



Universitat de Girona
Escola Politècnica Superior

Projecte/Treball Final de Carrera

Estudi: Enginyeria Tècn. Ind. Mecànica. Pla 2002

Títol: PROTOTIP CULATA DEL VEHICLE DE BAIX CONSUM
(Equip EPS-UdG Shell Eco-Marathon)

Document: 1 -Memòria

Alumne: Jordi Romans i Artigas

Director/Tutor: Martí Comamala i Laguna

Departament: Eng. Mecànica i de la Construcció Industrial

Àrea: Area de Motors Tèrmics

Convocatòria (mes/any): Setembre (2a) Curs 05/06

DOCUMENT : MEMÒRIA

MEMÒRIA DESCRIPTIVA

Índex de la memòria descriptiva:

1.1.	-Antecedents	Pàg. 3 - 4
1.2.	-Objecte del projecte	Pàg. 5
1.3.	-Especificacions	Pàg. 5
2.	-Anàlisi general	Pàg. 6 - 7
2.1.	-La culata	Pàg. 7 - 9
2.2.	-Components de la culata	Pàg. 10 - 11
2.3.	-Mecanismes	Pàg. 12 - 13
2.4.	-Sistema lubricació	Pàg. 14
2.5.	-Sistema Injector	Pàg. 15
2.6.	-Sistema d'encesa	Pàg. 16 - 17
3.	-Resum econòmic	Pàg. 18
4.	-Conclusions finals	Pàg. 19
5.	-Relació de documents del projecte	Pàg. 20
6.	-Bibliografia	Pàg. 21 - 22
7.	-Glossari	Pàg. 23 - 24

ANNEXES

Annex A. -Estudis tècnics

A.1.	-Estudis de la relació compressió	Pàg. 26 - 29
A.2.	-Estudis termodinàmics	Pàg. 30 - 36
A.3.	-Estudis químics (Relació Estequiomètrica)	Pàg. 37 - 39
A.4.	-Estudis del procés de mecanització dels conductes	Pàg. 40 - 43
A.5.	-Estudis del sistema d'acoblament (culata - Motor Gx35)	Pàg. 44

Annex B. -Càlculs justificats

B.1.-Càlculs aparta d'admissió

B.1.1. -Seient d'admissió	Pàg. 46 - 47
B.1.2. -Vàlvula d'admissió	Pàg. 48 - 50
B.1.3. -Guia de vàlvules	Pàg. 50 - 53
B.1.4. -Ressort d'admissió	Pàg. 54 - 55

B.2.-Càlculs aparta d'escapament

B.2.1. -Seient d'escapament	Pàg. 56 – 57
B.2.2. -Vàlvula d'escapament	Pàg. 58 – 60
B.2.3. -Guia de vàlvules	Pàg. 60
B.2.4. -Ressort d'escapament	Pàg. 61 – 62

B.3.-Càlculs mecànics

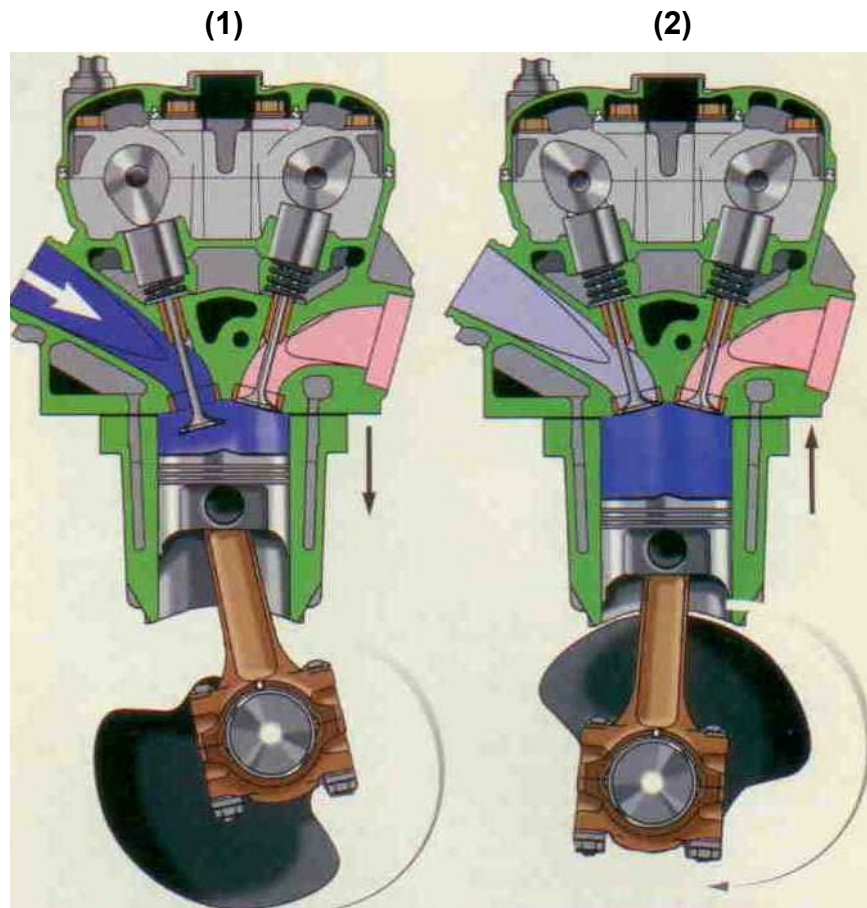
B.3.1. -Arbre de lleves	Pàg. 63 – 75
B.3.2. -Dimensionament de la xaveta	Pàg. 75
B.3.3. -Esforços de subjecció de la culata	Pàg. 75 – 76
B.3.4. -Sincronisme de les lleves	Pàg. 77 - 82

Annex C. -Catàlegs

C.1. -Catàleg Motor (Honda Gx35).	Pàg. 84 - 85
C.2. -Catàleg Rodament (FAG).	Pàg. 86
C.3. -Catàleg Rodillo de recolzament seguidor lleva (SKF).	Pàg. 87
C.4. -Catàleg Injector Valve EV (Bosch).	Pàg. 88 - 91
C.5. -Catàleg Reten de grassa (Simrit).	Pàg. 92
C.6. -Catàleg Anells Elàstic (Seeger).	Pàg. 93 - 96
C.7. -Catàleg Passador cilíndric (Fabrycom) .	Pàg. 97
C.8. -Catàleg Xaveta (Fabrycom).	Pàg. 98

1.1. -ANTECEDENTS:

Aquest projecte s'ha portat a terme degut el fet de voler millorar en diferents aspectes el motor Honda Gx35, del vehicle de baix consum de la universitat de Girona (Udg). Aquest és un motor de combustió interna de gasolina (cicle Otto). Tot seguit mostrarem el cicle de funcionament del motor, per poder-lo comprendre millor.



1- Admissió:

Fig. 1 Representació de les dues primeres etapes del cicle Otto

A la primera carrera del pistó s'aspira la mescla carburada per la vàlvula d'admissió provocat pel buit que es crea en el cilindre el augmentar el volum disponible pel descens del pistó. En el cicle real la vàlvula s'obre abans del Punt Mort Superior (PMS) i es tanca després del Punt Mort Inferior (PMI).

2- Compensió:

A la segona carrera es comprimeix la mescla aspirada. La vàlvula d'admissió es tanca e impedeix la sortida del gas. En el cicle real la vàlvula d'admissió tanca

més enllà del PMI i la duració de la compressió és menor a una carrera completa. La compressió està limitada per les característiques de la mescla aire-gasolina.

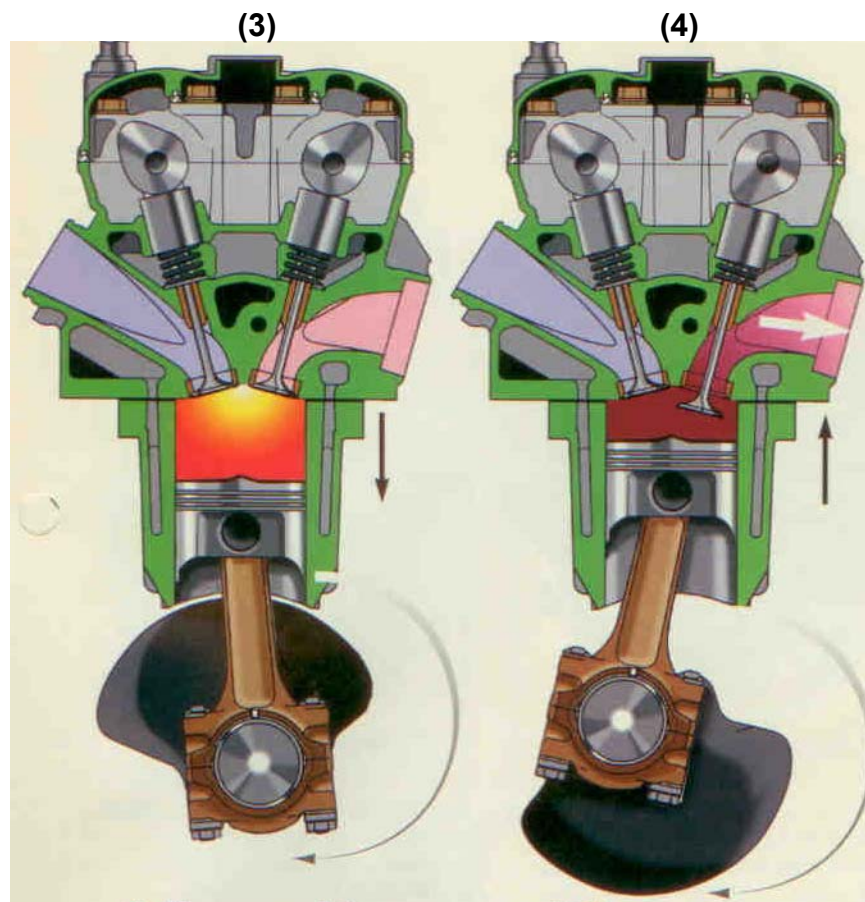


Fig. 2 Representació de les dues finals etapes del cicle Otto

3- Expansió:

La combustió de la mescla comprimida té lloc degut a la guspira produïda per la bugia a la càmera de combustió. La reacció produeix un augment molt ràpid del volum del gas que impulsa el pistó cap al PMI. La carrera d'expansió és la única en que es produeix el treball del motor.

4- Escapament:

A la quarta carrera s'expulsen els gasos per la vàlvula d'escapament. La pressió de la mescla cremada és superior a l'ambient i es veu ajudada pel moviment del pistó. En el cicle real l'escapament obre abans del PMI i l'admissió abans del PMS. L'interval en que ambdues estan obertes al temps s'anomena encreuament de vàlvules.

1.2. -OBJECTE GENERAL DEL PROJECTE:

L'objectiu és el disseny d'una culata per poder minimitzar el consum de gasolina. Aquesta s'ha de poder acoblar amb el motor Honda Gx35. El motor de Honda prèviament s'haurà de modificar per així poder instal·lar-hi la nova culata.

1.3. -ESPECIFICACIONS:

Els requeriments per la futura culata són:

- L'incorporació d'un sistema d'injecció indirecte.
- Dos arbres de lleves. Un pel sistema d'admissió i l'altre pel sistema d'escapament.
- És interessant que els dos arbres puguin variar la seva posició la posició relativa del pistó , pel fet de poder realitzar avanços i retards en les vàlvules.
- Dissenyar una culata desmuntable del cilindre. Per donar millor flexibilitat i poder ajustar el sincronisme del mecanisme.
- S'intentarà aprofitar alguns components dels motors Honda Gx25 i Gx35. Com per exemple les vàlvules i els ressorts.
- Els combustible que utilitzarà el motor és Gasolina 95 octans.

Es dissenyarà el conjunt mecànic sense incloure:

- Sistemes Elèctrics : Com per exemple l'encesa o d'injecció
- Sistemes de lubricació.
- Sistemes Mecànics de fixació de la culata cilindre (Només s'inclourà una possible solució).
- L'anàlisi del comportament fluids dins el conducte d'admissió i escapament.

2. -ANÀLISIS GENERAL:

El projecte de la culata està destinat a un motor monocilindre de 4 temps. El motor transforma l'energia de la gasolina 95 amb energia mecànica de rotació. Aquest motor Otto, de compressió a volum constant, no porta incorporat cap sistema de refrigeració, sinó tot el contrari. El motor intenta aïllar-se de l'exterior per poder mantenir una certa temperatura de treball constant. És degut a la seva funció de treball. El mecanisme té una funció de treball intermitent. S'engegat durant un petit període i després se'l para.

Aquest motor, que propulsa el vehicle de baix consum de l'Udg, té una cilindrada de 35cc i una carrera de 30mm. Es calcula que tindrà amb la nova culata una potència aproximada 1 kw i un parell motor superior a 1Nm

Per arribar aquesta solució s'han hagut de prendre diferents decisions, les quals moltes d'elles anaven lligades. En un motor hi ha molts factors que hi intervenen i s'han emprat els factors que creiem més convenients per arribar a la solució desitjada:

-Factors que depenen del temps necessari per produir la combustió:

- 1- Velocitat de propagació de la flama.
- 2- Longitud a recórrer la flama.

-Factors que influeixen en la velocitat de flama:

- 1- La turbulència.
- 2- Relació aire-combustió.

-Factor temperatura:

Existeix un interval de temperatura, la qual la velocitat de propagació és més gran.

Factors que s'han tingut en compte a l'hora de realitzar el projecte:

- Relació de compressió elevada:
 - Avantatges: Bon rendiment tèrmic.
 - Inconvenients: Aparició de la detonació del combustible al ser comprimit.

- Bon front de flama: centratge de la bugia dins la cambra de combustió
 - Avantatges: Propagacions homogèniques de la flama d'explosió. Després de la encesa, provocada per la bugia, la flama progressa a una velocitat relativament baixa. Quan la flama troba una bona zona de major turbulència i avarca una massa més gran, progressa més ràpidament amb una velocitat més aviat constant.
 - Inconvenients: Mala refrigeració per la bugia.

- Estructura de la cambra de combustió és senzilla i simètrica:
 - Avantatges: Bona repartició de la mescla comprimida quan el pistó està en el PMS. No hi ha pertorbacions en el moment de l'expansió. Bona propagació de la flama.
 - Inconvenients: Complicació a l'hora de dissenyar.

- Bona mecanització de tot el conjunt d'elements que la componen:
 - Avantatge: Facilitat a l'hora de mecanitzar i abaratir costos.

Tot seguit farem una explicació breu de tots els elements principals que componen la culata. Començarem per la part inferior de la culata: els seients de vàlvules i continuarem en direcció als arbres de lleves.

La culata està formada pel cos culata i el de sistemes d'admissió i el sistema d'escapament. Els dos sistemes són simètrics amb algunes variacions.

Abans de llegir la descripció de cada element s'aconsella mirar el plànol corresponent, i observar la situació en el plànol de conjunt. Aquestes són les peces necessàries per a dur a terme projecte.

2.1. -LA CULATA

La cambra de combustió és hemisfèrica (Fig.3), la qual té les vàlvules inclinades 14° respecte l'horitzontal. És una constitució de cambra molt utilitzada en el món de l'automòbil. Degut el fet de tenir una relació superfície/volum molt petita i per tan té un bon rendiment "tèrmic".

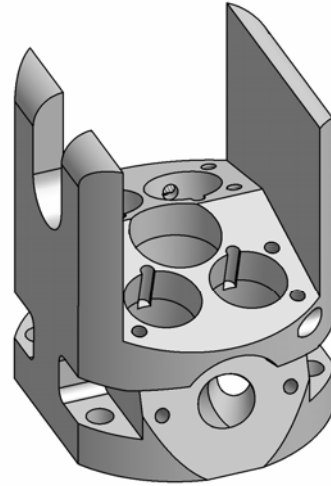


Fig.3Culata hemisfèrica (Planol1)

La culata porta quatre vàlvules, dues d'admissió i dues d'escapament. S'ha decidit posar quatre vàlvules per les condicions:

- Per poder assolir una relació de compressió lo més elevada possible
- Per poder assolir un bon ompliment del cilindre (80%).

-Causa:

Degut el fet de tenir un pistó, el qual té una cavitat interior. Aquest roba un volum de la cambra de combustió. Conseqüentment el volum de la cambra de combustió de la culata ha de ser més petit per poder mantenir una relació de compressió elevada. Per un bon rendiment tèrmic s'ha d'emprar relacions de compressió mínimes (6-9). El fet de tenir un volum de la cambra tant petit, dona lloc a tenir un posicionament de les vàlvules molt pròxim al pistó, quan aquest està en el Punt Mort Superior (PMS).

-Conseqüència:

Per solucionar aquest problema s'ha optat en la solució d'incorporar 4 vàlvules i així poder donar la mateixa secció de pas (obertura perquè els gasos circulin) amb una elevació de vàlvula menor que en el cas de 2 vàlvules. Degut el fet de poder mantenir la secció de pas durant més temps oberta, incrementant la turbulència dintre la cambra. Gràcies a la turbulència i la relació de compressió elevada, la propagació de la flama serà més ràpida, per tant, una millor combustió. També el fet de tenir 4 vàlvules el repartiment de la mescla a l'interior de la cambra serà més homogènia.

Hi ha quatre conductes, un per cada vàlvula. Per tan dos conductes d'admissió i dos d'escapament. Tots aquests conductes tenen una conicitat del 20% per facilitar l'entrada i la sortida dels fluxos gasosos. En els conductes d'admissió són els encarregats d'introduir la mescla fresca d'aire i gasolina dintre el cilindre, per una entrada comuna. Conductes amb forma de (Y). Els d'escapament tenen la funció d'extreure els gasos residuals (cremats) del cilindre cap a l'atmosfera, per una sortida comuna. Pel fet d'haver-hi quatre vàlvules, tan les vàlvules d'admissió com les d'escapament estan paral·leles entre elles mateixes. Per tan cap dels conductes pot estar en el mateix pla. Els eixos virtuals que passen pel centre dels conductes d'admissió formen un angle amb l'horitzontal de 25°. Els dels conductes d'escapament formen un angle de 20°.

2.2. -COMPONENTS CULATA

Els seients cònics (Fig.4)garanteixen una bona estanquitat i una durabilitat alta. El material que els compon és d'un acer aleat, el material emprat és el Nilresist.



Fig.4 Seient vàlvula (Plànols 9 i

34)

Les guies de vàlvules (Fig.5) són còniques per poder garantir el bon centratge de les vàlvules en tot moment a causa de les elevades temperatures. La culata és el mecanisme el qual rep més aportació de calor. Conseqüentment les peces que la componen es dilaten, provocant moviment no desitjat (per exemple, l'augment dels diàmetres i allargament dels eixos, provocant tensions elevades a les peces).

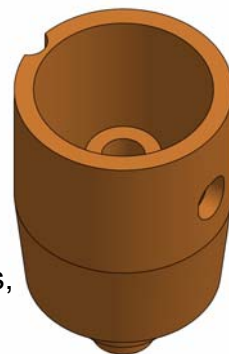


Fig.5 Guia de vàlvula (Plànols 5 i 32)

Les vàlvules (Fig.6) són els elements mòbils encarregats d'aïllar i comunicar l'interior de la cambra amb l'exterior. La seva bona estanquitat és degut el fet de tenir un assentament cònic amb els seients. La seva temperatura de treball és aproximadament de 800°C. Utilitzarem les vàlvules dels Motors Honda Gx35 pel sistema d'admissió i les del Motor Gx25 pel sistema d'escapament. L'elevació de vàlvula serà igual tan pel sistema admissió com pel d'escapament i serà de 2mm. Quan arribin a l'elevació màxima es mantindran en repòs durant un interval d'angle girat del cigonyal, per tal d'eliminar les inèrcies dels gasos.



Fig.6 Vàlvula admissió (Plànol de conjunt)

Els ressorts d'admissió (Fig.7) seran els del motor Gx35 i els d'escapament del motor Gx25.

Degut el fet que els règim màx. de gir dels arbre de lleves no sobrepassen 2500 RPM no ens cal posar cap esmorteïdor per les vibracions (per exemple, una funda lateral o un altre ressort de diferent constant elàstica dins d'aquest). Degut a les vibracions es podria produir el trencament de la molla.

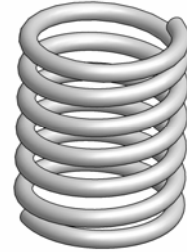


Fig.7 Ressort (Plànol de conjunt)

El sistema de fixació de vàlvula (Fig.8) emprat és el sistema de cunya, el qual d'una forma cònica impedeix que la vàlvula, en un sentit, perdi la posició respecte el ressort. D'aquesta forma garantim la fixació entre la Vàlvula i el Ressort.

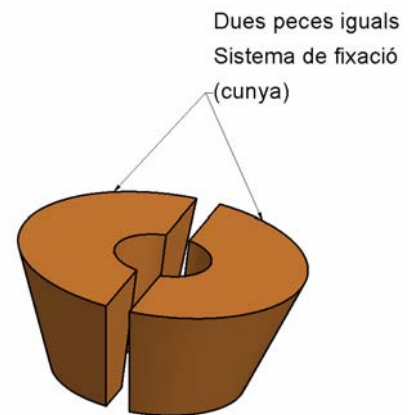


Fig. 8 Sistema de fixació (Plànol 8)

L'accionament de vàlvules (Fig.9) es fa mitjançant el polsador que és l'encarregat d'accionar les dues vàlvules a l'hora. Aquest té un moviment lineal pel bon funcionament de les vàlvules.

El polsador porta un sistema de reglatge de l'elevació de les vàlvules mitjançant un espàrrec roscat i una femella per cada vàlvula.

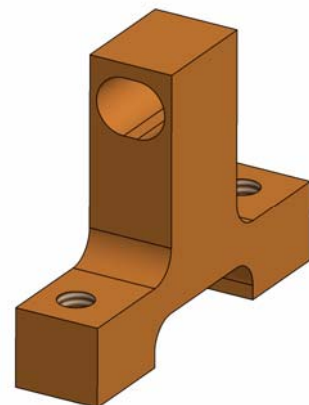
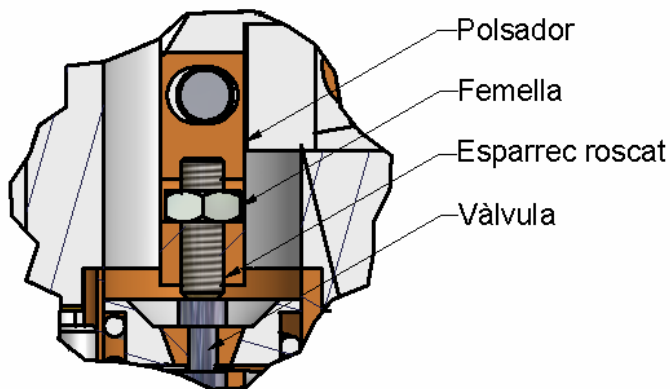


Fig. 9 Polsador (Plànols 13 i 36)

2.3. -MECANISMES

Sistema de reglatge



Aquest sistema (Fig.10) té la funció de corregir la dilatació de les vàlvules.

Les vàlvules s'allarguen (uns 0.2mm aprox.) degut a l'augment de temperatura.

Fig. 10 Sistema reglatge vàlvules mitjançant el Polsador.

El balanci triangular (Fig.11) té un moviment rotatiu.

La seva funció primordial és separar els elements mòbils, pel fet de poder accedir al reglatge de vàlvules (1) fàcilment. Gràcies el balancí (2) podem incorporar un rodament seguidor de lleves (3) el qual guanyem rendiment mecànic pel fet de no tenir la fricció de fregament entre el balanci i la lleve. Tenim contacte de rodadura. D'aquesta manera els arbres de lleves (4) queden més separats entre ells. Degut el fet que el balancí té un moviment rotatiu i l'accionament de vàlvules té un moviment lineal, el polsador (1) té un xaveter el qual hi passa l'eix del balancí amb un joc mínim. D'aquest mecanisme permetem un grau de llibertat amb el sentit horitzontal i garantim el posicionament vertical.

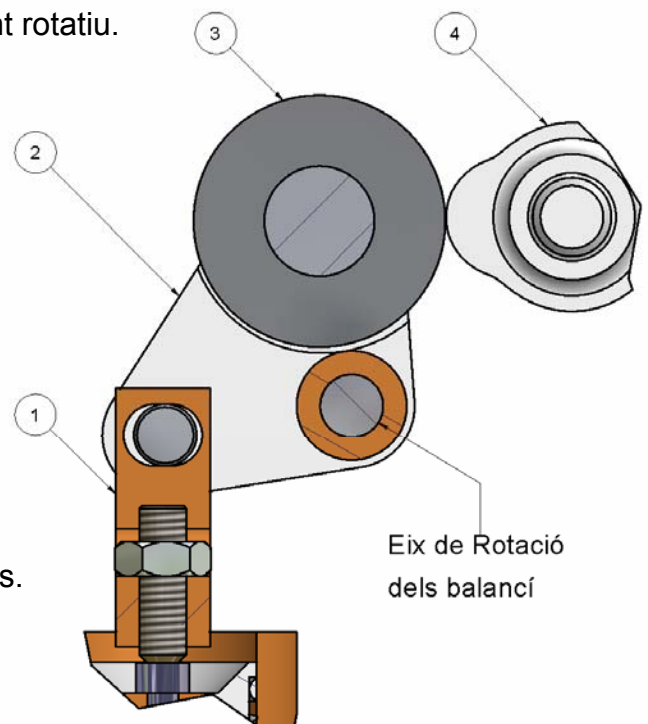


Fig.11Balanci (Plànol 14 -15)

Aquests mecanismes ens permet garantir que el mateix desplaçament que rep el rodament següent, degut a la lleva, és el mateix que reben les vàlvules quan el motor és en la temperatura òptima.

Arbre de lleves. Els dos arbres de lleves són idèntics simplement canvia el perfil descrit de les lleves. El arbre (4) està recolzat mitjançant dos rodaments rígids de Boles (3) (Fig.12)

El sistema de fixació axial està emprat en un sol rodament, mentre l'altre no rep cap esforç axial. El rodament fixat axialment porta un anell elàstic exterior (2). En aquest punt de l'eix no rep cap moment torçor i el moment flector no és crític, per tant, és un bon punt de subjecció.

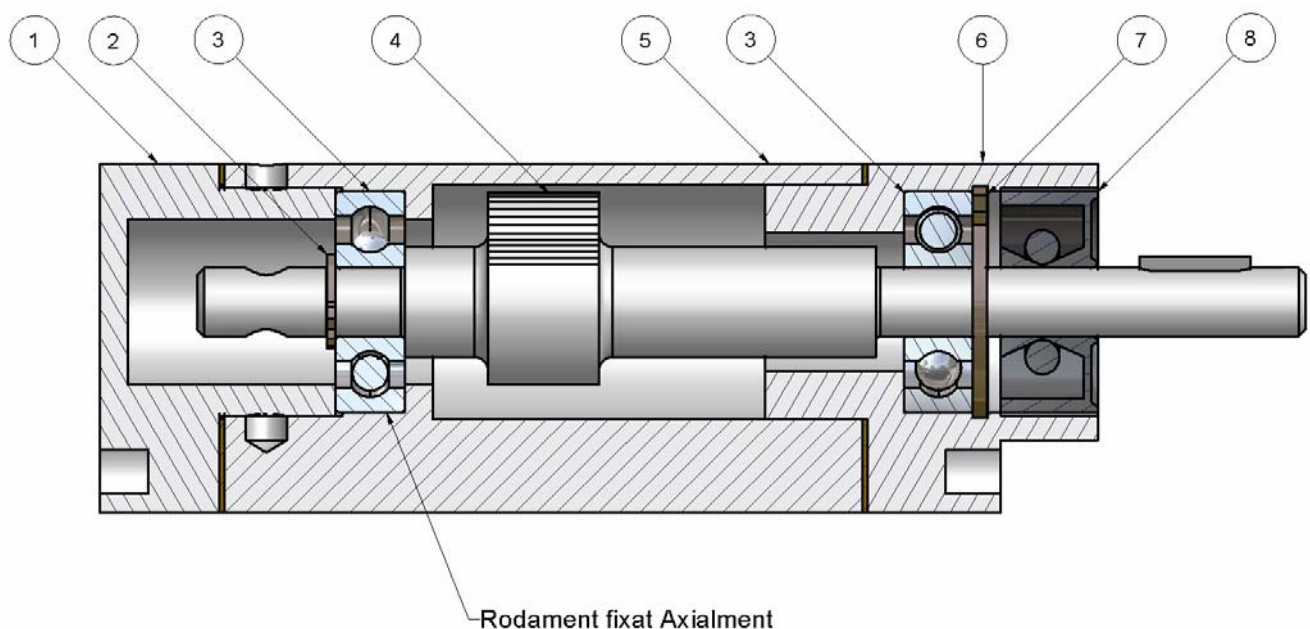


Fig. 12 Representació del sistema de fixació de l'arbre de lleves

- (1) -Suport fixador Rodament arbre de lleves
- (2) -Anell elàstic exterior
- (3) -Rodament rígid a boles (625)
- (4) -Arbre de lleves d'admissió
- (5) -Suport de lleva
- (6) -Suport Rodament politja
- (7) -Anell elàstic interior
- (8) -Reten de grassa

2.4. -SISTEMA LUBRICACIÓ

Sistema de lubricació (Fig.13).Hi ha dos sistemes de lubricació iguals , un pel mecanisme d'admissió i un pel d'escapament. El circuit d'oli, de l'interior de la culata, està format per tres cambres. Entra per la cambra Superior i surt per l'inferior:

-La primera cambra és la superior, en la qual l'oli lubricarà els dos rodaments rígids de boles. Quan el nivell hagi arribat a una alçada concreta la lleva serà l'encarregada d'enviar l'oli a la segona cambra.

-La segona cambra és la central, la qual està formada pels elements mòbils (rodament seguidor, balancí, polsador). Degut el fet que aquesta cambra està inclinada 14°, formarà un petit dipòsit per mantenir lubricat tots els elements mòbils que la formen. L'oli sobrant es filtrarà entre la guia de vàlvules i la tapa ressort vàlvula, passant d'aquesta forma a la tercera cambra.

