

Metodologia per a la miniaturització de components oleohidràulics

Laboratori de Sistemes Oleohidràulics i Pneumàtics
Departament de Mecànica de Fluids - Campus Terrassa
Universitat Politècnica de Catalunya

David Huguet Ballester
Tesi Doctoral



Metodologia per a la miniaturització de components oleohidràulics

David Huguet Ballester

TESI DOCTORAL

presentada al

Departament de Mecànica de Fluids

E.T.S.E.I.T.

Universitat Politècnica de Catalunya

Per a l'obtenció del grau de

Doctor Enginyer Industrial

Terrassa 2006

Metodologia per a la miniaturització de components oleohidràulics

David Huguet Ballester

Director de la Tesi

Dr. Esteve Codina i Macià

Tribunal Qualificador

President _____

Universitat _____

Vocal _____

Universitat _____

Vocal _____

Universitat _____

Vocal _____

Universitat _____

Secretari _____

Universitat _____

**Quan camines sol és possible que et perdis.
Gràcies per acompanyar-me.**

Per tu Glòria.

Agraïments.

Mirant enrera i observant el temps passat te n'adones que moltes de les coses que has fet durant la Tesi possiblement les hauries d'haver fet d'una altra manera, que l'experimentació o la simulació les podries haver plantejat de manera que els resultats tinguessin una major profunditat o permetessin establir una nova visió. És així. El que em vinc a referir és que una Tesi no ha de ser el que l'últim dia vulguis que sigui, perquè probablement ho referies de nou, ho canviaries. Una Tesi és el trajecte que realitzes, les dificultats superades, un camí, no una arribada.

Has de fer el camí de la millor manera possible, escollint el trajecte per no perdre't, gaudint amb el que fas, buscant nous trajectes, però al final, en algun lloc hi ha d'haver el final del trajecte.

Amb aquesta reflexió vull expressar que jo he disfrutat amb el meu camí, ha estat una passejada molt agradable i molt enriquidora. I ha estat així gràcies a moltes persones que m'he anat trobant en aquest camí i que m'han estat acompanyant, alguns desde el principi i d'altres en trossos del trajecte.

Vull agrair sincerament al meu director de Tesis Dr. Esteve Codina per haver-me guiat i acompanyat en tots els aspectes de la meva formació i haver tingut un consell sempre a punt.

Extenc el meu sincer agraïment a tots els membres del LABSON i del Departament de Mecànica de Fluids de la Universitat Politècnica de Catalunya. Des d'aquestes línies me'n recordo de tothom que ha conviscut amb mi aquest temps.

Als professors del Departament d'Enginyeria Mecànica amb els quals he passat aquest darrer temps, en especial als companys de Poligonal Tècnics i amb en Rafel Sitjar que ha estat sempre recolzant-me i ajudant-me en tot.

Agraeixo a l'empresa Pedro Roquet SA i concretament al Sr. Pere Roquet i al Sr. Enric Salomó pel recolzament material d'aquesta Tesi.

Agrair a l'Agència de Gestió d'Ajuts i de Recerca (AGAUR) de la Generalitat de Catalunya l'atorgament de la beca FI per a la realització de la Tesi Doctoral.

Agrair a l'Associació d'Enginyers Industrials de Catalunya (AEIC) i al Col·legi Oficial d'Enginyers Industrials de Catalunya (COEIC) l'atorgament d'una beca per a la realització de la Tesi Doctoral.

Finalment agraeixo a la meva família el suport que m'han donat durant aquests anys.

A tots moltes gràcies.

David

Terrassa, 1 de maig de 2006.

Nota de l'autor.

Aquesta Tesi presenta una nomenclatura d'una de les famílies d'obturadors amb nom Tap xamfrà rel. X. Es fa referència amb aquest nom a una geometria cònica amb valona o barret definida per la relació entre el diàmetre del barret i la alçada del con.

S'anomena tap o obturador indistintament a l'element encarregat d'obturar, tapar, restringir el pas de fluid a través seu.

David Huguet.

0. ÍNDEX

1. INTRODUCCIÓ.....	1
1.1. TENDÈNCIES DE LA OLEOHIDRÀULICA.	1
1.2. OBJECTIUS I DESENVOLUPAMENT DE LA TESI.	3
1.3. MINI VÀLVULA LIMITADORA DE PRESSIÓ.	5
1.4. CONFIGURACIONS DE VÀLVULES.	8
Altres configuracions de vàlvules axials.	11
1.5. CONCLUSIÓ.	15

2. ESTAT DE L'ART.....	16
2.1. TEORIA CLÀSSICA D'ORIFICIS.....	16
2.1.1. COEFICIENT DE DESCÀRREGA TURBULENT.....	18
2.1.2. COEFICIENT DE DESCÀRREGA LAMINAR.....	19
2.1.3. APLICACIÓ A VÀLVULES DE TAP CÒNIQUES.....	20
2.1.4. TREBALL DE DIFERENTS AUTORS SOBRE LA TEORIA CLÀSSICA APLICADA A TAPS CÒNICS. 22	
2.1.5. CRÍTICA DE LA TEORIA CLÀSSICA.....	24
2.1.5.1 Washio, Nakamura i Yu (Washio, 1999).....	24
2.1.5.2 Model per a la determinació del coeficient de descàrrega. (Wu, 2003).....	25
2.1.5.3 Factors que s'han de tenir en compte en l'estudi de les vàlvules de tap.....	26
2.1.6. UNES PRIMERES CONCLUSIONS.....	28
2.1.6.1 Aplicació en simulacions.....	28
2.2. TEORIA DE LES FORCES DE FLUXE EN VÀLVULES.....	29
2.2.1. INTRODUCCIÓ DE LES FORCES DE FLUXE.....	29
2.2.2. APLICACIÓ A VÀLVULES DE TAP CÒNIC.....	30
2.2.3. ESTAT DE L'ART DE LES FORCES DE FLUXE.....	32
2.3. INESTABILITATS DE LES VÀLVULES D'OBTURADOR AXIALS.....	35
2.3.1. INTRODUCCIÓ.....	35
2.3.2. ESTUDI ENERGÈTIC.....	36
2.4. EFECTES DE LA CAVITACIÓ EN VÀLVULES D'OBTURADOR AXIALS.....	39
2.4.1. INTRODUCCIÓ.....	39
2.4.2. CONSEQÜÈNCIES DE LA CAVITACIÓ.....	40
2.4.3. NÚMERO DE CAVITACIÓ.....	41
2.5. RESUM ESTAT DE L'ART. INVESTIGADORS PRINCIPALS.....	43
2.6. CONCLUSIONS.....	44

