} \quad (\text{Eq. 40})$$

On el treball net del cicle ideal es calcula segons l'Equació 41.

$$W_{cicle\ net} = \eta_t \cdot Q_{aportada} \quad (\text{Eq. 41})$$

Si es substitueix l'Equació 41 dins de l'Equació 40, s'obté que la P_{mia} es calcula segons, es descriu a l'Equació 42.

$$P_{mia} = \frac{\eta_t \cdot Q_{aportada}}{V_1 - V_2} \quad (\text{Eq. 42})$$

El valor de P_{mia} permetrà trobar la potència ideal del cicle, com a primera aproximació a la potència termodinàmica del cicle.

A.3.3 Potència ideal (Nia)

El càlcul de la potència ideal del cicle es realitza segons s'expressa a l'Equació 43:

$$N_{ia} = P_{mia} \cdot Vt \cdot n \cdot i \quad (\text{Eq. 43})$$

Aquest valor de potència ideal serà molt útil per realitzar els càlculs i analitzar la resposta del motor en funció dels diferents paràmetres de funcionament i del grau de sobrealimentació imposat.

ANNEX B

RESULTATS DE LES PROVES REALITZADES

B.1 Introducció

En aquest annex es troben totes les dades de les diverses proves realitzades, organitzades en funció del tipus de prova i del règim testat. Aquestes dades són essencials per a l'anàlisi de resultats, ja que permetran comparar els valors obtinguts de forma experimental amb els calculats a partir dels models termodinàmics del motor i extreure'n les conclusions pertinents.

B.2 Prova de corba de potència

Les dades de la prova de corba de potència del vehicle són obtingudes directament pel banc de potència de l'estació ITV i subministrades tant de forma gràfica com tabulada.

La Figura 43, mostra les dades obtingudes de forma gràfica, així com tots els valors mesurats pel banc de potència, tant corresponents a les prestacions del vehicle com a factors ambientals.

Per altra banda la Figura 44, mostra les dades tabulades per als diferents règims testats, permetent veure de forma més clara els valors de les diferents variables mesurades.

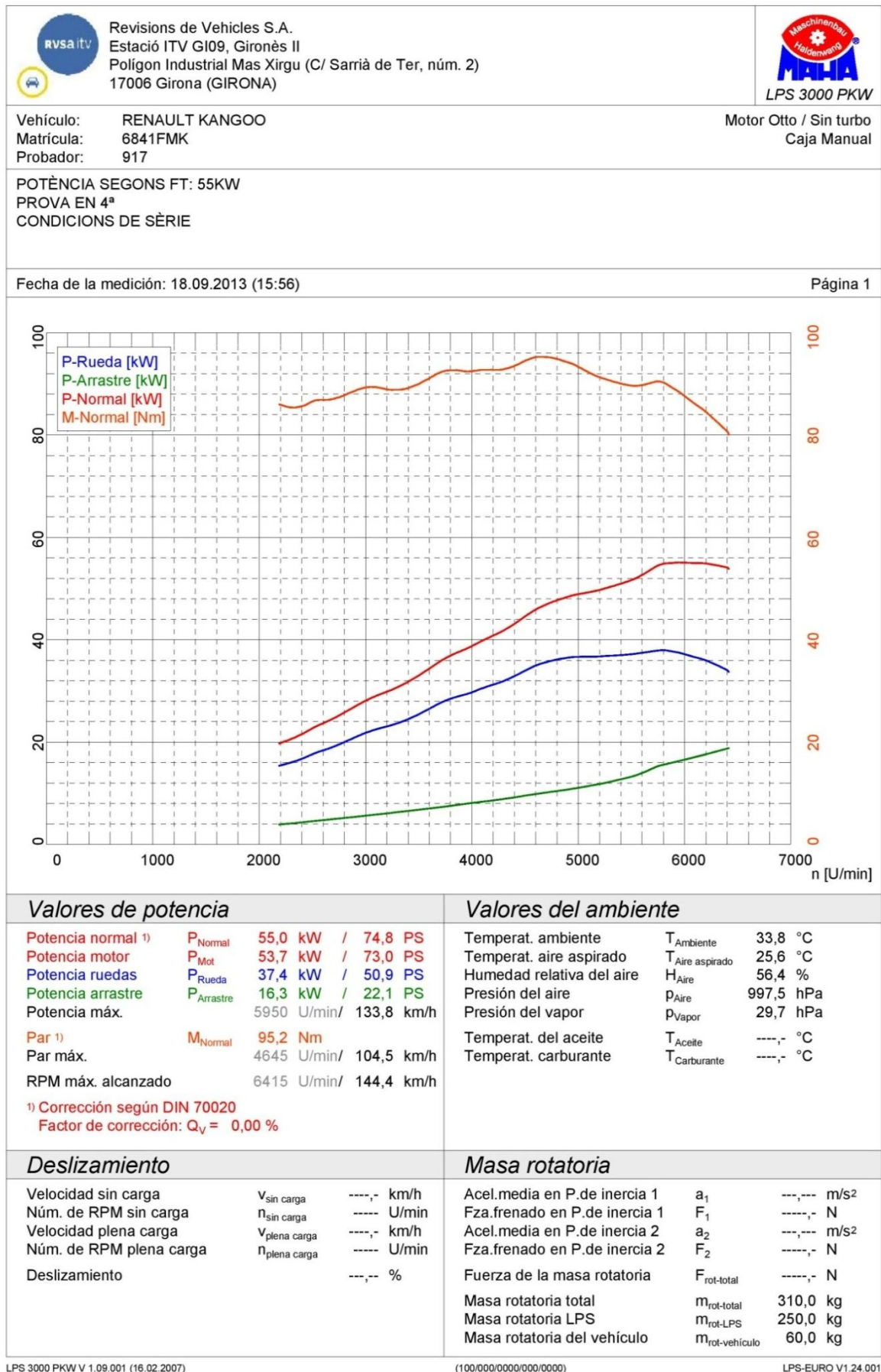


Figura 43: Corbes de potència del vehicle



Revisions de Vehicles S.A.
Estació ITV GI09, Gironès II
Polígon Industrial Mas Xirgu (C/ Sarrià de Ter, núm. 2)
17006 Girona (GIRONA)



LPS 3000 PKW

Vehículo: RENAULT KANGOO
Matrícula: 6841FMK
Probador: 917

Motor Otto / Sin turbo
Caja Manual

POTÈNCIA SEGONS FT: 55KW
PROVA EN 4ª
CONDICIONS DE SÈRIE

Fecha de la medición: 18.09.2013 (15:56)

Página 2

Tabla de datos

n	v	P _{Rueda}	P _{Mot}	P _{Normal}	M _{Normal}																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
---	---	--------------------	------------------	---------------------	---------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

LPS 3000 PKW V 1.09.001 (16.02.2007)

LPS-EURO V1.24.001

Figura 44: Dades de potència del vehicle

B.3 Prova de potència contínua a règim constant

Les dades de les proves de potència contínua a règim constant, no són obtingudes directament pel banc de potència, sinó que s'han de mesurar in situ, tant a partir de les dades facilitades per pantalla pel banc de potència, com amb la instrumentació utilitzada (sonda de temperatura i humitat i analitzador de fums).

B.3.1 Prova de consums i potència sense sobrealimentació tèrmica

Les condicions inicials de la prova han estat les mostrades a la Taula 32:

Mesures inicials de la prova	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Temperatura aire (°C)	13,1
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	12,6 / 48,8

Taula 32: Mesures inicials de la prova sense sobrealimentació

B.3.1.1 Prova a 2000 rpm

Les dades referents al motor i els seus consums són les que es presenten a la Taula 33.

Règim real (rpm)	2000
Potència desenvolupada (kW)	15,1
Consum instantani ordinador (l/100km)	14,2
Velocitat assolida (km/h)	44,7

Taula 33: Dades motor i consums

Les dades de l'anàlisi de fums es presenten a la Taula 34.

Element mesurat	Valor
CO (% volum)	2,97
CO (corregit)	2,61
CO ₂ (% volum)	13,7

HC (ppm volum)	51
n (λ)	0,92
O ₂ (% volum)	0,03

Taula 34: Dades anàlisi de fums

Les temperatures del l'aire d'entrada al motor mesurades amb el sensor de temperatura i humitat durant el transcurs de la prova han estat les que es mostren a la Taula 35.

Mesura	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Temperatura aire (°C)	12,2
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	12,2 / 50,2

Taula 35: Mesures de temperatura i humitat

B.3.1.2 Prova a 3000 rpm

Les dades referents al motor i els seus consums són les que es presenten a la Taula 36.

Règim (rpm)	3000
Potència desenvolupada (kW)	23,7
Consum instantani ordinador (l/100km)	14,9
Velocitat assolida (km/h)	67

Taula 36: Dades motor i consums

Les dades de l'anàlisi de fums es presenten a la Taula 37.

Element mesurat	Valor
CO (% volum)	2,73
CO (corregit)	2,38
CO ₂ (% volum)	14,10
HC (ppm volum)	27
n (λ)	0,928
O ₂ (% volum)	0,02

Taula 37: Dades anàlisi de fums

Les temperatures del l'aire d'entrada al motor mesurades amb el sensor de temperatura i humitat durant el transcurs de la prova han estat les que es mostren a la Taula 38.

Mesura	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Temperatura aire (°C)	11,7
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	12,1 / 50

Taula 38: Mesures de temperatura i humitat

B.3.1.3 Prova a 4000 rpm

Les dades referents al motor i els seus consums són les que es presenten a la Taula 39.

Règim real (rpm)	4001
Potència desenvolupada (kW)	33,9
Consum instantani ordinador (l/100km)	16,2
Velocitat assolida (km/h)	89,3

Taula 39: Dades motor i consums

Les dades de l'anàlisi de fums es presenten a la Taula 40.