-La tercera cambra és la inferior, en ella hi ha la vàlvula i el ressort. L'oli es va filtrant dins d'aquesta fins arribar a un nivell el qual troba un orifici de sortida cap a una galeria col·lector. Aquest col·lector condueix cap a l'exterior

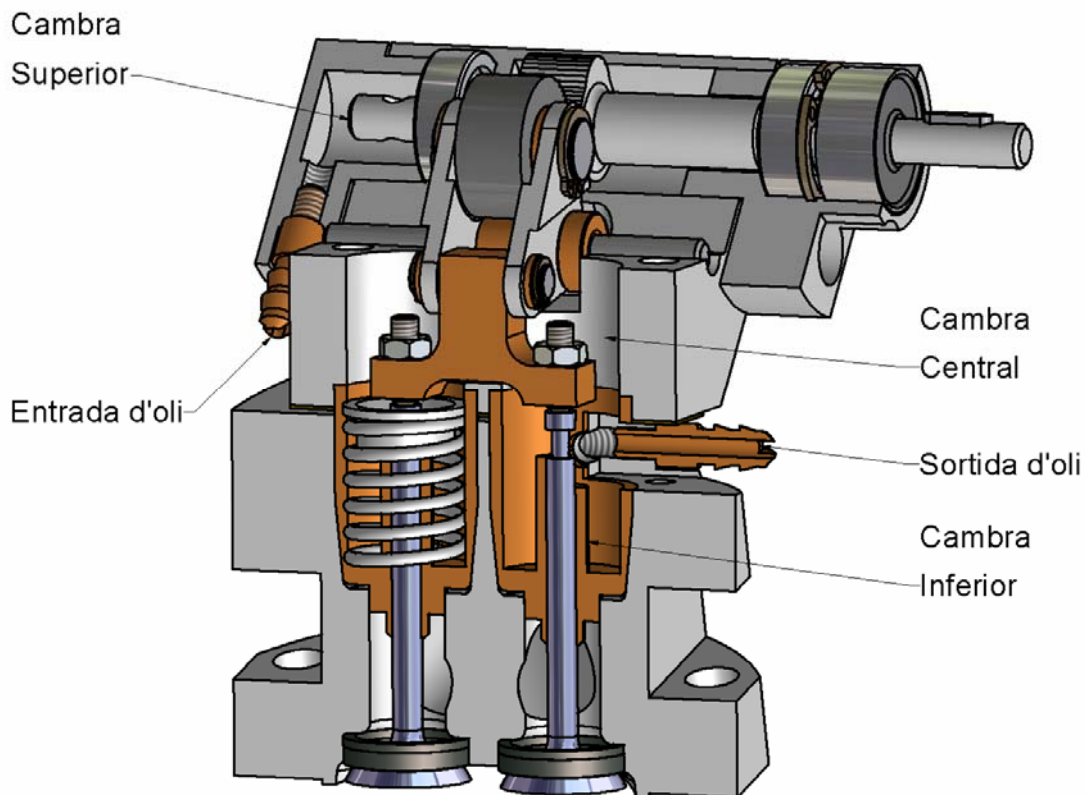


Fig.13 Representació del sistema de lubricació de la culata

2.5. -SISTEMA INJECTOR

Sistema Injector .El sistema d'admissió (fig.14) té la funció d'introduir dins el cilindre una mescla fresca d'aire i gasolina. Per poder-ho realitzar el pistó produeix una depressió dins el cilindre en el moment d'admissió quan el pistó passa del Punt Mort Superior (PMS) cap al Punt Mort Inferior (PMI). En aquest moment les dues vàlvules d'admissió estan obertes i deixen circular un flux d'aire pels conductes d'admissió per arribar dins el cilindre.

Conjuntament amb la circulació de flux d'aire fresc, s'injecta la quantitat proporcional de gasolina per aconseguir una relació estequiomètrica. L'injector és l'encarregat d'injectar la proporció adequada de gasolina. Aquesta està instal·lada al conducte suport d'admissió un angle de 10° respecte aquest conducte, i un angle de 35° respecte l'horitzontal. Tan l'injector com el conducte suport d'admissió estan compresos dintre el pla vertical (X,Z).

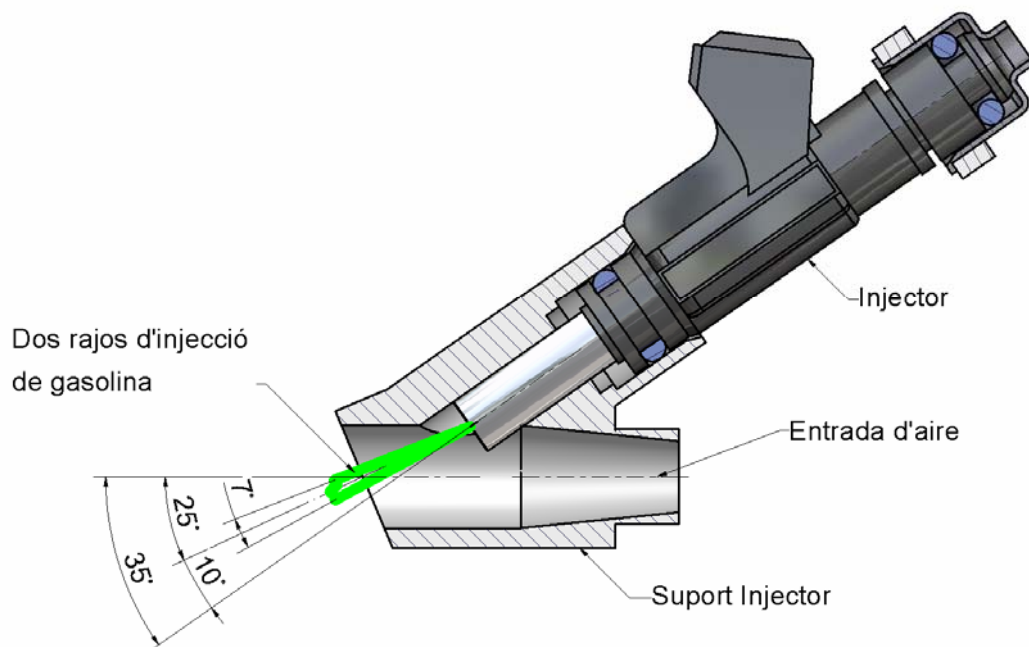


Fig. 14 Sistema d'injecció Indirecte de gasolina de la Culata

2.6. -SISTEMA D'ENCESA

Sistema d'encesa. Els motors de combustió interna del cicle Otto , per produir la detonació controlada del combustible utilitzen una o varies bugies. Aquestes bugies son instal·lades a la cambra de combustió. El seu funcionament és produir una xispa en l'etapa inici de l'expansió.

Pel nostre projecte utilitzarem una bugia degut a ser un motor monocilíndric. Aquesta seria una bugia de la casa NGK amb el codi de referència CMR5H. Altres fabricants tenen producte equivalents de bugies .

Dades específiques per ser compatible

- Rosca M10x1 (Rosca mètric 10 pas fi)
- Longitud de la rosca de 12mm o aproximadament.
- Sistema de fixació per desmuntar i muntar = Hexagonal de 16mm entre cares.
- Grau tèrmic 5-7

A continuació mostrem una taula (Fig.15) de valors de pretensat de la bugia , en funció del diàmetre de la rosca i el material de la culata.

Diàmetre de la rosca	18 mm	14 mm	12 mm	10 mm
Culata de hierro fundido	35-45 Nm	25-35 Nm	15-25 Nm	10-15 Nm
Culata de aluminio	35-40 Nm	25-30 Nm	15-20 Nm	10-12 Nm

Fig. 15 Taula de pretensat de bugia

El nostre cas seria un diàmetre de bugia de 10mm amb una culata d'Alumini, per tan faríem un pretensat d'entre 10 i 12Nm. Per realitzar aquesta operació , es portaria a terme amb una clau Dinamomètrica (Clau especialitzada per poder mesurar el parell torsor aplicat) i la clau de bugia específica.

A continuació mostrarem la Clau de bugia específica per la culata (Fig. 16)

Aquesta Clau s'acoba per la part superior amb una clau dinamomètrica de ½", (la qual també té l'entrada quadrada).

Per la part inferior hi ha un sistema de subjecció per la bugia.

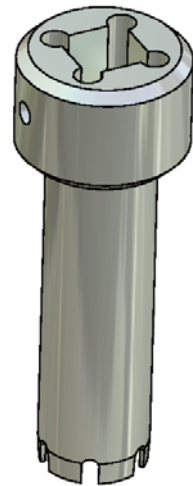


Fig. 16 Clau Bugia (plànol 46)

A finalment mostrarem la Clau de bugia en la posició de muntar o desmuntar la bugia. (Fig. 17)

Clau de Bugia

Sistema de muntatge i desmuntatge de la bugia

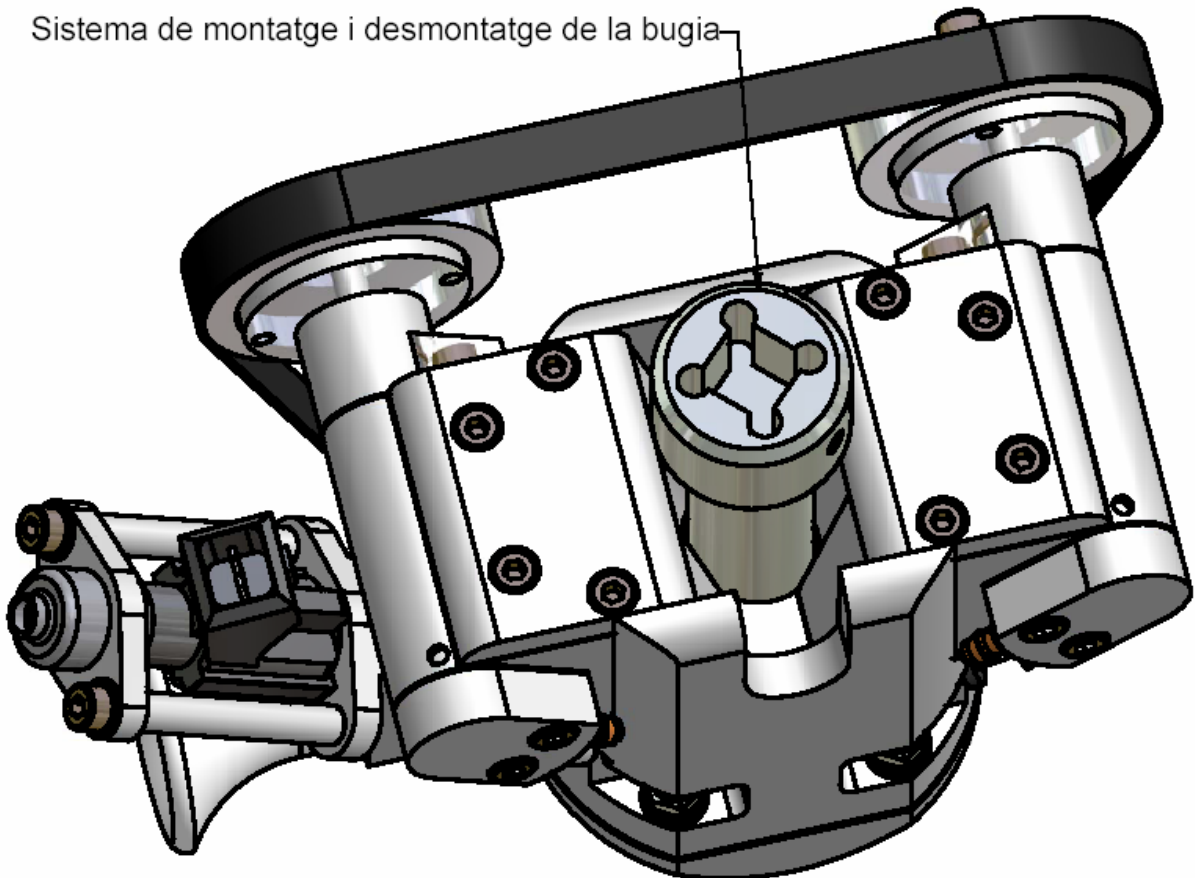


Fig. 17 Representació del sistema de muntatge i desmuntatge de la bugia

3. -RESUM ECONÒMIC

El cost total de construcció i muntatge de la culata és de:

Cost de les peces	3837.07
Control de qualitat i Muntatge	135.5
Contingències 10%:	397.2
IVA 16%:	699.17
TOTAL:	5069

El cost total de la culata hemisfèrica pel motor Honda Gx35 és de cinc mil seixanta-nou Euros.....5069€

4. -CONCLUSIONS FINALS

Aquest projecte avarca tot un seguit de càlculs previs , un dimensionament i un disseny d'una futura culata. Deixa per realitzar en un futur projecte els temes següents:

- 1)-Càlculs dels fluids mitjançant un programa d'elements finits.
- 2)-L'incorporació d'un sistema de lubricació. Ja que el projecte anterior ja tenia en compte el sistema de lubricació. (La culata porta incorporat dues entrades d'oli a la part superior i dues sortides a la part inferior).
- 3)-Càlculs mecànics de la compensació dels balancins.
- 4)-L'adaptació de tot el projecte de la culata amb el projecte de la part inferior del motor.

5. RELACIÓ DOCUMENTS DEL PROJECTE

Aquest projecte està compostat pels següents documents:

Document : MEMÒRIA

- Memòria descriptiva
- Annexos

Document : PLÀNOLS

- (Plànols de fabricació i de conjunt)
46-Plànols
1 -Conjunt

Document : PLEC DE CONDICIONS

- Fabricació , Control de qualitat i Muntatge

Document : ESTAT D'AMIDAMENTS

- -Estat d'amidaments
-Nomenclatura (llista de peces de fabricació i peces de compra)

Document : PRESSUPOST

- -Pressupost
-Pressupost parcials
-Pressupost general

6. -BIBLIOGRAFIA

La bibliografia que s'ha tingut en compte en aquest projecte és la següent:

Estudi de motors:

(621.43 GIA) **MOTORES TÉRMICOS**, de Dante Giacosa
Editorial OMESA

(621.43.048 RUI) **LA DISTRIBUCIÓN**, de L. Ruigi
Editorial CEAC

(621.4(02) SCM) **MOTORES TÉRMICOS** (motores de pistón y turbinas de gas),
de Günther Schneider.
Ediciones URMO

(621.432.3 BLA) **DESIGN AND SIMULATION OF FOUR-STROKE ENGINES**, de
Gordon P. Blair
Editorial SAE

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA, de D.Cabronero Mesas
Editorial LEPARTO

Teories de falla d'elements mecànics:

(EDW 90) **DISSENY EN ENGINYERIA MECÀNICA**, de Joseph Edward Shigley
Editorial Mc Graw Hill

TEORÍA DE MAQUINAS Y MECANISMOS, de Joseph Edward Shigley i John
Joseph Vicker, JR.
Editorial Mc Graw Hill

Programa de càlcul de cicles termodinàmics:

GPB- 4st, 1998. De Gordon P.BAIR, DESIGN and SIMULATION of FOUR-STROKE ENGINES

Publicacions:

EL MOTOR, 2000. Publicacions de revistes de tecnologia puntual de la mecànica de moto.

Editada per: Motociclismo.

LA FABRICATION DES SOUPAPES, 2003. de Per Massimo Clarke
Editorial Moto Technologie.

Pàgines webb d'interès

www.eco-marathon.web.upv.es

www.marellifap.com

www.autotecnic.2000

www.km77.com/motor/motorsaabscc/t02.osp

www.bosch-automotive.es

www.dayco.com

www.ngk.es

www.aenor.es

www.honda-engines-eu.com

7. -GLOSSARI

Nomenclatura utilitzada

V_c	Volum cilindrada (cm^3)
$\varnothing_p$	Diàmetre pistó (cm)
V_{cp}	Volum de la cambra de combustió en el pistó (cm^3)
V_{cc}	Volum de la cambra de combustió en la culata (cm^3)
V_{cct}	Volum de la cambra de combustió total (cm^3)
η	Rendiment tèrmic
r	Relació de compressió volumètrica
k	Exponent adiabàtic de l'aire =1,4
r_g	Radi gran del con (1) ($r_g = \varnothing 30/2$) (mm)
r_p	Radi petit del con (2) ($r_p = \varnothing 20/2$)(mm)
h_1	Alçada del con (1) (mm)
h_2	Alçada del con (2) (mm)
PMS	Punt Mort Superior
PMI	Punt Mort Inferior
P_{1t}	Pressió teòrica final admissió (bars)
T_{1t}	Temperatura teòrica final d'admissió (K°)
P_{2t}	Pressió teòrica final compressió (bars)
T_{2t}	Temperatura teòrica final compressió (K°)
P_{3t}	Pressió teòrica d'inici de l'expansió (bars)
T_{3t}	Temperatura teòrica d'inici de l'expansió (K°)
ΔT	Increment de temperatura ($^\circ K$)
P_{4t}	Pressió teòrica final d'escapament (bars)
T_{4t}	Temperatura teòrica final d'escapament (K°)
η_{th}	Rendiment Teòric
η_i	Rendiment indicat
η_e	Rendiment efectiu
η_m	Rendiment mecànic
W_i	Suma d'àrees del diagrama de Pressions/Volum (Kg/cm)
HG	Poder calorífic de la mescla (Kcal /m^3)
$\xi_0 (0)$	Densitat de l'aire en condicions normals= $1,225 \text{ Kg /m}^3$
H_u	Poder calorífic inferior = 10.400 Kcal/Kg
L_{min}	(Cabal d'aire) = $15.2 \text{ Kg d'aire / Kg de combustible}$
λ	Relació Estequiomètrica =1
η_v	Rend. Volumètric
W_e	Treball efectiu (Kcal)
P_e	Pressió mitja efectiva (Kg /cm^2)
FR	Relació aire-combustible
φ	Coeficient de dilatació (K^{-1})
D_T	Diàmetre a 20°C
E	Mòdul d'elàstic (Mpa)
ν	Constant de Poisson = 0,29
Δr	Increment de radi (mm)
P_0	Pressió exterior (Mpa)

r_o	Radi exterior (mm)
r_i	Radi interior (mm)
ΔL	Increment d'elevació de vàlvula (mm)
R_{vp}	Relació de diàmetres entre la vàlvula d'admissió i el pistó
R_{avp}	Relació d'àrees entre la vàlvula d'admissió i el pistó
R_{bc}	Relació entre els diàmetres del bastec i el cap de vàlvula
Δi_{pt}	Area de pas del flux (mm^2)
N_{iv}	Numero de vàlvules d'admissió
Δi_p	Area de pas del flux d'una vàlvula d'admissió (mm^2)
d_{ip}	Diàmetre interior del conducte d'admissió (mm)
d_{st}	Diàmetre bastec de la vàlvula (mm)
L_{max}	Elevació màxima (mm)
d_{os}	Diàmetre exterior del seient (mm)
d_{is}	Diàmetre interior del seient (mm)
β	Angle de conicitat de la vàlvula i el seient ($^\circ$)
x	d'elevació perpendicular entre la cara del seient i la vàlvula
Δs	Area de pas del flux en funció de (x) (mm^2)
$\varnothing_{Major}$	Diàmetre exterior de la vàlvula (mm)
$\varnothing_{Menor}$	Diàmetre interior de la vàlvula (mm)
Δt_e	Area de pas del flux corregit (mm^2)
C_d	Coeficient de descarrega
C_{im}	Relació d'àrees del col·lector i el $\varnothing_{int.}$ del seient adm.
G	Rigidesa del ressort a torsió(Mpa)
K	Constant elàstica del ressort (N/mm)
L_o	Long distesa (mm)
x_o	Desplaçament de precompressió respecte L_o (ressort) (mm)
x	Desplaçament màxim respecte L_o (ressort) (mm)
F	Força resultant (N)
M	Masses amb moviment (kg)
A	Acceleracions de les masses anteriors (m/s^2)
m_{red}	Masses reduïdes a un punt (kg)
$\sum$	Sumatori
v_{gn}	Velocitats dels elements mòbils (m/s)
v_{red}	Velocitat de les masses reduïdes (m/s)
I_{gn}	Inèrcies dels elements mòbils (kgm^2)
w_n	Velocitats angulars dels elements mòbils (Rad/s)
$\sum F$	Suma de forces (N)
$\sum M$	Suma de moments (Nm)
$\sqrt{\quad}$	Forces tallants (N)
M	Moment o parell (Nm)
R	Reaccions (forces) (N)
HB	Duresa del material
S_{ut}	Tensió resistent ultima a tracció (Mpa)
S_y	Tensió resistent elàstica del material a tracció
n	Revolucions per minut (rpm)
n_e	Coeficient de seguretat estàtic
n_f	Coeficient de seguretat a fatiga (Dinàmic)

ANNEX A: Estudis Tècnics:

A.1. -Estudis de la relació compressió	Pàg. 26 - 29
A.2. -Estudis termodinàmics	Pàg. 30 - 36
A.3. -Estudis químics (Relació Estequiomètrica)	Pàg. 37 - 39
A.4. -Estudis del procés de mecanització dels conductes	Pàg. 40 - 43
A.5. -Estudis del sistema d'acoblament (culata - Motor Gx35)	Pàg..44

A.1.- Estudis de la relació de compressió (Geometria cambra)

L'increment de la relació de compressió és una pràctica habitual per augmentar rendiment tèrmic dels motors , i el procediment habitual consisteix en reduir el volum de la cambra de combustió de manera que la relació volumètrica de la fase de compressió augmenti.

El fonament teòric es basa en el fet de que una compressió elevada del fluid de treball abans de la ignició incrementa la temperatura augmentant així el rendiment del cicle termodinàmic del cicle.¹⁻² Però un valor excessiu de la relació de compressió ens produeix una auto-encesa de combustible. La qual ens perjudicaria i el rendiment ens cauria en picat.

Volum cilindrada (V_c) = $(\pi \cdot \phi^2) \cdot e / 4 = 35,8 \text{ cm}^3$

Volum Cambra de combustió Aquest volum esta dividit en dues parts :

-Una part en el pistó: $V_{cp} = 0,79 \text{ cm}^3$

-Una part a la cambra de combustió de la culata: $V_{cc} = 2,78 \text{ cm}^3$

Volum Cambra de combustió total (V_c) = $0,79 \text{ cm}^3 + 2,78 \text{ cm}^3 = 3,97 \text{ cm}^3$

Relació de compressió (r) = $(V_c + V_c) / V_c = 10$

L'expressió que ens permet relacionar el rendiment amb la relació de compressió és :

Rendiment tèrmic

on η : rendiment tèrmic

r : relació de compressió volumètrica $\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$

k : exponent adiabàtic

Una millora del rendiment tèrmic és sense dubte un estalvi de combustible.

¹-L'autor de [621.4(02) SCH] ens argumenta la relació que hi ha en la relació de compressió i l'autoencesa del combustible.

²-La Figura de la taula [621.4(02) SCH] (pàg.25) ens mostra la relació de compressió màxima en funció de l'octanatge de la gasolina.

El volum i la geometria de la cambra de combustió del pistó (fig.18):

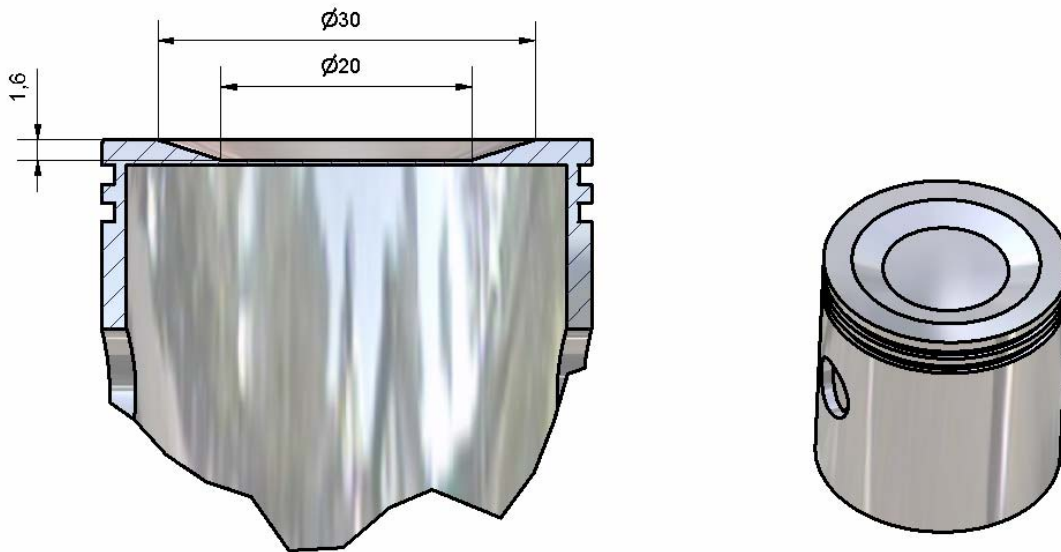


Fig. 18 (Geometria del pistó del Motor HONDA Gx35)

La geometria interior esta formada per la resta de dos cons (fig.19)

$$V_{cp} = \pi * [(rg^2 * h1) - (rp^2 * h2)] / 3 = 0,79 \text{ cm}^3$$

V_{cp} : Volum de la cambra del pistó

rg : Radi gran del con (1) ($rg = \text{Ø}30/2$)

rp : Radi petit del con (2) ($rp = \text{Ø}20/2$)

$h1$: Alçada del con (1)

$h2$: Alçada del con (2)

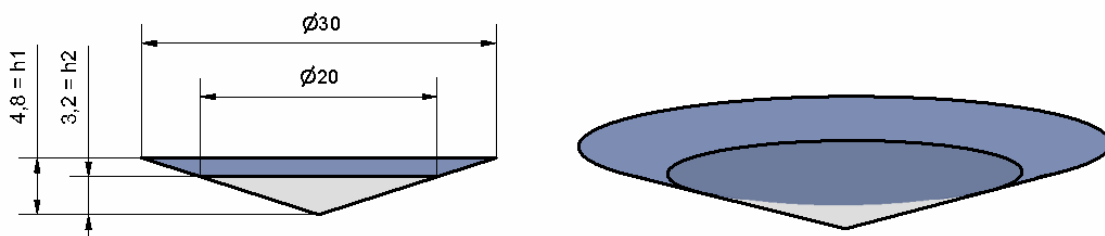


Fig. 19 (Geometria volumètrica del negatiu que s'allotja en la cambra del pistó)

El volum i la geometria de la cambra de combustió de la culata:

Característiques importants d'una culata hemisfèrica:

- Bugia central (Millor front de flama)
- Menor relació Superfície / Volum (Alt rend.)
- Alta rapidesa de combustió.
- Aplicació de diàmetres grans de vàlvules.

Dades:

- Angle de les superfícies d'admissió i escapament respecte l'horitzontal de 14°
- Volum de la cambra de combustió de la culata (fig.20) és de $3,34 \text{ cm}^3$

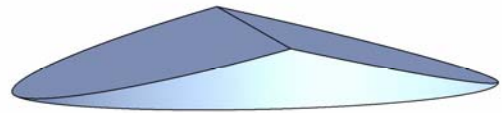


Fig. 20 (Geometria volumètrica del negatiu que s'allotja en la cambra de la culata)

A la figura de la dreta (fig. 21)

Mostrem realment la cambra de combustió on podem comprova la situació de la bugia central, com també la geometria triangular de la cambra .

En la figura podem veure la vàlvula d'admissió en la posició d'obertura , en l'etapa d'admissió.

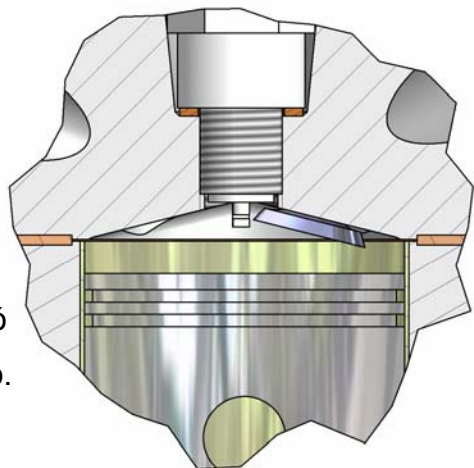


Fig. 21 Representació de la cambra de combustió.

La figura 22 de continuació ens presenta la geometria de la cambra , com també ens detalla la configuració dels punts on van situades les vàlvules.

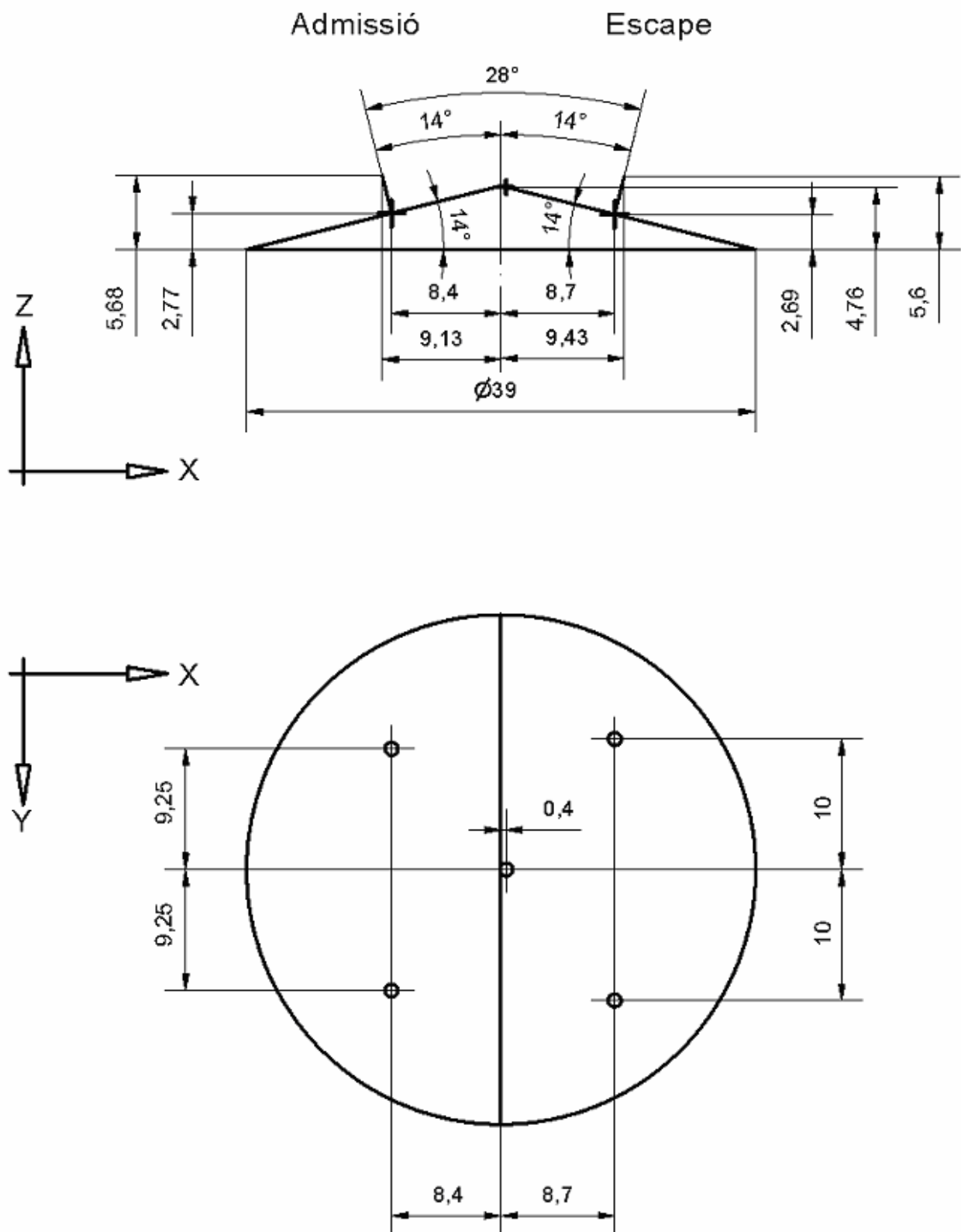


Fig. 22 Representació de la geometria de la cambra de combustió i la configuració de vàlvules.