3. SIMULACIÓ PER MITJÀ D'EQUACIONS GOVERNANTS. PRINCIPIS BÀSICS DE PRE DISSENY.....	45
3.1. ANÀLISIS EN RÈGIM PERMANENT.....	46
3.1.1. SIMULACIÓ DE VÀLVULES D'OBTURADOR AXIAL CÒNIC.....	46
3.1.2. BALANÇ ESTÀTIC DE FORCES.....	46
3.1.3. RESULTATS.....	48
3.1.4. TAULA RESUM.....	50
3.2. ANÀLISIS EN RÈGIM TRANSITORI DE LA MINI VÀLVULA LIMITADORA DE PRESSIÓ. .	51
3.2.1. PRESENTACIÓ DEL PROBLEMA.....	51
3.2.2. EQUACIONS DEL SISTEMA.....	52
3.2.3. EQUACIÓ DEL MOVIMENT.....	52
3.2.4. EQUACIÓ DE CONSERVACIÓ DE LA MASSA.....	53
3.2.5. LINEALITZACIÓ DE LES EQUACIONS.....	55
3.2.5.1 Linealització de les forces de fluxe.....	56
3.2.5.2 Linealització de l'equació del fluxe a través d'un orifici.....	56
3.2.6. DIAGRAMA DE BLOCS DEL SISTEMA.....	57
3.2.6.1 Freqüència natural i coeficient d'esmoreïment.....	59
3.2.7. RESULTATS SIMULACIONS DINÀMIQUES.....	60
3.2.8. CRITERI D'ESTABILITAT.....	61
3.2.9. POSICIÓ DELS POLS I ESTABILITAT.....	64
3.2.9.1 Posició dels zeros.....	65
3.2.9.2 Criteri d'estabilitat de ROUTH.....	65
3.2.10. DIAGRAMA DE BODE.....	67
3.2.11. POSICIONAMENT DELS POLS EN FUNCIÓ DE DIFERENTS PARÀMETRES.....	68
3.2.12. RESULTATS.....	69
3.2.13. CONCLUSIONS.....	70

4	<u>SIMULACIÓ CFD. CONFIGURACIÓ DE FLUXE.</u>	72
4.1	INTRODUCCIÓ.	72
	Generació de la geometria.	73
	Pre processat.	74
4.2	ESTUDI DE LA FLUIDODINÀMICA INTERNA DE LA MINI VLP.	76
4.2.1	ETAPA DE PRE PROCESSAT APLICAT A LA MINI VLP.	77
4.2.1.1	Pre processat.	77
4.2.2	MODELS DE TURBULÈNCIA.	78
4.2.2.1	Determinació del paràmetres de Turbulència.	79
	Valors $k-\epsilon$ específics per a la simulació.	79
	Valors de la turbulència a l'entrada.	79
	Valors de la turbulència a la sortida.	80
4.2.3	ETAPA DE CÀLCUL.	80
4.2.4	GEOMETRIES SIMULADES.	80
4.2.5	RESULTATS OBTINGUTS PER SIMULACIÓ CFD.	82
4.3	SIMULACIÓ 2D. MALLA DINÀMICA.	82
4.3.1	MÈTODES DE REGENERAT I ACTUALITZACIÓ DE MALLA.	84
4.3.1.1	Mètode comportament molla. (Spring Based Smoothing)	84
4.3.1.2	Mètode creació dinàmica de capes. (Dynamic Layering)	85
4.3.1.3	Mètode de remallat local. (Local Remeshing)	85
4.3.2	PROCEDIMENT GLOBAL DE REMALLAT.	86
4.3.3	APLICACIÓ DEL MODEL DE MALLA DINÀMICA A LA GEOMETRIA DE LA MINI VLP.	87
4.3.3.1	Generació de la geometria CAD.	88
4.3.3.2	Preparació de la simulació.	89
4.3.3.3	Resultats obtinguts.	90
4.3.3.4	Post processat.	90
4.3.4	DISTRIBUCIÓ DE PRESSIONS SOBRE EL SEIENT I EL TAP DE LA MINI VLP EN FUNCIÓ DE LA POSICIÓ. SIMULACIONS DINÀMIQUES.	91
4.3.4.1	Procés de càlcul i presentació de resultats.	92
4.3.5	RESULTATS.	93
4.3.5.1	Mini VLP tap xamfrà rel. 1.5.	93
4.3.5.2	Mini VLP Tap cònic 60°.	94
4.4	EVOLUCIÓ DELS CENTRES DELS VÒRTEX EN FUNCIÓ DEL TEMPS.	96
4.4.1	PROCEDIMENT DE TRACTAMENT DIGITAL.	96
4.4.1.1	Pas 1. Adquisició de la imatge a tractar.	96
4.4.1.2	Pas 2. Transformació a blanc i negre (256 tons).	97
4.4.1.3	Pas 3. Invertir la imatge.	97
4.4.1.4	Pas 4. Reconeixement de la línia que defineix el seient de la mini VLP.	98
4.4.1.5	Pas 5. Binarització de la imatge.	98
4.4.1.6	Pas 6. Ubicació del píxel del centre del vòrtex.	99
4.4.1.7	Resultats.	99
4.5	CÀLCUL DE LA FORÇA EXERCIDA PER LA PRESSIÓ EN LA SIMULACIÓ DINÀMICA.	101

5	BANC EXPERIMENTAL I DESCRIPCIÓ.	106
5.1	INTRODUCCIÓ.	106
5.2	DEFINICIÓ DE LES PROVES A REALITZAR.	106
5.3	PRESENTACIÓ DE LES DIFERENTS FAMÍLIES D'OBTURADORS.	107
5.3.1	OBTURADORS CÒNICS CLÀSSICS.	107
5.3.2	OBTURADORS CÒNICS AMB XAMFRÀ.	107
5.4	BANC EXPERIMENTAL. FORMA GENERAL.	108
5.4.1	DEFINICIÓ DELS ELEMENTS DEL BANC.	109
5.4.2	SENSORS I ELEMENTS DE MESURA.	111
5.4.3	ADQUISICIÓ DE DADES.	113
5.5	COMPORAMENT ESTÀTIC. DETERMINACIÓ DE LA CORBA DE FUNCIONAMENT.	115
5.6	COMPORAMENT DINÀMIC. DETERMINACIÓ DE LA POSICIÓ.	116
5.7	COMPORAMENT DINÀMIC. DETERMINACIÓ DE LA FORÇA.	117
5.8	DEFINICIÓ DE LES PROVES A REALITZAR. RUTINA D'ASSAIG.	118
5.8.1	RUTINA D'ASSAIG DE LES PROVES ESTÀTIQUES.	119
5.8.2	RUTINA D'ASSAIG DE LES PROVES DINÀMIQUES. POSICIÓ I FORÇA.	120
5.8.2.1	Posició.	120
5.8.2.2	Força.	120
5.8.3	TRACTAMENT DE DADES.	121
5.8.3.1	Macro proves estàtiques.	122
5.8.3.2	Càlculs.	122
5.8.4	GRÀFICS I RESULTATS.	123