Element mesurat	Valor
CO (% volum)	3,92
CO (corregit)	3,46
CO ₂ (% volum)	12,7
HC (ppm volum)	64
n (λ)	0,893
O ₂ (% volum)	0,03

Taula 40: Dades anàlisi de fums

Les temperatures del l'aire d'entrada al motor mesurada amb el sensor de temperatura i humitat durant el transcurs de la prova han estat les que es mostren a la Taula 41.

Mesura	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Temperatura aire (°C)	11,3
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	11,5 / 51,3

Taula 41: Mesures de temperatura i humitat

B.3.2 Prova de consums i potència amb sobrealimentació tèrmica

Les condicions inicials de les proves han estat les que es mostren a la Taula 42.

Mesures inicials prova fred	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,4
Temperatura aire (°C)	10,7
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	16,2 / 35,3

Taula 42: Mesures inicials prova amb fred

B.3.2.1 Prova a 2000 rpm

Les dades referents al motor i als seus consums són les que es presenten a la Taula 43.

Règim real (rpm)	1999
Potència desenvolupada (kW)	15,4
Consum instantani ordinador (l/100km)	14,7
Velocitat assolida (km/h)	44,6

Taula 43: Dades motor i consums

Les dades de l'anàlisi de fums es presenten a la Taula 44.

Element mesurat	Valor
CO (% volum)	4,49
CO (corregit)	3,88
CO ₂ (% volum)	12,50
HC (ppm volum)	33

n (λ)	0,881
O ₂ (% volum)	0,04

Taula 44: Dades anàlisi de fums

Les temperatures del l'aire d'entrada al motor mesurades amb el sensor de temperatura i humitat durant el transcurs de la prova han estat les que es mostren a la Taula 45.

Mesura	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Temperatura aire (°C)	10,9
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	3,7 / 59,4

Taula 45: Mesures de temperatura i humitat

B.3.2.2 Prova a 3000 rpm

Les dades referents al motor i els seus consums són les que es presenten a la Taula 46.

Règim real (rpm)	2999
Potència desenvolupada (kW)	24,4
Consum instantani ordinador (l/100km)	15,9
Velocitat assolida (Km/h)	66,9

Taula 46: Dades motor i consums

Les dades de l'anàlisi de fums es presenten a la Taula 47.

Element mesurat	Valor
CO (% volum)	4,64
CO (corregit)	3,95
CO ₂ (% volum)	12,60
HC (ppm volum)	23
n (λ)	0,879
O ₂ (% volum)	0,04

Taula 47: Dades anàlisi de fums

Les temperatures del l'aire d'entrada al motor mesurades amb el sensor de temperatura i humitat durant el transcurs de la prova han estat les que es mostren a la Taula 48.

Mesura	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Temperatura aire (°C)	10,9
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	3,3 / 58,9

Taula 48: Mesures de temperatura i humitat

B.3.2.3 Prova a 4000 rpm

Les dades referents al motor i els seus consums són les que es presenten a la Taula 49.

Règim real (rpm)	4001
Potència desenvolupada (kW)	34,8
Consum instantani ordinador (l/100km)	16,9
Velocitat assolida (km/h)	89,2

Taula 49: Dades motor i consums

Les dades de l'anàlisi de fums es presenten a la Taula 50.

Element mesurat	Valor
CO (% volum)	5,77
CO (corregit)	4,93
CO ₂ (% volum)	11,40
HC (ppm volum)	75
n (λ)	0,844
O ₂ (% volum)	0,05

Taula 50: Dades anàlisi de fums

Les temperatures del l'aire d'entrada al motor mesurades amb el sensor de temperatura i humitat durant el transcurs de la prova han estat les que es mostren a la Taula 51.

Mesura	Valor
Pressió atmosfèrica (hPa)	1009,7
Temperatura aire (°C)	10,8
Temperatura i humitat sensor admissió (°C / %)	2,9 / 58,1

Taula 51: Mesures de temperatura i humitat

ANNEX C

CÀLCULS I COMPONENTS DEL SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓ PROPOSAT

C.1 Introducció

En aquest annex, s'explicaran els components que ha d'incorporar el sistema de sobrealimentació proposat, així com tots els càlculs necessaris per tal de dimensionar l'evaporador i el compressor del sistema.

C.2 Components del circuit de refrigeració

El circuit de refrigeració que es proposa disposarà d'una sèrie de components, els quals es descriuen en aquest apartat. Alguns d'aquests components, com és el cas de l'evaporador de l'admissió, seran degudament dimensionats i calculats en aquest projecte, altres com el compressor o condensador seran explicats detingudament però no s'entrarà en detalls sobre els seus càlculs o dimensionaments, ja que es poden utilitzar components estàndard d'automòbil ja existents al mercat.

C.2.1 Compressor

El compressor és l'element que té la funció d'aspirar el gas refrigerant a baixes pressions i temperatures per tal de comprimir-lo adiabàticament fins aconseguir que aquest assoleixi elevades pressions i temperatures.

El compressor consumeix la major part de l'energia en el procés de refrigeració de l'aire, energia que obté del motor de combustió interna del vehicle, a través d'un sistema de transmissió mitjançant una politja trapezoïdal. En la majoria dels casos, la unió cinemàtica de potència entre la politja i el compressor (accionament del compressor), es realitza mitjançant un acoblament electromagnètic o

amb un accionament directe, depenent en cada cas del tipus d'autoregulació del compressor al qual va acoblat.

En el món de l'automoció s'han utilitzat i s'utilitzen molts tipus diferents de compressors, essent tots ells de tipus volumètric. Els més utilitzats avui en dia són però els compressors alternatius de pistons axials de cilindrada variable, els quals equipen la gran majoria d'automòbils moderns. És per això que ens centrarem en exclusiva en aquest tipus concret de compressor, del qual n'existeixen de diferents tipologies en funció del sistema emprat per a la seva autoregulació, essent els més usuals els de simple efecte, els de doble efecte i els d'autoregulació interna. Aquest darrer serà el tipus de compressor que es proposa per al sistema de refrigeració, el funcionament dels qual es descriu a continuació.

C.2.1.1 Compressor amb autoregulació interna

El cos del compressor el forma una carcassa d'alumini a l'interior de la qual es troben entre 5 i 7 pistons. A la part davantera hi ha les culates les quals disposen de les seves respectives vàlvules de membrana per tal de realitzar l'aspiració i impulsio.

El moviment alternatiu dels pistons el proporcionen un conjunt de bieles i ròtules que es troben connectades per una part als pistons i per l'altra a l'anell de ròtules, el qual es desplaça axialment impulsat pel disc de Wobble que es troba inclinat.

Aquests tipus de compressors amb pistons només poden funcionar amb el fluid en estat gasós, ja que la presència de líquid conduiria a la destrucció automàtica del compressor. Aquest fet condicionarà les característiques del punt d'impulsió del cicle de fred (punt 1), obligant que existeixi un sobreescalfament en aquest punt.

El compressor disposa d'una cilindrada variable, amb la qual es pot regular la potència refrigeradora. La regulació de la cilindrada s'obté a través del disc oscil·lant o placa de Wobble, la qual disposa d'un angle d'ajustament variable que permet modificar la carrera dels cilindres i amb ella el volum de refrigerant impulsat per a cada revolució del compressor, ajustant-se així a les necessitats de potència del sistema en cada moment.

Per tal de realitzar aquesta regulació de l'angle de la placa de Wobble, s'aprofita la diferència de pressió existent entre l'interior de la carcassa del compressor i la del cantó d'alta pressió del circuit de refrigeració. Així doncs la diferència de pressions entre la zona d'alta i la de baixa indica les necessitats de cabal del sistema permetent-ne l'autoregulació en cada moment.

Quan el sistema de refrigeració del vehicle esta desactivat, totes les pressions són iguals i per tant la posició del disc es defineix a partir de la força exercida per les molles, les quals estan tarades per tal que ajustin el cabal a aproximadament un 40% del total.

Quan el circuit augmenta les seves necessitats de refrigeració, la pressió de la zona de baixa disminueix. Aquest fet fa que la vàlvula reguladora s'obri, fent que el disc s'inclini a causa de la succió que provoca la baixa pressió existent. D'aquesta forma s'aconsegueix que la carrera dels pistons augmenti i que en la zona d'alta tant el cabal com la pressió també augmentin.

Pel contrari, si en el circuit disminueix la demanda de refrigeració, serà la pressió de baixa la que augmentarà. Això provocarà que la vàlvula reguladora es mantingui tancada provocant un augment de la pressió dins de la cambra. Sota aquestes condicions, la placa de Wobble tendirà a situar-se en posició vertical, cosa que farà que els pistons disminueixin la seva carrera, cabal i pressió a la zona d'alta.

A la Figura 45, es pot veure l'esquema intern d'un compressor amb autoregulació interna amb totes les seves parts descrites.