A.2. ANNEX A: -Estudis Termodinàmics.

Coneixent el cicle indicat és fàcil traçar el diagrama de les pressions en el cilindre en funció dels desplaçaments angulars del cigonyal, més que en funció dels volums o dels desplaçaments del pistó, donada la relació cinemàtica que uneix aquests últims a la rotació de l'eix.

En les figures 23 ,24 ,25 es representen els diagrames del motor de 4 temps.

Com sabem, en el cicle real els processos no es realitzen, com es suposa en el ³cicle teòric, dins els límits representats pels punts morts. Per tant, les fases del cicle es compleixen durant desplaçaments angulars del cigonyal que són diferents entre si i dels que corresponen a les carreres totals del pistó.

Examinem com varien els valors de la pressió durant el desenvolupament del cicle :

- 1- **Admissió:** Al començament de la carrera d'aspiració (o admissió) l'interior del cilindre es troba a una pressió lleugerament superior a l'atmosfèrica, perquè encara no ha acabat la fase d'escapament. Coincidint amb el pistó, en la seva carrera cap el PMI, aspira mescla gasosa a través de la vàlvula d'admissió que s'ha obert en el moment oportú. A causa de les resistències que el gas troba en els conductes en la major part d'aquesta fase es té una pressió menor que l'exterior (*depressió de l'aspiració*). La depressió és tant major quan major és la velocitat del gas en els conductes perquè majors resulten les resistències al seu pas. Aquesta fase representa treball passiu. Quan el pistó inicia la carrera cap el PMS, l'interior del cilindre es troba encara en depressió pel que, a part del moviment contrari del pistó, continua l'introducció del fluid, fins que es verifica l'equilibri entre la pressió interna i d'atmosfèrica. En aquest punt s'ha de tancar la vàlvula d'admissió. Si els conductes d'aspiració són llargs, es pot utilitzar l'efecte de l'inèrcia de la columna gasosa per prolongar l'introducció inclús després retardar encara més el tancament de la vàlvula. I finalment comença la verdadera fase de compressió.

- 2- **Compressió:** La compressió de la carrega es produeix per efecte del moviment del pistó. Tenint en compte el fet que la combustió requereix d'un cert temps per completar-se , per permetre el desenvolupament més satisfactori de la fase útil (combustió i expansió) es fa començar l'encenement abans del PMS.
- 3- **Combustió i expansió:** Amb l'encesa poc abans del final de la carrera de compressió; aquesta genera una elevació de temperatura i de pressió que supera el seu valor màxim. La combustió acaba quan el pistó ja ha recorregut un primer tram de carrera
- 4- **L'expansió.** Acabada la combustió, es porta a terme l'expansió. El volum augmenta i la pressió experimenta una ràpida caiguda, que es deguda també en part a la cessió de calor a les parets del cilindre. L'expansió s'hauria de prolongar el més possible per aprofitar el màxim la fase útil, és a dir, fins sobrepassar el PMI, però en la pràctica, per facilitar l'expulsió dels gasos cremats, aquesta és interrompuda amb l'obertura anticipada amb respecte el PMI de la vàlvula d'escapament.
- 5- **Escapament:** Els gasos que en el moment d'obertura de la vàlvula d'escapament es troben a una pressió superior a l'atmosfèrica, es descarreguen violentament a l'exterior. En aquest primer període de la fase, que es produeix quasi a volum constant (escapament espontani), la pressió es redueix ràpidament , quan comença la carrera d'escapament, supera per poc la pressió atmosfèrica amb tendència a reduir-se encara més durant el primer tram d'aquesta carrera. A vegades, si els conductes d'escapament són llargs, per efecte d'inèrcia de la columna gasosa pot a més tenir-se en una ràpida punta de depressió. Quan comença el segon període de la fase; el pistó es desplaça cap el PMS, expulsa els gasos que encara ocupen el cilindre. Aquest període es desenvolupa a pressió lleugerament superior a l'atmosfèrica (sobrepessió d'escapament) per efecte de la resistència que els gasos troben a l'atravessar la vàlvula i les tuberies d'escapament, i representa treball passiu. El pistó, en canvi, no pot expulsar completament els gasos cremats perquè una part d'ells ocupa la càmera de combustió. Al final de

la carrera d'escapament, la pressió té encara un valor lleugerament superior a d'atmosfèrica. Mentre tant, ha començat a reobrir-se la vàlvula d'admissió de manera que aquesta es troba completament oberta i ofereix la màxima secció de pas per la nova fase d'admissió: així comença un nou cicle, que continuarà repetint-se regularment.

Tot seguit mostrarem les gràfiques dels diagrames del motor , obtingudes pel programa:

- Diagrama Pressió / Volum
- Diagrama Temperatura / Entropia
- Diagrama Pressió / Angle girat del cigonyal

Diagrama Pressió / Volum

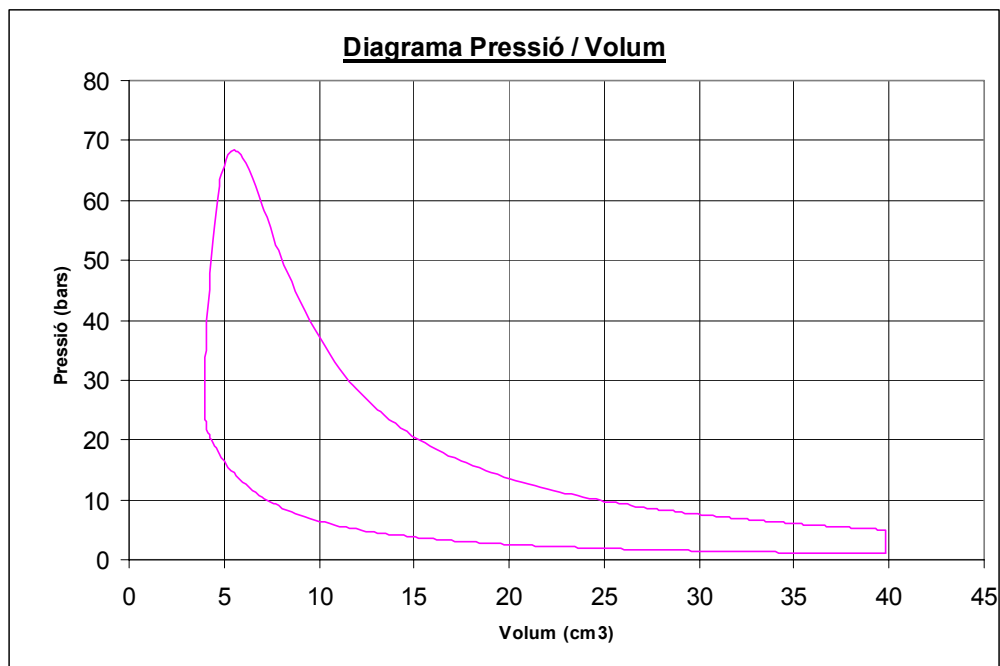


Fig. 23 Representa el diagrama Pressió / Volum del motor

³L'auto Dante Giacosa [621.43 GIA] ens argumenta i ens compara el cicle real i teòric (pàg 61)

Diagrama Temperatura / Entropia

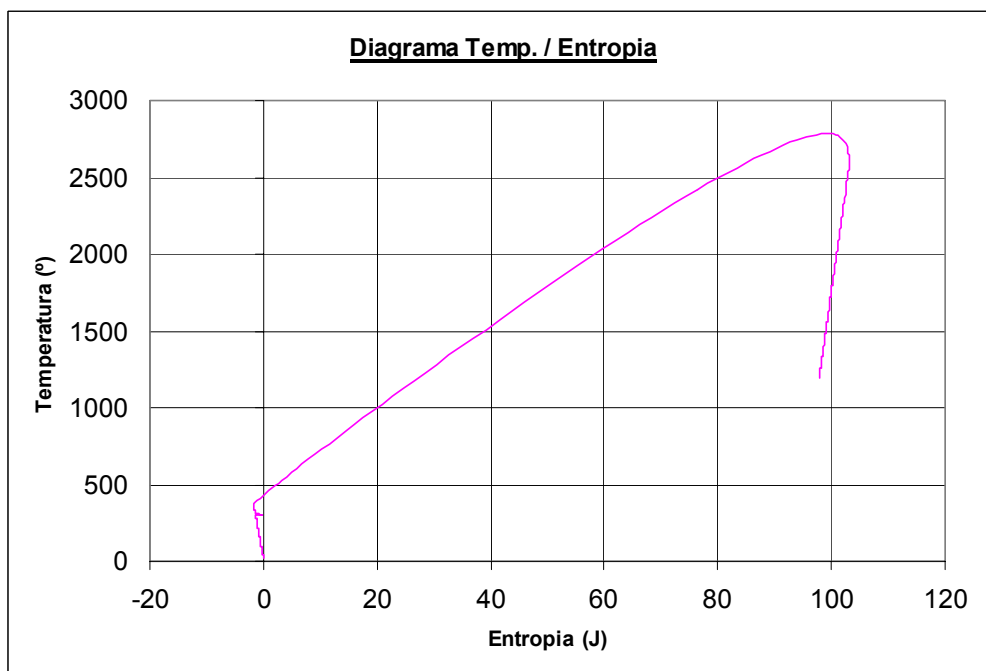


Fig. 24 Representa el diagrama Temperatura / Entropia del motor en els cicle de compressió i expansió.

Diagrama pressió /Angle girat pel cigonyal

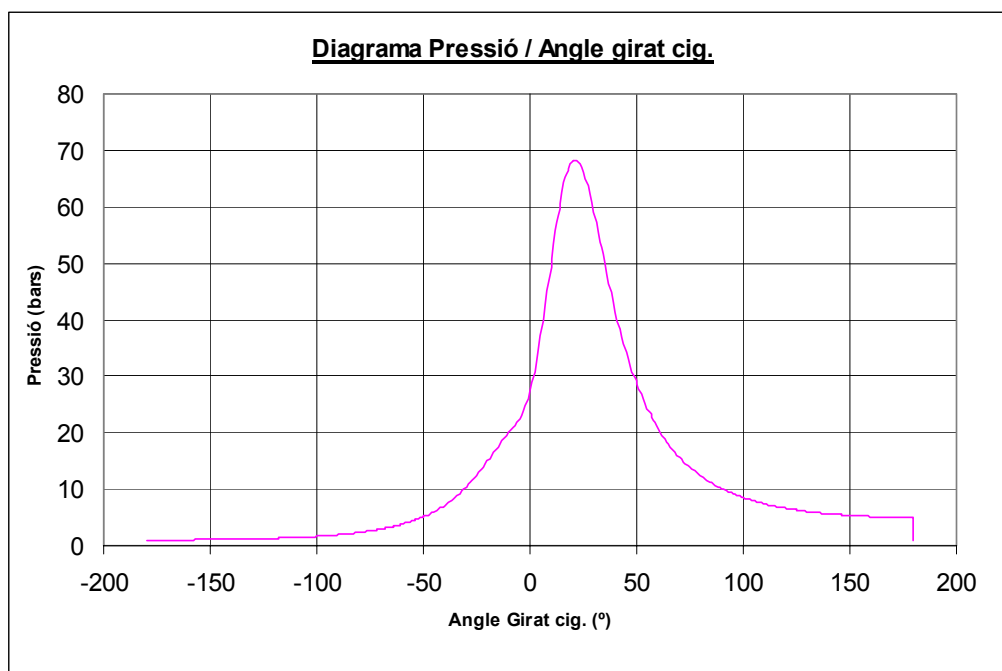


Fig. 25 Representa el diagrama Pressió / Angle girat del motor del cicle de compressió i expansió

Aquest apartat està format per dos sistemes de càlcul:

1- Càlcul teòric mitjançant llibres de càlcul .

Valor obtinguts són identificats per l'inicial (t) minúscula, que simbolitza la (t) de teòric.

2- Càlcul teòric mitjançant el programa de motors (GPB-4st).

Valor obtinguts són identificats per les inicials (pr) minúscula, que simbolitza la (pr) de programa.

Aquests dos càlculs tenen algunes variàncies degut el alguns factors termodinàmics. Nosaltres treballarem sempre amb els valor obtinguts pel programa , pel fet de ser mes real.

L'estudi esta dividit en quatre parts anomenades Trams. Aquest són anomenats:

- Tram 1-2 Zona Adiabàtica (Etapa de Compressió del fluid)
- Tram 2-3 Zona a volum constant (moment de la encesa degut a la xispa)
- Tram 3-4 Zona Adiabàtica (Etapa d'expansió del fluid)
- Tram 4-1 Zona a volum constant

Aquests trams estan dividits per angle girat del cigonyal de motor.

Els angles girats estan expressats en graus (°).

Cada tram no té els mateix nombre de graus, degut el funcionament termodinàmiques .

Els valor expressats a continuació són els obtinguts a cada inici de zona.

Per exemple:

El valor $P_{1t} = 1 \text{ bars}$ és l'obtingut el inici del tram 1-2. En el moment que el pistó està al punt mort inferior (PMI). Per aquest motiu l'angle girat és 180 graus negatiu. És negatiu pel fet que el motor gira en sentit anti-horari.

Aquest tram podem comprovar que tan el Treball com el Calor són negatius.

-El Treball és negatiu pel fet que en les quatre etapes , només l'etapa d'expansió té el treball útil (+) , i queda representat en el tram 4-1.

-El Calor és negatiu pel fet que el motor absorbeix (-) calor i no el dissipa (+).

Tram 1-2 Zona Adiabàtica (Etapa de Compressió del fluid)

$P_{1t} = 1 \text{ bar}$

$P_{1pr} = 1 \text{ bar}$

$T_{1t} = 293 \text{ K}^\circ$

$T_{1pr} = 293 \text{ K}^\circ$

Graus cig (°)	Pressió (bars)	Temp. (c°)	Volum (cm3)	Treball (J)	Calor trans (J)	Eneg. Int (J)
-180	1,000	20,000	39,820	0,00000	0,00000	0,00000
-179	1,000	20,005	39,818	-0,00020	-0,00002	0,00017
-178	1,000	20,020	39,812	-0,00079	-0,00010	0,00069
-177	1,001	20,045	39,802	-0,00177	-0,00022	0,00155
-176	1,001	20,080	39,789	-0,00315	-0,00039	0,00276
-175	1,002	20,125	39,771	-0,00492	-0,00061	0,00431

Tram 2-3 Zona a volum constant (Moment de la encesa degut a la xispa)

$$P_{2t}=P_1 \cdot r^k = 25,83 \text{ bars} \quad P_{2pr}= 20 \text{ bars}$$

$$T_{2t}= T_1 \cdot r^{(k-1)} = 764,58 \text{ K}^\circ \quad T_{2pr}= 637 \text{ K}^\circ$$

Graus cig (°)	Pressió (bars)	Temp. (c°)	Volum (cm3)	Treball (J)	Calor trans (J)	Eneg. Int (J)
-12	19,062	356,166	4,486	-13,22614	-1,64520	11,58094
-11	19,531	360,144	4,406	-13,38262	-1,66467	11,71795
-10	19,978	363,868	4,332	-13,52915	-1,68289	11,84626
-9	20,404	367,469	4,266	-13,66489	-1,69459	11,97030
-8	20,828	371,681	4,207	-13,78908	-1,67366	12,11541
-7	21,278	377,394	4,154	-13,90112	-1,58890	12,31222

Tram 3-4 Zona Adiabàtica (Etapa d'expansió del fluid)

Poder calorífic de la gasolina = 10400 Kcal /Kg = 43490 KJ/ Kg

Calor específic a V=cnt de l'aire (cv) =0,7 KJ /(Kg*K°)

Calculem l'energia per kilogram de combustible (10400Kcal/kg = 2861,18Kj /kg)

Perdies per dissociació (6%) = 0,94

$$\Delta T = (2861,18 \text{ Kj/Kg}) / 0,7 \text{ Kj /(Kg*K}^\circ) = 4087,4 \text{ K}^\circ \cdot 0,94 = 3842,16 \text{ K}^\circ$$

$$T_{3t}= 764,58 + 3842,42 = 4606,74 \text{ K}^\circ$$

$$T_{3pr} = 2496 \text{ K}^\circ$$

$$P_{3t}=P_{2t} \cdot T_{3t}/T_{2t} = 143.8 \text{ bars}$$

$$P_{3pr}= 68,34 \text{ bars}$$

Graus cig (°)	Pressió (bars)	Temp. (c°)	Volum (cm3)	Treball (J)	Calor trans (J)	Eneg. Int (J)
19	67,657	2332,281	5,233	-7,19164	72,46646	79,65810
20	68,155	2418,160	5,366	-6,27675	76,33987	82,61662
21	68,337	2495,409	5,506	-5,31331	79,96455	85,27786
22	68,214	2563,497	5,651	-4,30595	83,31756	87,62351
23	67,802	2622,103	5,803	-3,25969	86,38279	89,64247

Tram 4-1 Zona a volum constant (Extracció instantània de calor)

$$P_{4t} = (P_{1t} * P_{3t}) / P_{2t} = 5\text{bars} \quad P_{4pr} = 5\text{bars}$$

$$T_{4t} = (T_{1t} * T_{3t}) / T_{2t} = 1631,5\text{K}^\circ \quad T_{4pr} = 1464\text{K}^\circ$$

Graus cig (°)	Pressió (bars)	Temp. (c°)	Volum (cm3)	Treball (J)	Calor trans (J)	Eneg. Int (J)
175	5,005	1191,674	39,771	57,46107	97,82525	40,36418
176	5,002	1191,385	39,789	57,46992	97,82414	40,35421
177	4,999	1191,160	39,802	57,47681	97,82327	40,34647
178	4,998	1190,999	39,812	57,48172	97,82265	40,34093
179	4,996	1190,903	39,818	57,48467	97,82228	40,33762
180	4,996	1190,871	39,820	57,48565	97,82216	40,33651

$$\text{Rend. Teòric } \eta_{th} = 1 - [T_{1pr} * ((T_{4pr} / T_{1pr}) - 1) / T_{2pr} * ((T_{3pr} / T_{2pr}) - 1)] = 0,45$$

Pressió mitja efectiva (pe)

-Grau de perfecció (η_g) = 0,7

-Rend. indicat (η_i) = $\eta_{th} * \eta_g = 0,315$

-Rend. efectiu (η_e) = $\eta_i * \eta_m = 0,25$

-Rend. mecànic (η_m) = 80%

-Pressió mitja indicada = $W_i / V_h = 60,9$ bars

$W_i = 2185,6\text{Kg cm}$ (suma d'àrees interior del diagrama de pressió /cilindrada).

$V_c = 35,8\text{cm}^3$ (Volum del cilindre).

Treball efectiu (we)

Poder calorífic mescla $HG = (\xi_o * H_u) / (\lambda * L_{min}) = 838,15 \text{ Kcal /m}^3 = 3505\text{KJ/m}^3$

$\xi_o (0) = 1,225 \text{ Kg /m}^3$ (densitat de l'aire en condicions normals)

Poder calorífic inferior $H_u = 10.400\text{Kcal/Kg} = 43490 \text{ KJ /Kg}$

L_{min} (Cabal d'aire) = 15.2 Kg d'aire / Kg de combustible

Relació Estequiomètrica $\lambda = 1$

Rend. volumètric (η_v) = [70-80%]

$$W_e = \eta_v * HG * \eta_{th} * \eta_g * \eta_m * V_c = 86,5\text{cal.}$$

Pressió mitja efectiva (pe)

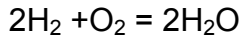
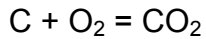
$$P_e = (0,0427 * \eta_v * \xi_o * H_u * \eta_{th} * \eta_g * \eta_m) / (\lambda * L_{min}) = 8,16\text{bars}$$

A.3. ANNEX A: -Estudis químics

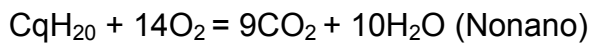
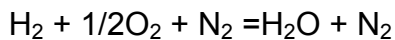
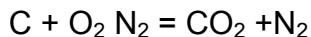
Gasolina (95 Octans):

Combustió Estequiomètrica = [1kg combustible/15.2kg d'aire]

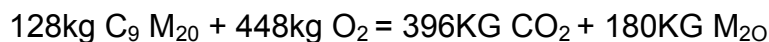
Gasolina ⁴:



Gasolina + aire:



- C₉- massa atòmica = 12
- H₂₀- massa atòmica = 1
- O₂ – massa atòmica = 16

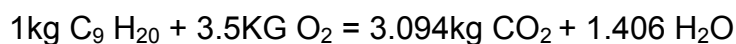


(12x 9 + 20x 1)

(14x 16)x2

(9x 12x 9x 32)

(10x 2 + 10x 16)



L'aire té un 23% d'oxigen per tan necessitem 3.5kg O₂/ 23% = 15.2kg d'aire/
1kg combustible.

Relació aire-combustible (FR)

↗ FR > 1 (Mescla Rica)- 0.85 < λ < 0.95 (Màx. Potència)

FR = F/F_{esteq.} ➔ FR= 1 Relació Estequiomètrica

↘ FR < 1 (Mescla Pobre)- 1.1 < λ < 1.2 (Min. Consum)

Relacions aire-combustibles més adequats pel bon funcionament 0.9 < λ < 1.1

Intentarem buscar una relació de mescla pobre 1/ 15.2 = 1.1 / x [x = 16.72]

⁴ Informació addicional dels combustibles de l'auto Dante Giacosa [621.43 GIA] pàg 79

Consum del Motor

Volum de la cilindrada = $35.8\text{cm}^3 = 0.0000358\text{m}^3$

Densitat de l'aire ⁵ = 1.293 kg/m^3

Relació Estequiomètrica = 15.2

Relació Baix consum = 16.72

Revolucions Màx. = 7000 RPM

Massa d'aire que ocupa el cilindre quan el pistó està situat en el PMI

M. d'aire = $0.0000358\text{m}^3 \times 1.293\text{kg/m}^3 = 0.00004628\text{ kg d'aire/cicle}$

Massa de gasolina que necessitem per aconseguir una combustió estequiomètrica

M. gasolina = $0.00004628\text{ kg d'aire} \times 1\text{kg gasol./}15.2\text{kg d'aire} = 3.045 \times 10^{-6}\text{ kg gasol./cicle} = 3.045 \times 10^{-3}\text{g gasol./cicle}$

Temps que triga a fer un cicle (Període = T):

$1\text{ cicle} / 2\text{ rev.} \times 7000\text{rev/}1\text{min} \times 1\text{min/}60\text{ seg.} = 58.33\text{cicles/seg.}$

$T = 1 / 58,33\text{seg/} 1\text{cicle} \times 1\text{cicle/} 4\text{ etapes} = 4.2857 \times 10^{-3}\text{seg/etapa}$

Cada etapa triga 4.2857×10^{-3} segons i en una d'elles (admissió) necessitem injectar el combustible (Quantitat = $3.045 \times 10^{-3}\text{g}$ de gasolina).

Temps = $4.2857 \times 10^{-3}\text{seg}$

Quantitat = $3.045 \times 10^{-3}\text{gr. gasolina}$

Quantitat de gasolina en funció del temps:

$3.045 \times 10^{-3}\text{gr/}1\text{etapa} \times 1\text{etapa/}4.2857 \times 10^{-3}\text{seg} = 0.71\text{gr/seg.} \times 60\text{seg/}1\text{ min} = 42.63\text{gr/min}$

Quantitat de gasolina en funció de cada grau girat.

$3.045 \times 10^{-3}\text{gr} / 250^\circ$ (elevació lleva) = $1,2 \times 10^{-5}\text{gr/}^\circ$

⁵ Dades de la taula que relacionen la densitat en funció de l'alçada [621.4(02)SCH] pàg71

He seleccionat un injector de la casa Bosch que té un consum de 217g/min (Codi 0280 155 897). A últims moments de la redacció del projecte , se'n va entregar un injector especial de la casa Bosch. El qual seria el mes apropiat pel motor. El codi de l'injector especial és (B 280 243 195/1).

S'hauria d'instal·lar amb una centraleta programable i així podria realment precisar el consum correcte.

A.4. ANNEX A: -Estudis del procés de mecanització dels conductes

Aquest annex esta dedicat a l'explicació de la mecanització dels conductes d'admissió i escapament. Aquest apartat té l'intensió d'aclarir i concretar el mètode de mecanització.

Per realitzar l'operació es pot efectuar com a mínim amb una maquina eina (Centre de mecanitzat) de tres eixos mòbils i un plat divisor de quatre grapes i dos eixos fixes de precisió. Se possible controlats electrònicament.

-Tres moviments de la taula (X ,Y ,Z)

-Un eix de gir amb l'eix X de la taula mitjançant un plat divisor (I)

-Un eix de gir amb l'eix Y de la taula mitjançant el plat divisor (J).

Els eixos (X) , (Y) i (Z) són els eixos mòbils en tot el procés de mecanització.

Els eixos (I) i (J) són eixos fixes en tot el procés.

El cos culata consta de quatre conductes , els quals els enumerarem de 1 al 4.

Començarem pels dos d'escapament i acabarem amb els d'admissió.

Els quatre conductes es realitzaran amb la mateix eina i amb el mateix procediment de mecanització.

Començarem pel conducte d'escapament (1).

-Eina de mecanització: Fresolí Ø16 Rectificada (amb una conicitat del 20% i una longitud de 42,5 mm respecte els seu pla de tall). Mides:(Ø7,5 –Ø16 –42.5)

-Procés de Mecanització: **[Primer conducte (1)]**

Quan tinguem el plat divisor col·locat (amb l'eix de gir (X) del plat) sobre la taula del centre de mecanitzat i embridarem la peça (Culata) per la seva part inferior.

L'embridament es portarà a terme de la següent manera:

-S'embridarà la peça a 45° respecte el pla de partició de la peça. Aquesta forma les grapes del plat no molestaran alhora de practicar els conductes.

Tot seguit mostrarem la figura (26) per poder comprendre millor lo citat

Com podem veure , mostrem una representació breu del sistema d'embridament de la peça (culata) .

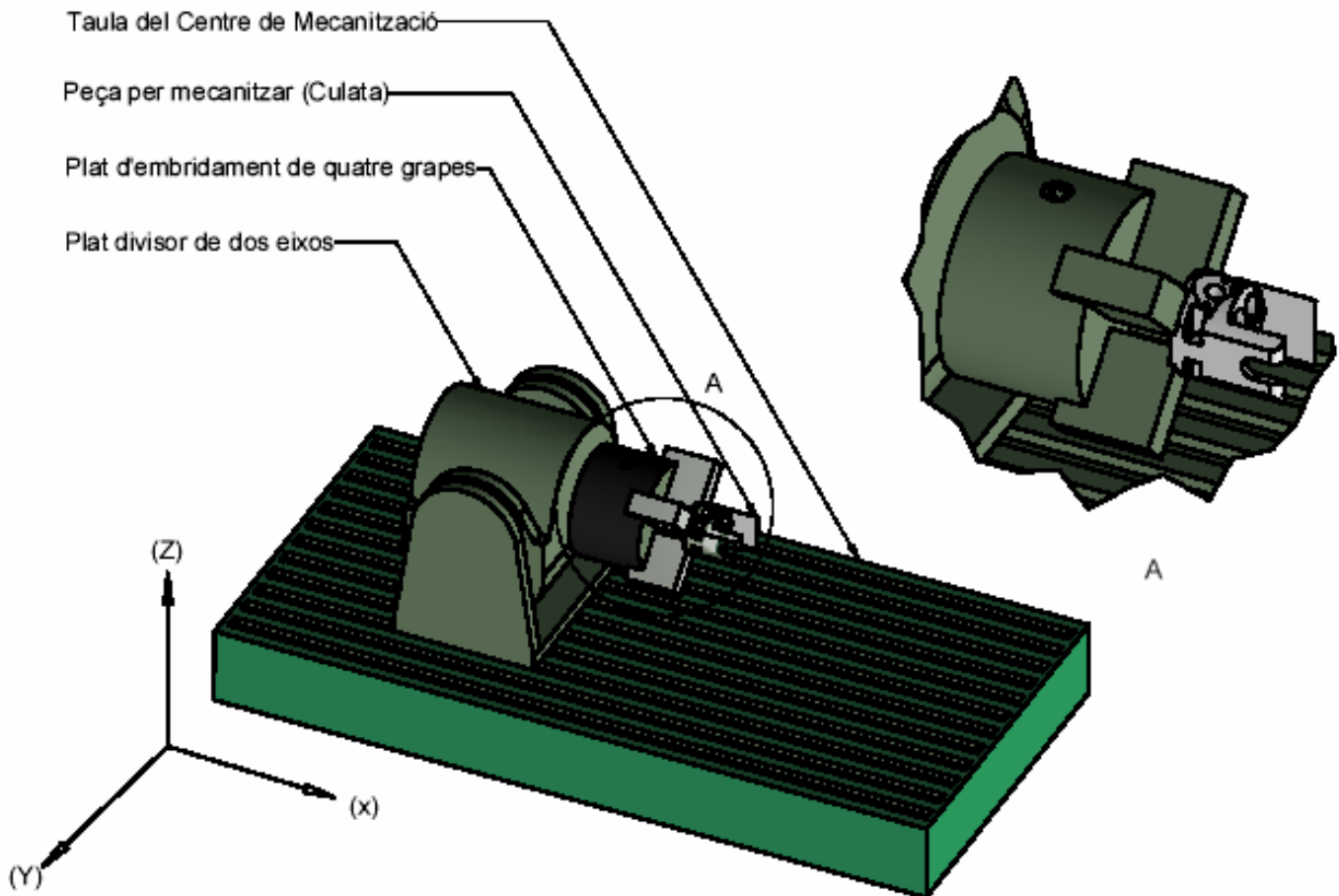


Fig. 26 Representació breu del sistema d'embridament de la peça sobre la taula d'un centre de mecanització.

Comencem el procés d'arranc de viruta:

- Girem l'eix (I) un angle de $32,7^\circ$ respecte l'horitzontal amb sentit horari ($+32,7^\circ$).
- Girem l'eix (J) un angle de 25.9° amb sentit anti-horari (-25.9°).
- Posicionem la peça culata al (0,0,0) al centre de la culata i la superfície inferior d'ella. Aquest punt s'anomenarà el (0,0,0)PEÇA.
- A continuació posicionem el fresolí (amb posició sempre vertical) a les coordenades indicades respecte el (0,0,0)PEÇA.

X = 15,9mm	Y = -2,3mm	Z = 34,83mm
------------	------------	-------------

-Finalment farem la dos ultimes operacions

Primera engegarem el capçal amb el sentit corresponent i posteriorment farem baixar verticalment 30mm la cota (y)

Tot seguit mostrarem una secció (Fig.27) on podrem veure-hi un dels conductes resultant de la mecanització mencionada anteriorment.