6	RESULTATS EXPERIMENTALS.....	124
6.1	PROVES EXPERIMENTALS OBTURADOR FIX. ZERO GRAUS DE LLIBERTAT.	124
6.1.1	COMPARATIVA MINI VLP TAP XAMFRÀ.....	125
6.1.2	RESULTATS EXPERIMENTALS TAP XAMFRÀ AGRUPATS EN FUNCIO D'UNA OBERTURA FIXA. 126	
6.1.2.1	Comparativa obertura tancament mini VLP tap xamfrà.....	129
6.1.3	COMPARATIVA MINI VLP TAP CÒNIC.....	130
6.1.4	RESULTATS EXPERIMENTALS TAP CÒNIC AGRUPATS EN FUNCIO D'UNA OBERTURA FIXA. 131	
6.1.4.1	Simulació del descentrament del tap de la mini VLP.....	133
6.1.5	FOTOGRAFIES PROVES EXPERIMENTALS ESTÀTIQUES.....	135
6.1.6	ANÀLISIS DEL NÚMERO DE CAVITACIÓ.....	140
6.1.6.1	Mini VLP tap xamfrà. Anàlisi del numero de cavitació obtingut de forma experimental. 140	
6.1.6.2	Mini VLP tap cònic. Comparativa número de cavitació.....	141
6.1.7	RESULTATS EXPERIMENTALS. PROVES ESTÀTIQUES MESURES KISTLER.....	142
6.1.7.1	Mini VLP Xamfrà Rel. 1.5. 50 Hz.....	142
6.1.7.2	Mini VLP tap cònic 60°. 50 Hz.....	143
6.1.8	CONCLUSIONS PROVES EXPERIMENTALS ESTÀTIQUES.....	145
6.1.8.1	Conclusions fotografies proves experimentals estàtiques.....	145
6.1.9	CONCLUSIONS ANÀLISIS NÚMERO DE CAVITACIÓ.....	147
6.1.10	CONCLUSIONS RESULTATS EXPERIMENTALS. PROVES ESTÀTIQUES MESURES KISTLER.....	147
6.2	PROVES EXPERIMENTALS OBTURADOR MOVIMENT AXIAL. UN GRAU DE LLIBERTAT. 148	
6.2.1	PROVES DE EXPERIMENTALS DE POSICIÓ.....	151
6.2.1.1	K=3.5 [N/mm].....	151
6.2.1.2	Resultats experimentals. Estat permanent. Molla K=3.5 [N/mm].....	154
6.2.1.3	Molla K=8.6 [N/mm].....	163
6.2.1.4	Resultats experimentals. Estat permanent. Molla K=8.6 [N/mm].....	165
6.2.2	COMPARATIVA RIGIDESA MOLLA.....	170
6.2.2.1	Proves experimentals de força.....	172
6.2.2.2	Tap Xamfrà Rel 1.5.....	173
6.2.2.3	Tap Cònic 60°.....	174
6.2.3	PROVES DE POSICIÓ. PROCÉS OBERTURA DE LA VÀLVULA.....	176
6.2.3.1	Molla K=3.5 [N/mm]. Resultats experimentals. Evolució de la posició, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	177
6.2.3.2	Molla K=8.6 [N/mm]. Resultats experimentals. Evolució de la posició, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	181
6.2.4	PROVES EXPERIMENTALS DE FORÇA.....	184
6.2.4.1	Resultats experimentals. Evolució de la força, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	184
6.2.4.2	Resultats experimentals. Evolució de la posició.....	186
6.2.4.3	Molla K=3.5 [N/mm].....	186
6.2.4.4	Molla K=8.6 [N/mm].....	189
6.2.4.5	Resultats experimentals. Pressió dinàmica obtinguda amb transductors Kistler. Molla K=8.6 [N/mm].....	191
6.2.4.6	Comparativa FFT entre els resultats obtinguts pel sensor de posició i pels transductors Kistler de pressió dinàmica. Molla K=8.6 [N/mm].....	193
6.2.5	CONCLUSIONS PROVES EXPERIMENTALS.....	195
6.2.5.1	Conclusions experimentals estat permanent.....	195
6.2.5.2	Conclusions proves experimentals de força.....	196
6.2.5.3	Comparativa resultats experimentals de força.....	196
6.2.5.4	Conclusions resultats experimentals. Evolució de la força, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	197
6.2.5.5	Conclusions resultats experimentals. Evolució de la posició.....	199
6.2.5.6	Conclusions globals.....	203

6.2.5.7	Conclusions Pressió dinàmica obtinguda amb transductors Kistler. Molla $K=8.6$ [N/mm]	204
6.2.5.8	FFT entre els resultats obtinguts pel sensor de posició i pels transductors Kistler de pressió dinàmica.....	204

7	INFLUÈNCIA DEL GUIAT EN TAPS.	205
7.1	INTRODUCCIÓ.	205
7.2	TAP CÒNIC GUIAT	205
7.2.1	EXPERIMENTACIÓ TAP CÒNIC GUIAT.	205
7.2.2	SIMULACIÓ TAP CÒNIC GUIAT.	206
7.2.3	PRIMERES CONCLUSIONS.	209
7.3	ESTUDI MINI VLP GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	210
7.3.1	SIMULACIÓ MINI VLP GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	211
7.3.1.1	Configuració adherida i despresa.	211
7.3.1.2	Un o dos vòrtex.	212
7.3.1.3	Moviment del pistó.	213
7.3.1.4	Mini VLP geometria plana singular. Simulació malla dinàmica.	214
7.4	RESULTATS EXPERIMENTALS ASSOCIATS A LA GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	215
7.4.1	TÈCNiques DE VISUALITZACIÓ.	217
7.4.2	GUIAT DE LA GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	219
7.4.3	SIMULACIÓ DE LA GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	220
7.4.4	NIVELL SONOR.	220
7.4.5	CONCLUSIONS.	221

1. INTRODUCCIÓ

1. INTRODUCCIÓ.....	1
1.1. TENDÈNCIES DE LA OLEOHIDRÀULICA.	1
1.2. OBJECTIUS I DESENVOLUPAMENT DE LA TESI.	3
1.3. MINI VÀLVULA LIMITADORA DE PRESSIÓ.	5
1.4. CONFIGURACIONS DE VÀLVULES.	8
Altres configuracions de vàlvules axials.	11
1.5. CONCLUSIÓ.	15

1. Introducció.

1.1. Tendències de la oleohidràulica.

Quaranta o cinquanta anys enrera la majoria de les unitats familiars estaven formades per parelles que conviuen amb els seus pares, i a vegades amb els seus avis, de manera que les feines feixugues de la casa les realitzaven les parelles més joves. Actualment, la imatge d'una parella d'avis que viu sola a casa seva és perfectament coneguda per a tothom. Aquesta parella de gent gran ha de realitzar les mateixes tasques a la llar que abans amb l'afegit que l'estat físic no acompanya. Aquest nou escenari ha propiciat l'aparició de necessitats que abans no es contemplaven i que ara esdevenen prioritàries, fins ara no cobertes en el sector de gent d'edat avançada.