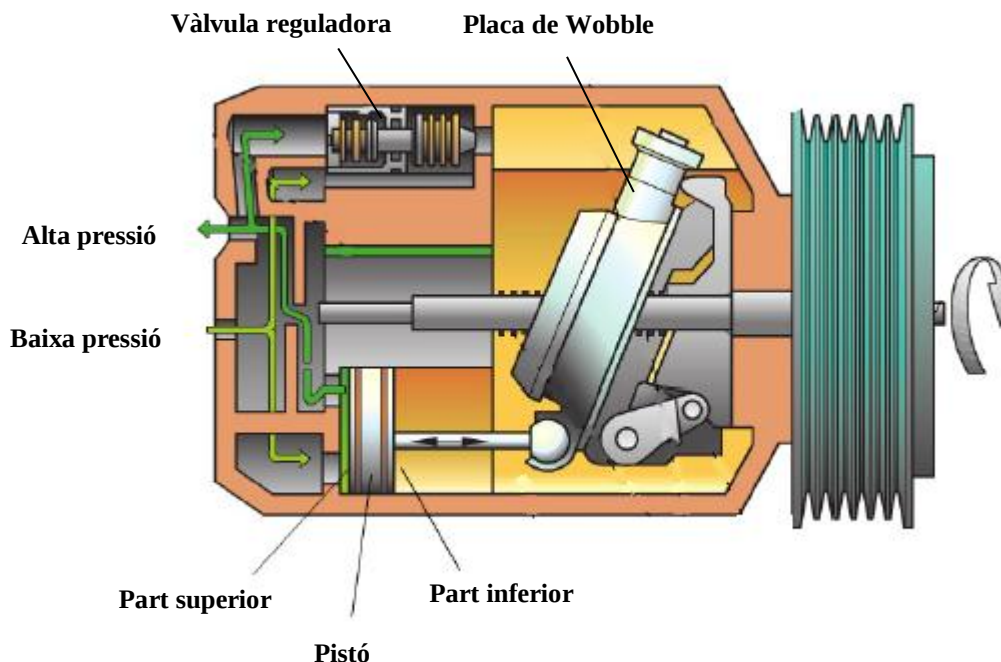


Figura 45: Compressor amb autoregulació interna (Izquierdo, 2011b)

Pel que respecta al tipus d'accionament del compressor, també existeixen diferents tipologies en funció de com es realitzi aquest. Veiem els dos tipus principals en els apartats següents.

C.2.1.2 Accionament directe

L'accionament del compressor es realitza mitjançant una politja, la qual es connecta a la corretja de l'alternador o dels elements auxiliars del motor i gira sempre que el motor es troba engegat. Els compressors de cilindrada variable amb vàlvula reguladora de control electrònic, no necessiten utilitzar cap tipus d'embragatge entre el plat de la politja i el propi compressor, ja que tal com s'ha explicat, la vàlvula reguladora col·loca la placa de Wobble en posició de bombeig mínim i tot i que el compressor funcioni de forma contínua no es produeix dispendi d'energia.

En aquests casos com a mesura de seguretat es disposa d'un acoblament directe i elàstic, consistent en una goma situada entre la politja i l'arbre d'accionament del compressor. Aquesta goma ha de funcionar com un fusible que en cas de bloqueig del compressor, es desacobli evitant danyar la corretja d'accionament, la qual sol estar actuant alhora sobre altres elements auxiliars del vehicle (alternador, bomba de direcció, etc) que de contrari, podrien resultar danyats.

Aquest sistema amb accionament directe, també aporta altres beneficis al conjunt ja que en activar-se el compressor sempre que el motor es troba en funcionament, s'eviten alteracions per canvi de càrregues permetent allarga la vida útil de la corretja.

C.2.2 Evaporador

L'evaporador és un intercanviador de calor on el fluid frigorífic a baixa pressió que s'acaba d'evaporar, extreu calor de l'aire que travessa l'aparell, en el nostre cas l'aire d'entrada a l'admissió. La forma de l'evaporador així com el nombre de tubs de què disposa es pot adaptar a les necessitats de refrigeració de cada cas, en funció de la temperatura que es vulgui aconseguir, el cabal d'aire i les dimensions disponibles.

L'evaporador consta d'un serpentí tubular per on circula el fluid frigorífic i d'una sèrie d'aletes dissipadores que es troben en contacte amb el serpentí i amb les quals s'aconsegueix una major superfície d'intercanvi amb l'aire.

El refredament de l'aire produeix un descens de la seva temperatura (calor sensible), però també sol produir una condensació sobre l'evaporador i per tant l'assecamet de la humitat present en l'aire (calor latent). Aquesta aigua condensada permet arrossegar una part de les partícules contingudes en l'aire (pols i pol·len). Així doncs l'evaporador permet refredar, assecar i netejar l'aire que passa a

través seu, fent que l'aire que penetra a l'habitacle o també al motor en el nostre cas sigui el més pur possible. A la Figura 46 es pot observar un evaporador de tubs amb aletes.

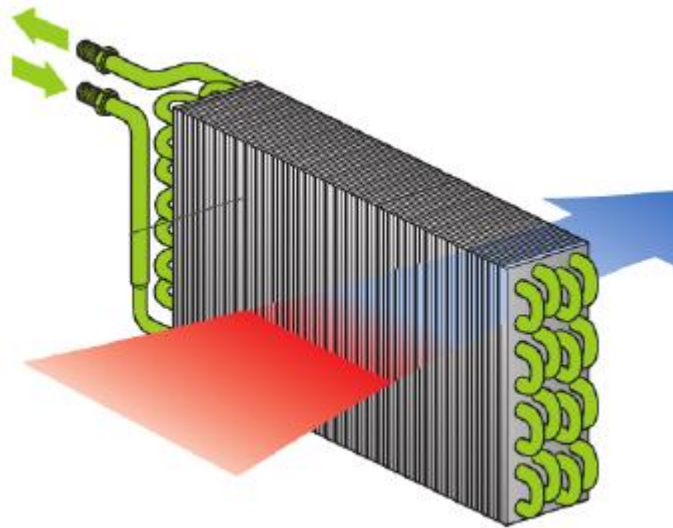


Figura 46: Evaporador de tubs amb aletes (Izquierdo, 2011b)

En el nostre cas com que disposarem de dos evaporadors, la quantitat d'aigua que drenarà el vehicle al terra serà més elevada, ja que cada aparell disposa dels seus propis tubs de drenatge per expulsar l'aigua condensada. Per tal d'evitar la congelació de l'aigua condensada a les aletes de l'evaporador, els vehicles disposen d'un sensor de temperatura o pressió del refrigerant a la sortida de l'evaporador, que desconnecta el compressor si les temperatures o pressions s'acosten al punt de congelació de l'evaporador.

En el nostre cas donades les exigències tèrmiques del sistema, l'evaporador haurà de treballar amb temperatures del refrigerant molt baixes, de l'ordre de -20°C , és per això que en la fase de disseny de les aletes d'aquests, s'haurà de tenir en compte aquest fenomen, ja que del contrari el sistema s'hauria d'estar parant repetidament a causa de l'acumulació de gel entre les seves aletes. Aquest fet implicarà que la distància mínima entre aletes hagi d'estar compresa entre els 6-8 mm (FRIMETAL, 2012). Pel que fa al material de les aletes, aquestes poden ser d'acer o d'alumini en funció de les necessitats de refrigeració que tingui el sistema. Tots aquests paràmetres de disseny es poden consultar amb més detall a l'apartat C.3 del present Annex.

Pel que respecta a la impulsió de l'aire que passa a través de l'aparell, es disposa de dos casos. En el cas de l'evaporador de l'habitacle, es disposa d'una turbina rotativa que impulsarà de forma forçada l'aire gràcies a les seves aletes, tal i com es mostra a la figura 47.

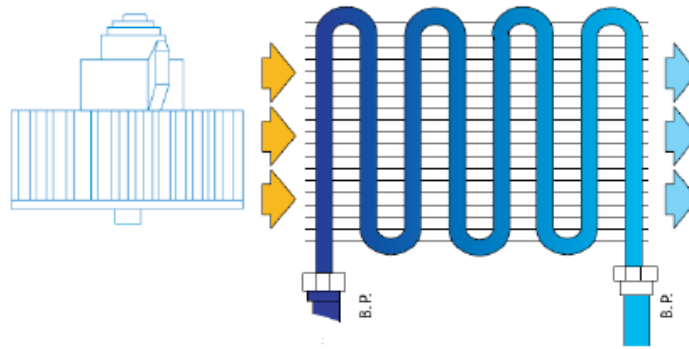


Figura 47: Impulsió aire evaporador habitacle (Izquierdo, 2011b)

Per altra banda, en el cas de l'evaporador del sistema de sobrealimentació del motor, la impulsió de l'aire serà natural ja que a baixes velocitats del vehicle, el propi motor aspira l'aire i a velocitats més elevades la pròpia velocitat de pas de l'aire ajuda a l'aspiració, fent que no es necessiti cap sistema d'impulsió forçada.

C.2.3 Condensador

El condensador és l'altre intercanviador de calor present en el circuit de refrigeració, en aquest cas és on el fluid frigorífic cedeix calor a l'aire exterior aprofitant el canvi d'estat de gas a líquid que experimenta. El condensador consta, a igualtat de l'evaporador, d'un serpenti tubular unit per aletes dissipadores.

Pel que respecta a la seva col·locació en el vehicle, aquest sol anar situat davant del radiador del circuit de refrigeració del motor per tal d'aprofitar millor la corrent d'aire natural que es genera quan el vehicle es troba en moviment. Per altra banda, i per evitar problemes d'intercanvi de calor i el conseqüent sobreescalfament del fluid refrigerant, quan el vehicle circula a molt baixa velocitat o aquesta és nul·la, s'incorporen electroventiladors que es situen a la part davantera del condensador per tal de crear un flux d'aire forçat que travessi tant aquest com el radiador, en cas de necessitar refrigeració extra qualsevol dels dos sistemes.

La seva disposició i els elements presents es poden observar a la Figura 48.