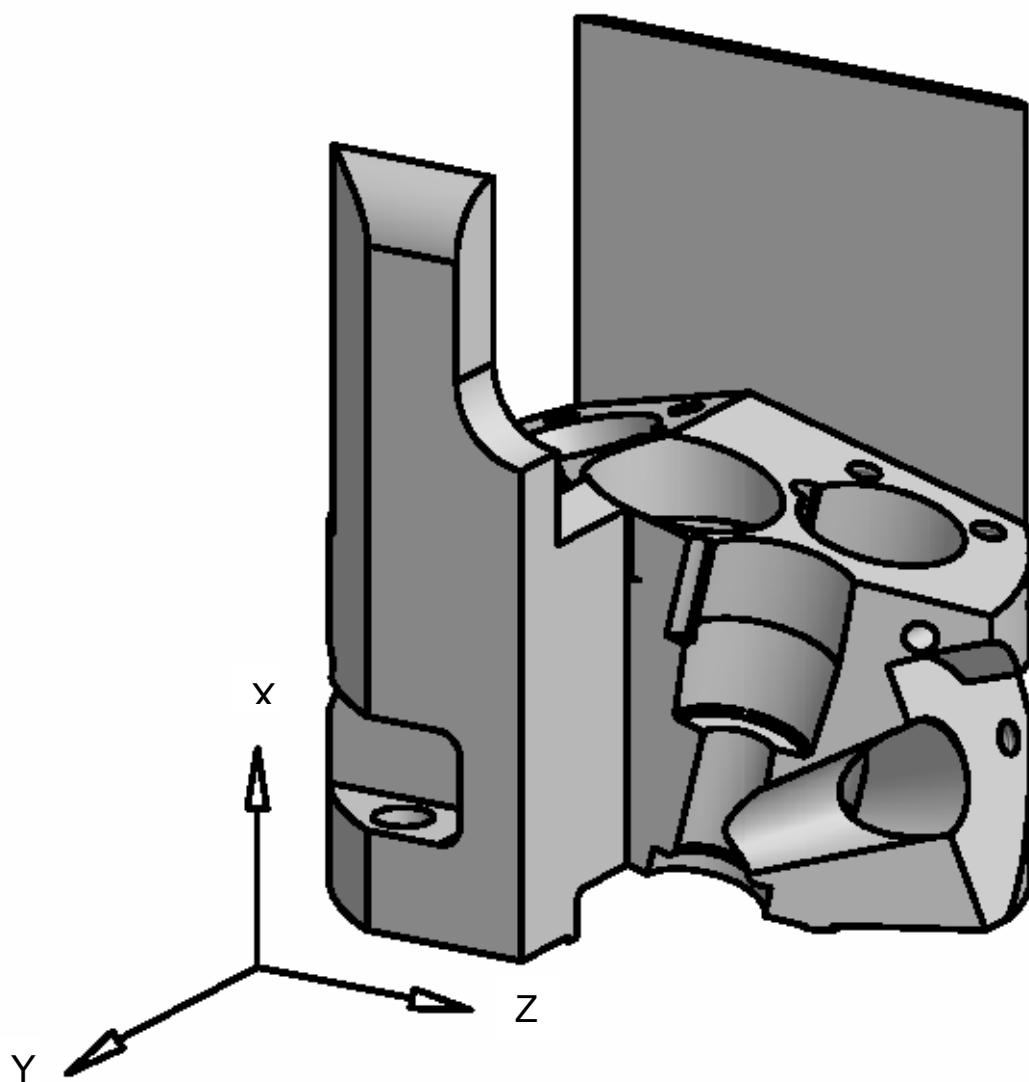


Fig.27 Representació d'una secció de la culata ,on s'hi representa el conducte d'escapament(1)

Els tres altres apartats (conductes) , es fan repetint procés esmentat anteriorment .A continuació facilitarem les dades dels altres tres conductes

-Procés de Mecanització: **[Segon conducte (2)]**

-Girem l'eix (I) un angle de $32,7^\circ$ respecte l'horitzontal amb sentit anti-horari ($-32,7^\circ$).

-Girem l'eix (J) un angle de $25,9^\circ$ amb sentit anti-horari ($-25,9^\circ$).

X = 15,9mm	Y = 2,3mm	Z = 24,83mm
------------	-----------	-------------

Per realitzar els dos conductes següents s'ha de fer girar l'eix (x) 180° respecte la posició inicial

-Procés de Mecanització: **[Tercer conducte (3)]**

-Girem l'eix (I) un angle de $34,6^\circ$ respecte l'horitzontal amb sentit horari ($+34,6^\circ$).

-Girem l'eix (J) un angle de $23,9^\circ$ amb sentit anti-horari ($-23,9^\circ$).

X = 18,34mm	Y = -3,4mm	Z = 1,75mm
-------------	------------	------------

-Procés de Mecanització: **[Quart conducte (4)]**

-Girem l'eix (I) un angle de $34,6^\circ$ respecte l'horitzontal amb sentit anti-horari ($-34,6^\circ$).

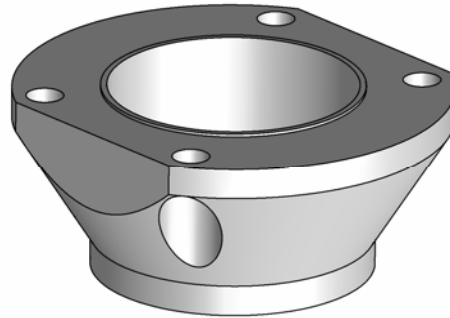
-Girem l'eix (J) un angle de $23,9^\circ$ amb sentit anti-horari ($-23,9^\circ$).

X = 18,34mm	Y = -3,4mm	Z = 1,75mm
-------------	------------	------------

A.5. ANNEX A: -Estudi del sistema d'acoblament (culata-Motor Gx35):

Una solució apte per l'acoblament de la culata amb el cilindre del motor Gx35 seria:

- 1- Mecanitzar el cilindre-culata del Motor Hondra Gx35. La mecanització consistiria en suprimir la culata.
- 2- Tot seguit tornejaríem totalment les aletes de refrigeració amb un torn. La peça s'ha d'embridar d'una manera que el cilindre volti concèntricament amb el plat de grapes del torn.



r

Fig. 28 Peça soldada amb el cilindre amb la finalitat de poder acoblar-hi la culata

- 3- Mecanitzar un rodó com el de la figura superior, obligant que el diàmetre interior d'aquesta peça sigui igual al diàmetre exterior tornejat del cilindre ($\emptyset$ int H7 = $\emptyset$ ext J6). Amb la finalitat que un pugui entrar dins l'altre amb interferència.
- 4- Finalment posicionar la peça de la figura superior correctament i la soldaríem amb alumini.

ANNEX B: -Càlculs Justificats

B.1.-Càlculs aparta d'admissió

B.1.1. -Seient d'admissió	Pàg. 46 – 47
B.1.2. -Vàlvula d'admissió	Pàg. 48 – 50
B.1.3. -Guia de vàlvules	Pàg. 50 - 53
B.1.4. -Ressort d'admissió	Pàg. 54 – 55

B.2.-Càlculs aparta d'escapament

B.2.1. -Seient d' escapament	Pàg. 56 – 57
B.2.2. -Vàlvula d' escapament	Pàg. 58 - 60
B.2.3. -Guia de vàlvules	Pàg. 60
B.2.4. -Ressort d' escapament	Pàg. 61 – 62

B.3.-Càlculs mecànics

B.3.1. -Arbre de lleves	Pàg. 63 – 75
B.3.2. -Dimensionament de la xaveta	Pàg. 75
B.3.3. -Esforços de subjecció de la culata	Pàg. 75 – 76
B.3.4. -Sincronisme de les lleves	Pàg. 77 - 82

Càlculs aparta d'admissió

B.1.1. -Càlcul seients ⁶ (fig.29)

Material: -Fundició centrífuga i nitrurada amb aleació de crom-níquel

Marca: -NILRESIST®

Muntatge: -Ajust tèrmic:-Escalfar el forat (culata) fins a 130°C

-Refredar l'eix (seient) fins a -79°C

T. ambient: 20°C

T. treball màx.:500°C (Temperatura suposada).



Fig.29 Representació del seient de la culata

Suposem una temperatura de treball de 500°C perquè l'element mecànic mai podrà assolir de arribar-hi.

La teoria de càlcul és posar la condició que els dos diàmetres (Forat –Eix) sigui iguals a la temperatura de treball.

La culata és d'alumini i el seient es d'acer especial.

El forat (culata) és d'un material el qual es dilata i es contrau més que el material eix (seient) , en funció de la temperatura.

Per tan a temperatures inferior hi haurà interferència en tot moment entre els dos elements.

Seient vàlvula admissió

Càlcul de dilatacions (fig.30)

Coeficient de dilatació de l'acer (α) = $11,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Coeficient de dilatació de l'alumini (α)= $23,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Formula: $D_T (^\circ\text{C}) = D_{20^\circ\text{C}} \cdot (1 - \alpha \cdot \Delta T)$

$D_{\text{Forat}(20^\circ\text{C})}$ (culata) =14,5mm

$D_{T(500^\circ\text{C})}$ (culata)= $14,5 \cdot (1 - 23,9 \cdot 10^{-6} \cdot 480) = 14,66\text{mm}$

$D_{\text{Eix}(500^\circ\text{C})}$ (seient)=14,66mm

$D_{\text{Eix}(20^\circ\text{C})}$ (seient)= $14,66 / (1 - 11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 480) = 14,59\text{mm}$

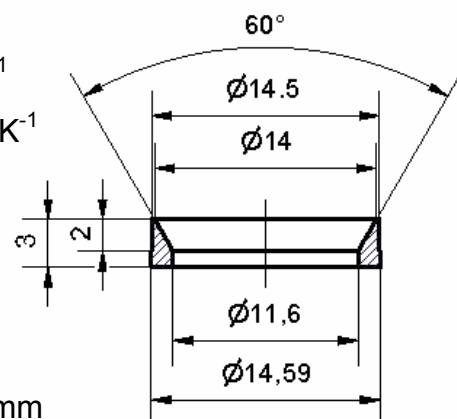


Fig.30 Dimensions de la vàlvula d'admissió

Muntatge dels dos elements mecànics

-Ajust tèrmic:-Escalfar el forat (culata) fins a 130°C

-Refredar l'eix (seient) fins a -79°C

$$\varnothing_{\text{forat}}(20^{\circ}\text{C}) (\text{culata}) = 14,5\text{mm}$$

$$D_{T(130^{\circ}\text{C})} = 14,5 * (1 - 23,9 * 10^{-6} * 110) = 14,538\text{mm}$$

$$D_{T(-79^{\circ}\text{C})} = 14,59 * (1 - 11,5 * 10^{-6} * 110) = 14,569\text{mm}$$

El muntatge s'haurà de fer a pressió (entren amb interferència).

$$\varnothing_{\text{forat}} = 14,538 < 14,569 = \varnothing_{\text{eix}}$$

Càlcul de tensions

Pressió crítica (Pc)

$$P_c = (0,25 * E) / (1 - \nu^2) * (t / r)^2 = 697,55\text{Mpa}$$

E= Mòdul d'elàstic = 207000Mpa

ν = Constant de Poisson = 0,29

$$t = (14,5 - 11,6) / 2 = 1,45\text{mm}$$

$$r = (14,5 + 11,6) / 2 = 13,05\text{mm}$$

Pressió exterior (P₀) (Element seient , dèiem que aquest s'emporta tota la deformació).

$$\Delta r = [(-P_0 * r_0) / E] * [(r_0^2 + r_i^2) / (r_0^2 - r_i^2)] - \nu]$$

$$P_0 = (\Delta r * E) / r_0 * [(r_0^2 + r_i^2) / (r_0^2 - r_i^2)] - \nu] = 287,25\text{Mpa}$$

$$\Delta r = \text{Increment de radi} = (14,5 - 14,59) / 2 = 0,043\text{mm}$$

$$r_0 = 14,5 / 2 = 7,25\text{mm}$$

$$r_i = 11,6 / 2 = 5,8\text{mm}$$

⁶ Informació addicional sobre seients i vàlvules de l'autor L.Ruigi [621.43.048 RUI] capítol 1

B.1.2. -Vàlvula d'admissió

Aquesta vàlvula (fig.31) la mostrem en les figures del color blau, pel fet que és la vàlvula la qual sofreix un increment de temperatura menys elevat.

Característiques tècniques

-Dues vàlvules d'admissió del motor Honda Gx35

-T. treball = 700°C

- Material per la fabricació:

-Acer al carboni amb Nitruració.

-Vàlvula de cap pla : Per la bona circulació del flux

-Escanqueïtat : Conicitat entre els dos elements

Propietats dels angles:

- 45° : Llarga vida i Mala circulació del flux.

- 30° : Bona circulació del flux i millora d'estanqueïtat.

Nosaltres estem obligats a 60° pel fet que les vàlvules dels motors Honda són amb aquest angle. Utilitzarem les dues vàlvules d'admissió de dos motors Honda Gx35.

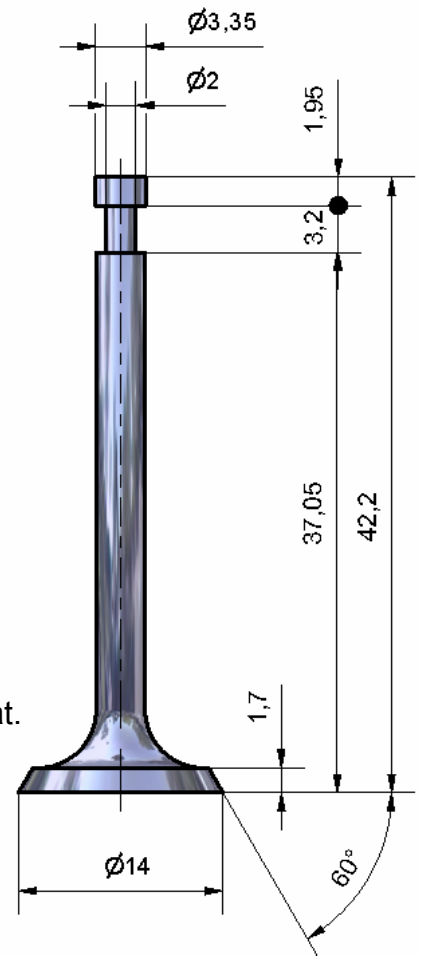


Fig.31 Representació vàlvula d'admissió

Formules que relacionen paràmetres del motor:

L'alçada d'elevació de la vàlvula :

$$\Delta L = \text{Øcap valv.} / 4 = 14 / 4 = 3,5$$

Relació de diàmetres entre una vàlvula admissió i el pistó :

$$R_{vp} = \text{Øcap valv. adm.} / \text{Øpistó} = 0,35$$

$$\text{Rang de Reaccions} = [0,32 - 0,37]$$

Relació de Àrees entre vàlvules admissió i el pistó :

$$R_{avp} = A. \text{ cap vàlvules. Adm.} / A. \text{ pistó} = 0,26$$

$$\text{Rang de Reaccions} = [0,26 - 0,33]$$

Relació entre el bastec i el cap de la vàlvula:

$$R_{bc} = \text{Øbastec} / \text{Øcap valv.} = 3,4 / 12,4 = 0,27 \approx 0,25$$

Càlcul de la vàlvula d'admissió ⁷ (fig.32)

Area de pas del flux (Δ_{ipt})

$$\Delta_{ipt} = n_{iv} \cdot \Delta_{ip} = n_{iv} \cdot (\pi/4) \cdot (d_{ip}^2 - d_{st}^2) = 208,036 \text{ mm}^2$$

$N_{iv} = n^\circ$ de vàlvules = 2

Δ_{ip} = Area de pas del flux d'una vàlvula

$d_{ip} = \varnothing_{int}$ del conducte = 12mm

$d_{st} = \varnothing_{bastec}$ de la vàlvula = 3,35mm

Elevació Màxima de la vàlvula (L_{max})

$$L_{max} = (d_{os} - d_{is}) / \sin 2\beta = 2,31 \text{ mm}$$

$d_{os} = \varnothing_{ext}$ del seient = 14mm

$d_{is} = \varnothing_{int}$ del seient = 11,7mm

β = Angle de conicitat de la vàlvula i el seient = 60°

Distància d'elevació perpendicular entre la cara del seient i la vàlvula (x).

$$x = L \cdot \cos \beta = 1,15 \text{ mm}$$

Area de pas del flux en funció de (x)

$$\Delta_s = \pi \cdot (\varnothing_{Major} + \varnothing_{Menor}) \cdot x / 2 = 47,16 \text{ mm}^2$$

$\varnothing_{Major} = \varnothing_{ext}$ de la vàlvula = 14mm

$\varnothing_{Menor} = \varnothing_{int}$ de la vàlvula = 12mm

Coeficient de descarrega

$$C_{d \text{ escape}} = 0,86871 - 0,0012452 \cdot P_{me} = 0,857$$

P_e = Pressió mitja electiva = 7,2bars

Area de pas del flux corregit

$$\Delta_{te} = C_d \cdot \Delta_s = 40,16 \text{ mm}^2$$

C_d = Coeficient de descarrega = 0,857

Δ_s = Area de pas en funció de (x)

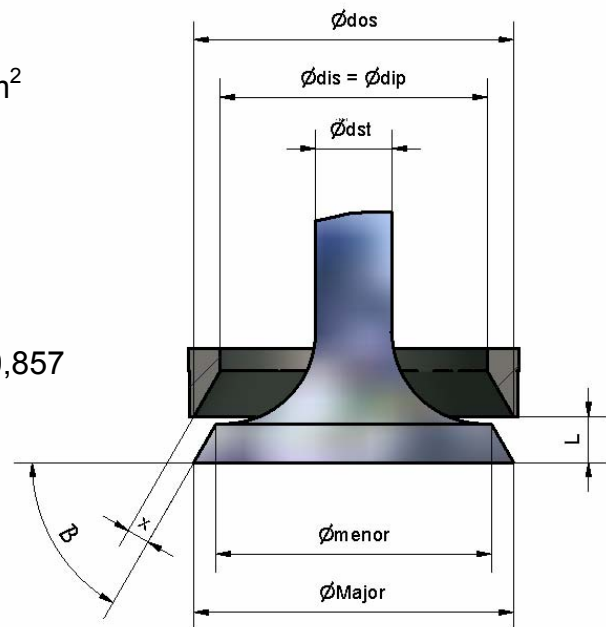


Fig.32 Representació secció de pas

⁷ Informació sobre el sistema d'obertura vàlvules de G. P. Blair [621.432.3 BLA] capítol 6

Relació d'àrees del col·lector i el diàmetre interior del seient vàlv. adm.

$$C_{im} = y = 0,94801 + 0,00084783 \cdot P_{me} = 0,955$$

B.1.3. –Guia vàlvula d'admissió (fig.33)

Material d'aleació lleugera:

-Fundició de coure al Plom i estany
(78%Cu - 8%Pb - 9%Sn) DIN 1716

Propietats mecàniques:

- Gran resistència a la fricció
- Bona conductivitat tèrmica
- Propietats autolubricants
- Tensió admissible mat. = $(700-800) \text{ kgs/cm}^2$

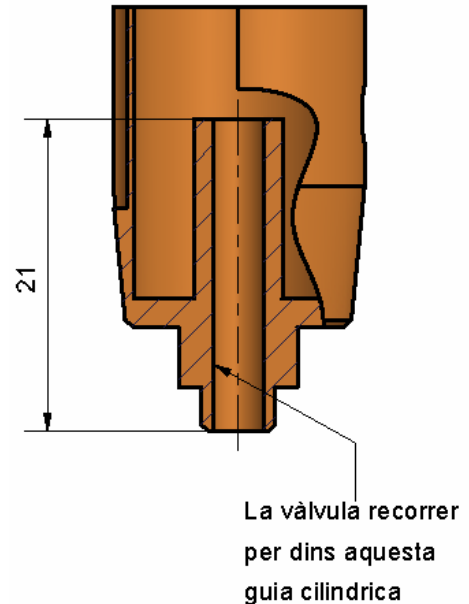


Fig.33 Representació guia admissió

Característiques tècniques:

- Joc mínim entre la guia i la vàlvula = $(0,07 - 0,01) \text{ mm}$
 - Longitud de la guia pel bastec = 6 a 7 vegades l'elevació de la vàlvula.
- L'elevació de la vàlvula és de 2mm , però pel dimensionament de la guia de la vàlvula hem suposat una elevació de 3mm , pel fet que s'hi en un futur es desitja donar més elevació , no tinguem problemes en el guiatge de la vàlvula.
- Long. guia d'admissió = $7 \times 3 = 21 \text{ mm}$

Ajustatge de guia de vàlvula

Per garantir un bon centratge de la guia , degut el factor temperatura , s'ha realitzat amb un sistema cònic (amb una conicitat del 20%). La gran problemàtica , un bon centratge, eren les dilatacions tèrmiques degut el fet que la culata és la part del motor el qual rep més temperatura. Mitjançant un guia cònica en la zona de subjecció amb la culata , es soluciona el problema de centratge.

Degut el fet de realitzar una guia exterior cònica es planteja una altre qüestió:

-Quan més es dilata el forat (culata) l'eix (guia) baixarà cap dins el forat amb una relació d'un 10%.

Exemple: Per cada mil·límetre que es dilata el radi del forat , l'eix baixarà una dècima. En aquest exemple no tenim en compte la dilatació de l'eix , per tan en la realitat la baixada seria menor.

Conseqüentment ho podem menysprea.

L'ajustatge dels dos sistema és idèntic ja que les guia d'admissió és molt igual a la d'escapament. Tot seguit mostrarem les dues guies per poder comprovar la seva similitud. Fig 34

Ajustatge de guïa de vàlvules

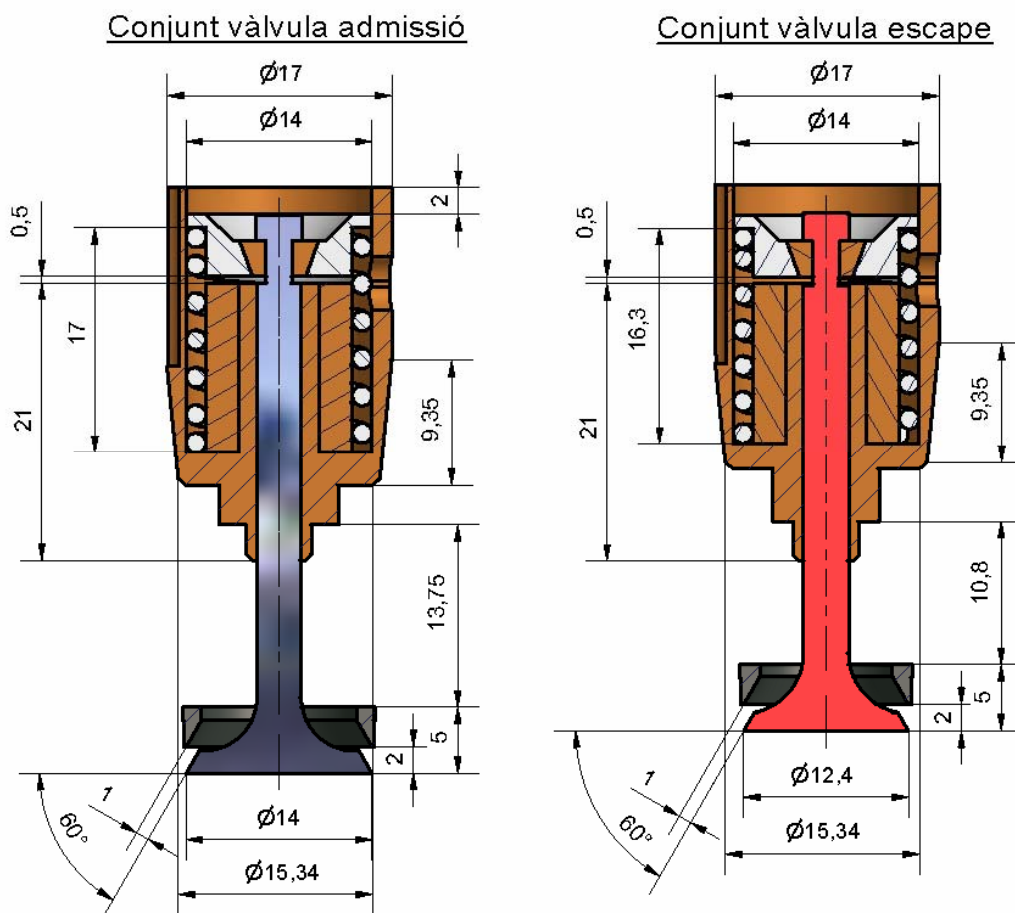


Fig. 34 Representació de les similitud de les guies de vàlvules.

El cas més desfavorable és el de la guia d'escapament per sofrir valors de temperatura més elevats que la seva germana. Volem que la guia de vàlvules (eix) tingui interferència amb la culata (forat) mitjançant les cares laterals. Per aconseguir-ho deixarem un espai mort, d'una alçada de 0,5mm, entre la part inferior de la guia i la culata.

Càlcul de dilatacions

T. ambient = 20°C

T. treball suposada de treball de la guia = 400°C

Suposem una temperatura de treball de 400°C perquè l'element mecànic mai podrà assolir de arribar-hi.

Coeficient de dilatació del bronze = $18 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Coeficient de dilatació de l'alumini = $23,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

La teoria de càlcul és posar la condició que els dos diàmetres (Forat –Eix) sigui iguals a la temperatura de treball.

La culata és d'alumini i la guia és bronze especial.

El forat (culata) és d'un material el qual es dilata i es contrau més que el material eix (guia), en funció de la temperatura.

Per tan a temperatures inferior hi haurà interferència en tot moment entre els dos elements.

Formula: $D_T (^{\circ}\text{C}) = D_{20^{\circ}\text{C}} * (1 - \alpha * \Delta T)$

	T=20°C	T=400°C
Ø Guia (Eix)	Ø15,133	Ø15,237
Ø Culata (forat)	Ø15,1	Ø15,237

D Forat_(20°C) (culata) = 15,1mm

D_{T(400°C)} (culata) = $15,1 * (1 - 23,9 \cdot 10^{-6} * 380) = 15,237\text{mm}$

D Eix_(400°C) (guia) = 15,237mm

D Eix_(20°C) (guia) = $15,237 / (1 - 18 \cdot 10^{-6} * 380) = 15,133\text{mm}$

Muntatge dels dos elements mecànics

Formules:

-Conicitat =2 Inclinió =20%

-Inclinió = $(D - d) / (2 * \text{long pretensat})$

D =Øinferior de guia =15,133mm

d =Ø obtingut a 0,5mm de la culata =15,1mm

Long pretensat =0,2mm

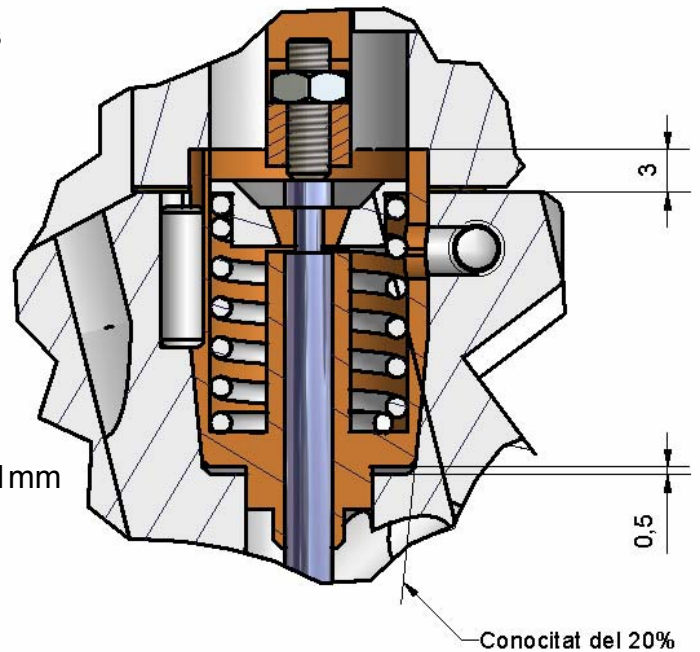


Fig.35 Muntatge de la guia de vàlvules amb la culata

Quan es faci el muntatge (fig.35) (a 20°C) la guia de vàlvules sobre sortirà de la part superior uns 3,2mm. Aquest valor de 3,2 mm , 3mm són per centrar el suport de lleves i els 0,2mm són per pretensar la guia de vàlvules.

B.1.4. -Ressort de la vàlvula d'admissió ⁸

Característiques tècniques

-Dos ressorts d'admissió del motor Honda Gx35

-Material per ressorts :

-Acer de piano (Crom-Vanadium) (A228 , 17230-C , 10270)

-Resistència =(1172 a 4690kg)

-Mòdul elàstic (E) =203400Mpa

-Mòdul Poisson (ν) =0,29

Dades:

$\varnothing_{\text{ext}} = 14\text{mm}$

$\varnothing_{\text{int}} = 11\text{mm}$

$\varnothing_{\text{mig}} = 12,5\text{mm}$

$\varnothing_{\text{fil}} = 1,5\text{mm}$

Nº d'espises totals :n =5,2

Nº d'espises útils :(n-2) =3,2

Long distesa (L_o)=20mm

Long precomprimida (x_o) =18,3mm

Long compressió màx (x) =16,3mm

Formules que relacionen paràmetres del motor:

- $\varnothing_{\text{ext}} \text{ ressort} = \varnothing_{\text{cap de vàlvula}}$

-Long. Ressort = (1,5-2) * $\varnothing_{\text{cap de vàlvula}}$

Formules

-Pressió respecte la cilindrada:

-P. Vàlv. totalment oberta =0,083 kg /cm²

-P. Vàlv. totalment tancada =0,036 kg /cm²

Rigidesa del ressort (G) =E /(2+(1+ ν))= 78837Mpa

Constant elàstica del ressort (K) =(G* $\varnothing_{\text{fil}}^4$) /(8* $\varnothing_{\text{mig}}^3$ *Nºesp.útils) =7,92N /mm

⁸ Informació addicional sobre ressorts de l'autor L.Ruigi [621.43.048 RUI] capítol 4

Càlculs del ressort (Fig.36)

Ressort de la vàlvula d'admissió

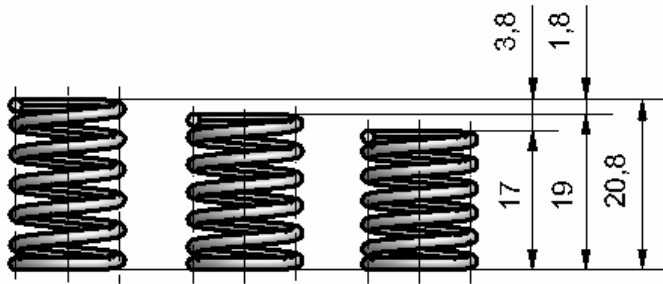


Fig. 36 Representació dels tres posicions del ressort d'admissió

Volum cilindrada= $35,8\text{cm}^3$

Força vàlv. totalment oberta = $0,083\text{kg/cm}^3 * 35,8\text{cm}^3 = 2,97\text{kg} = 29,1\text{N}$

Força vàlv. totalment tancada = $0,036\text{kg/cm}^3 * 35,8\text{cm}^3 = 1,29\text{kg} = 12,64\text{N}$

F. min. = $K * x_0$

F. màx. = $K * x$

$x_0 = F. \text{ Min. } / K = 12,64 / 7,92 = 1,6\text{mm}$ (per garantir l'estanqueïtat $x_0 = 1,8\text{mm}$)

F. màx. = $K * x = 7,92 * (1,8 + 2) = 30,09\text{N}$ $30,09\text{N} > 29,1\text{N}$

ANNEX B: -Càlculs aparta d'escapament

B.2.1. -Càlcul dels seients⁹ (fig.37)

Material: -Fundició centrífuga i nitrurada amb aleació de crom-níquel

Marca: -NILRESIST®

Muntatge: -Ajust tèrmic: -Escalfar el forat (culata) fins a 130°C
-Refredar l'eix (seient) fins a -79°C



T. ambient: 20°C

T. treball màx.: 500°C (Temperatura suposada).

Fig. 37 Representació del seient de la culata

Suposem una temperatura de treball de 500°C perquè l'element mecànic mai podrà assolir de arribar-hi.