Aquesta necessitat es cada dia més present a la nostra realitat, en la que es presenta una societat cada vegada més envellida i que viu sola, (al 2020, al Japó una de cada 4 persones tindrà més de 65 anys). Un estudi recent del Boston Consulting Group va destacar una mancança del que anomenaven Senior Home, elements, productes o dispositius per ajudar a la gent gran. Aquest Senior Home combinarà Sistemes Oleohidràulics amb sensors per tal de fer més confortable i fàcil la vida per la gent gran. Aquesta evidència fa urgent el desenvolupament de nous conceptes d'equips que puguin ajudar a la gent gran a viure la seva vida amb absoluta independència.

Aquestes necessitats obren un sector en el que les aplicacions oleohidràuliques poden aportar solucions, necessitats que van íntimament relacionades amb l'entorn personal més immediat, amb la solució de problemes quotidians. Els camps de les aplicacions domòtiques, de les aplicacions mèdic hospitalàries, o de les aplicacions protèsiques són els que donen solucions a les noves necessitats generades. Aquests camps demanen solucions tecnològiques, que són les que pot satisfer la mini oleohidràulica.

El mercat mini oleohidràulic ha tingut una expansió en alguns camps molt específics, essent la indústria aeroespacial i els constructors de maquinària mòbil (ambdós, sectors en els que la relació potència / pes és crítica) els impulsors de la investigació de la reducció de pes en els components oleohidràulics. Un clar exemple és el mecanisme de frenada ABS. Desafortunadament aquests desenvolupaments no han arribat de forma aplicada al mercat domòtic.

La necessitat de components y sistemes mini oleohidràulics nous es crucial per tal de dissenyar y fabricar la nova generació de productes oleohidràulics per ajudar a la gent gran en les seves tasques diàries.

S'entén per mini oleohidràulica la reducció del tamany dels components sense la pèrdua de les prestacions de treball, augmentant el valor de la densitat de potència.

Es defineix la densitat de potència com el concepte de la quantitat de potència que es pot transmetre amb un determinat pes. De la relació densitat de potència s'ha treballat en els últims anys, en incrementar el numerador, fabricar bombes amb prestacions de cabal y pressió més elevades, vàlvules més ràpides y que permeten el pas de més cabal, mentres que les accions sobre el denominador han estat escasses.

Les noves tendències senyalen cap a la reducció del denominador, o sigui el tamany. S'ha de realitzar la mateixa potència amb menor tamany (pes).

Els tamany característics són de l'ordre de mil límetres, forats de 0.1 a 2 [mm], amb correderes o taps de 1 a 10 [mm] de diàmetre. El règim de treball ha d'estar al voltant de 150 [bar], amb cabals de treball dins de l'interval de 0.1 [l/min] a 5 [l/min].

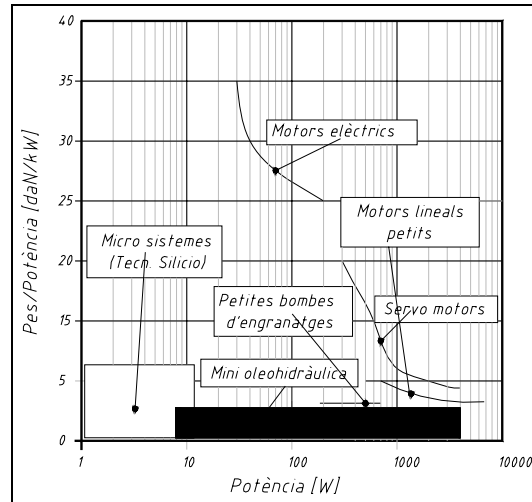


Fig. 1. 1 Comparativa sectors/aplicacions transferència de potència.

Els requeriments de les aplicacions amb mini components oleohidràulics han de tenir

- Alta densitat de potència.
- Alta flexibilitat i comportament segur.
- Fàcil generació de moviments directes.
- Comportaments respectuosos amb el medi ambient. Estalvi energètic, nivell sonor baix...
- Requeriment de manteniment baix.
- Control senzill y suau.
- Resposta freqüencial elevada. Els dispositius oleohidràulics tenen una resposta en freqüència més alta que los dispositius elèctrics o pneumàtics.
- Alta durabilitat. Els cilindres oleohidràulics suporten càrregues de xoc millors que les que suporten els actuadors elèctrics o els mecanismes pinyó cremallera.

1.2. Objectius i desenvolupament de la Tesi.

La metodologia a desenvolupar estarà enfocada a l'estudi de la mini Vàlvula Limitadora de Pressió, el punt crític d'aquesta metodologia és el disseny per anàlisis i per tan es precis la utilització d'eines de simulació avançades com CFD.

La metodologia a desenvolupar estarà enfocada a l'estudi de les Vàlvules Limitadores de Pressió i concretament en les que presenten un tamany reduït, taps de 10 [mm] i amb seccions de pas de fins a 2 [mm], amb prestacions definides per a $Q < 5$ [l/min] i $P < 150$ [bar]. L'estudi es presenta en base a aprofundir en el coneixement dels fenòmens estàtics, dinàmics i fluidodinàmics que es produeixen durant el funcionament de la mini VLP i la variació d'aquest comportament en funció de variables pròpies de disseny. Aquest estudi s'enfoca en dos vessants diferenciades però complementàries.

Es pretén deduir criteris de disseny en base a

- Comportament dinàmic. Estudi de l'equació del moviment de l'obturador en funció dels paràmetres globals de disseny com, rigidesa de la molla, diàmetre d'entrada, massa del tap de la mini VLP.
- La fluidodinàmica interna. Estudi de la fluidodinàmica interna de la mini VLP en funció dels paràmetres de disseny específics del tap o obturador de la mateixa. per tal de realitzar aquesta tasca s'utilitza el programa de simulació numèrica Fluent.

La Tesi s'estructura en base a aquests dos estudis i presenta les següents etapes.

- Anàlisis crític de l'estat de l'art.
- Desenvolupament d'un model teòric de funcionament en règim permanent i transitori d'una mini VLP. Aquesta modelització es realitza per mitjà de la linealització de les equacions governants del procés i la posterior implementació en un programa de simulació, Matlab-Simulink, per a la obtenció de les corbes de funcionament i les zones d'estabilitat de la mini VLP.
- Anàlisis, mitjançant simulació numèrica, de la fluidodinàmica interna de la mini VLP en funció d'una geometria definida.
- Anàlisis experimental. Es dissenya i construeix un banc experimental d'assaig per a contrastar i validar experimentalment els models proposats de la mini VLP.

L'objectiu de la Tesi es desenvolupar una nova metodologia que combini les eines de simulació amb equacions governants amb mètodes computacionals avançats i test de laboratori profund per tal de comprendre el comportament de nous components oleohidràulics de tamany reduït, aprofundint en aquells criteris de disseny que són més sensibles a la miniaturització de components oleohidràulics.

Organització de la Tesi.

Aquesta Tesi està organitzada en nou capítols.