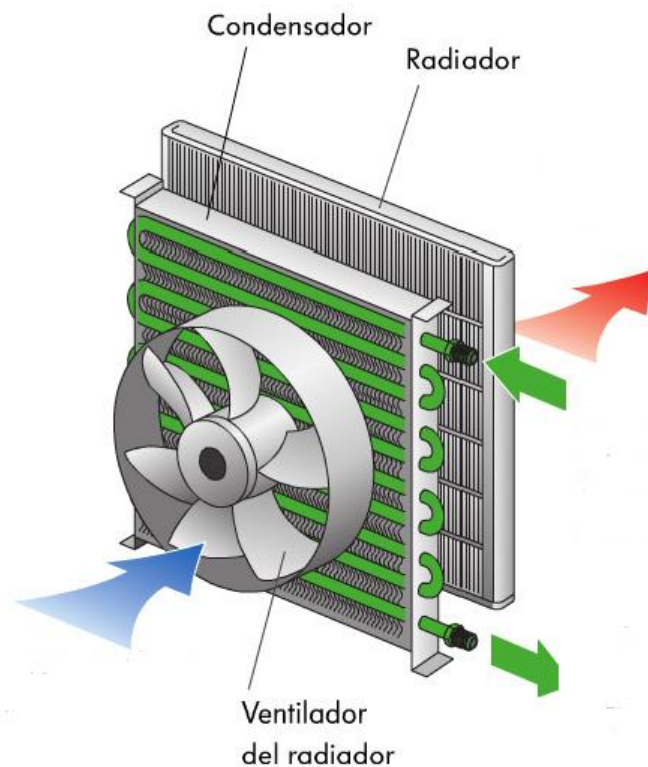


Figura 48: Condensador (Izquierdo, 2011b)

Pel que respecta a les temperatures típiques de treball dels condensadors, solen trobar-se entre 50°C i 93°C, amb pressions que oscil·len entre els 1050 kPa i els 2100 kPa. Les aletes del condensador a igualtat de l'evaporador poden ser d'acer o d'alumini depenent de les necessitats d'intercanvi.

C.2.4 Electroventilador

Degut a la ubicació del condensador, davant del radiador, es redueix considerablement la quantitat d'aire fresc que arriba al radiador. Aquest fet provoca que al sotmetre el motor a esforços elevats, essent les temperatures exteriors també elevades, es pugui produir un sobreescalfament perillós en el circuit de refrigeració del motor i en conseqüència en el circuit de l'agent refrigerant, podent provocar l'explosió del circuit en augmentar excessivament la pressió.

És per això que per tal d'assistir a la refrigeració del radiador del motor i al condensador de l'equip de refrigeració es fa necessària la instal·lació d'electroventiladors davant del condensador, la disposició dels quals es pot veure a la Figura 49.

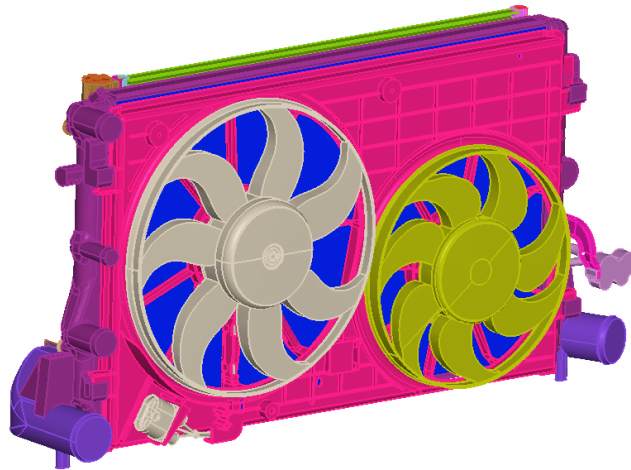


Figura 49: Distribució electroventiladors (Izquierdo, 2011a)

Els vehicles antics disposaven de fins a dos ventiladors que només podien funcionar a dues velocitats, un dels quals entrava en funcionament sempre que es connectava el sistema de climatització. A l'actualitat, els vehicles disposen de ventiladors amb velocitat variable cosa que permet realitzar una millor gestió del cabal d'aire en cada cas segons les necessitats reals del sistema, a l'hora que permet estalviar energia consumida pel ventilador, fent el vehicle més eficient energèticament. La potència dels electroventiladors, així com les seves dimensions, varien molt segons el model de vehicle i el motor incorporat, ja que les exigències tèrmiques i la disponibilitat d'espai són diferents en cada cas. Les potències es troben típicament entre 200W i 400W, essent el seu diàmetre d'entre 18cm i 32 cm (NRF, 2013).

C.2.5 Vàlvula d'expansió

La vàlvula d'expansió és el punt de separació entre les zones d'alta i baixa pressió del circuit de refrigeració. Es tracta d'un estrenyiment en el circuit amb dues funcions principals:

- Disminuir la pressió del fluid refrigerant per tal d'afavorir-ne la vaporització.
- Regular el cabal del fluid refrigerant que s'envia cap a l'evaporador en funció de la temperatura de sortida d'aquest.

Pel que fa a les tipologies de dispositius expansionadors existents en destaquem dos:

- Vàlvules d'expansió (en L o en H)
- Vàlvula d'espiga, la qual permet rebaixar la pressió com les anteriors, però en aquest cas no regula la temperatura a la sortida de l'evaporador.

La vàlvula d'expansió en L, regula el cabal de refrigerant a l'entrada de l'evaporador en funció de la temperatura de sortida d'aquest. Pel que fa a la vàlvula d'expansió en H, aquesta va connectada a l'entrada i a la sortida de l'evaporador i a part de tenir en compte la temperatura a la sortida d'aquest, també té mesura de la pressió.

Les vàlvules d'orifici o espiga, són vàlvules més simples que no permeten la regulació de cabal ja que s'utilitzen juntament amb compressors de cilindrada variable, els quals són els encarregats d'efectuar la regulació del cabal.

C.2.6 Dipòsit filtrador i evaporador

Es troba situat entre el condensador i la vàlvula d'expansió a la zona d'alta pressió del circuit. Les seves funcions són diverses i totes elles vitals per al correcte funcionament del circuit de refrigeració, es descriuen tot seguit.

- Dipòsit de reserva del refrigerant.
- Amortidor de les oscil·lacions de pressió del compressor.
- Filtració del líquid refrigerant que s'està recirculant.
- Absorció de la humitat de la instal·lació evitant així la formació de gel a la vàlvula d'expansió.

La seva construcció interna es pot observar a la Figura 50.

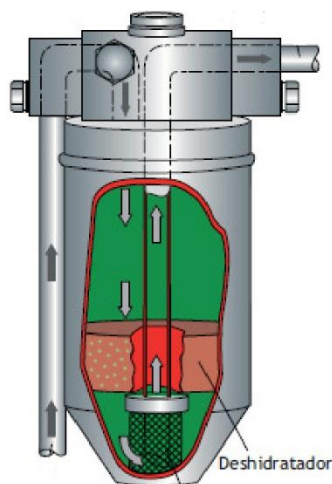


Figura 50: Dipòsit filtrador i evaporador (Izquierdo, 2011b)

C.2.7 Tubs i elements auxiliars

Els tubs que permeten el pas del fluid pels diferents elements poden ser de dos tipus:

- Tubs rígids d'alumini
- Tubs elàstics de cautxú trenat amb cotó (per tal d'absorbir les vibracions produïdes pel motor del vehicle o transmeses per les suspensions).

Pel que respecta a les unions entre aquests, aquestes es realitzen mitjançant juntes tòriques estanques o seients cònics, ja que només aquests elements garanteixen la màxima estanqueïtat sota pressions elevades.

C.2.8 Vàlvula de seguretat

Es tracta d'una vàlvula de tipus mecànic que s'encarrega d'alliberar a l'atmosfera gas del circuit refrigerant en el cas de produir-se una sobrepressió excessiva que compromet la seguretat del vehicle (35 bars aprox.). Aquesta es situa a la sortida d'alta pressió del compressor, ja que és el punt on s'assoleix la pressió més alta de tot el circuit.

C.2.9 Termòstat de protecció

Es troba situat a la sortida d'aire de l'evaporador, on quan la temperatura s'acosta als 0°C, el sistema desconnecta el compressor ja que existeix perill de congelació i formació de gel entre les plaques de l'evaporador. El compressor es torna a connectar quan la temperatura puja dels 3°C.

En el nostre cas, aquest sistema haurà d'estar tarat per tal que no desconnecti el compressor fins a una temperatura de seguretat molt inferior, ja que l'evaporador treballarà a -20°C i no hi haurà risc de congelació en haver dissenyat específicament les aletes per tal d'evitar la formació de gel.

C.2.10 Fluid refrigerant

El refrigerant és la substància encarregada de produir l'intercanvi tèrmic mitjançant el seu canvi de fase entre líquid i gas i viceversa.

Les característiques que regeixen un gas refrigerant són les següents:

- Baix punt d'ebullició; evaporació a baixes temperatures, a gran velocitat i amb una ràpida absorció del calor.
- Han de disposar d'una temperatura de congelació molt baixa.
- Han de ser estables químicament i no inflamables fins a elevades temperatures per garantir la seguretat en cas d'accident (per a usos en automoció).
- No corrosiu.
- Detectable en cas de fugues.
- Sense afinitat amb els components presents a l'atmosfera.

El fluid refrigerant més present en els circuits de climatització dels automòbils és el R-134a, el qual és el substituït de l'R-12 que va ser utilitzat fins a finals dels anys 90 quan va ser prohibit i substituït per motius ambientals en prohibir-se els gasos CFC.

El R-134a, és emprat àmpliament en automoció gràcies a la seva baixa toxicitat ambiental i a la seva nul·la inflamabilitat inclús a temperatures molt altes. Les noves normatives europees contra el canvi climàtic entrades en vigor l'any 2013, han prohibit l'ús dels HCFC (entre els quals es troba el R-134a) per als automòbils de nova fabricació i obliga a utilitzar el nou refrigerant HFO-1234yf, el qual disposa de característiques molt similars al R-134a però amb un potencial d'efecte hivernacle molt inferior. Aquests dos gasos són totalment intercanviables en el mateix circuit i es poden barrejar sense haver de modificar cap element del circuit de climatització. En alguns països com França i Gran Bretanya, hi ha hagut problemes d'homologació i venda de nous vehicles, ja que certes companyies entre les quals es troba el grup Daimler AG, s'han negat a incorporar el nou gas als seus vehicles en considerar-lo perillós ja que segons diverses proves de xoc fetes per aquestes companyies, han intentat demostrar que el gas és inflamable si entra en contacte amb elements molt calents del motor, posant en extrem perill als ocupants del vehicle en cas d'accident i perforació del circuit de refrigeració. A més en cas de barrejar-se aquest gas amb el lubricant del compressor, es poden desprendre gasos tòxics que poden envair l'habitacle en cas de fuga i posterior incendi (Cano, 2013).