La teoria de càlcul és posar la condició que els dos diàmetres (Forat –Eix) sigui iguals a la temperatura de treball.

La culata és d'alumini i el seient es d'acer especial.

El forat (culata) és d'un material el qual es dilata i es contrau més que el material eix (seient), en funció de la temperatura.

Per tan a temperatures inferior hi haurà interferència en tot moment entre els dos elements.

Càlcul de dilatacions (fig.38)

Coeficient de dilatació de l'acer = $11,5 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Coeficient de dilatació de l'alumini = $23,9 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$

Formula: $D_T (^{\circ}\text{C}) = D_{20^{\circ}\text{C}} \cdot (1 - \alpha \cdot \Delta T)$

$D_{\text{Forat}(20^{\circ}\text{C})}$ (culata) = 13mm

$D_{T(500^{\circ}\text{C})}$ (culata) = $13 \cdot (1 - 23,9 \cdot 10^{-6} \cdot 480) = 13,149\text{mm}$

$D_{\text{Eix}(500^{\circ}\text{C})}$ (seient) = 13,149mm

$D_{\text{Eix}(20^{\circ}\text{C})}$ (seient) = $13,149 / (1 - 11,5 \cdot 10^{-6} \cdot 480) = 13,08\text{mm}$

Seient vàlvula escape

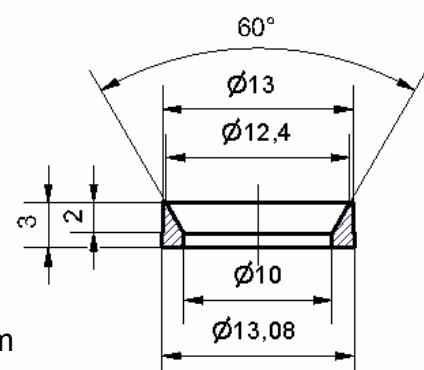


Fig. 38 Dimensions de vàlvula d'escapament

Muntatge dels dos elements mecànics

-Ajust tèrmic:-Escalfar el forat (culata) fins a 130°C

-Refredar l'eix (seient) fins a -79°C

$$\varnothing_{\text{forat}}(20^{\circ}\text{C}) (\text{culata}) = 13\text{mm}$$

$$D_{T(130^{\circ}\text{C})} = 13 * (1 - 23,9 * 10^{-6} * 110) = 13,034\text{mm}$$

$$D_{T(-79^{\circ}\text{C})} = 13,077 * (1 - 11,5 * 10^{-6} * 110) = 13,062\text{mm}$$

El muntatge s'haurà de fer a pressió (entren amb interferència).

$$\varnothing_{\text{forat}} = 13,034 < 13,062 = \varnothing_{\text{eix}}$$

Càlcul de tensions

Pressió crítica (Pc)

$$P_c = (0,25 * E) / (1 - \nu^2) * (t / r)^2 = 961,27\text{Mpa}$$

E= Mòdul d'elàstic

ν =Constant de Poisson = 0,29

$$t = (13 - 10) / 2 = 1,5\text{mm}$$

$$r = (10 + 13) / 2 = 11,5\text{mm}$$

Pressió exterior (P₀) (Element seient , dèiem que aquest s'emporta tota la deformació).

$$\Delta r = [(-P_0 * r_0) / E] * [(r_0^2 + r_i^2) / (r_0^2 - r_i^2)] - \nu]$$

$$P_0 = (\Delta r * E) / r_0 * [(r_0^2 + r_i^2) / (r_0^2 - r_i^2)] - \nu] = 353\text{Mpa}$$

$$\Delta r = \text{Increment de radi} = (13,08 - 13) / 2 = 0,04\text{mm}$$

$$r_0 = 13 / 2 = 6,5\text{mm}$$

$$r_i = 10 / 2 = 5\text{mm}$$

⁹ Informació addicional sobre seients i vàlvules de l'autor L.Ruigi [621.43.048 RUI] capítol 1

B.2.2. -Vàlvula d'escapament

Aquesta vàlvula (Fig.39) la mostrem en les figures del color Vermella , pel fet que és la vàlvula la qual sofreix un increment de temperatura mes elevat.

Característiques tècniques

-Dues vàlvules d'escapament del Motor Honda Gx25

-T. treball = 800°C

- Material per la fabricació:

-Acer al carboni amb Nitruració.

-Vàlvula de cap pla : Per la bona circulació del flux

-Estanqueïtat : Conicitat entre els dos elements

Propietats dels angles:

- 45° : Llarga vida i Mala circulació del flux.

- 30° : Bona circulació del flux i millora d'estanqueïtat.

Nosaltres estem obligats a 60° pel fet que les vàlvules dels motors Honda són amb aquest angle. Utilitzarem les dues vàlvules escapament de dos motors Honda Gx25.

Formules que relacionen paràmetres del motor:

L'alçada d'elevació de la vàlvula :

$$\Delta L = \text{Øcap valv.} / 4 = 12,4 / 4 = 3,1$$

Relació entre vàlvules admissió i escapament :

$$R_v = \text{Øcap valv. adm.} / \text{Øcap valv. esc.} = 14 / 12,4 = 1,13$$

La vàlvula d'admissió és un 13% mes gran que la d'escapament

$$\text{Rang de Reaccions} = [1-1,3]$$

Relació entre àrees del cap de vàlvules admissió i escapament

$$R_{ac} = A. \text{Øcap valv. adm.} / A. \text{Øcap valv. esc.} = 1,27$$

$$\text{Rang de Reaccions} = [0,26 -0,33]$$

Relació entre el bastec i el cap de la vàlvula:

$$R_{bc} = \text{Øbastec} / \text{Øcap valv.} = 3,4 / 12,4 = 0,27 \approx 0,25$$

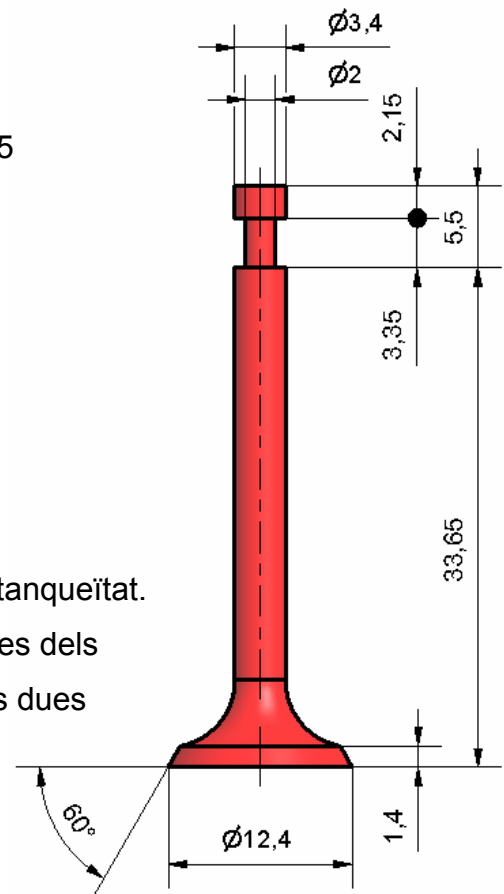


Fig. 39 Representació vàlvula escapament

Càlcul de la vàlvula d'escapament ¹⁰ (Fig.40)

Area de pas del flux (Δ_{ipt})

$$\Delta_{ipt} = n_{ev} \cdot \Delta_{ep} = n_{ev} \cdot (\pi/4) \cdot (dip^2 - dst^2) = 155,02 \text{ mm}^2$$

$N_{ev} = n^{\circ}$ de vàlvules = 2

Δ_{ep} = Area de pas del flux d'una vàlvula

$dip = \varnothing_{int}$ del conducte = 10,5mm

$dst = \varnothing_{bastec}$ de la vàlvula = 3,4mm

Elevació Màxima de la vàlvula (L_{max})

$$L_{max} = (dos - dis) / \sin 2\beta = 2,19 \text{ mm}$$

$dos = \varnothing_{ext}$ del seient = 12,4mm

$dis = \varnothing_{int}$ del seient = 10,5mm

β = Angle de conicitat de la vàlvula i el seient = 60°

Distància d'elevació perpendicular entre la cara del seient i la vàlvula (x).

$$x = L \cdot \cos \beta = 1,09 \text{ mm}$$

Area de pas del flux en funció de (x)

$$\Delta_s = \pi \cdot (\varnothing_{Major} + \varnothing_{Menor}) \cdot x / 2 = 39,46 \text{ mm}^2$$

$\varnothing_{Major} = \varnothing_{ext}$ de la vàlvula = 12,4mm

$\varnothing_{Menor} = \varnothing_{int}$ de la vàlvula = 10,5mm

Coefficient de descarrega

$$C_d \text{ escapament} = 0,88401 - 0,0021435 \cdot P_{me} = 0,85$$

P_e = Pressió mitja electiva = 7,2bars

Area de pas del flux corregit

$$\Delta_{te} = C_d \cdot \Delta_s = 33,57 \text{ mm}^2$$

C_d = Coeficient de descarrega = 0,85

Δ_s = Area de pas en funció de (x)

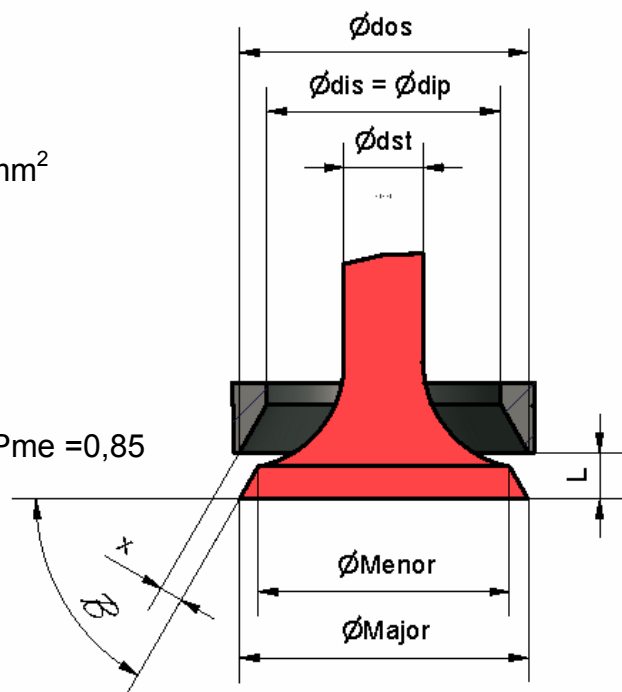


Fig.40 Representació secció de pas

¹⁰ Informació sobre el sistema d'obertura vàlvules de G. P. Blair [621.432.3 BLA] capítol 6

Relació d'àrees del col·lector i el diàmetre interior del seient vàlv. esc.

$$C_{em} = y = 0,85824 + 0,040262 \cdot P_{me} = 1,186$$

B.2.3. -Guia vàlvula d'escapament (Fig.41)

Material d'aleació lleugera:

-Fundició de coure al Plom i estany
(78%Cu - 8%Pb - 9%Sn) DIN 1716

Propietats mecàniques:

- Gran resistència a la fricció
- Bona conductivitat tèrmica
- Propietats autolubricants
- Tensió admissible mat. = $(700-800) \text{ kgs/cm}^2$

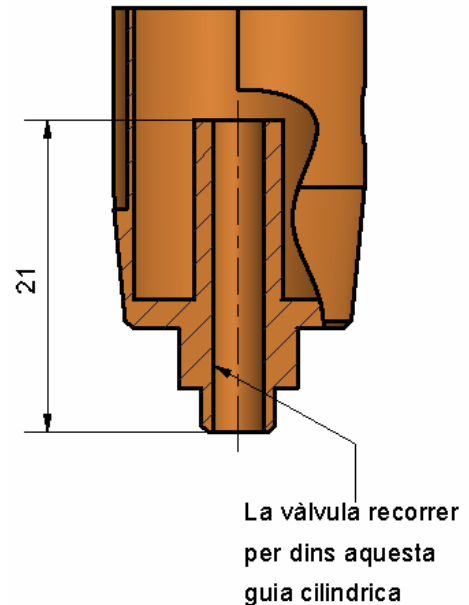


Fig. 41 Representació de la guia d'escapament

Característiques tècniques:

- Joc mínim entre la guia i la vàlvula = $(0,07 - 0,01) \text{ mm}$
 - Longitud de la guia pel bastec = 6 a 7 vegades l'elevació de la vàlvula.
- L'elevació de la vàlvula és de 2mm , però pel dimensionament de la guia de la vàlvula hem suposat una elevació de 3mm , pel fet que s'hi en un futur es desitja donar més elevació , no tinguem problemes en el guiatge de la vàlvula.
- Long guia d'escapament = $7 \times 3 = 21 \text{ mm}$

L'ajustatge de la guia de vàlvula escapament amb la culata és el mateix cas idèntic que el d'admissió. L'ajustatge de guia de vàlvula d'admissió és a la pàgina (50).

B.2.4. -Ressort de la vàlvula d'escapament ¹¹

Característiques tècniques

- Dos ressorts d'escapament del motor Honda Gx25
- Material per ressorts :
 - Acer de piano (Crom-Vanadium) (A228 , 17230-C , 10270)
- Resistència =(1172 a 4690kg)
- Mòdul elàstic (E) =203400Mpa
- Mòdul Poisson (ν) =0,29
- Dades:
 - $\varnothing_{\text{ext}} = 14\text{mm}$
 - $\varnothing_{\text{int}} = 11\text{mm}$
 - $\varnothing_{\text{mig}} = 12,5\text{mm}$
 - $\varnothing_{\text{fil}} = 1,5\text{mm}$
 - Nº d'espises totals :n =5
 - Nº d'espises útils :(n-2) =3
 - Long distesa =20mm
 - Long pre-comprimida (x_0) =18,3mm
 - Long compressió màx. (x) =16,3mm

Formules que relacionen paràmetres del motor:

- $\varnothing_{\text{ext}} \text{ ressort} = \varnothing_{\text{cap de vàlvula}}$
- Long. Ressort = (1,5-2) * $\varnothing_{\text{cap de vàlvula}}$

Formules

- Pressió respecte la cilindrada:
 - P. Vàlv. totalment oberta =0,083 kg /cm²
 - P. Vàlv. totalment tancada =0,036 kg /cm²
- Rigidesa del ressort (G) =E /(2+(1+ ν))= 78837Mpa
- Constant elàstica del ressort (K) =(G* $\varnothing_{\text{fil}}^4$) /(8* $\varnothing_{\text{mig}}^3$ *Nºesp.útils) =8,51N /mm

¹¹ Informació addicional sobre ressorts de l'autor L.Ruigi [621.43.048 RUI] capítol 4

Càlculs del ressort (Fig.42)

Ressort de la vàlvula d'escape

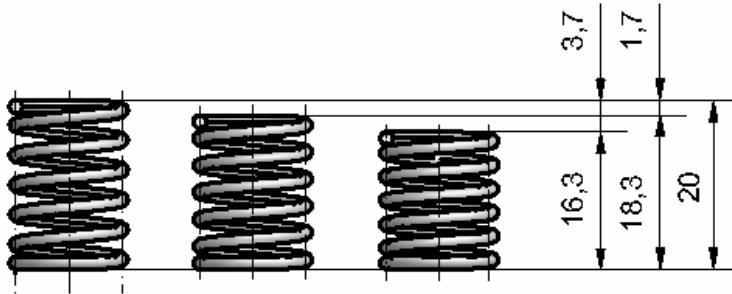


Fig. 42 Representació dels tres posicions del ressort d'escapament

Volum cilindrada= $35,8\text{cm}^3$

Força valv totalment oberta = $0,083\text{kg/cm}^3 * 35,8\text{cm}^3 = 2,97\text{kg} = 29,1\text{N}$

Força valv totalment tancada = $0,036\text{kg/cm}^3 * 35,8\text{cm}^3 = 1,29\text{kg} = 12,64\text{N}$

F. min. = $K * x_0$

F. màx. = $K * x$

$x_0 = F. \text{ Min. } / K = 12,64 / 8,51 = 1,5\text{mm}$ (per garantir l'estanqueïtat $x_0 = 1,7\text{mm}$)

F. màx. = $K * x = 8,51 * (1,7 + 2) = 31,48\text{N}$ $31,48\text{N} > 29,1\text{N}$

ANNEX B: -Càlculs mecànics

B.3.1. -Arbre de lleves

Els dos arbres de lleves (d'admissió i escapament) són idèntics. Només varia el perfil de la lleva amb uns valor menyspreables. Degut el cas només calcularem un dels dos arbre. Tot seguit mostrarem un dels arbre de lleves Fig. 43

Per començar els càlculs s'ha d'analitzar primer les forces que hi actuen. Hi ha:

- (1) -La força de contacte entre la lleva i el rodament seguidor.
- (2) -La resultant de la tensió de la corretja dentada.
- (3) -Les resultants dels dos rodaments rígids a boles.

- (1) -Primer analitzarem la força de contacte entre la lleva i el rodament seguidor.

Aquest anàlisi és del mecanisme d'admissió(Fig.44).

El qual esta format per tot un conjunt d'elements.

Aquests elements tenen unes velocitats i unes acceleracions , degut aquests moviments , produeixen unes forces d'inèrcia.

Formula: $F = m \cdot a + 2 \cdot K \cdot x$

F =Força resultant (N)

m =Masses amb moviment (kg)

a =Acceleracions de les masses anteriors (m/s^2)

K =Constant elàstica del ressort (kg/mm)

x =Desplaçament del ressort (mm)

-Podem comprovar que tan el rodament seguidor com el balancí tenen un moviment de roto-translació. I que el polsador i les vàlvules tenen moviment de translació.

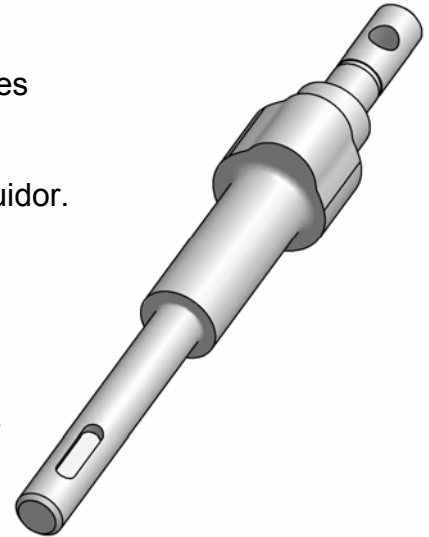


Fig. 43 Representació de l'arbre de lleves d'admissió

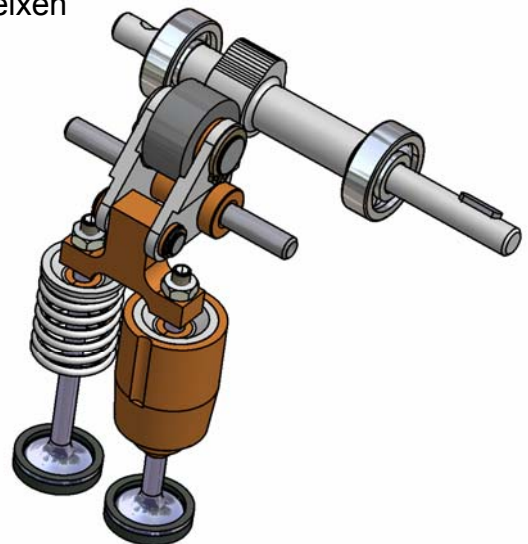
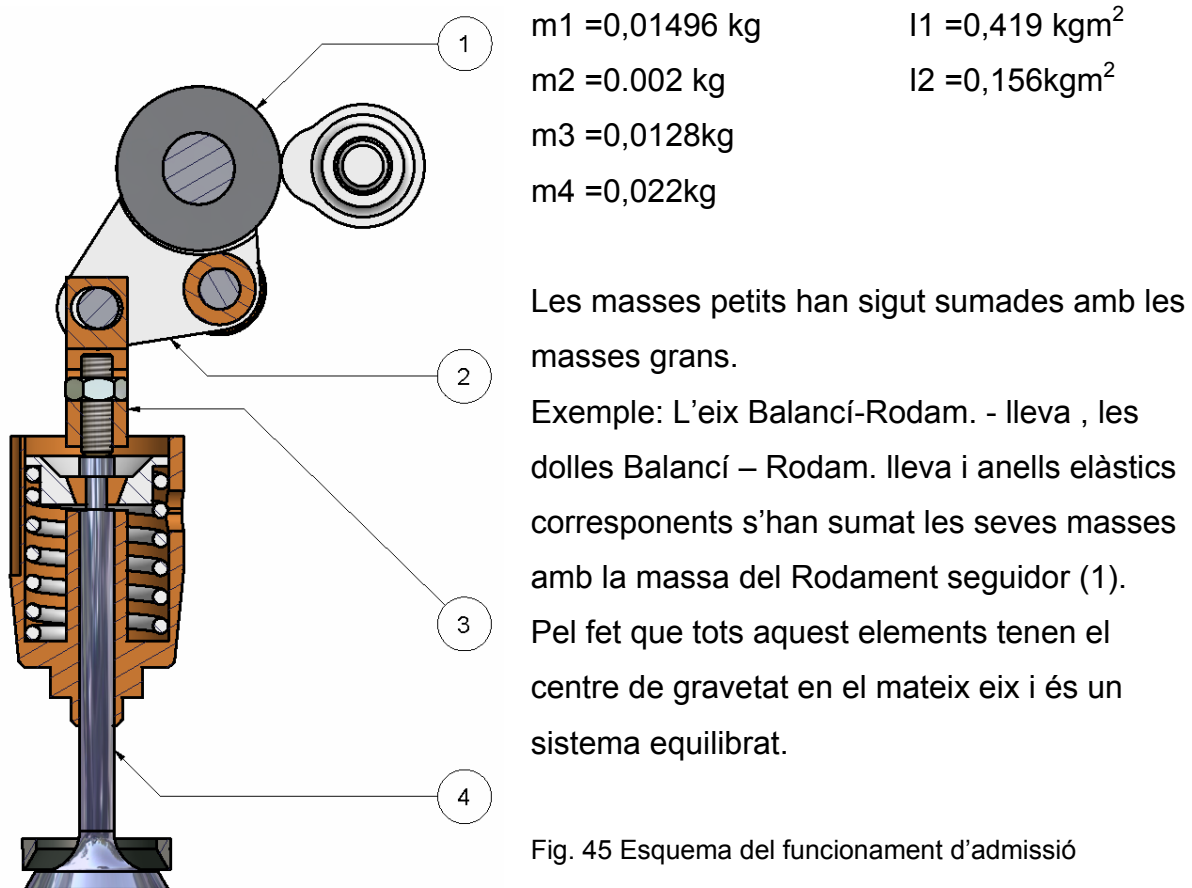


Fig. 44 Representació del mecanisme d'admissió



Hi ha tot un seguit d'elements (fig.45) que tenen velocitats i acceleracions diferents degut al fet que giren respecte d'un punt. Per poder trobar una resultant, hem de relacionar tot el conjunt d'elements. Per aconseguir-ho utilitzarem la reducció de masses en un punt. El qual es basa amb les energies. Mitjançant aquest teorema podrem relacionar els cossos que tenen un moviment de translació amb els que tenen un moviment de roto-translació. El punt el qual reduïrem les masses és un punt de sobre la vàlvula.

Formula utilitzada per trobar la massa reduïda corresponent al punt:

$$m_{red} = \sum m_n (v_{gn} / v_{red})^2 + \sum I_{gn} (w_n / v_{red})^2 = 0,058 \text{ kg} \approx 60 \text{ grams}$$

La inèrcia de la massa (1) s'han de passar a l'eix de rotació del balancí, i per posar-ho utilitzem Steiner

Formula: Steiner

$$I = I_o + m_1 \cdot d^2 = 1,02 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$$

$$d = 12 \text{ mm}$$

m_n = Suma de masses (kg)

v_{gn} = Velocitats de les masses (m/s)

v_{red} = Velocitat reduïda = vel. Vàlvula (m/s)

I_{gn} = Inèrcies de les masses (kgm^2)

w_n = Velocitats angulars de les masses (Rad/s)

Per poder realitzar aquests càlculs hem hagut d'utilitzar el programa Excel per trobar les velocitats i les acceleracions del sistema. A continuació mostrarem una taula dels valors obtingut.

Vel. Angular (w)	1500
T / 0,5grau (s/°)	5,55556E-05
Cnt elàst.(N/mm)	7,92
L distesa (mm)	20,8
L precom. (mm)	19
L Max (mm)	17

Acc. Max	F. Max
985,29696	30,03885878

Ang gir arb (°)	T trans. (s)	Elev adm (mm)	Vel (m/s)	Acc (m/s ²)	F. Ressort (N)
0	0,000000	0,00000	0,0064106	-0,2584775	0,00000
0,5	0,000056	0,00036	0,0063962	1,8837198	14,25882
1	0,000111	0,00071	0,0065009	5,32717236	14,26164
1,5	0,000167	0,00107	0,0067968	9,6902244	14,26450
2	0,000222	0,00145	0,0073352	14,5648368	14,26749
2,5	0,000278	0,00186	0,0081443	19,594386	14,27071

23,5	0,002611	0,18794	0,3264084	976,86	15,74445
24	0,002667	0,20607	0,3806784	985,29696	15,88807
24,5	0,002722	0,22722	0,4354171	940,734	16,05556

124	0,013778	0,00091	-0,0081805	-3,24E-06	14,26320
124,5	0,013833	0,00045	-0,0081805	147,248805	14,25960
125	0,013889	0,00000	0,0000000	0	0,00000

Per poder comprendre millor la taula , mostrem els gràfics de Posició , Velocitat i Acceleració en funció del Temps transcorregut.

Gràfica de Posició /Temps de la vàlvula d'admissió. Fig. 46

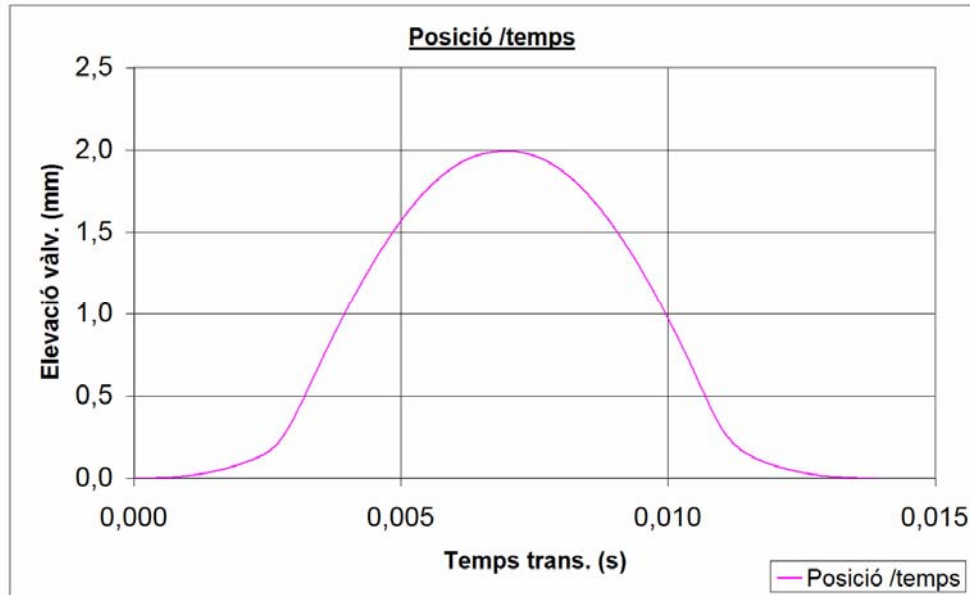


Fig.46 Representació de la gràfica de Posició /Temps transcorregut

Gràfica de Velocitat /Temps de la vàlvula d'admissió. Fig. 47

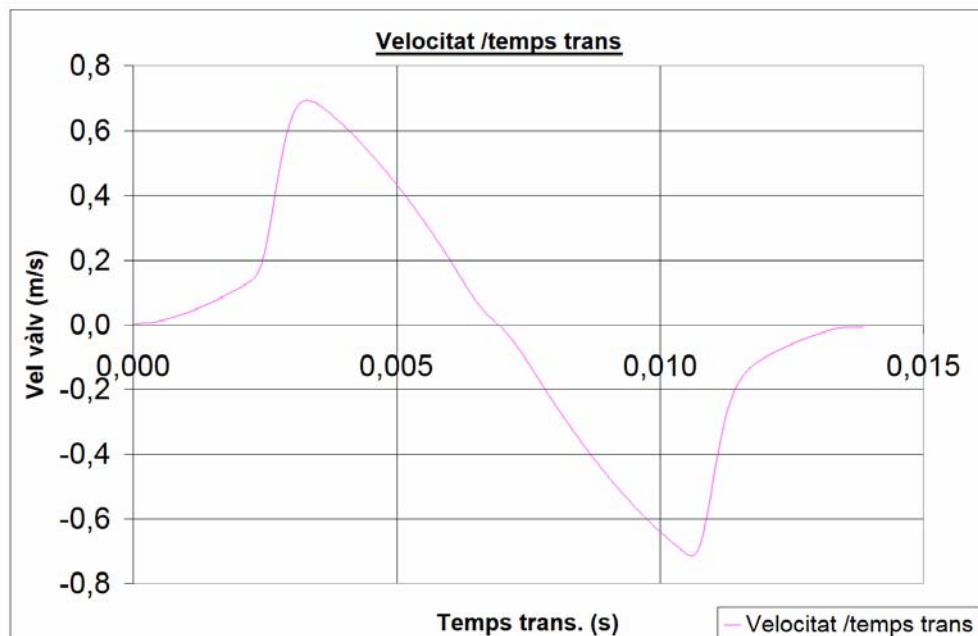


Fig.47 Representació de la gràfica de Velocitat /Temps transcorregut

Gràfica d'acceleració /Temps de la vàlvula d'admissió. Fig. 48

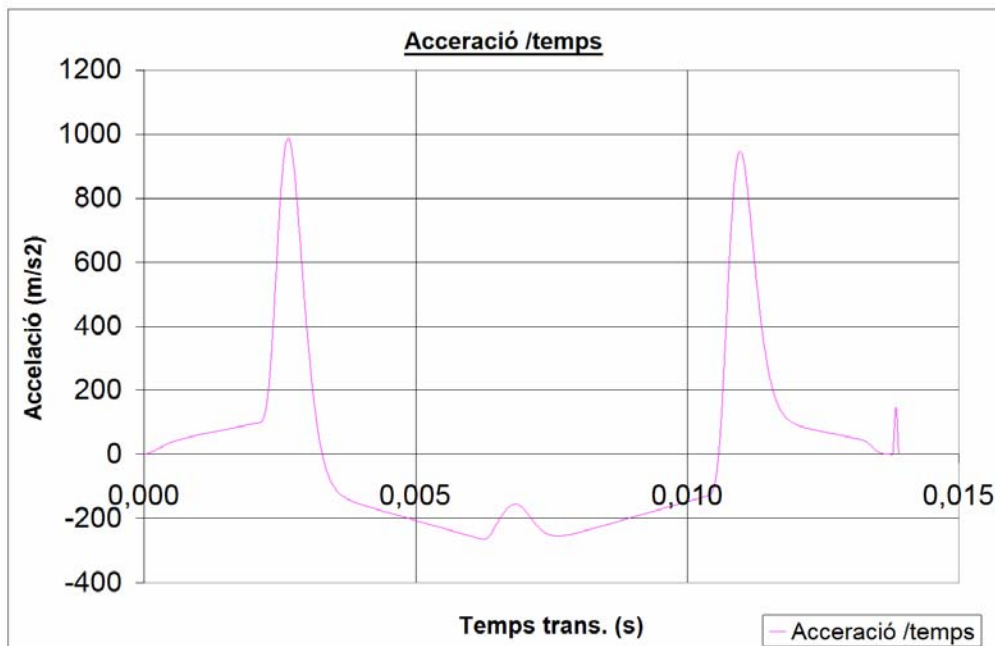


Fig.48 Representació de la gràfica de Velocitat /Temps transcorregut

Podem comprovar que existeixen d'unes acceleracions màximes que es diferencien de molt de les altres acceleracions. La primera que apareix és l'acceleració de contacte amb el rodament seguidor. La qual impulsa tot el mecanisme d'admissió. Aquesta acceleració és la que tenim que tenir en compte perquè va en sentit contrari a les inèrcies dels elements del mecanisme.