- En el primer capítol s'exposen els objectius de la Tesi, es presenta una mini VLP i es mostren diferents configuracions de les VLP en general.
- El segon capítol presenta un anàlisis crític de l'estat de l'art relatiu a VLP, s'analitzen articles i documents tècnics i s'estructuren en funció d'una base teòrica.
- El tercer capítol presenta el model de simulació estàtic i dinàmic de la mini VLP i els resultats obtinguts en la simulació.
- El quart capítol presenta la simulació per mitjà de mètodes numèrics realitzada i estructura els resultats en funció de la geometria del tap, de la tipologia de simulació 2D o 3D i els models implementats.
- El cinquè capítol presenta el banc experimental i la metodologia emprada per a la realització de

l'experimentació.

- El sisè capítol presenta els resultats de l'experimentació s'estructura en funció de la tipologia de proves realitzada. La primera part del capítol presenta els resultats obtinguts en l'experimentació estàtica, sense molla i variació discreta de la posició de la mini VLP. La segona part de l'experimentació presenta els resultats obtinguts en l'experimentació dinàmica, utilització de molla.
- El setè capítol presenta l'estudi de geometries amb guiat. A mesura que s'aprofundeix en l'estudi es destaca la importància de realitzar un guiat en els taps de les mini VLP.
- El vuitè capítol presenten les conclusions finals de la Tesi.
- El novè capítol agrupa les referències bibliogràfiques i nomenclatura.

1.3. Mini Vàlvula Limitadora de Pressió.

Aquesta Tesi centra tot l'esforç en l'estudi del comportament estàtic i dinàmic d'un dels components més importants d'un circuit oleohidràulic. **La Vàlvula Limitadora de Pressió VLP.** Essencialment una VLP consisteix en un tap pressionat contra un seient per una força exterior i que s'obre degut als efectes de la pressió. En el moment en que es produeix un desequilibri entre la força exercida per la pressió sobre la superfície del tap i la força de la molla, el tap s'obre permetent el pas de fluid a través de la secció que hi ha entre el tap i el seient de la Vàlvula Limitadora de Pressió.

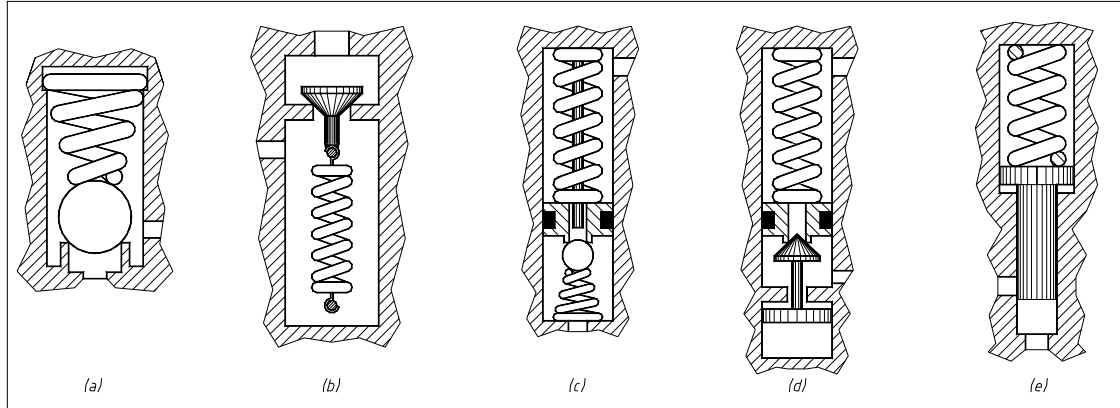


Fig. 1. 2 Vàlvules Limitadores de Pressió

Les Fig. 1.2 i 1.3 es mostren es mostrena algunes de les configuracions més tradicionals, la Fig. 1.2 (a), mostra la clàssica geometria que utilitza una forma peculiar de molla i un seient esfèric. Aquest tipus de seient no és el més apropiat per treballar a altes pressions tal i com s'ha descrit anteriorment. La Fig. 1.2 (b) mostra un tipus de vàlvula clàssica amb la molla que treballa a tracció i no a compressió com usualment. La Fig. 1.2 (c) és fonamentalment diferent en el sentit que el seient en el que la bola es recolza es mou amb la variació de la pressió, comprimint la molla fins a fer tope amb el vàstag. La pressió actua fins aquest moment sobre tota la superfície de la vàlvula. En aquest punt la pressió desplaça el pistó exterior permeten el pas de fluid al voltant de la seva geometria. La vàlvula de la Fig. 1.2 (d) té el mateix mode de funcionament que la (c), amb la salvetat que la limitació de moviment de la vàlvula es realitza de forma diferent, evitant el vàstag central. Es per això que permet el pas de fluxes més alts que la (c).

La Fig. 1.2 (e) mostra una vàlvula en al que s'ha substituït el tap (cònic, esfèric...) per un tap de corredera lliscant. No és una configuració que permet l'assegurament de l'estanqueïtat.

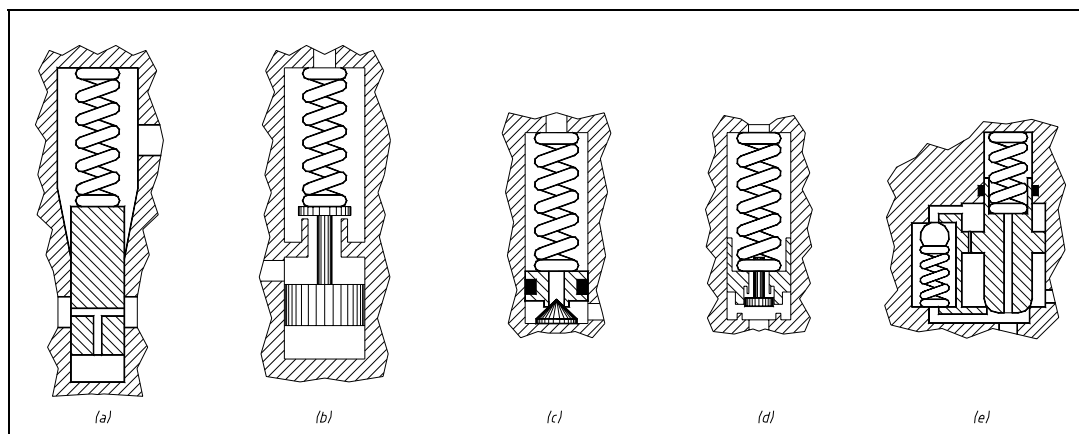


Fig. 1. 3 Vàlvules Limitadores de Pressió (2)