El circuit de refrigeració proposat per tal de refredar l'aire a l'admissió del nostre vehicle utilitzarà l'R-134a, donat el fet que és el més utilitzat encara actualment i que no està clara la implantació de l'obligatorietat de l'ús del HFO-1234yf en automoció en tots els països de la Unió Europea a curt termini.

C.3 Càlculs de l'evaporador a utilitzar

Pel que respecta al càlcul de l'evaporador, a part de les dimensions que podrà tenir aquest, és molt important conèixer també les seves característiques principals referents a la capacitat d'aquest per refrigerar l'aire de l'admissió. Aquestes característiques són primordialment, el factor de transmissió de calor U , la temperatura d'entrada del fluid refrigerant, i la quantitat de calor que pot transferir aquest. Amb aquestes dades, es podrà conèixer per les dimensions i característiques de l'intercanviador, el ΔT màxim que es podrà subministrar a l'aire de l'admissió. Als apartats següents es presentaran totes les equacions que regiran aquests càlculs.

C.3.1 Càlcul del coeficient global de transmissió de calor U d'un evaporador de tubs amb aletes

Per tal de poder realitzar el càlcul de la U , és necessari conèixer una sèrie de dades de l'intercanviador, així com tenir coneixement també de quins seran els càlculs a realitzar per al tipus concret d'intercanviador proposat (tubs amb aletes).

En el cas dels evaporadors de tubs i aletes, el càlcul del factor U , ha de tenir en compte dues característiques importants. La primera correspon al factor d'impuresa R_f el qual té en compte la disminució de la transmissió de calor deguda a l'acumulació de brutícia i impureses sobre les superfícies de contacte en funció del fluid present. Per altra banda també s'han de tenir en compte les aletes, les quals en fer augmentar la superfície de contacte entre els dos fluids, fan augmentar també la transferència.

Així doncs la fórmula per al càlcul de la U és la que es mostra a l'Equació 44.

$$\frac{1}{U \cdot A} = \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_c} + \frac{R_{fc}}{(\eta_o \cdot A)_c} + R_w + \frac{R_{fh}}{(\eta_o \cdot A)_h} + \frac{1}{(\eta_o \cdot h \cdot A)_h} \quad (\text{Eq. 44})$$

On:

R_{fc} és la resistència d'embrutiment interna i té un valor de $0,001 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ per a líquids refrigerants.

R_{fh} és la resistència d'embrutiment externa i té un valor de $0,002 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ per a aire comprimit.

R_w és el valor de la resistència de la paret del tub la qual es calcula més endavant segons l'Equació 48.

η_0 és el factor d'eficiència superficial global (rendiment global) i es calcula segons l'Equació 45:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f) \quad (\text{Eq. 45})$$

On:

A_f és l'àrea acumulada de l'aleta en (m^2)

A és la superfície total (aleta + base exposada) en (m^2)

η_f és el rendiment de l'aleta que es calcula segons l'Equació 46:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m \cdot L)}{m \cdot L} \quad (\text{Eq. 46})$$

On:

L és la longitud total de l'aleta en (m)

m , és un factor que es calcula segons l'Equació 47.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{k \cdot t}} \quad (\text{Eq. 47})$$

On:

k és la conductivitat tèrmica

h el coeficient superficial de transmissió de calor.

Per entendre millor quines són les mesures que s'han de prendre de les aletes, corresponents a l'àrea i les seves longituds, es disposa de la Figura 51, on es descriu cadascun dels paràmetres a estudiar.

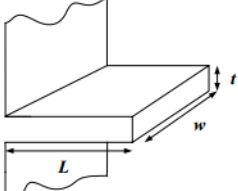
Descripción	Esquema	Dimensiones	Eficiencia
Aleta recta de perfil rectangular		$A_f = 2wL_c$ $L_c = L + (t/2)$ $m = (2h/kt)^{1/2}$ siendo $w \gg t$	$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$

Figura 51: Paràmetres de les aletes (Ramos i Anton, 2009)

Per al càlcul de R_w s'utilitza l'Equació 48.

$$R_w = \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2 \cdot \pi \cdot k \cdot L} \quad (\text{Eq. 48})$$

On:

r_e és el radi exterior del tub en (m)

r_i el radi interior del tub en (m)

k és la conductivitat tèrmica del material en ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)

L en aquest cas és la longitud del tub en (m)

Pel que fa a l'àrea de l'aleta, es calcula tal com es mostra a la Figura 51, a partir de l'Equació 49.

$$A_f = 2 \cdot w \cdot L_c \quad (\text{Eq. 49})$$

On:

L_c és la longitud de l'aleta més la meitat del gruix d'aquesta i es calcula segons l'Equació 50.

$$L_c = L + \left(\frac{t}{2}\right) \quad (\text{Eq. 50})$$

Pel que fa a la A (àrea total), corresponent a la superfície total de l'aleta ($A_{f \text{ total}}$), més la superfície del tub, es calcula per a cada aleta, considerant una longitud de tub equivalent a la distància entre aletes menys el gruix d'aquesta i multiplicat pel nombre de passades del tub en l'evaporador. El càlcul es faria segons es descriu a l'Equació 51.

$$A = A_{f \text{ total}} + \text{àrea del tub} \quad (\text{Eq. 51})$$

On:

L'àrea del tub, es calcula segons l'Equació 52

$$\text{àrea del tub} = (\text{distància entre aletes} - [t]) \cdot \pi \cdot \text{radi tub} \cdot n^{\circ} \text{ passades tub} \quad (\text{Eq. 52})$$

Quan es calcula el valor de U a partir de la l'Equació 44, s'ha de tenir en compte que per la part freda i per la part calenta (subíndexs *c* i *h* respectivament) els factors de *h*, *K* i *Rw* seran diferents per a cada cas. En els càlculs realitzats però, s'ha considerat que els factors *h*, *K* i *Rf*, són iguals i equivalents tant per a la part freda com la calenta de l'evaporador ja que aquest funciona com un sol element (tubs i aletes units per soldadures formant un sol element) i en ser tot del mateix material (alumini).

Pel que respecta al valor d'aquests factors, si bé *K* bé tabulat en funció del material i es manté invariable i *Rw* es calcula a partir de l'Equació 48 tal i com s'ha vist, el valor del coeficient *h* sí que pot donar majors problemes en poder-se calcular només de forma experimental o amb l'ús de programes de mecànica de fluids computacional (CFD). La bibliografia emprada, per al cas de convecció natural per plaques verticals, proposa un valor de *h* de 15,28 W/m²·K, el qual ha estat agafat per realitzar els càlculs. Aquest valor, segons es descriu, s'obté a partir de nombrosos càlculs on es tenen en compte múltiples característiques tant de la placa com del fluid (orientació, dimensions, material, temperatura de pel·lícula, coeficient d'expansió tèrmica, diferència de temperatura, números de Prandtl, Grashof i Rayleigh), i que permet obtenir el nombre de Nusselt i amb aquest, el valor de *h* comentat. (Bengston, Stonecypher, 2013)

Un cop s'ha vist cadascun dels factors necessaris per trobar el valor de U, es pot procedir a calcular el valor de U de l'evaporador proposat.

El primer que s'ha de conèixer d'aquest, són les dimensions de les quals disposarà, les quals tal i com s'ha vist, venen limitades per l'espai disponible a l'entrada de l'aire del tub d'admissió (Figura 39), ja que l'evaporador es vol implementar en aquest punt. Les característiques i dimensions són les de la Taula 52 que es mostra a continuació.

Amplada total (m)	0,1776
Alçada total (m)	0,182
Longitud (m)	0,076
Espessor de l'aleta [t] (m)	0,0008
Longitud de l'aleta [L] (m)	0,024 / 0,028 / 0,024*
Alçada de l'aleta (m)	0,182
Distància entre aletes (m)	0,006
Diàmetre exterior tub (m)	0,008

Diàmetre interior tub (m)	0,006
Nº de passades del tub	15**
Longitud del tub per passada (m)	0,1776**
Material aletes i tubs	Alumini
Conductivitat tèrmica (k) (W/m²·K)	209,3

Taula 52: Característiques evaporador

* La longitud de l'aleta és variable en funció de quina tinguem en compte, ja que per realitzar els càlculs s'ha dividit cada aleta en tres sub-aletes, cadascuna de les quals tindrà una alçada fixa de 0,182m i una longitud variable en funció de si és la sub-aleta esquerra, central o dreta amb longituds de 0,024, 0,028 i 0,024 m respectivament.

**Pel que fa a la longitud total del tub s'ha tingut en compte que és de 0,1776 m per passada i que es disposa d'un total de 15 passades. Per simplificar no s'ha tingut en compte la longitud dels colzes on realitza el canvi de sentit.

Per tal de realitzar el càlcul de la capacitat de transmissió de calor de l'evaporador, s'haurà de dividir cada aleta de l'evaporador en múltiples sub-aletes independents (esquerra, central i dreta) cadascuna de les quals tindrà un rendiment concret. L'àrea total serà la suma de les tres sub-aletes i el rendiment serà la mitjana dels rendiments de les sub-aletes, ja que les seves dimensions són aproximadament les mateixes.