Valors obtinguts:

-Accel. Màx. = $985,29 \text{ m/s}^2$

-Força del ressort en l'accel. Màx. = $15,888 \text{ N}$

Formula: $F = m \cdot a + 2 \cdot K \cdot x$

$$F = 0,058 \cdot 985,29 + 2 \cdot 15,888 = 88,9 \text{ N} \approx 90 \text{ N}$$

La força resultant sobre la lleva és de 90N

(2) -Segon anàlisi és la tensió de la corretja dentada (distribució) ¹² (Fig.49)
 Per calcular aquest aparta s'ha hagut de suposar una alçada aproximada a la real entre les dues politges dels arbres de lleves i la politja motriu. Aquesta aproximació s'ha suposat pel fet de no poder conèixer amb exactitud l'alçada real. Però per realitzar els càlculs , l'error serà mínim.
 L'alçada suposada és de 170mm.

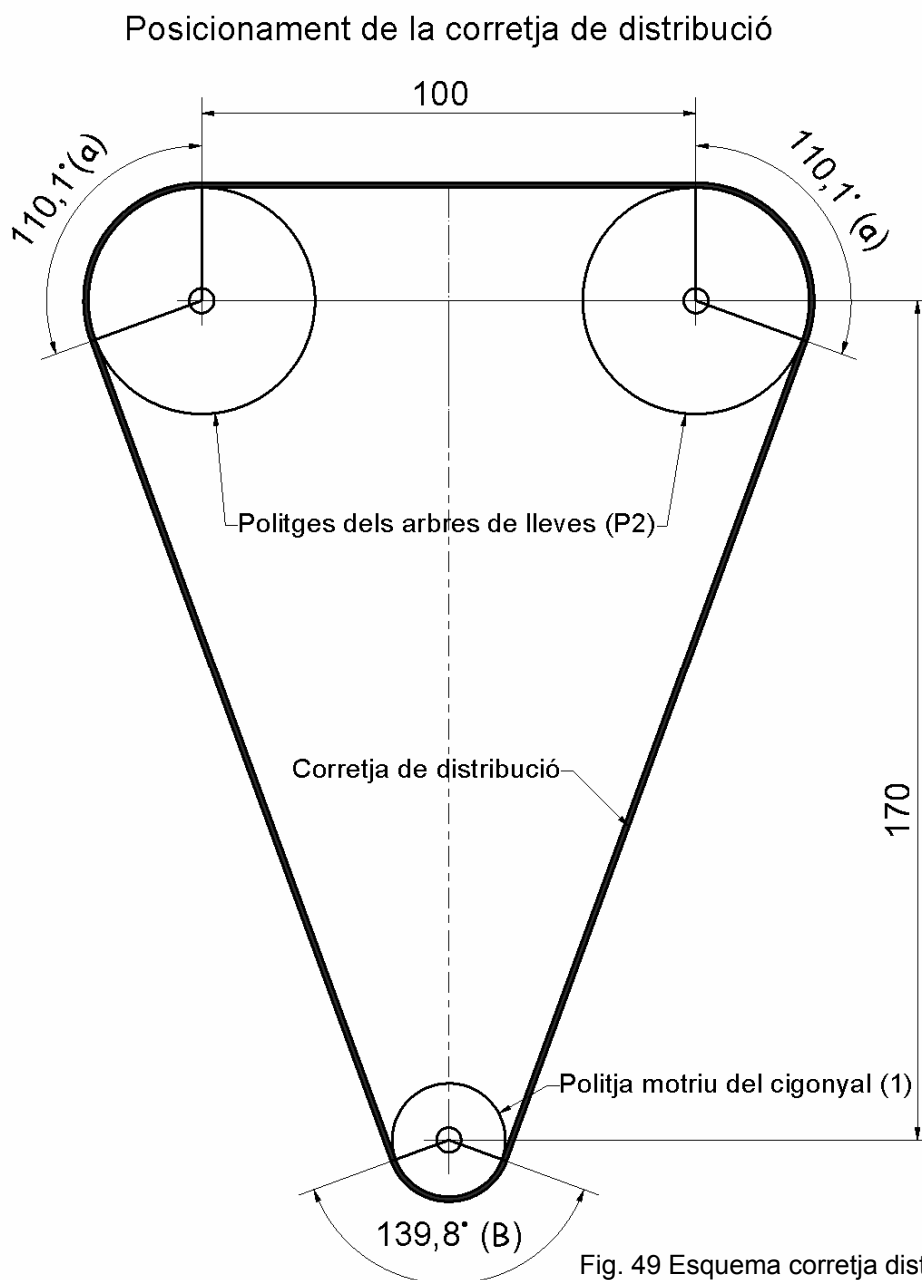


Fig. 49 Esquema corretja distribució

¹² Informació addicional sobre accionament de distribució [621.43.048 RUI] capítol 3

A) Dades

Tipus motor:

-Motor de combustió 4T

Potència (P1) $\approx 1\text{Kw}$

Regim de gir (n1) =5000rpm (Suposem aquesta velocitat superior a la real)

Potència (P2) $\approx 0,055\text{Kw} \cdot 2$ (arbres) =0,11Kw

Règim de gir (n2) =2500rpm

Tipus de funcionament = Intermitent

Entre eixos [(1) – (2)] =177mm

B) Càlcul de la potencia transmesa

-Classe 3

Factor de servei

-Cc =Fs +Cm +Cf =2,1

-Fs =2,2

-Cm =0

-Cf =-0,1

Potencia corregida (pc)

-Pc =P1 *Cc = 0,231Kw

C) Seleccionem la corretja mitjançant el gràfic N°1

(consultar webb: www.dayco.com)

-Escollim el tipus de la corretja RPP3 (pas =3mm)

D) Prestacions bàsiques (Taula 11) (consultar webb: www.dayco.com)

-n =5000rpm

-Pc =0,231Kw

Mitjançant les taules i els grafics podem seleccionar la corretja i les politges.

Perímetre corretja =570,64mm (taula 13) (consultar webb: www.dayco.com)

-Seleccionem la corretja: 570RPP3 (190dents)

-Seleccionem les politges conduïdes: Z=48 (Ø45,84mm)

-Seleccionem la politja motriu: Z=24 (Ø22,92mm)

E) Politja petita té més de 6 dents engranades per tan:

-cd = 1 (taula 9) (consultar webb: www.dayco.com)

F) Gruix de la corretja: Selecció aleatòriament una corretja de 6mm

G) Coeficient corretja (w) (taula 11) (consultar webb: www.dayco.com)

$$-cl = Pc / (cd * Pba) = 0,9545$$

H) Amplada corretja (w) (taula 10) (consultar webb: www.dayco.com)

$$cl = 0,9545 \quad RPP3 \text{ (taula 10)} = 1 \quad w = 6\text{mm (la corretja aguanta bé)}$$

Tensió a la qual s'ha de sotmetre la corretja pel pretensat

$$Te = \text{Tensió efectiva (N)} = Pc(\text{watts}) / V \text{ (m/s)} = 231 / 6 = \mathbf{38,5N}$$

V = velocitat lineal d'un punt de contacte amb la corretja de la politja petita

Forces que actuen sobre la politja

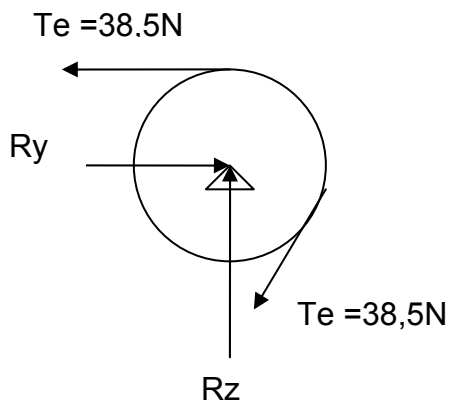


Fig. 50 Esquema de forces sobre la politja

Forces sobre l'arbre degudes a la corretja

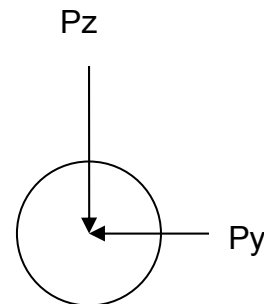


Fig. 51 Esquema de forces sobre l'arbre

Forces que actuen sobre la politja (Fig.50).

$$\sum Fy = 0 \quad Ry = 38,5 + 38,5 * \sin 20,1 = 51,66N$$

$$\sum Fz = 0 \quad Rz = 38,5 * \cos 20,1 = 36,18N$$

Les forces resultants sobre l'arbre de lleves (Fig.51) són:

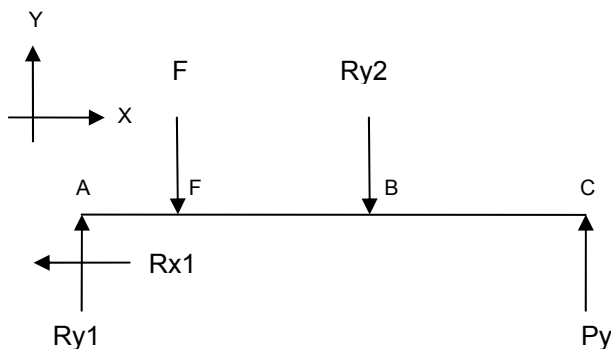
$$Py = 51,66N$$

$$Pz = 36,18N \text{ amb un angles de } 20,1^\circ \text{ respecte l'horitzontal}$$

(3) -Finalment analitzarem les resultants dels dos rodaments rígids a boles.

Per analitzar-ho s'han de fer els diagrames de l'arbre de lleves .Hi ha dos diagrames degut el fet que hi ha forces en dos plans (x-y) i el (z-x).

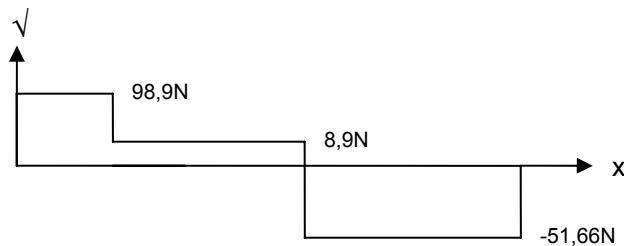
Començarem pel càlcul d'esforços en el pla x-y



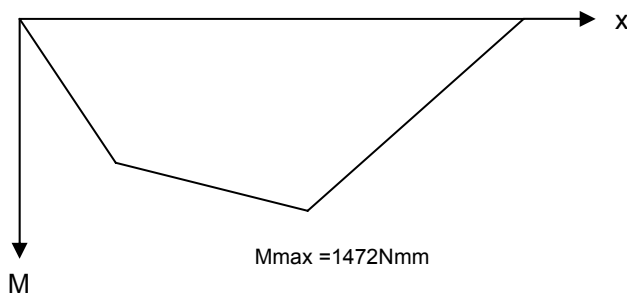
$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 & R_{x1} &= 0 \\ \sum F_y &= 0 & R_{y1} + R_{y2} + P_y &= F \\ \sum M_{Ry1} &= 0 & F \cdot 12,5 - R_{y2} \cdot 39 - P_y \cdot 67,5 &= 0\end{aligned}$$

$$R_{y2} = 60,5\text{N}$$

$$R_{y1} = 98,9\text{N}$$



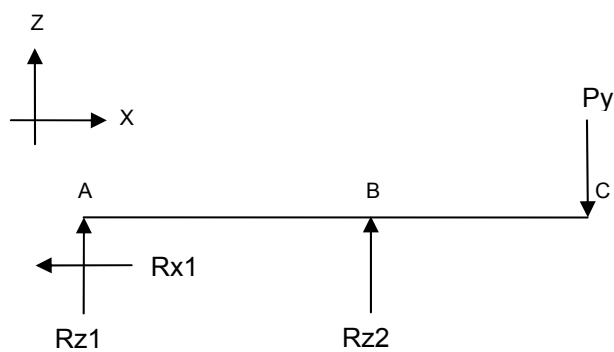
$$\begin{aligned}V_F &= V_A - \int V_{qAF} = 8,9\text{N} \\ V_B &= V_F - \int V_{qFB} = 51,6\text{N} \\ V_C &= V_B - \int V_{qBC} = 0\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}M_F &= M_A + \int V_{AF} \\ M_F &= 1236,25\text{Nmm} \\ M_B &= M_F + \int V_{FB} \\ M_B &= 1472,1\text{Nmm} \\ M_C &= M_B + \int V_{BC} \\ M_C &= 0\text{Nmm}\end{aligned}$$

Moment flector màxim , en el pla x-y ,és de 1472Nmm i esta situat en el punt B

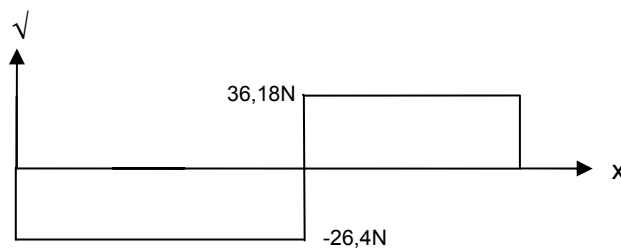
Tot seguit analitzarem el diagrama del pla z-x



$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \quad R_{x1} = 0 \\ \sum F_z &= 0 \quad R_{z1} + R_{z2} = P_z \\ \sum M_{Rz2} &= 0 \\ R_{z1} \cdot 39 + P_y \cdot 28,5 &= 0\end{aligned}$$

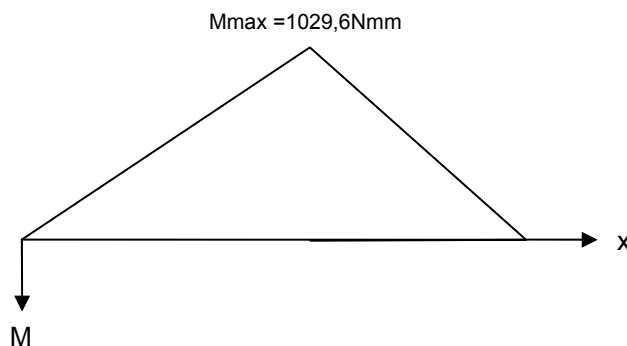
$$R_{z1} = -26,4\text{N}$$

$$R_{z2} = 62,62\text{N}$$



$$V_B = V_A - \int V_{qAB} = 36,18\text{N}$$

$$V_C = V_B - \int V_{qBC} = 0\text{N}$$



$$M_B = M_A + \int V_{AB}$$

$$M_B = -1029,6\text{Nmm}$$

$$M_C = M_B + \int V_{BC}$$

$$M_C = 0\text{Nmm}$$

Moment flector màxim ,en el pla z-x ,és de 1029,6Nmm i esta situat en el puntB

Càlcul dels rodaments rígids a boles

Càlcul estàtic

$$R1 \text{ (Rodament fix)} R = (R_{y1}^2 + R_{z1}^2)^{1/2} = 102,36N$$

$$R2 \text{ (Rodament mòbil)} R = (R_{y2}^2 + R_{z2}^2)^{1/2} = 87,07N$$

Tots dos rodaments són iguals (625 FAG) , per tan només s'ha de mirar el que té la resultant més gran.

El rodament més desfavorable és el R1

Dades rodament

-Codi =625

-Øext =16mm

-Øint =5mm

-Gruix (b) =5mm

-Constant estàtica (c) =1320N

-Constant Dinàmica (c_o) =400N

-n₂ =2500rpm (Velocitat superior a la real)

Càlcul estàtic

$$-P_o = F_{r_o} \quad \text{si } F_a / F_r < 8 \quad P_o = 102,36N$$

$$-\text{Coef. de seguretat estàtic:} \quad n_e = C_o / P_o = 400 / 102,36 = 3,9$$

Càlcul dinàmic (fatiga)

$$P = F_r \quad \text{si } F_a / F_r \leq e \quad P = 102,36N$$

$$-L_{10} = (C / P)^N * 10^6 = 2,144 * 10^9 \text{ cicles}$$

Hores de funcionament: 14500hores

Un cop analitzats els tres punts esmentats. Anem a procedir el càlcul ¹³ de l'arbre de lleves. Per poder realitzar-ho només ens falta saber el torsor generat per l'oposició del mecanisme d'admissió.

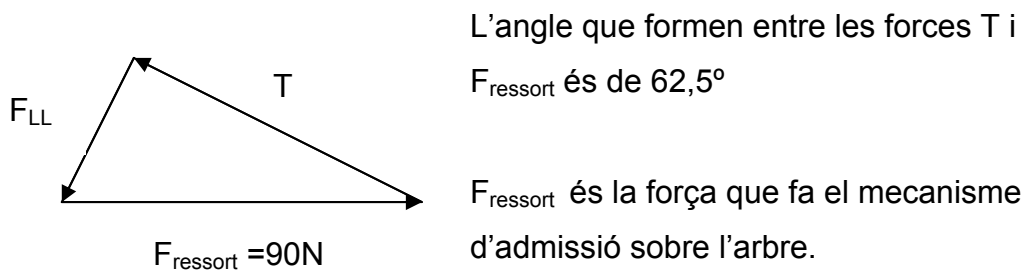


Fig.52 Representació del triangle forces del contacte de la lleva i el rodament seguidor

F_{LL} és la força (Fig.52) perpendicular al radi de l'arbre de lleves. Aquesta força multiplicada pel radi (R) més l'elevació màxima (e) de la lleva podrem trobar el moment torsor aplicat (M_t)

Formula : $F_{LL} \cdot (R + e) = M_t$

$$M_t = 90 \cdot \sin 62,5^\circ \cdot (6 + 2) = 638,64 \text{ Nmm}$$

Dades:

$$M_{\text{Flector}} = ((M_{xy})^2 + (M_{zx})^2)^{1/2} = 1796,25 \text{ Nmm}$$

$$\text{Torsor} = 638,69 \text{ Nmm}$$

Mat. Arbre = F-1551

HB = (295-325)

E = 275-340 Mpa

Sut = 1100 Mpa

Sy = 800 Mpa

Càlcul estàtic

Dimensionament de l'eix $d = (32 / \pi \cdot \sigma^3 \cdot S_y) \cdot (M^2 \cdot T^2)^{1/2} = 2,9 \text{ mm}$

Càlcul del coef. de seguretat $ne(\emptyset 5) = 1 / [(32 / \pi \cdot \sigma^3 \cdot S_y) \cdot (M^2 \cdot T^2)^{1/2}] = 5,2$

$$ne(\emptyset 8) = 1 / [(32 / \pi \cdot \sigma^3 \cdot S_y) \cdot (M^2 \cdot T^2)^{1/2}] = 21$$

Càlcul a fatiga (Dinàmica)

Càlcul del coef. de seguretat (Soderbery)

$$nf(\varnothing 5) = \left[\left(\frac{16}{\pi \cdot \varnothing^3} \right) \cdot \left[(k_e \cdot M / S_{se})^2 + (T / S_{sy})^2 \right]^{1/2} \right] = 4$$

$$nf(\varnothing 8) = \left[\left(\frac{16}{\pi \cdot \varnothing^3} \right) \cdot \left[(k_e \cdot M / S_{se})^2 + (T / S_{sy})^2 \right]^{1/2} \right] = 16$$

$$S_e = s_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e = 768.2 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 550 \text{ Mpa}$$

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b \text{ (mecanitzat)} = 0,871$$

$$k_b = (\varnothing / 7,62)^{-0,1133} = 1,05$$

$$k_c = 1 \text{ (el tallant és menys preable al costat del moment torsor)}$$

$$k_d = 1,025 \text{ (temperatures de } 150^\circ\text{C)}$$

$$k_e = 1/k_f = 0,74$$

$$k_f = 0,632 + 0,377 \cdot (\varnothing 8 / \varnothing 5)^{-4,4} + (r / \varnothing 5)^{-0,5} \cdot \left[(-0,14 - 0,363 \cdot (\varnothing 8 / \varnothing 5)^2 + 0,503 \cdot (\varnothing 8 / \varnothing 5)^4) / (1 - 2,39 \cdot (\varnothing 8 / \varnothing 5)^2 + 3,368 \cdot (\varnothing 8 / \varnothing 5)^4) \right]^{1/2} = 2,16$$

B.3.2. –Dimensionament de la xaveta

Càlcul de la xaveta

Dimensions

$$a = b = 2 \text{ mm}$$

$$l = 10 \text{ mm}$$

$$\text{Càlcul per aixafament: } t = (2 \cdot T) / (\varnothing \cdot l \cdot h / 2) = 25,52 \text{ Mpa}$$

$$\text{Càlcul per tallant } \zeta = (2 \cdot T) / (\varnothing \cdot l \cdot t) = 12,76 \text{ Mpa}$$

B.3.3. –Esforços de subjecció de la culata

Càlculs dels perns de subjecció de la culata (Fig.33)

Sistema de sujecció cargolada (M5 (8.8))

$$S_{ut} = 800 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 640 \text{ Mpa}$$

$P = 150 \text{ bars}$ (Suposarem una pressió cnt a l'interior del cilindre molt superior a la real, ja que la pressió real és alterna i variable en funció del regim de gir del motor).

$$\text{Força per pern} = P \cdot A = 46,2\text{N}$$

$$A = \text{Area del pern (mm}^2\text{)}$$

$$\text{Força prova (Fp)} = S_p \cdot A_t = 4828\text{N}$$

$$S_p = 0,85 \cdot S_y$$

$$A_t (\text{taula shigley}) = 14,2$$

$$\text{Força indica (Fi)} = F_p \cdot 0,75 = 3621\text{N}$$

$$\text{Constant elàstica del pern (kb)}$$

$$K_b = A \cdot E / L = 134091,2 \text{ N/mm}$$

$$E (\text{acer}) = 207000\text{Mpa}$$

$$L = \text{long pern} = 19,4\text{mm}$$

$$\text{Constant elàstica de la culata (km)}$$

$$K_m = (0,577 \cdot \pi \cdot \varnothing \cdot E) / (2 \ln \cdot x) = 504161,7\text{N/mm}$$

$$X = [5 \cdot (0,577 \cdot L + 0,5\varnothing) / 0,577L + 2,5\varnothing]$$

$$\varnothing = \text{diàmetre forat culata} = 6\text{mm}$$

$$E (\text{alumini}) = 71000\text{Mpa}$$

$$L = \text{gruix culata} = 10,5\text{mm}$$

$$\text{Càlcul estàtic (ne)}$$

$$n_e = (S_p \cdot A_t) / (F_i + c \cdot P) = 200$$

$$c = c_{nt} = K_b / (K_b + K_m) = 0,21$$

$$\text{Càlcul dinàmic (nf)}$$

$$n_f = (S_{ut} \cdot A_t - F_i) / (c \cdot P \cdot ((S_{ut} / S_e) + 1)) = 186$$

$$S_e = S_e' \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d = 155,5$$

$$S_e' = 0,5 \cdot S_{ut} = 400$$

$$k_a = a \cdot S_{ut} - b = 0,767 \text{ (mecanitzat) de}$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0,923 \text{ (} S_{ut} < 1520\text{Mpa)}$$

$$k_d = 0,549 \text{ (} T = 600^\circ\text{C)}$$

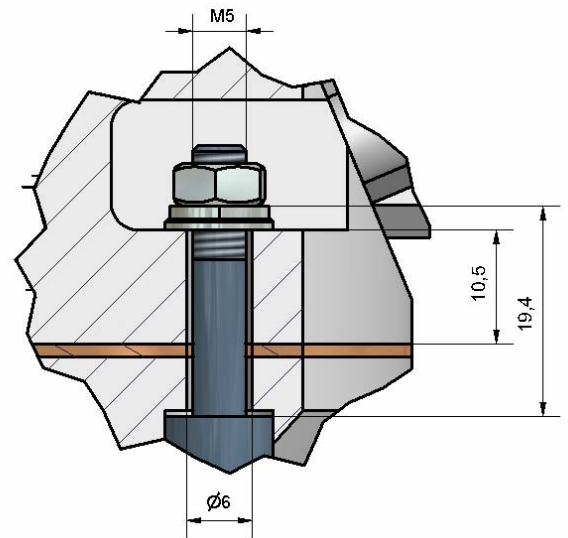
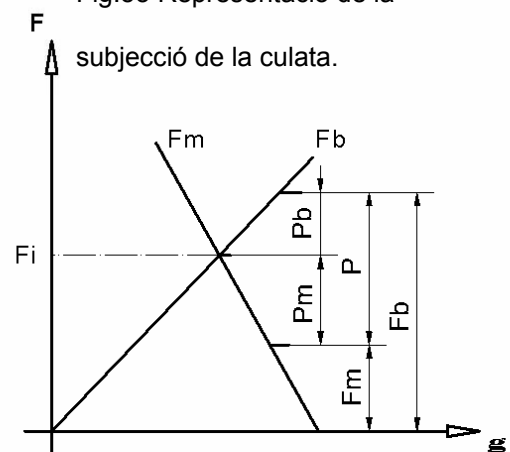


Fig.53 Representació de la subjecció de la culata.



g = Deformació (mm)

F = Força (N)

F_m = Força aplicada a la culata (N)

F_b = Força aplicada al pern (N)

P = Força de pretensat (N)

P_b = Força corresponent al pern (N)

P_m = Força corresponent a la culata (N)

Fig.54 Gràfic del pretensat la culata.

¹³ Consulta de càlculs del llibre Disseny en enginyeria mecànica (Shigley)

B.3.4. -Sincronisme de lleves

L'apartat de lleves està format per la combinació de dos moviments.

-El primer moviment, és de caràcter alternatiu pels trens de vàlvules i els element polsador, originats pel desplaçament que transmet el contorn de les seves lleves corresponent.

-El segons moviment, és circular i el reben les pròpies lleves. Aquest moviment de rotació el transmeten els arbres. Aquest reben la transmissió de l'arbre cigonyal mitjançant una corretja dentada.

La teoria de funcionament de les lleves està basada en la cinemàtica del cercle excèntric, quedant, per tant, els perfils del contorn de la lleva inscrits en el mencionat cercle i el seu moviment subjecte a les mateixes variacions d'aquest. La velocitat d'obertura i tancament de les vàlvules, així com el temps de permanència de la vàlvula totalment oberta, depèn, directament de la forma que adopta el perfil de la lleva.

És d'interès tenir:

1-Un temps de permanència de la vàlvula totalment oberta per poder omplir i buidar el cilindre en cada cas. D'aquesta forma ajuda eliminar les inèrcies de les masses dels gasos.

2-Avançaments i retards en les obertures de vàlvules, però en el nostre cas s'ha tingut molt de compte amb el retard de tancament de la vàlvula d'escapament i l'obertura de l'admissió, degut el fenomen conegut pel creuament de vàlvules. El fet que les dues vàlvules estiguin obertes parcialment, pot suposar que una petita part del combustible passi directament de la vàlvula d'admissió cap a la d'escapament, suposant que això comporta una pèrdua del combustible. Per tant, els dos angles d'obertura mencionats han estat minimitzats el màxim possible. L'angle d'obertura d'admissió respecte l'angle de gir del cigonyal és de 5° negatiu, mentre que en la vàlvula d'escapament és de 5° positiu respecte l'angle cigonyal.

Per tenir un bon funcionament, degut el fet de no desitjar creuament de vàlvules, s'ha hagut de donar el tancament de la vàlvula d'admissió de 65° i una obertura d'escapament de 60° respecte el cigonyal.

A continuació mostrarem un diagrama dels avanç i del retard de les vàlvules.