La configuració de la Fig. 1.3 (a) és similar a la de la Fig. 1.3 (e) , amb la particularitat de la secció cònica del cos que permet la variació gradual de l'àrea de sortida a mesura que la vàlvula s'aixeca. La figura Fig. 1.3 (b) mostra la típica vàlvula plana amb esmorteïdor que permet la disminució de les inestabilitats generades. La configuració de la Fig. 1.3 (c) és molt semblant a les configuracions presentades a les Fig. 1.3 (c) i (d), amb la particularitat que la vàlvula en aquest cas és fixa. Es tracta de la inversió de la típica VLP amb tap cònic, amb el benefici del comportament esmorteït del seient. La figura Fig. 1.3 (d) mostra una configuració en la que s'incorpora una vàlvula anti retorn que assegura la caiguda de pressió en una única direcció. La Fig. 1.3 (e) mostra una configuració de doble etapa. Primerament la pressió obre la vàlvula de pilotatge de bola, permetent que l'oli passi a través del xiclé cap a la cambra de la vàlvula principal, que esdevé desequilibrada i per tan s'obre. La pèrdua de pressió es realitza en l'etapa principal. Al moment en que la pressió disminueix, la vàlvula de pilotatge es tanca, el fluxe deixa de passar a través del xiclé, la vàlvula s'equilibra i es tanca per efectes de la molla. L'estabilitat de la vàlvula depèn en gran mesura del fluxe a través del xiclé, i a la quantitat d'oli acumulada a la cambra entre l'estrangulador i la vàlvula de pilotatge, que actua com una molla, degut als efectes de compressibilitat de l'oli.

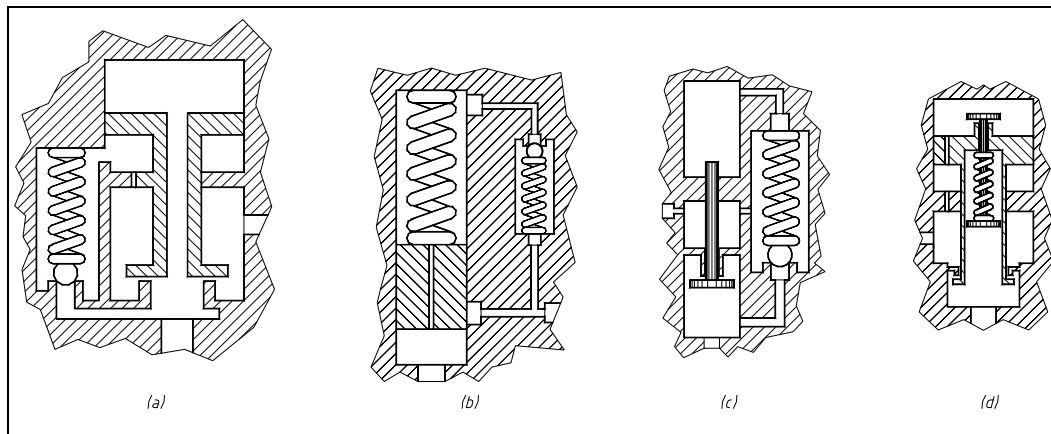


Fig. 1. 4 Vàlvules Limitadores de Pressió (3)

La vàlvula de la Fig. 1.4 (a) resta tancada degut a l'efecte de la pressió a la part superior de la vàlvula principal. A mesura que augmenta la pressió la vàlvula de pilotatge s'obre creant un desequilibri i permetent l'obertura de la vàlvula principal. La Fig. 1.4 (b), presenta una configuració molt semblant a la de la Fig. 1.4 (a), amb la particularitat que la vàlvula principal és de tipus corredera lliscant, i per tan no s'assegura la estanqueïtat total. El fluxe que passa per la vàlvula de pilotatge es utilitzat per desequilibrar el pistó i permetre el moviment contra la molla. El pistó està foradat amb un xiclé que permet el pas de fluid cap a la vàlvula de pilotatge. La Fig. 1.4 (c), presenta un funcionament similar al de la presentada la Fig. 1.4 (c). La vàlvula de pilotatge és la que realitza el desequilibri en les diferents cambres, permetent d'aquesta manera el pas de fluid a través de la vàlvula principal. La configuració presentada a la Fig. 1.4 (d) és igual que l'anterior amb la particularitat que la vàlvula de pilotatge s'inclou al cos de la vàlvula principal. Les configuracions mostrades a les Fig. 1.5 (a) i (b) són vàlvules limitadores de pressió que operen en ambdues direccions. La vàlvula de la Fig. 1.5 (a) permet el pas de fluid en ambdues direccions per l'ús de un vàstag que permet l'obertura del canal de comunicació que sigui l'adequat. La configuració de la Fig. 1.5 (b) es realitza aquesta tasca per mitjà de l'igualtat de l'àrea afectada per la pressió.

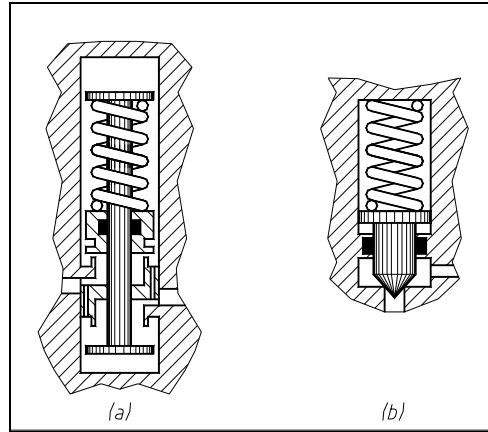


Fig. 1. 5 Válvules Limitadores de Pressió (4)

Les bombes de desplaçament volumètric positiu que s'utilitzen en aplicacions oleohidràuliques presenten una característica de Pressió P [Pa] Cabal Q [m^3/s] tal i com s'il·lustra a la Fig. 1.6 Per a un determinat cabal, definit per la geometria de la bomba per mitjà de la seva capacitat volumètrica c_v [cm^3/rev] i per el seu règim de funcionament n [rpm], la pressió ve condicionada per la impedància ubicada aigües avall. S'ha de dotar a la instal·lació d'un element que permeti el pas de cabal en paral·lel, per a casos en que el perfil de velocitats imposat en el cilindre derivi en un cabal inferior al que es proporciona per la bomba. En el cas extrem en que el cabal que circula per la instal·lació sigui zero, taponament per mal funcionament, tot el cabal subministrat per la bomba circula per la mini VLP. En el cas que aquesta no hi fos, es provocaria un augment de la pressió a resultes de l'efecte de la bomba de desplaçament volumètric positiu, que derivaria en una possible ruptura d'algun dels elements que a formen.