A la Taula 53 es pot veure el càlcul de l'àrea per a cadascuna de les semi-aletes, així com la superfície total de cada aleta i la superfície total d'intercanvi, corresponent al total de les aletes disponibles. Aquest nombre total d'aletes s'ha calculat tenint en compte que la distància entre aquestes és de 6 mm i cadascuna disposa d'un gruix de 0,8 mm, obtenint per a les dimensions de l'evaporador proposat un total de 27 aletes.

	Sub-aleta Esquerra	Sub-aleta Central	Sub-aleta Dreta	Superfície total per aleta	Superfície d'intercanvi total
Sup. total aleta+tub (A) (m²)	0,010	0,011	0,010	0,030	0,812
Àrea total aleta (Af) (m²)	0,009	0,010	0,009	0,028	0,747
Longitud de l'aleta (l) (m)	0,024	0,028	0,024	0,076	--

Taula 53: Superfície total d'intercanvi

Pel que respecta als rendiments, es poden veure a la Taula 54 on s'han calculat per a cada semi-aleta i s'ha fet la mitjana de les tres, el qual serà el valor agafat per realitzar el càlcul de la U.

	Esquerre	Central	Dreta	mitjana
η_f	0,966	0,955	0,966	0,963
η_o	0,970	0,957	0,970	0,965

Taula 54: Rendiments de les aletes

Finalment amb tots aquests valors, es pot realitzar el càlcul de $1/U \cdot A$ i finalment trobar el valor de U . Els valors són els mostrats a la Taula 55.

$1/U \cdot A$ (K/W)	4,61
U (W/m ² ·K)	7,21*

Taula 55

**És important remarcar que el valor de U trobat, correspon al cas de convecció natural, i no pas forçada, ja que tal i com s'ha comentat, el valor del coeficient de convecció (h) emprat, només és vàlid per al cas de convecció natural.*

Els càlculs de l'evaporador, s'han realitzat en una fulla de càlcul Excel i es troben disponibles com a material addicional al CD (Arxiu 6).

Per tal de tenir el coeficient h en condicions de convecció forçada (que són les condicions que existiran a la realitat a l'intercanviador en circular-hi aire amb una certa velocitat), s'ha de corregir el valor de h amb les fórmules de Pécler, les quals tenen en compte la capa límit i l'efecte de l'aire en fregar la superfície de l'evaporador. Per realitzar aquesta correcció es precisen una sèrie de dades complicades de conèixer a priori. És per això que donada la impossibilitat de trobar aquestes dades o de realitzar el càlcul a partir de fer la simulació de l'evaporador amb un programa de dinàmica de fluids computacional (CFD), s'ha optat per calcular el valor de U per a un cas de convecció forçada a partir de les dades proporcionades a nivell gràfic pel llibre (Giacosa, 1988). Aquestes gràfiques a més de permetre trobar el valor de U també permeten conèixer el valor del rendiment de l'aleta.

Cal comentar però, que aquestes gràfiques estan orientades al càlcul de les aletes dels motors tèrmics que disposen de refrigeració amb aire. Per això el llibre explica que el diagrama és vàlid per a pressions ordinàries (atmosfèriques) de l'aire, parets metàl·liques, i per a valors de temperatura de les parets a les que es solen trobar normalment les aletes dels motors refrigerats per aire. Si bé és cert que es compleixen per al cas estudiat les dues primeres premisses, en el cas del ΔT present entre la paret i l'aire, en el nostre cas és força inferior al dels motors tèrmics, és per això que el valor obtingut de U , s'ha d'agafar amb cautela i fer-lo servir no com a un valor de càlcul si no com a un valor de referència

que permeti relacionar i trobar el valor de U en condicions de convecció forçada per a l'evaporador proposat.

Per trobar la relació i el factor de conversió entre els valors que s'obtenen a partir de les taules del Dante i el valor de U calculat anteriorment, es realitza el càlcul de la U amb el mètode del Dante però considerant que la velocitat de l'aire és de 0 m/s (convecció natural). Es pot veure l'obtenció gràfica dels resultats a partir de la taula corresponent a la Figura 52.

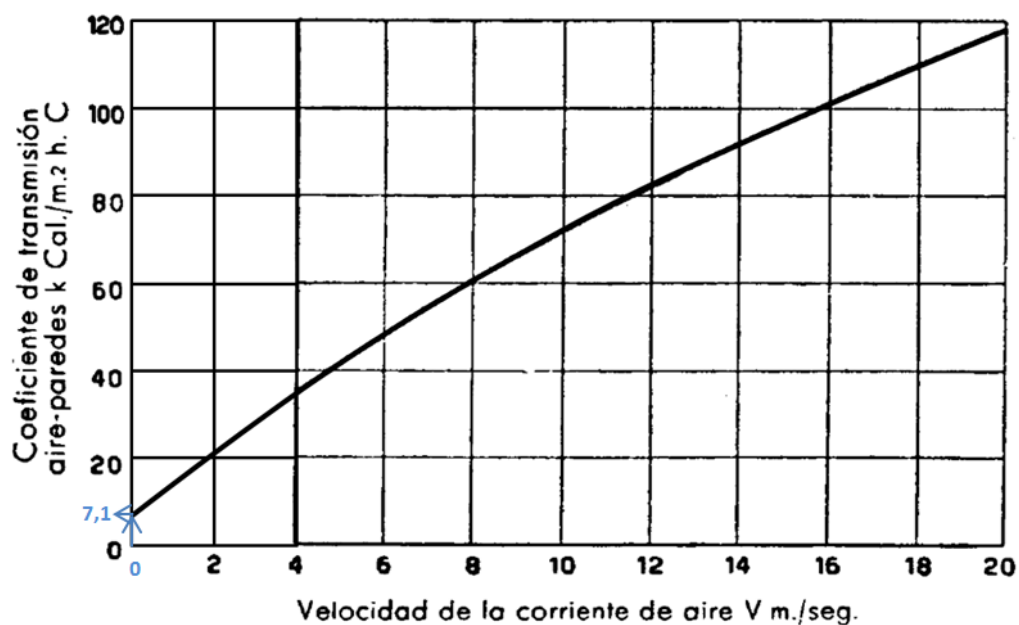


Figura 52: Obtenció del valor de U per convecció natural (Giacosa, 1988)

Per una velocitat de la corrent d'aire de 0 m/seg, el valor de U obtingut és de $7,1 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}^\circ$.

Aquest valor ha de ser multiplicat pel rendiment, el qual s'obté també de forma gràfica a partir dels valors de m i L (longitud total de l'aleta). Per al cas del l'evaporador proposat, el valor de m es calcula a partir de l'Equació 47 i les dades de la Taula 52, obtenint un valor de $m=13,509$. Per altra banda, el valor de L agafat serà el màxim, corresponent al cas de la sub-aleta central amb un valor de $L=0,028$ metres.

El valor de $m \cdot L$ és de 0,3782, i permet conèixer el rendiment de l'aleta si s'entra amb aquesta dada a la gràfica que es mostra a la Figura 53. El rendiment obtingut per a una aleta rectilínia és del 96,5%.

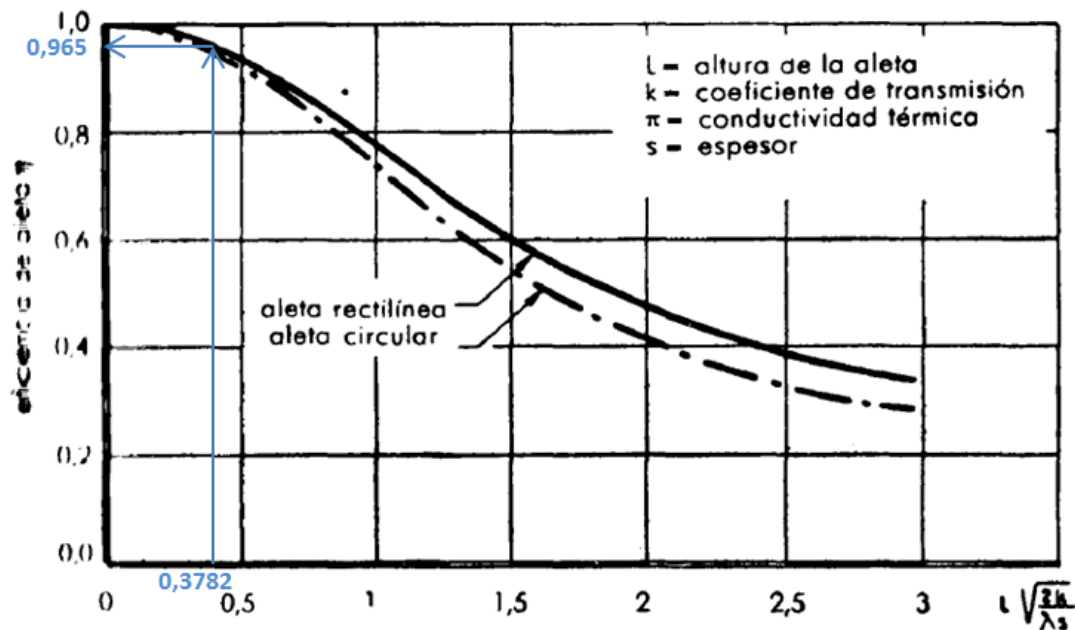


Figura 53: Rendiment de l'aleta (Giacosa, 1988)

Amb aquest rendiment es pot calcular el valor de U corregit, el qual serà de $6,8515 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}^\circ$. Si aquestes unitats es converteixen a unitats del Sistema Internacional ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^\circ$), s'obté un valor de U corregit de $7,9553 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^\circ$.

El primer que es pot observar és que la diferència entre els valors obtinguts gràficament ($7,955 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^\circ$) i els trobats a partir dels càlculs i mostrats a la Taula 55, ($7,21 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}^\circ$) és molt baixa. Aquesta diferència permetrà conèixer el factor de correcció a emprar per extrapolar els valors que s'obtingran gràficament per al cas de convecció forçada al nostre evaporador, sempre i quant es consideri que l'error es manté constant per a qualsevol velocitat de pas. Així si es calcula l'error relatiu entre un valor i l'altre, respecte el valor gràfic, s'obté que aquest és del 9,368%.