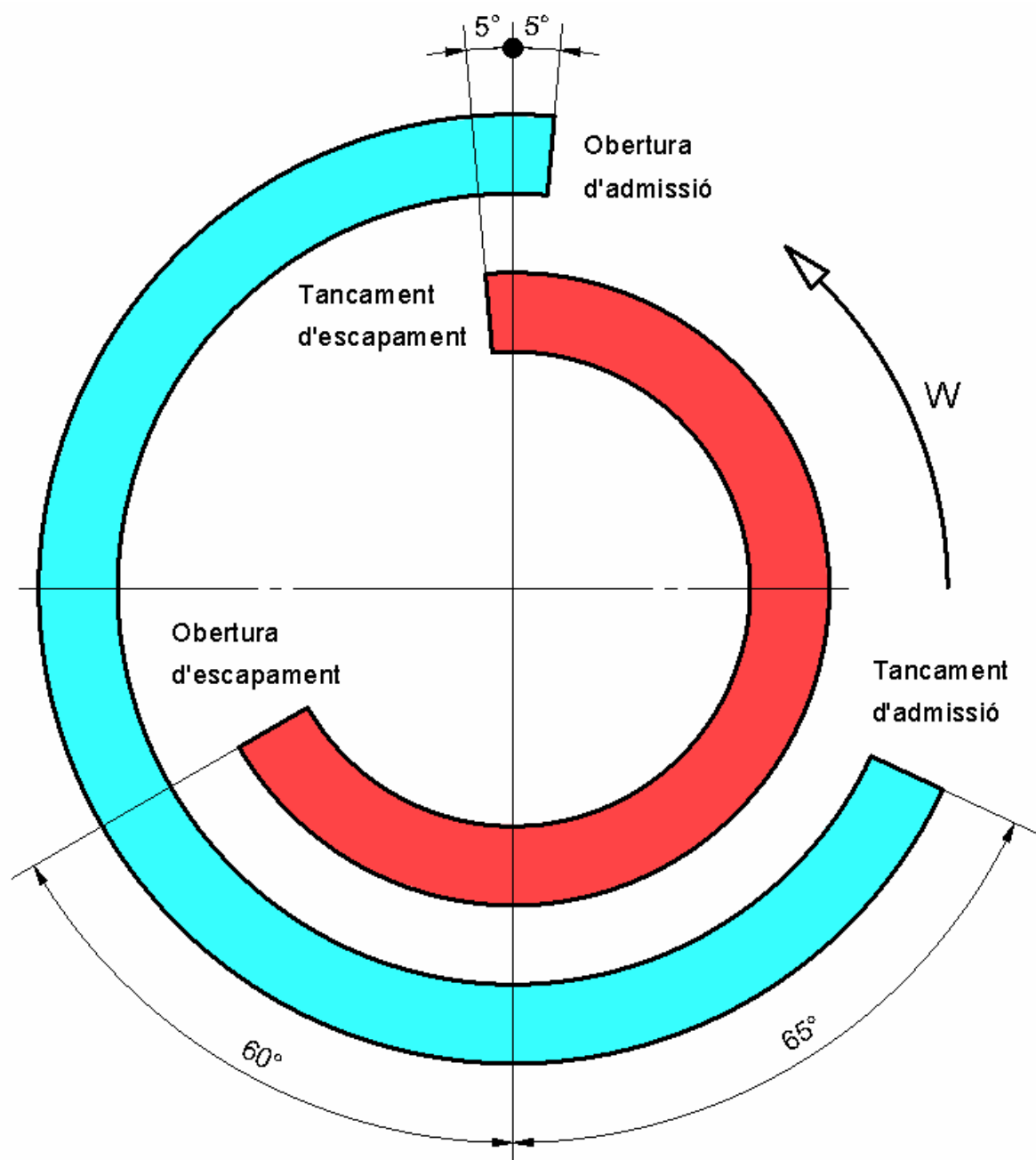


Fig. 55 Representació diagrama de l'obertura i tancament de les vàlvules

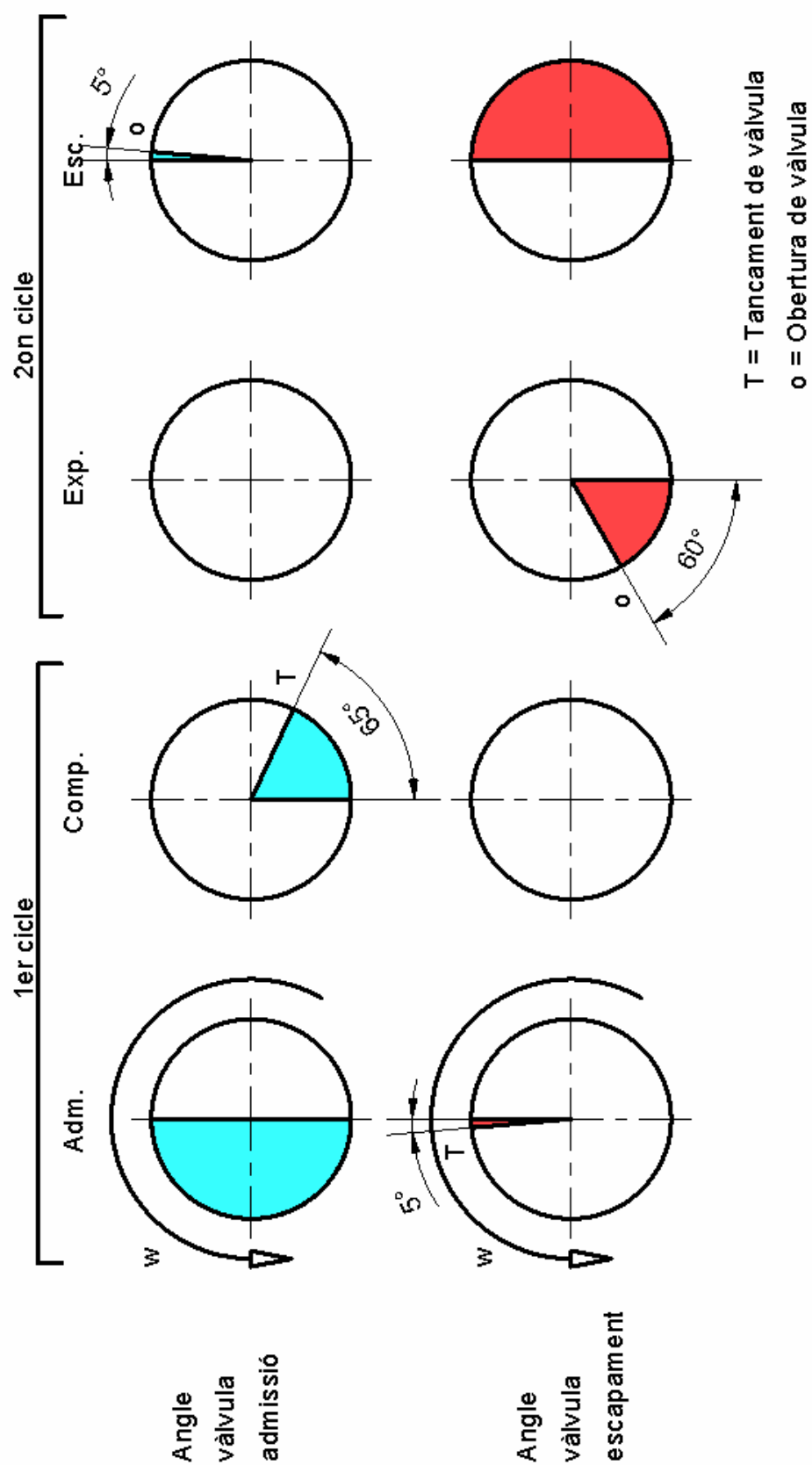


Fig.56 Representació d'obertura i tancament en cada etapa del cicle

Sistema de sincronisme:

El sistema de sincronisme és un mecanisme el qual té la funció de posicionar, els dos arbres de lleves respecte el cigonyal. El sistema facilita el muntatge del sincronisme de lleves i quan s'ha finalitzat el muntatge s'ha de retirar el mecanisme que bloqueja el moviment de rotació dels arbres. Si no es realitza l'operació d'extreure els eixos posicionadors, malmetríem algun component del motor. L'eix posicionador (Fig.57) està format per un eix d'acer de diàmetre 3mm($\varnothing 3h6$) amb una longitud mínima de 25mm.

Aquestes eixos es posa una a cada suport de lleves, situades perpendicular als arbres de lleves amb la posició que mostra la figura pròxima.



Fig. 57 Eix posicionador

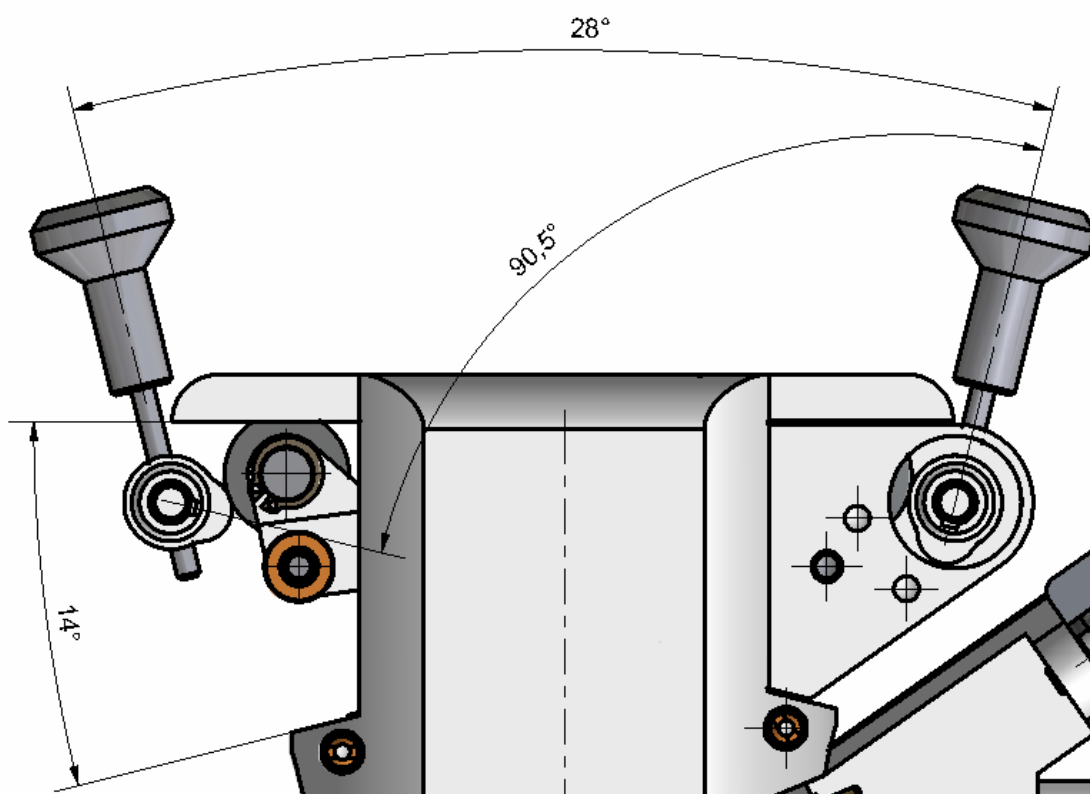


Fig. 58 Representació dels sistema per sincronitzar les lleves

A continuació mostrarem una taula, la qual expressa les posicions més característiques de les elevacions de les vàlvules en funció de l'angle girat del cigonyal.

Elevació vàlvules en funció de l'angle girat del cigonyal

Angle girat cig. (°)	Elevació vàlv. esc. (mm)
120	0,00000
121	0,00045
122	0,00093
123	0,00144
124	0,00202
125	0,00268
126	0,00344
127	0,00434
128	0,00539
129	0,00661
130	0,00803

243	1,99344
-----	---------

350	0,01885	Elevació vàlv. adm. (mm)
351	0,01623	
352	0,01389	0,00000
353	0,01182	
354	0,01000	0,00036
355	0,00842	
356	0,00706	0,00071
357	0,00590	
358	0,00490	0,00107
359	0,00403	
360	0,00325	0,00145
361	0,00254	
362	0,00188	0,00186
363	0,00124	
364	0,00062	0,00231
365	0,00000	
366		0,00282
367		
368		0,00034
369		
370		0,00409
		0,00049
		0,00577
		0,00679
		0,00795
		0,00925
		0,01070

480

1,99279

600
601
602
603
604
605

0,00228
0,00182
0,00136
0,00091
0,00045
0,00000

Per comprendre millor la taula , mostrarem una gràfica (fig.49) amb les dades de la taula anterior. La primer funció , de color blau , és l'elevació de la vàlvula d'escapament. Abans de poder acabar el tancament de la vàlvula d'escapament ja ha començat l'obertura d'admissió (Funció de color rosa).

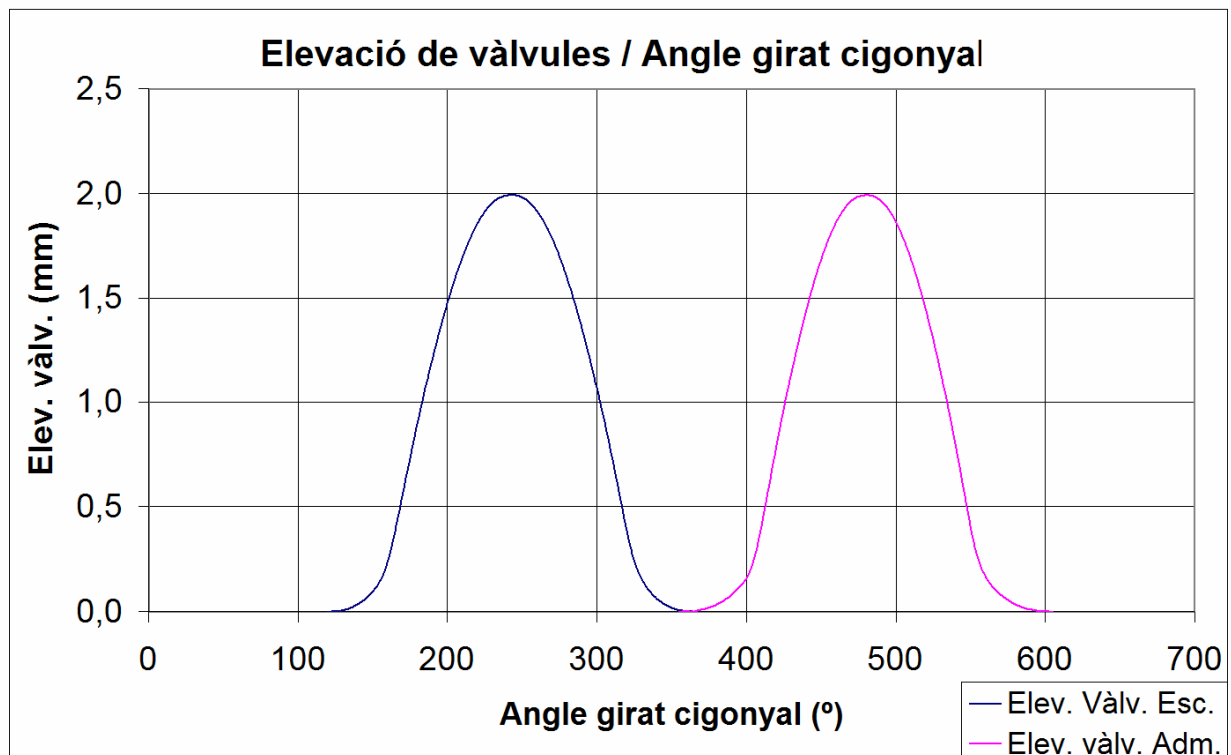


Fig.59 Representació de l'elevació de les vàlvules d'admissió i escapament en funció de l'angle girat del cigonyal

Annex C. -Catàlegs

C.1.	-Catàleg Motor (Honda Gx35).	Pàg. 84 - 85
C.2.	-Catàleg Rodament (FAG).	Pàg. 86
C.3.	-Catàleg Rodillo de recolzament seguidor lleva (SKF).	Pàg. 87
C.4.	-Catàleg Injector Valve EV (Bosch).	Pàg. 88 - 91
C.5.	-Catàleg Reten de grassa (Simrit).	Pàg. 92
C.6.	-Catàleg Anells Elàstic (Seeger).	Pàg. 93 - 96
C.7.	-Catàleg Passador cilíndric (Fabrycom) .	Pàg. 97
C.8.	-Catàleg Xaveta (Fabrycom).	Pàg. 98

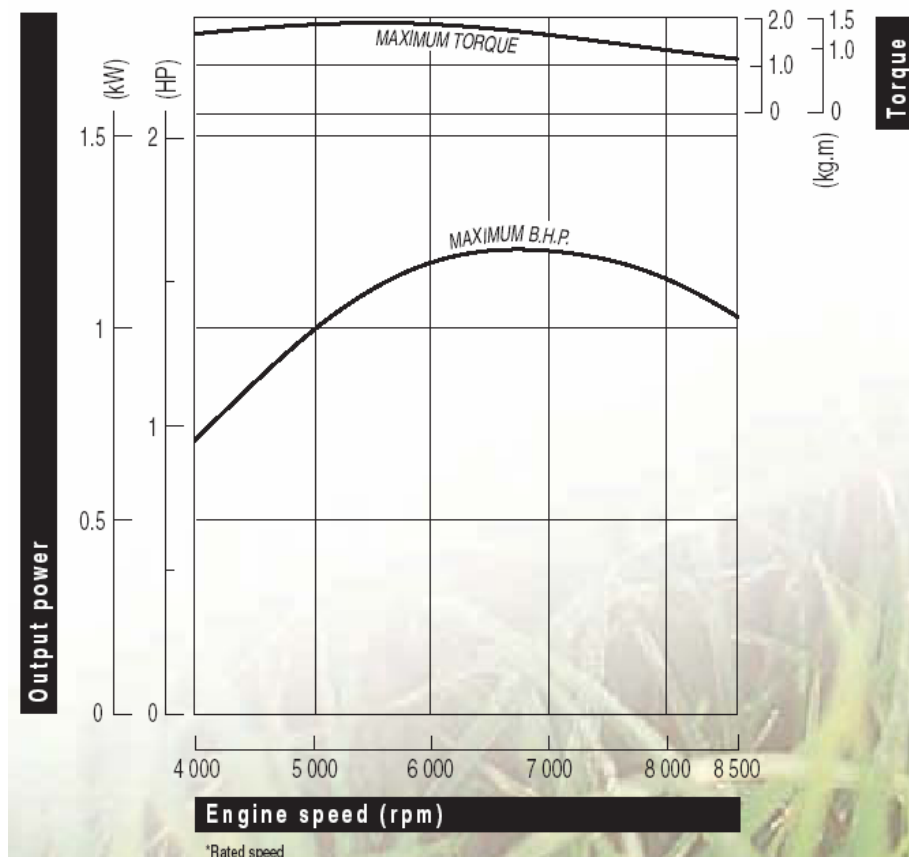
C.1. -Catàleg Motor Honda GX35



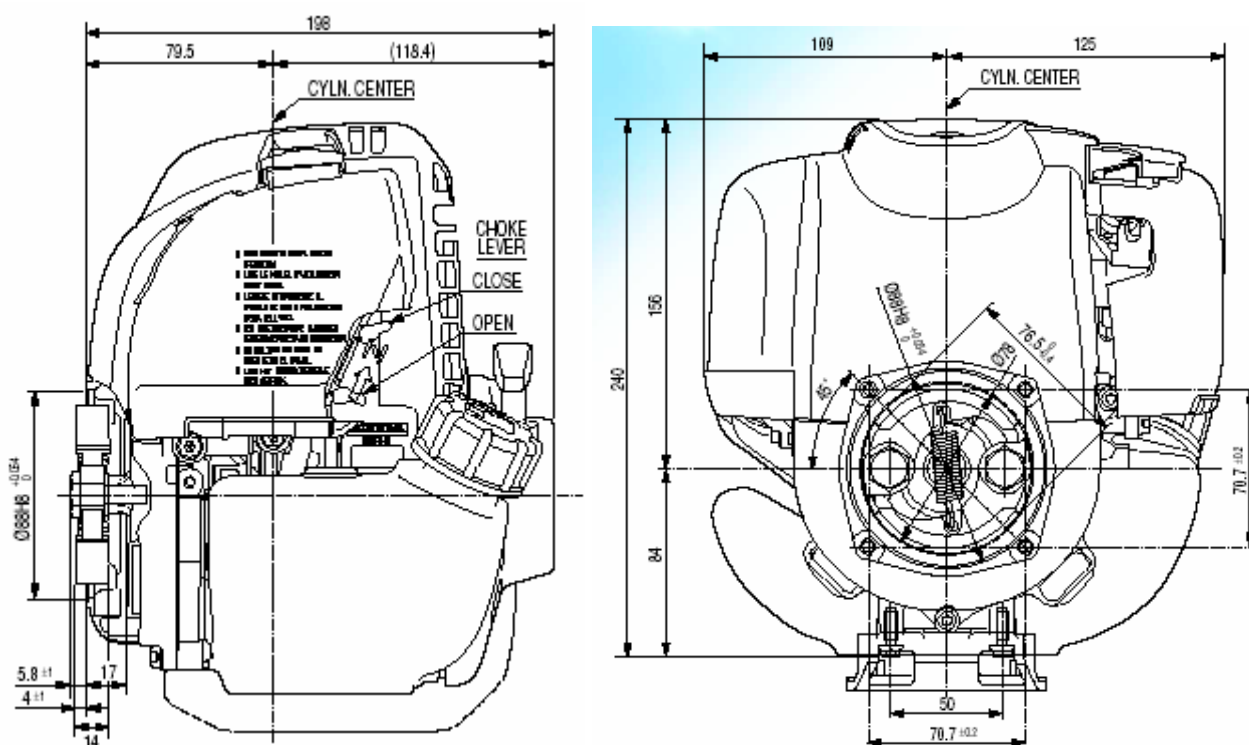
Model Specifications

Model	GX35
Engine Type	Air-cooled 4-stroke OHC single
Bore x Stroke	39 x 30mm
Displacement	35.8cm ³
Maximum Power Output	1.2kW (1.6PS)/7,000 rpm
Maximum Torque	1.9Nm (0.19kg-m)/5,500 rpm
PTO Shaft Rotation	Counter-clockwise
Recommended Fuel	Unleaded
Fuel Tank Capacity	0.65 litres
Fuel Consumption	360g/kWh (265g/PSH)
Oil Capacity	0.1 litres
Recommended oil	10W/30 API SG
Carburettor	Diaphragm-type (overflow return)
Ignition System	Transistorised magneto
Sparkplug	NGK CM5H/CMR5H
Starting System	Recoil
Lubrication System	Crankcase pressure-driven
Air cleaner	Semi-dry
Dry Weight	3.33kg
Dimensions (L x W x H)	198 x 234 x 240 mm

Corbes de potència i parell motor del Motor



Dimencions del motor (www.honda-engines-eu.com)

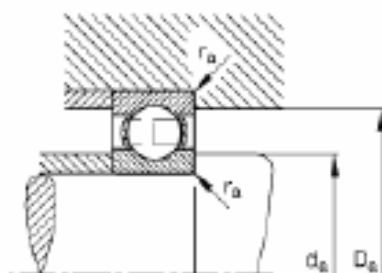
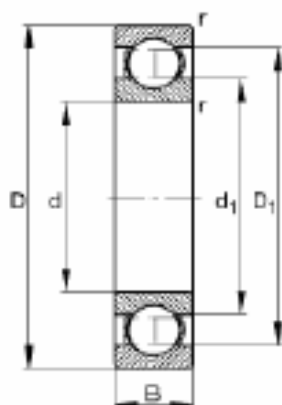


C.2. -Catàleg Rodament (FAG)



FAG: Rodamientos rígidos a bolas 625

medidas principales según DIN 625-1



d	5 mm
D	16 mm
B	5 mm
D ₁	12,5 mm
D _{a max}	13,6 mm
d ₁	8,5 mm
d _{a min}	7,4 mm
r _{a max}	0,3 mm
r _{min}	0,3 mm

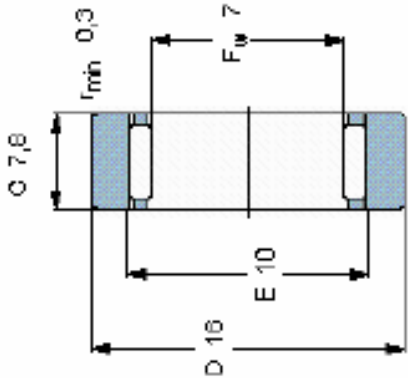
m	0,0050 kg	Peso
C _r	1320 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C _{0r}	440 N	Capacidad de carga estática, radial
n _G	43000 1/min	Velocidad límite
n _B	43000 1/min	Velocidad de referencia
C _{ur}	22,4 N	Carga límite de fatiga, radial

C.3. -Catàleg Rodillo de recolzament seguidor lleva (SKF)



Rodillos de apoyo sin guiado axial, sin aro interior

Dimensiones		Capacidades de carga		Carga límite de fatiga Rodillo de apoyo	Cargas radiales máximas	Velocidad límite	Masa	Designación
D		Rodillo de apoyo		Pu	F _r			
mm		dinámica	estática	kn	kn	rpm	kg	
16	7	C 2,51	C0 2,5	0,27	3,55	8000	0,0065	RSTO 5 TN



Rodamiento
Volúmenes de carga básica
dinám., kN C 2,81
estát., kN C0 2,75
Carga límite de fatiga, kN Pu 0,29

C.4. -Catàleg Injector Valve EV12 (Bosch) (www.bosch-automotive.es)



Motorsport



Injection Valve EV 12

The EV 12 injector is a development based on the EV 6. Its main feature is the fact that the position of its injection point can be varied. Compared with the EV 6, the EV 12 injection point can be moved forward up to 20 mm.



Mechanical data

System pressure	max. 8 bar
Weight	40 g

Electronic data

Solenoid resistance	e.g. 12 Ω
Max. power supply	16 V

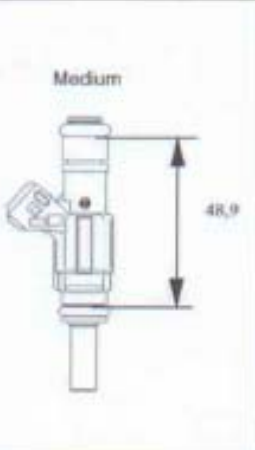
Conditions for use

Fuel input	axial (top-feed)
Operating temperatures	-40 ... 110 °C
Permissible fuel temperatures	≤ 70 °C
Climate proofness corresponds to saline fog test DIN 53 167	

Technical data

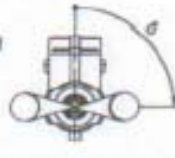
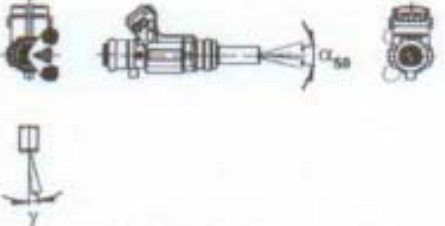
Order numbers	Design	Type	Flow rate at 3 bar (N-Heptan)	Spray angle				Impedance
				α	β	γ	δ	
0 280 155 892	Medium	E	269 g/min	15°	7°	10°	270°	12 Ω
0 280 155 897	Medium	E	217 g/min	15°	7°	10°	270°	12 Ω

Further special versions on request



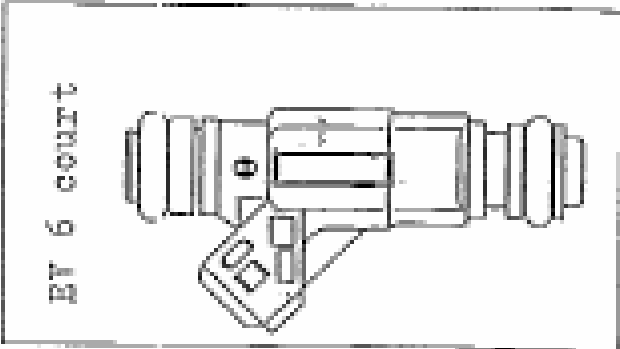


Angle between connection and spray level (δ = delta):
(only 2-spray preparation)
 $\delta = 0^\circ - 360^\circ$ possible

-Catàleg Injector especial Valve EV6 (Bosch)

Injector prototype pour Marathon Shell EV6 Court - B 280 431 195/1

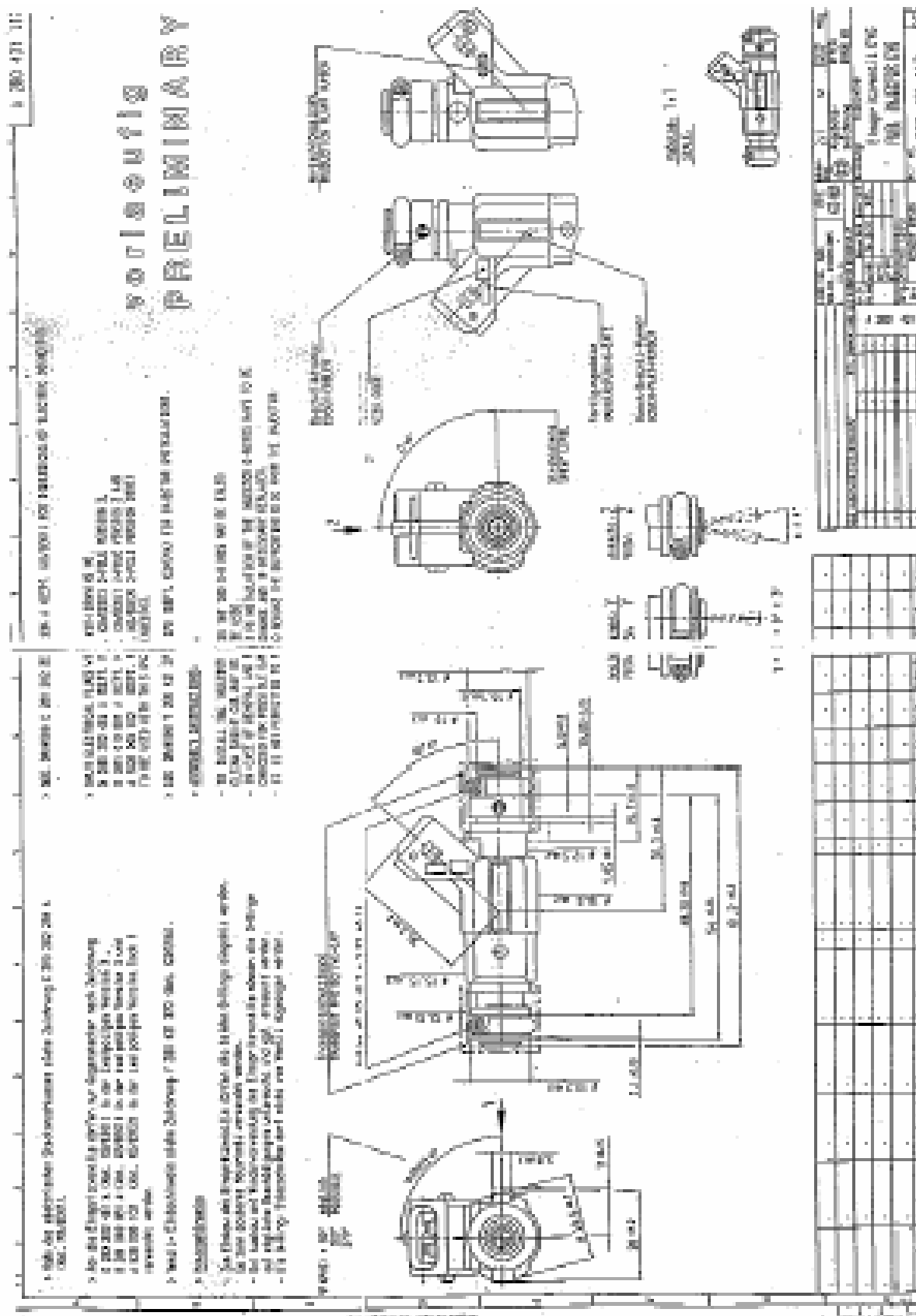


CARACTERISTIQUES TECHNIQUES:

- Débit statique:	10	g/min
- Débit dynamique:	0.3	mg/Coup
- ti de base:	2.5	ms
- Liquide d'essai:	Ch20V3	
- Pression système:	300	KPa
- Résistance:	14.5	Ohm
- Inductance:	15	mH
- Tension d'alimentation:	12	V

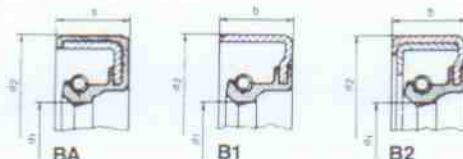
BOSCH 

shell doc R8FR/VT A3 01.97



RETENES DE GRASA SIMMERRING PROGRAMA DE PRODUCCIÓN STANDARD

Material standard
SIMRIT 72 NBR/902
(goma nitrílica AZUL)



Producción SIMMERWERKE

* Material PA 103
Acrilnitrilo-butadieno

tipo	d ₁	d ₂	b	tipo	d ₁	d ₂	b	tipo	d ₁	d ₂	b
BA	4	11	6	B1	9	26	7	BA	12	32	7
BA	4	12	6	B2	9	30	10	B1	12	32	7
BA	5	15	6	*BA	9,5	18,5	8	BA	12	32	10
B1	5	16	7	BA	9,5	25,4	8	B1	12	32	10
BA	5	19	5	*BA	9,52	20,63	4,76	BA	12	35	10
BA	5	22	8	*BA	9,525	22,25	6,35	B2	12	35	10
*BA	6	15	4	BA	10	18	5	B1	12	37	10
BA	6	16	5	BA	10	18	6	*BA	12,43	27	6,3
BA	6	16	7	BA	10	19	7	*BA	12,5	28,58	9,5
B1	6	16	7	B1	10	19	7	*BA	12,6	24,5	10
*BA	6	17	6					BA	12,7	22	6
BA	6	19	6	B1	10	22	7	*BA	12,7	22,23	4,76
BA	6	22	7	BA	10	22	8	*BA	12,7	25,4	6,35
B1	6	22	7	B1	10	22	8	BA	12,7	25,4	9,5
BA	6	22	8	B2	10	22	8	B1	13	20	4
B2	6	22	8	BA	10	24	7	B1	13	22	5
B1	6,5	13	5	B1	10	24	7	BA	13	25	5
BA	7	16	7	BA	10	25	8	BA	13	26	7
B1	7	16	7	BA	10	26	7	B1	13	26	7
BA	7	19	6	B1	10	26	7	B1	13	28	7
BA	7	20	7	BA	10	28	7	BA	13	30	8
BA	7	22	6	BA	10	30	10	BA	13	30	10
BA	7	22	7	B2	10	30	10	B2	13	30	10
B1	7	22	7	B2	10	35	10	BA	13	35	10
B2	7	22	8	B1	11	17	4	B2	13	35	10
BA	7	22	8	BA	11	22	7	BA	14	22	4
BA	7,93	17,46	8	B1	11	22	7	BA	14	23	7
*BA	7,93	19,05	7,94	B2	11	22	8	BA	14	24	7
BA	8	16	7	BA	11	26	7	B1	14	24	7
B1	8	16	7	B1	11	26	7	BA	14	25	5
BA	8	18	5	*BA	11	30	7	B1	14	25	7
BA	8	20	8	BA	11	30	10	BA	14	26	7
BA	8	22	6	*BA	11,1	22,35	7,9	B1	14	26	7
BA	8	22	7	B1	12	19,5	7	BA	14	28	7
B1	8	22	7	B1	12	20	5	B1	14	28	7
BA	8	22	8	BA	12	22	4	BA	14	28	8
B1	8	22	8	BA	12	22	6,5	BA	14	30	7
B2	8	22	8	BA	12	22	7	B1	14	30	7
BA	8	24	7	B1	12	22	7	BA	14	30	10
B1	8	24	7	B1	12	22	8	B2	14	30	10
B1	8	28	7	B2	12	22	8	B1	14	32	7
BA	8	30	10	BA	12	24	6,5	BA	14	32	10
B2	8	30	10	BA	12	24	7	BA	14	35	7
B1	9	17	4,5	B1	12	24	7	B1	14	35	7
BA	9	18	6	BA	12	25	5	B1	14	35	8
BA	9	18	7	BA	12	25	8	B2	14	35	10
B1	9	19	5	BA	12	26	8	BA	14	35	10
*BA	9	19	6	BA	12	28	7	*BA	14,28	28,58	6,35
BA	9	22	7	B1	12	28	7	BA	15	24	7
B1	9	22	7	BA	12	30	7	BA	15	24	7
B2	9	22	8	B1	12	30	7	BA	15	25	5
BA	9	22	8	B1	12	30	8	BA	15	26	7
B1	9	22	8	BA	12	30	10	B1	15	26	7
BA	9	24	7	B1	12	30	10	*BA	15	27	6
B1	9	24	7	B2	12	30	10	BA	15	28	7
BA	9	26	7	B1	12	32	5	B1	15	28	7

IMPORTANTE. Las dimensiones en negro corresponden a ejecuciones según norma DIN 3760.

11



Seeger-Ringe für Bohrungen

Seeger-Rings for bores

Segments intérieurs Seeger

J 8 – J 58 / DIN 472

Maßliste
Data chart
Table
dimensionnelle

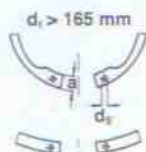
Standard
Standard
Exécution
standard

Bestell-Nummer
Order number
Référence
de commande

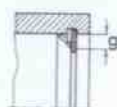
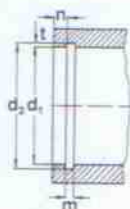
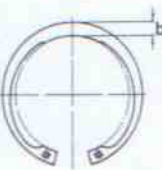
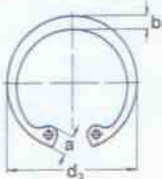
Nennmaß
Nominal
dimension
Dimension
nominale

Ring, Ring, Anneau

nach Wahl des
Herstellers
manufacturer's
choice
suivant les disponibilités
du fabricant



Ungespannt
Unstressed
A l'état libre

Bezeichnung
Designation
DésignationBestell-Nummer
Order number
Référence
de commandeNennmaß
Nominal
dimension
Dimension
nominaled₁

s

Toleranz
Tolerance
Toléranced₃Toleranz
Tolerance
Tolérance

a

b

d₅Gew.
Weight
Masse
kg/1000

max.

=

min.

J 8

J 9

J 10

J 11

J 12

J8-BLS

J9-BLS

J10-BLS

J11-BLS

J12-BLS

8

9

10

11

12

0,80

0,80

1,00

1,00

1,00

-0,05

-0,05

-0,06

-0,06

-0,06

8,7

9,8

10,8

11,8

13,0

+0,36 -0,10

+0,36 -0,10

+0,36 -0,10

+0,36 -0,10

+0,36 -0,10

2,4

2,5

3,2

3,3

3,4

1,1

1,3

1,4

1,5

1,7

1,0

1,0

1,2

1,2

1,5

0,10

0,13

0,26

0,31

0,37

J 13

J 14

J 15

J 16

J 17

J13-BLS

J14-BLS

J15-BLS

J16-BLS

J17-BLS

13

14

15

16

17

1,00

1,00

1,00

1,00

1,00

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

14,1

15,1

16,2

17,3

18,3

+0,36 -0,10

+0,36 -0,10

+0,36 -0,10

+0,36 -0,10

+0,42 -0,13

3,6

3,7

3,7

3,8

3,9

1,8

1,8

2,0

2,0

2,1

1,5

1,7

1,7

1,7

1,7

0,42

0,52

0,56

0,60

0,65

J 18

J 19

J 20

J 21

J 22

J18-BLS

J19-BLS

J20-BLS

J21-BLS

J22-BLS

18

19

20

21

22

1,00

1,00

1,00

1,00

1,00

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

19,5

20,5

21,5

22,5

23,5

+0,42 -0,13

+0,42 -0,13

+0,42 -0,13

+0,42 -0,13

+0,42 -0,13

4,1

4,1

4,1

4,2

4,2

2,2

2,2

2,3

2,4

2,5

2,0

2,0

2,0

2,0

2,0

0,74

0,73

0,90

1,00

1,10

J 23

J 24

J 25

J 26

J 27

J23-BLS

J24-BLS

J25-BLS

J26-BLS

J27-BLS

23

24

25

26

27

1,20

1,20

1,20

1,20

1,20

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

24,6

25,9

26,9

27,9

29,1

+0,42 -0,13

+0,42 -0,21

+0,42 -0,21

+0,42 -0,21

+0,42 -0,21

4,2

4,3

4,5

4,7

4,7

2,5

2,6

2,7

2,8

2,9

2,0

2,0

2,0

2,0

2,0

1,34

1,42

1,50

1,60

1,75

J 28

J 29

J 30

J 31

J 32

J28-BLS

J29-BLS

J30-BLS

J31-BLS

J32-BLS

28

29

30

31

32

1,20

1,20

1,20

1,20

1,20

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

30,1

31,1

32,1

33,4

34,4

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

4,8

4,8

4,8

5,2

5,4

2,9

3,0

3,0

3,1

3,2

2,0

2,0

2,0

2,5

2,5

1,80

1,88

2,06

2,10

2,21

J 33

J 34

J 35

J 36

J 37

J33-BLS

J34-BLS

J35-BLS

J36-BLS

J37-BLS

33

34

35

36

37

1,20

1,50

1,50

1,50

1,50

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

-0,06

35,5

36,5

37,8

38,8

39,8

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

+0,50 -0,25

5,4

5,4

5,4

5,4

5,5

3,3

3,3

3,4

Seeger-Ringe für Bohrungen
Seeger-Rings for bores
Segments intérieurs Seeger



11

J 8 – J 58 / DIN 472

Nut · Groove · Gorge

Ergänzende Daten · Supplementary data · Données complémentaires

d_2^*	Toleranz Tolerance Tolérance	m^* min.	t	n	F_N kN	F_R kN	g	F_{Rg} kN	A_N mm ²	K kN · mm	Zange Pliers Pince
8,4	+0,09	0,90	0,20	0,6	0,86	2,0	0,5	1,5	5,1	9,2	ZGJ-0
9,4	+0,09	0,90	0,20	0,6	0,96	2,0	0,5	1,5	5,7	8,4	ZGJ-0
10,4	+0,11	1,10	0,20	0,6	1,08	4,0	0,5	2,2	6,4	19,6	ZGJ-1
11,4	+0,11	1,10	0,20	0,6	1,17	4,0	0,5	2,3	7,0	21,0	ZGJ-1
12,5	+0,11	1,10	0,25	0,8	1,60	4,0	0,5	2,3	9,6	20,2	ZGJ-1
13,6	+0,11	1,10	0,30	0,9	2,10	4,2	0,5	2,3	12,5	20,3	ZGJ-1
14,6	+0,11	1,10	0,30	0,9	2,25	4,5	0,5	2,3	13,4	19,7	ZGJ-1
15,7	+0,11	1,10	0,35	1,1	2,80	5,0	0,5	2,3	16,8	19,0	ZGJ-1
16,8	+0,11	1,10	0,40	1,2	3,40	5,5	1,0	2,6	20,6	18,4	ZGJ-1
17,8	+0,11	1,10	0,40	1,2	3,60	6,0	1,0	2,5	21,8	18,1	ZGJ-1
19,0	+0,13	1,10	0,50	1,5	4,80	6,5	1,0	2,6	29,0	18,2	ZGJ-2
20,0	+0,13	1,10	0,50	1,5	5,10	6,8	1,0	2,6	30,6	17,2	ZGJ-2
21,0	+0,13	1,10	0,50	1,5	5,40	7,2	1,0	2,6	32,2	16,9	ZGJ-2
22,0	+0,13	1,10	0,50	1,5	5,70	7,6	1,0	2,6	33,8	17,2	ZGJ-2
23,0	+0,13	1,10	0,50	1,5	5,90	8,0	1,0	2,7	35,3	17,6	ZGJ-2
24,1	+0,13	1,30	0,55	1,7	6,80	8,0	1,0	4,6	40,7	28,8	ZGJ-2
25,2	+0,21	1,30	0,60	1,8	7,70	13,9	1,0	4,6	46,3	28,4	ZGJ-2
26,2	+0,21	1,30	0,60	1,8	8,00	14,6	1,0	4,7	48,2	29,0	ZGJ-2
27,2	+0,21	1,30	0,60	1,8	8,40	13,8	1,0	4,6	50,1	27,8	ZGJ-2
28,4	+0,21	1,30	0,70	2,1	10,10	13,3	1,0	4,5	60,9	26,6	ZGJ-2
29,4	+0,21	1,30	0,70	2,1	10,50	13,3	1,0	4,5	63,1	26,3	ZGJ-2
30,4	+0,25	1,30	0,70	2,1	10,90	13,6	1,0	4,6	65,3	26,8	ZGJ-2
31,4	+0,25	1,30	0,70	2,1	11,30	13,7	1,0	4,6	67,5	26,6	ZGJ-2
32,7	+0,25	1,30	0,85	2,6	14,10	13,8	1,0	4,7	84,8	26,8	ZGJ-2
33,7	+0,25	1,30	0,85	2,6	14,60	13,8	1,0	4,7	87,9	26,6	ZGJ-2
34,7	+0,25	1,30	0,85	2,6	15,00	14,3	1,0	4,9	90,3	27,0	ZGJ-2
35,7	+0,25	1,60	0,85	2,6	15,40	26,2	1,5	6,3	92,6	50,0	ZGJ-2
37,0	+0,25	1,60	1,00	3,0	18,80	26,9	1,5	6,4	113,0	50,5	ZGJ-2
38,0	+0,25	1,60	1,00	3,0	19,40	26,4	1,5	6,4	116,0	50,2	ZGJ-2
39,0	+0,25	1,60	1,00	3,0	19,80	27,1	1,5	6,5	119,0	51,0	ZGJ-2
40,0	+0,25	1,60	1,00	3,0	22,50	28,2	1,5	6,7	123,0	51,7	ZGJ-2
41,0	+0,25	1,60	1,00	3,0	26,00	28,8	1,5	6,9	126,0	52,4	ZGJ-2
42,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	27,00	44,6	2,0	8,3	162,0	80,1	ZGJ-3
43,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	27,60	45,0	2,0	8,3	166,0	81,2	ZGJ-3
44,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	28,40	44,7	2,0	8,4	170,0	80,9	ZGJ-3
45,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	28,80	44,5	2,0	8,4	173,0	80,5	ZGJ-3
46,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	29,50	43,3	2,0	8,3	177,0	78,6	ZGJ-3
47,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	30,20	43,1	2,0	8,2	181,0	78,1	ZGJ-3
48,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	30,80	42,9	2,0	8,2	185,0	77,8	ZGJ-3
49,5	+0,25	1,85	1,25	3,8	31,40	43,5	2,0	8,3	189,0	78,9	ZGJ-3
50,5	+0,30	1,85	1,25	3,8	32,00	43,2	2,0	8,4	193,0	78,5	ZGJ-3
53,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	40,50	60,8	2,0	12,1	243,0	111,0	ZGJ-3
54,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	41,20	60,2	2,0	12,0	247,0	109,0	ZGJ-3
55,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	42,00	60,2	2,0	12,0	252,0	108,0	ZGJ-3
56,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	42,90	60,7	2,0	12,1	257,0	110,0	ZGJ-3
57,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	43,60	60,4	2,0	12,3	262,0	110,0	ZGJ-3
58,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	44,40	60,3	2,0	12,5	266,0	111,0	ZGJ-3
59,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	45,20	60,3	2,0	12,6	271,0	111,0	ZGJ-3
60,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	46,00	60,8	2,0	12,7	276,0	112,0	ZGJ-3
61,0	+0,30	2,15	1,50	4,5	46,70	60,8	2,0	12,7	280,0	112,0	ZGJ-3

10



Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger

Maßliste
Data chart
Table
dimensionnelle

Standard
Standard
Exécution
standard

A 3 – A 56 / DIN 471

Ring, Ring, Anneau

 $d_1 = 3 \div 9 \text{ mm}$ $d_2 > 165 \text{ mm}$ nach Wahl des Herstellers manufacturer's choice suivant les disponibilités du fabricant Ungespannt Unstressed A l'état libre	Bezeichnung Designation Désignation	Bestell-Nummer Order number Référence de commande	Nennmaß Nominal dimension Dimension nominale d_1	s	Toleranz Tolerance Tolérance	d_3	Toleranz Tolerance Tolérance	a max.	b =	d_5 min.	Gew. Weight Masse kg/1000
A 3	A3-BLS		3	0,40	-0,05	2,7	+0,04 -0,15	1,9	0,8	1,0	0,017
A 4	A4-BLS		4	0,40	-0,05	3,7	+0,04 -0,15	2,2	0,9	1,0	0,022
A 5	A5-BLS		5	0,60	-0,05	4,7	+0,04 -0,15	2,5	1,1	1,0	0,066
A 6	A6-BLS		6	0,70	-0,05	5,6	+0,04 -0,15	2,7	1,3	1,2	0,084
A 7	A7-BLS		7	0,80	-0,05	6,5	+0,06 -0,18	3,1	1,4	1,2	0,121
A 8	A8-BLS		8	0,80	-0,05	7,4	+0,06 -0,18	3,2	1,5	1,2	0,158
A 9	A9-BLS		9	1,00	-0,06	8,4	+0,06 -0,18	3,3	1,7	1,2	0,300
A 10	A10-BLS		10	1,00	-0,06	9,3	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,340
A 11	A11-BLS		11	1,00	-0,06	10,2	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,5	0,410
A 12	A12-BLS		12	1,00	-0,06	11,0	+0,10 -0,36	3,3	1,8	1,7	0,500
A 13	A13-BLS		13	1,00	-0,06	11,9	+0,10 -0,36	3,4	2,0	1,7	0,530
A 14	A14-BLS		14	1,00	-0,06	12,9	+0,10 -0,36	3,5	2,1	1,7	0,640
A 15	A15-BLS		15	1,00	-0,06	13,8	+0,10 -0,36	3,6	2,2	1,7	0,670
A 16	A16-BLS		16	1,00	-0,06	14,7	+0,10 -0,36	3,7	2,2	1,7	0,700
A 17	A17-BLS		17	1,00	-0,06	15,7	+0,10 -0,36	3,8	2,3	1,7	0,820
A 18	A18-BLS		18	1,20	-0,06	16,5	+0,10 -0,36	3,9	2,4	2,0	1,110
A 19	A19-BLS		19	1,20	-0,06	17,5	+0,10 -0,36	3,9	2,5	2,0	1,220
A 20	A20-BLS		20	1,20	-0,06	18,5	+0,13 -0,42	4,0	2,6	2,0	1,300
A 21	A21-BLS		21	1,20	-0,06	19,5	+0,13 -0,42	4,1	2,7	2,0	1,420
A 22	A22-BLS		22	1,20	-0,06	20,5	+0,13 -0,42	4,2	2,8	2,0	1,500
A 23	A23-BLS		23	1,20	-0,06	21,5	+0,13 -0,42	4,3	2,9	2,0	1,630
A 24	A24-BLS		24	1,20	-0,06	22,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,770
A 25	A25-BLS		25	1,20	-0,06	23,2	+0,21 -0,42	4,4	3,0	2,0	1,900
A 26	A26-BLS		26	1,20	-0,06	24,2	+0,21 -0,42	4,5	3,1	2,0	1,960
A 27	A27-BLS		27	1,20	-0,06	24,9	+0,21 -0,42	4,6	3,1	2,0	2,080
A 28	A28-BLS		28	1,50	-0,06	25,9	+0,21 -0,42	4,7	3,2	2,0	2,920
A 29	A29-BLS		29	1,50	-0,06	26,9	+0,21 -0,42	4,8	3,4	2,0	3,200
A 30	A30-BLS		30	1,50	-0,06	27,9	+0,21 -0,42	5,0	3,5	2,0	3,320
A 31	A31-BLS		31	1,50	-0,06	28,6	+0,21 -0,42	5,1	3,5	2,5	3,450
A 32	A32-BLS		32	1,50	-0,06	29,6	+0,21 -0,42	5,2	3,6	2,5	3,540
A 33	A33-BLS		33	1,50	-0,06	30,5	+0,25 -0,50	5,2	3,7	2,5	3,690
A 34	A34-BLS		34	1,50	-0,06	31,5	+0,25 -0,50	5,4	3,8	2,5	3,800
A 35	A35-BLS		35	1,50	-0,06	32,2	+0,25 -0,50	5,6	3,9	2,5	4,000
A 36	A36-BLS		36	1,75	-0,06	33,2	+0,25 -0,50	5,6	4,0	2,5	5,000
A 37	A37-BLS		37	1,75	-0,06	34,2	+0,25 -0,50	5,7	4,1	2,5	5,370
A 38	A38-BLS		38	1,75	-0,06	35,2	+0,25 -0,50	5,8	4,2	2,5	5,620
A 39	A39-BLS		39	1,75	-0,06	36,0	+0,25 -0,50	5,9	4,3	2,5	5,850
A 40	A40-ARS		40	1,75	-0,06	36,5	+0,39 -0,90	6,0	4,4	2,5	6,030
A 41	A41-ARS		41	1,75	-0,06	37,5	+0,39 -0,90	6,2	4,5	2,5	6,215
A 42	A42-ARS		42	1,75	-0,06	38,5	+0,39 -0,90	6,5	4,5	2,5	6,500
A 44	A44-ARS		44	1,75	-0,06	40,5	+0,39 -0,90	6,6	4,6	2,5	7,000
A 45	A45-ARS		45	1,75	-0,06	41,5	+0,39 -0,90	6,7	4,7	2,5	7,500
A 46	A46-ARS		46	1,75	-0,06	42,5	+0,39 -0,90	6,7	4,8	2,5	7,600
A 47	A47-ARS		47	1,75	-0,06	43,5	+0,39 -0,90	6,8	4,9	2,5	7,500
A 48	A48-ARS		48	1,75	-0,06	44,5	+0,39 -0,90	6,9	5,0	2,5	7,900
A 50	A50-ARS		50	2,00	-0,07	45,8	+0,39 -0,90	6,9	5,1	2,5	10,200
A 52	A52-ARS		52	2,00	-0,07	47,8	+0,39 -0,90	7,0	5,2	2,5	11,100
A 54	A54-ARS		54	2,00	-0,07	49,8	+0,39 -0,90	7,1	5,3	2,5	11,300
A 55	A55-ARS		55	2,00	-0,07	50,8	+0,46 -1,10	7,2	5,4	2,5	11,400
A 56	A56-ARS		56	2,00	-0,07	51,8	+0,46 -1,10	7,3	5,5	2,5	11,800

Seeger-Ringe für Wellen Seeger-Rings for shafts Segments extérieurs Seeger



10

A 3 – A 56 / DIN 471

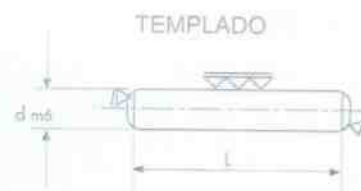
Nut - Groove - Gorge

Ergänzende Daten - Supplementary data - Données complémentaires

d_2^*	Toleranz Tolerance Tolérance	m^* min.	t	n	F_N kN	F_R kN	g	F_{Rg} kN	A_N mm ²	K kN · mm	$n_{abl.}$ x1000 (1/min)	Zange Pliers Pince
2,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,1	0,47	0,5	0,27	0,9	2,06	360	ZGA-0
3,8	-0,04	0,50	0,10	0,3	0,2	0,50	0,5	0,30	1,2	1,93	211	ZGA-0
4,8	-0,04	0,70	0,10	0,3	0,2	1,00	0,5	0,80	1,5	7,38	154	ZGA-0
5,7	-0,04	0,80	0,15	0,5	0,4	1,45	0,5	0,90	2,8	10,40	114	ZGA-0
6,7	-0,06	0,90	0,15	0,5	0,5	2,60	0,5	1,40	3,2	14,70	121	ZGA-0
7,6	-0,06	0,90	0,20	0,6	0,8	3,00	0,5	2,00	4,9	14,20	96	ZGA-0
8,6	-0,06	1,10	0,20	0,6	0,9	3,50	0,5	2,40	5,5	30,00	85	ZGA-0
9,6	-0,11	1,10	0,20	0,6	1,0	4,00	1,0	2,40	6,2	28,20	84	ZGA-1
10,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,4	4,50	1,0	2,40	8,4	26,10	70	ZGA-1
11,5	-0,11	1,10	0,25	0,8	1,5	5,00	1,0	2,40	9,2	24,00	75	ZGA-1
12,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,0	5,80	1,0	2,40	11,9	23,20	66	ZGA-1
13,4	-0,11	1,10	0,30	0,9	2,1	6,40	1,0	2,40	12,9	22,90	58	ZGA-1
14,3	-0,11	1,10	0,35	1,1	2,6	6,90	1,0	2,40	16,1	21,60	50	ZGA-1
15,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,2	7,40	1,0	2,40	19,6	21,00	45	ZGA-1
16,2	-0,11	1,10	0,40	1,2	3,4	8,00	1,0	2,40	20,8	21,60	41	ZGA-1
17,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,5	17,00	1,5	3,75	27,5	37,10	39	ZGA-2
18,0	-0,11	1,30	0,50	1,5	4,8	17,00	1,5	3,80	29,1	36,40	35	ZGA-2
19,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,0	17,10	1,5	3,85	30,6	36,30	32	ZGA-2
20,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,3	16,80	1,5	3,75	32,2	35,40	29	ZGA-2
21,0	-0,13	1,30	0,50	1,5	5,6	16,90	1,5	3,80	33,8	35,40	27	ZGA-2
22,0	-0,15	1,30	0,50	1,5	5,9	16,60	1,5	3,80	35,4	34,70	25	ZGA-2
22,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	6,7	16,10	1,5	3,65	40,5	33,40	27	ZGA-2
23,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,0	16,20	1,5	3,70	42,3	33,40	25	ZGA-2
24,9	-0,21	1,30	0,55	1,7	7,3	16,10	1,5	3,70	44,0	32,90	24	ZGA-2
25,6	-0,21	1,30	0,70	2,1	9,6	16,40	1,5	3,80	57,8	33,40	22	ZGA-2
26,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,0	32,10	1,5	7,50	60,0	65,00	21	ZGA-2
27,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,3	31,80	1,5	7,45	62,0	64,00	20	ZGA-2
28,6	-0,21	1,60	0,70	2,1	10,7	32,10	1,5	7,65	64,0	64,20	19	ZGA-2
29,3	-0,21	1,60	0,85	2,6	13,4	31,50	2,0	5,60	81,0	62,80	18	ZGA-2
30,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	13,8	31,20	2,0	5,55	83,0	61,80	17	ZGA-2
31,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,3	31,60	2,0	5,65	86,0	62,20	17	ZGA-2
32,3	-0,25	1,60	0,85	2,6	14,7	31,30	2,0	5,60	88,0	61,30	16	ZGA-2
33,0	-0,25	1,60	1,00	3,0	17,8	30,80	2,0	5,55	107,0	60,10	16	ZGA-2
34,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,3	49,40	2,0	9,00	110,0	95,80	15	ZGA-2
35,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	18,8	50,00	2,0	9,15	113,0	96,40	14	ZGA-2
36,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,3	49,50	2,0	9,10	116,0	95,00	14	ZGA-2
37,0	-0,25	1,85	1,00	3,0	19,9	49,80	2,0	9,25	119,0	95,20	15	ZGA-2
37,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	25,3	51,00	2,0	9,50	152,0	97,00	14	ZGA-3
38,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,0	50,10	2,0	9,40	156,0	94,50	14	ZGA-3
39,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	26,7	50,00	2,0	9,45	160,0	93,70	13	ZGA-3
41,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,0	48,50	2,0	9,20	168,0	90,70	12	ZGA-3
42,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	28,6	49,00	2,0	9,35	172,0	91,00	11	ZGA-3
43,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	29,4	48,90	2,0	9,40	177,0	90,20	11	ZGA-3
44,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,0	49,50	2,0	9,55	180,0	90,70	11	ZGA-3
45,5	-0,25	1,85	1,25	3,8	30,7	49,40	2,0	9,55	184,0	90,00	10	ZGA-3
47,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	38,0	73,30	2,0	14,40	228,0	133,00	11	ZGA-3
49,0	-0,25	2,15	1,50	4,5	39,7	73,10	2,5	11,50	238,0	133,00	10	ZGA-3
51,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	41,2	71,20	2,5	11,30	247,0	129,00	9	ZGA-3
52,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,0	71,40	2,5	11,40	252,0	130,00	9	ZGA-3
53,0	-0,30	2,15	1,50	4,5	42,8	70,80	2,5	11,30	257,0	129,00	9	ZGA-3

PASADOR CILINDRICO DIN 7 - A

MATERIAL	TRATAMIENTO	DUREZA
Acero : F- 114	Templado y Revenido	70 ÷ 90 Kgs.

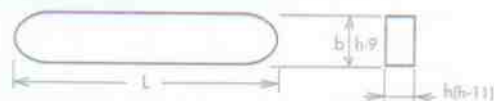


Ejemplo de pedido:

Pasador DIN 7 -A Ø 10 mm. x 50 mm.

dm6	Ø 3	Ø 4	Ø 5	Ø 6	Ø 8	Ø 10	Ø 12
8							
10							
12							
14							
15							
16							
18							
20							
22							
24							
28							
30							
32							
35							
36							
40							
45							
50							
60							
70							
80							
90							
100							

CONSULTAR PRECIOS
Y EXISTENCIA



LENGÜETAS DE AJUSTE (Chavetas paralelas forma A)
Norma DIN 6885 A En Acero F 114 (DIN C45K)

FORMA DE PEDIDO b x h x L

b x h	2 x 2		3 x 3		4 x 4		5 x 5		b x h
L	De 25 a 100	De 101 a 250	De 25 a 100	De 101 a 250	De 25 a 100	De 101 a 250	De 25 a 100	De 101 a 250	L
8	32	28	23	21	20	18			8
10	30	25	23	21	19	17	19	17	10
12			23	21	13	11	16	14	12
14			15	14	14	12	17	15	14
15			15	14	15	13	16	14	15
16			15	14	16	14	16	14	16
18			15	14	16	14	16	14	18
20	22	18	16	15	14	12	15	13	20
22			16	15	16	13	16	13	22
25			17	15	16	13	14	12	25
28			17	16	18	14	16	14	28
30			17	16	18	14	17	15	30
32					18	14	17	15	32
35					25	23	20	17	35
36			19	18	27	24	21	18	36
40			22	25	28	24	20	17	40
45							25	22	45
50							29	26	50
55							33	29	55
56							34	29	56
60							37	32	60

PRECIOS EN PESETAS UNIDAD.

SERVICIO MINIMO DE FABRICA: 25 unidades por tipo y medida.
CANTIDADES INFERIORES: Incremento 100%.
PARA CANTIDADES SUPERIORES: Consultar