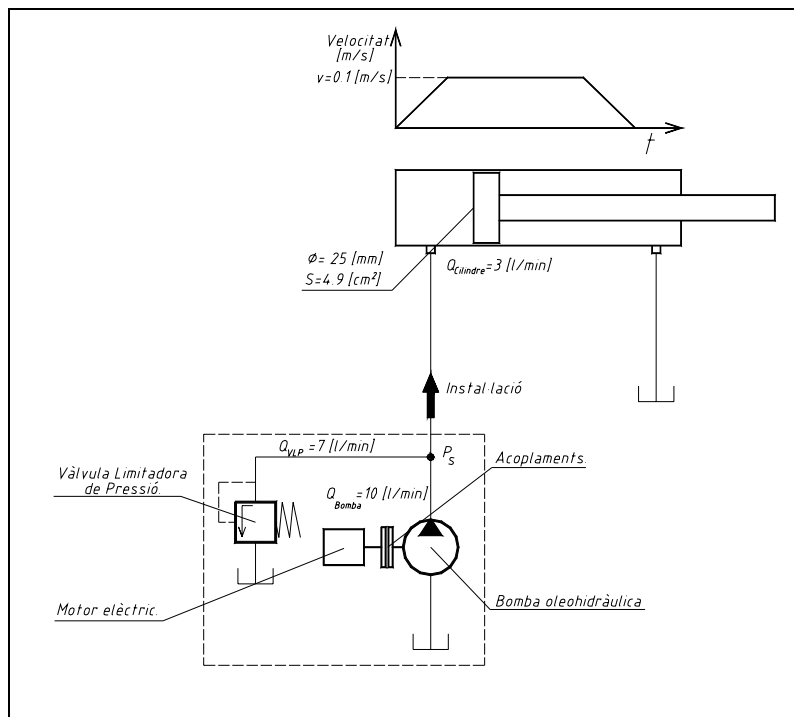


Fig. 1. 6 Funcionalitat VLP.

La corba de funcionament ideal d'una bomba oleohidràulica en un gràfic P vs Q és completament vertical. Altrament la corba de funcionament real mostra una disminució del cabal a mesura que s'augmenta la pressió degut a pèrdues, tal i com es mostra a la Fig. 1.7 La corba de funcionament del grup format per la bomba oleohidràulica i la VLP presenta una tendència de comportament P vs Q quasi plana. Per a una determinada pressió de taratge de la VLP i en funció del cabal desplaçat per la bomba s'obté el punt de treball a partir del qual s'obté la corba real de funcionament de la instal·lació amb la VLP funcionant.

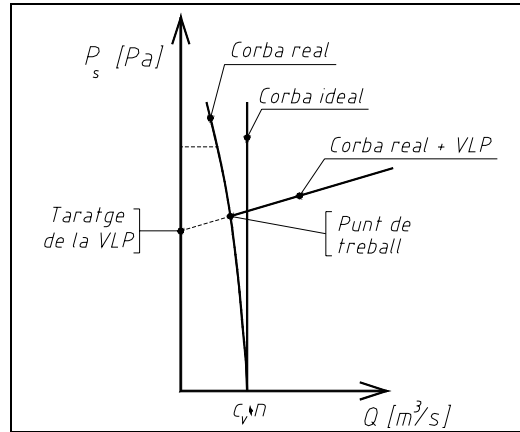


Fig. 1. 7 Corba de funcionament bomba oleohidràulica + VLP

Degut als aspectes abans mencionats és aconsellable col·locar una Vàlvula Limitadora de Pressió en tots els circuits oleohidràulics. El concepte bàsic d'una VLP és tenir un orifici que s'obri d'acord a una senyal de pressió que provingui del sistema o instal·lació i permeti el by-pass de fluid proporcionat per la bomba oleohidràulica.

1.4. Configuracions de vàlvules.

Les vàlvules estan formades per una carcassa que conté forats o ports, que esdevenen coberts total o parcialment per l'obturador (corredera, tap, pistó) permetent el pas de fluid a través seu. La vàlvula té un moviment al llarg de l'eix del port o angularment. Les figures posteriors presenten els diferents mecanismes que poden definir una vàlvula en el si de la seva carcassa.

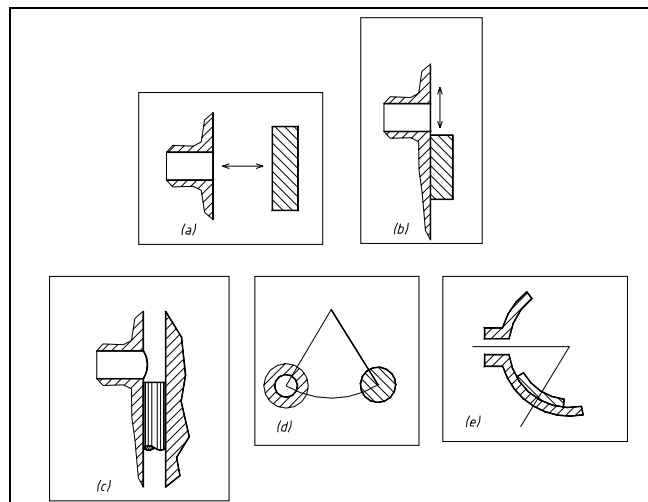


Fig. 1. 8 Mecanismes globals de funcionament de les vàlvules

La Fig. 1.8 mostra els mecanismes bàsics d'obtenció de les vàlvules. La Fig. 1.8 (a) il·lustra l'obertura de la vàlvula per mitjà del moviment vertical de l'obturador. Aquest és el moviment definit per vàlvules de tap. S'inclou en aquesta categoria les vàlvules de tipus frontissa que es pleguen seguint un arc de circumferència, i en la que el moviment instantani és axial. La Fig. 1.8 (b) mostra la vàlvula tipus corredera, en la que el moviment es defineix com a normal a l'eix del port. El mecanisme definit a la Fig. 1.8 (c) és completament anàleg, la única particularitat és que la secció és circular. La Fig. 1.8 (d) il·lustra un variació del mecanisme mostrat a la Fig. 1.8 (b), en la que la vàlvula es mou seguint un arc de circumferència. Aquest mecanisme s'utilitza en vàlvules rotatives de disc. Es pot considerar que el mecanisme Fig. 1.8 (b), és un cas particular de la Fig. 1.8 (d) considerant el radi de gir com a infinit. La Fig. 1.8 (e) mostra una altra variació de moviment circular, però en aquest cas la vàlvula es mou en un pla diferent al del port.

Vàlvules de bola.

La Fig. 1.9 (a) presenta la vàlvula de tap clàssica en la que la bola pot realitzar moviment en qualsevol sentit i que està pressionada per una molla contra el seient. La Fig. 1.9 (b) és una variació del cas anterior en el que el moviment queda restringit al llarg de l'eix del port, permetent el moviment de rotació.

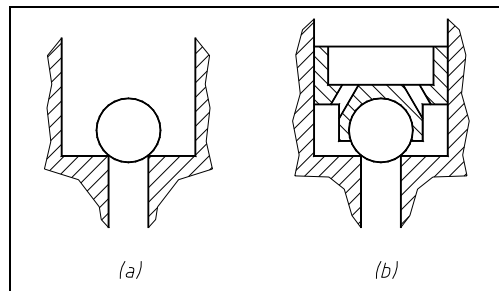


Fig. 1.9 Vàlvules de bola

Les vàlvules de bola són molt populars degut a que les boles de coixinet, element clau de la vàlvula, tenen un preu molt reduït. Tot i així no són àmpliament utilitzades en equipament de qualitat degut a l'inherent llibertat de moviment que en aquest cas es veu com un desavantatge. D'altra banda la cara en contacte amb el seient esdevé marcada a mesura que s'utilitza la vàlvula, i quan aquesta gira, la marca pot generar fugues en el component. La bola es fabrica de materials diversos des d'acer fins a materials no fèrrics.