Coneixent la dada de l'error relatiu entre les dues metodologies de càlcul, es pot procedir a trobar el valor de U gràficament per al cas de convecció forçada. Per fer-ho s'ha de conèixer la velocitat de pas de l'aire per l'evaporador que es calcula a partir de les dimensions d'aquest i dels cabals d'aire aspirats pel motor, el qual dependrà majoritàriament del règim al que giri el motor. La velocitat de pas agafada s'ha calculat per a un règim mitjà (3000 rpm), i té un valor de $0,75 \text{ m/s}$ (valor obtingut a partir de la secció de pas de l'evaporador i el cabal d'aire a tractar sota aquestes condicions). Amb aquesta velocitat s'entra a la gràfica mostrada a la Figura 54 i s'obté un valor de U de $12,6 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{C}^\circ$.

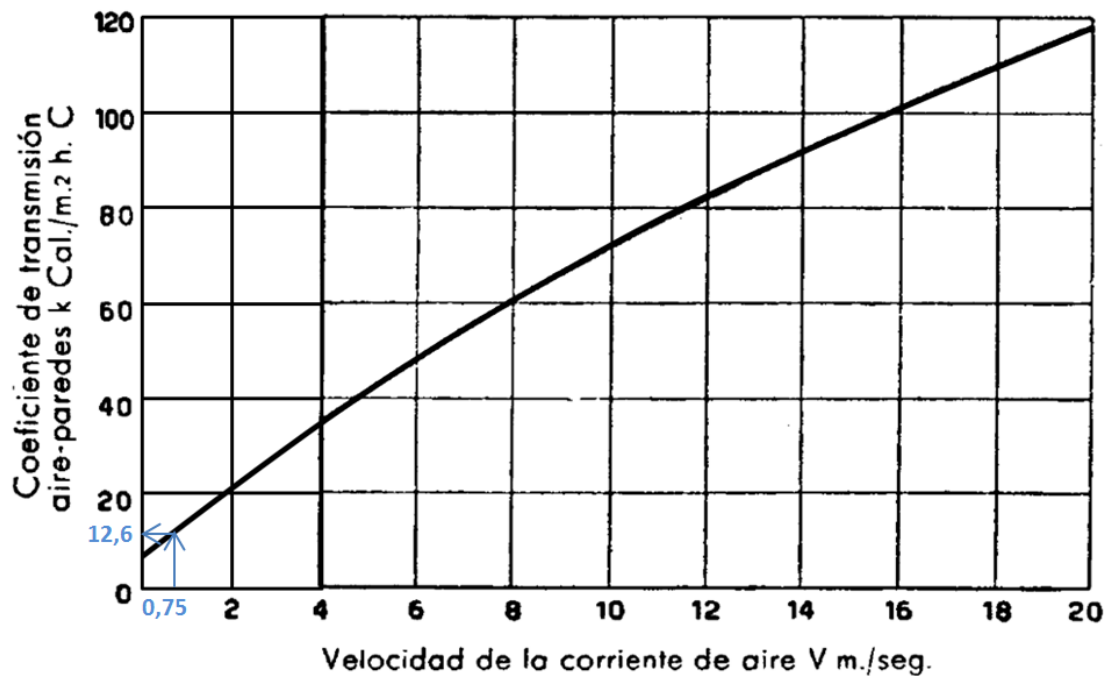


Figura 54: Càlcul de U per al cas de convecció forçada (Giacosa, 1988)

Aquest valor ha de tornar a ser corregit pel rendiment, el qual serà exactament el mateix que en el cas de convecció natural, ja que tant el valor del factor m com de L , no es veuen alterats pel canvi de velocitat de pas de l'aire, (els valors de l , h i k no han variat en trobar-nos en el supòsit del mateix evaporador i material) s'obté per tant un rendiment del 96,5%. El valor del factor U corregit per al cas de convecció forçada serà de 12,168 Kcal / m² · h · C°, que si es passa a unitats del SI, s'obté un valor de U corregida de 14,13 W/m²·K°.

Agafant aquest valor i aplicant-li l'error relatiu conegut entre les dues metodologies, es pot trobar el valor de U extrapolable a l'evaporador que s'està calculant. **El valor de U obtingut per al cas de convecció forçada és de 12,806 W/m²·K°,** valor que serà utilitzat per al càlcul de la capacitat de transmissió de calor de l'evaporador.

C.3.2 Càlcul de la calor total transferida Q en un evaporador de tubs amb aletes

El valor calculat de la U , juntament amb la superfície total de contacte A i la ΔT_{ml} (mitjà logarítmic), permetrà conèixer la quantitat total de calor Q que es podrà transmetre d'un fluid a l'altre (en aquest cas, de l'aire d'entrada a l'admissió al fluid refrigerant).

Per realitzar el càlcul del ΔT_{ml} s'ha de tenir en compte en quin cas ens trobem, és a dir, entre quin tipus de substàncies i en quin estat es troben en el moment de dur a terme l'intercanvi de calor. En el nostre cas es disposa d'un líquid refrigerant fred que s'evaporarà (per tant sota condicions de temperatura constant) i un aire calent que es refredarà, per tant tenim el comportament de temperatures descrit a la Figura 55.

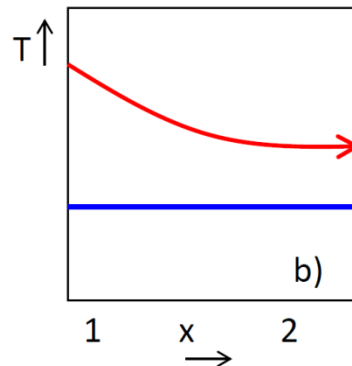


Figura 55: Intercanvi amb refrigerant a temperatura constant (Universidad de Valladolid, 2012b)

Aquest primer supòsit serà el que es mantindrà durant la major part del recorregut del refrigerant dins del tub en forma de serpentin de l'evaporador. Per altra banda però, a la part final del recorregut i sobretot si aquest és llarg, el que ocorre és que arriba a un punt on el refrigerant deixa de mantenir-se a temperatura constant i per tant deixa de realitzar el canvi d'estat, i en conseqüència pateix un cert reescalfament, passat així de vapor humit a vapor reescalfat.

La Figura 56 permet observar la variació de temperatures, tant de l'aire com del refrigerant, en el supòsit que aquest últim no mantingui la temperatura constant.

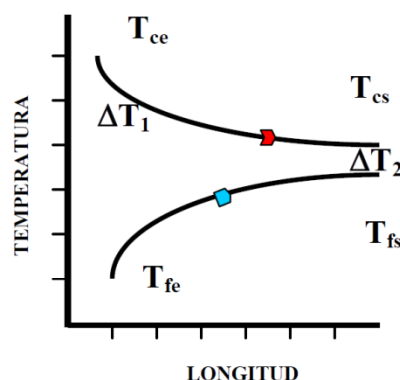


Figura 56: Intercanvi amb refrigerant sense temperatura constant (Universidad de Valladolid, 2012b)

Així doncs en el nostre cas, el gràfic de temperatura que s'obtindria seria una combinació dels dos mostrats anteriorment, ja que tal com s'ha comentat, durant la major part del recorregut el refrigerant

es mantindrà sota condicions de canvi d'estat i només serà a la part final quan patirà un petit reescalfament. Tot i així, per les característiques del compressor que es proposa, aquest reescalfament implica una part molt petita del procés de refrigeració, que no arriba ni al 6%, és per això que donada la seva poca incidència i per tal de simplificar el càlcul del ΔT_{ml} s'ha considerat que tota la transmissió de calor es realitza en condicions de canvi d'estat i per tant a temperatura i pressió constant del fluid refrigerant, talment com a la Figura 55.

Així doncs, sota les condicions comentades i tenint en compte les temperatures d'entrada i sortida del fluid refrigerant (que considerem la mateixa) i de l'aire, es pot calcular la ΔT_{ml} a partir de l'Equació 53.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (\text{Eq. 53})$$

On:

ΔT_1 és la diferència de temperatura entre l'aire i el refrigerant a l'entrada de l'evaporador.

ΔT_2 és la diferència de temperatura entre l'aire i el refrigerant a la sortida de l'evaporador.

És important comentar que el càlcul de ΔT_{ml} realitzat, correspon a un intercanviador de calor simple (evaporador en el nostre cas) i no té en compte la pèrdua de rendiment per a flux creuat, rendiment que s'ha de tenir en compte si volem que el càlcul sigui el més acurat possible. El ΔT mitjà logarítmic corregit per a flux creuat (Cross-Flow), es calcula segons es mostra a l'Equació 54.

$$\Delta T_{ml,CF} = F \cdot \Delta T_{ml} \quad (\text{Eq. 54})$$

On:

F és un factor de correcció de la ΔT_{ml} calculada.

El càlcul del factor de correcció per a un intercanviador de calor d'un sol pas en flux creuat i amb ambdós fluids no barrejats es realitza segons la gràfica de la Figura 57. Per realitzar aquesta correcció es tindran en compte les temperatures d'entrada i sortida tant del fluid refrigerant (part freda) com de l'aire a refrigerar (part calenta) per tal de calcular els valors de R i P i que permetran trobar gràficament el valor de F. R i P es calculen segons les Equacions 55 i 56 respectivament.

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad (\text{Eq. 55})$$

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad (\text{Eq. 56})$$

On:

T_i és la temperatura d'entrada del fluid refrigerant.

T_o és la temperatura de sortida del fluid refrigerant.

t_i és la temperatura d'entrada de l'aire.

t_o és la temperatura de sortida de l'aire.

Per al cas proposat, les temperatures són les que es mostren a la Taula 56 que es troba a continuació.

T_i	-20*
T_o	-20*
t_i	Dependrà de T° ambient de l'aire
t_o	T° ambient aire – ΔT present

Taula 56: Temperatures evaporador

**En aquest cas, tal i com s'ha comentat, a efectes de càlcul no es té en compte cap reescalfament del refrigerant, per això les temperatures d'entrada i sortida d'aquest de l'evaporador són la mateixa (-20°C). A causa d'aquest supòsit, el valor del paràmetre R, calculat segons l'equació 55, sempre serà de 0, fet que provoca que per la majoria de valors típics de P, compresos entre 0,2 i 0,75, s'obtingui un valor de F proper a 1, indicant que el rendiment per al flux creuat és molt proper al 100% en tots els casos, fent que a efectes de càlcul es pugui considerar un rendiment del 100% i que per tant no s'hagi de tenir en compte.*

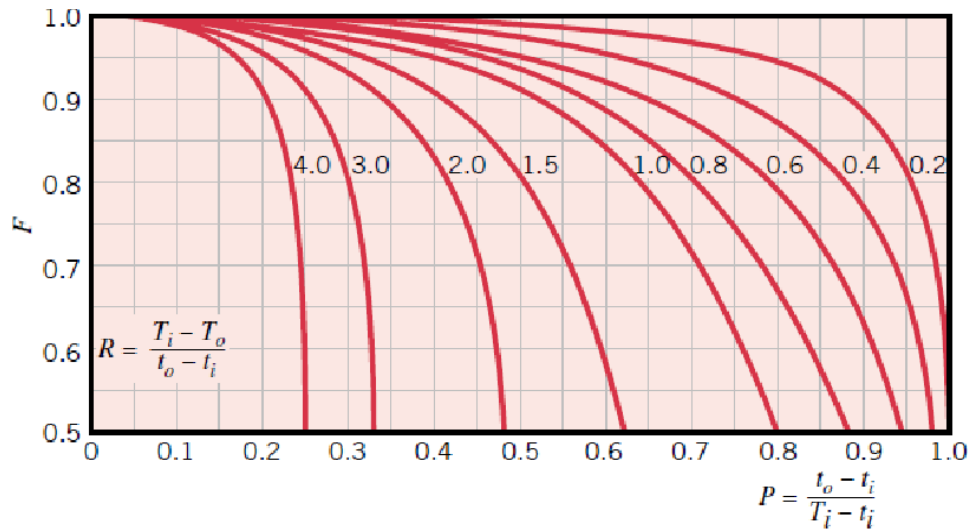


Figura 57: Correcció per a flux creuat (Universidad de Valladolid, 2012b)

C.4 Càlcul de la potència mecànica, frigorífica i COP del compressor

Per tal de calcular la potència mecànica del compressor, es necessita a més de la potència frigorífica, el COP del compressor, el qual és la relació existent entre la potència frigorífica produïda i la mecànica, El rendiment del compressor, es calcula tal i com es mostra a l'Equació 56.

$$COP = \frac{\text{Potència frigorífica } [Q_f]}{\text{Potència mecànica } [W_c]} \quad (\text{Eq. 56})$$

Aquest valor oscil·la de forma típica entre 1 i 6 i depèn de la diferència de temperatures entre el focus calent i el fred del cicle, essent inferior quant més gran sigui aquesta diferència.

Per al càlcul del COP s'ha de saber que la potència mecànica es pot expressar segons l'Equació 57.

$$\text{Potència mecànica } [W_c] = \dot{m}_{\text{refrigerant}} \cdot (\Delta h_{1-2}) \quad (\text{Eq. 57})$$

On:

$\dot{m}_{\text{refrigerant}}$ és el cabal màssic de líquid refrigerant que circula pel cicle de fred.

Δh_{1-2} és la variació d'entalpia entre els punts 1 i 2 del cicle.

Per altra banda la potència frigorífica produïda pel cicle es pot calcular segons l'Equació 58.

$$\text{Potència frigorífica } [Q_f] = \dot{m}_{\text{refrigerant}} \cdot (\Delta h_{5-6}) \quad (\text{Eq. 58})$$

On:

Δh_{5-6} és la variació d'entalpia entre els punts 5 i 6 del cicle

Així a partir de substituir a l'equació 56 les equacions 57 i 58 s'obté que el COP es pot calcular segons l'equació 59.

$$\text{COP} = \frac{\Delta h_{5-6}}{\Delta h_{1-2}} \quad (\text{Eq. 59})$$

És per això que per tal de trobar el COP és necessari dibuixar el cicle de fred sobre el diagrama de Mollier P-H (Pressió-Entalpia) per al R-134a, per tal de trobar les entalpies dels punts necessaris, tal i com es veu a la Figura 59 que es troba a continuació.

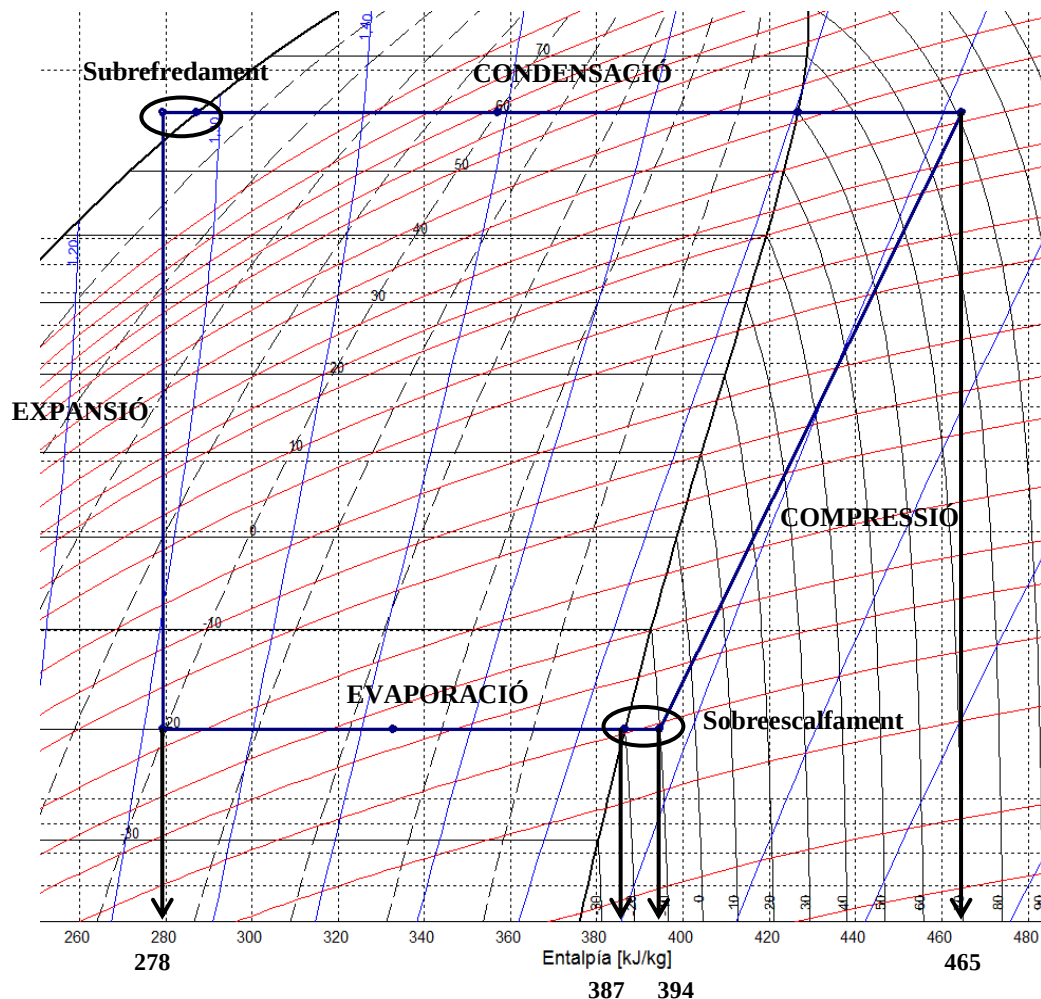


Figura 58: Càlcul entalpies per trobar el COP

Si es substitueixen els valors de les entalpies trobades al diagrama anterior a l'Equació 59 s'obté que el **COP del cicle és de 1,633**.

Amb aquesta dada, es pot realitzar el càlcul de la potència mecànica segons es descriu a l'Equació 60.

$$Potència\ mecànica\ [W_c] = \frac{Potència\ frigorífica\ [Q_f]}{COP} \cdot \eta_{compressor} \quad (Eq. 60)$$

ANNEX D

PRESSUPOST

Les despeses derivades en concepte de disseny i desenvolupament del present projecte són de **5.916,9€**
(CINC MIL NOU-CENTS SETZE euros amb NORANTA cèntims).

Mà d'obra	Quantitat	Preu unitari	Preu total
Adquisició de coneixements	225 h	0 €/h	0 €
Enginyeria	100 h	30 €/h	3.000 €
Preparació material i redacció	120 h	10 €/h	1.200 €

Cost mà d'obra 4.200 €

Maquinària i material	Quantitat	Preu unitari	Amortització	Preu total
Ordinador portàtil	1	1.200 €	15%	180
Software (Office, CAD)	1	2.000 €	2%	40
Caixa de plàstic de 60 litres	1	20 €	100%	20 €
10 kg de gel	1	10 €	100%	10 €
Material muntatge caixa	1	20 €	100%	20 €
Prova en banc de potència ITV	7	60 €	100%	420

Cost material 690 €

Cost total a falta d'IVA 4.890 €

IVA (21%) 1.026,9 €

COST TOTAL 5.916,9 €