Vàlvules de tap.

Aquesta figura mostra les configuracions més usuals de vàlvules de tap. La Fig. 1.10 (a), il·lustra la configuració típica en la que el fluid s'acumula entre la separació que deixa el tronc de la vàlvula i les parets de la carcassa. La Fig. 1.10 (b) mostra una configuració semblant a l'anterior, però en la que el fluid circula pels canals realitzats al tronc de la vàlvula, acumulant-se a l'eixamplament que es realitza a la carcassa de la vàlvula. La Fig. 1.10 (c) mostra el mateix concepte que la Fig. 1.10 (b) però amb la salvetat que el fluid circula per l'interior del tronc de la vàlvula. Tot i que les vàlvules que es mostren a la figura a tenen configuració de 45°, l'angle més adoptat per a vàlvules hidràuliques és de 60°. Altres aplicacions com ara, vàlvules per a fluxe compressible, motors de combustió interna utilitzen configuracions de 30°.

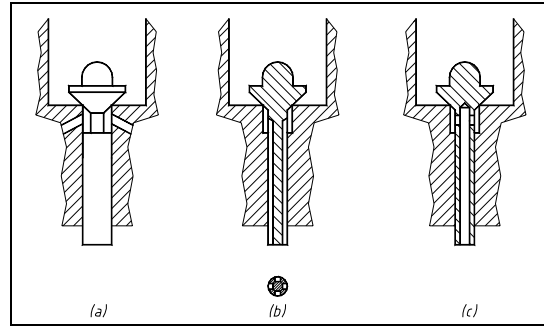


Fig. 1.10 Vàlvules de tap

L'avantatge més important de les vàlvules de tap que segueixen aquesta configuració és el guiat, que possibilita l'existència de dos graus de llibertat, moviment axial i rotació. Per tan quan apareixen les marques degut al funcionament de la vàlvula, no es produeixen fugues com les de bola, a no ser que existeixi algun problema d'excentricitat amb el forat de la carcassa. De totes maneres si el marcat no és uniforme i la vàlvula pot realitzar moviments de rotació, és possible que es produeixin fugues. Tot i que és factible restringir aquest moviment de rotació, és millor dedicar esforços al assegurament de les toleràncies de fabricació per tal de que el marcat sigui uniforme.

Un segon avantatge que presenten les vàlvules de tap és que no són complicades de fabricar. És relativament senzill obtenir acabats superficials de qualitat en els forats de les carcasses i en la vàlvula.

Vàlvules de tap invertides.

Les vàlvules de tap invertides presenten com a diferenciació amb les vàlvules de tap, que el guiat es realitza per sobre de la superfície del seient.

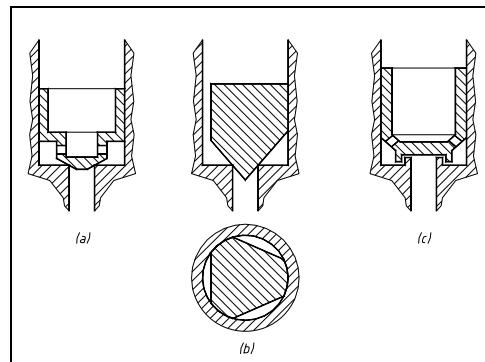


Fig. 1.11 Vàlvules de tap invertides

La Fig. 1.11 (a), és la vàlvula típica en la que el fluid entra pel centre de la vàlvula i flueix aigües avall. La Fig. 1.11 (b), és una alternativa en la que s'han creat canals de pas de fluid al voltant de la vàlvula. Per tal d'evitar problemes en el guiat de la vàlvula, s'ha d'evitar un número de canals petit i parell. En aquest tipus de configuracions és possible trobar angles de 75° per a aplicacions molt determinades. La Fig. 1.11 (c), mostra una vàlvula de tap invertida amb angle zero. En alguns casos s'utilitza una base de seient tova, de goma o fibra. Els problemes que presenta la fabricació de les vàlvules de tap invertides són els mateixos que per les vàlvules de tap normals, exceptuant que el forat de guiat i el forat del seient han de ser perfectament concèntrics per tal d'assegurar que no hi hagi fugues. Per tan el muntatge de tot el component és lleugerament més complicat.

Vàlvules planes.

A la Fig. 1.12, es mostra diferents configuracions de vàlvules planes. La Fig. 1.12 (a) il·lustra un plat guiat externament, mentre que la Fig. 1.12 (b) el guiatge es realitza internament. La Fig. 1.12 (c) es mostra un vàlvula de frontissa. La Fig. 1.12 (d) és una vàlvula plana laminada. La Fig. 1.12 (e) mostra una vàlvula plana en la que el moviment està restringit per un diafragma, que realitza els efectes de vàlvula.

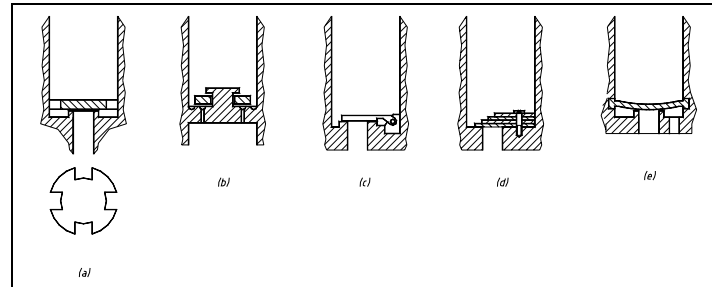


Fig. 1. 12 Vàlvules planes

Les vàlvules planes són d'interès per a determinades aplicacions, considerant la dificultat de fer-les hermètiques a alta pressió. La goma o la fibra, són els materials més emprats per a la fabricació de les vàlvules degut a que l'elasticitat del material cobreix les imperfeccions del seient. Les vàlvules de frontissa, Fig. 1.12 (c), són poc usades a menys que el seient sigui de material flexible i permeti l'acomodament de la vàlvula sobre tot el pla del seient.

Altres configuracions de vàlvules axials.

Es poden agrupar en els següents sub apartats.

- Vàlvules pilotades.
- Vàlvules duals.
- Vàlvules esmorteïdes.
- Vàlvules compensades.
- Vàlvules sobre compensades.

Vàlvules pilotades.

El dispositiu de pilotatge permet el pas de grans cabals sense la utilització d'un tamany de la vàlvula principal elevat, mitjançant la utilització de dues vàlvules en sèrie 1 i 2, tal i com es pot veure a la Fig. 1.13. Un orifici d'entrada S_1 molt gran implica unes forces degudes a la pressió grans i per tan un tamany de la molla K_1 elevat. La utilització del pilotatge permet que aquesta pugui ser més reduïda, i per tan que el tamany de la vàlvula també ho sigui.

La pressió d'entrada A es comunica amb la cambra B pel forat X . La vàlvula 1 està equilibrada en quant la pressió d'entrada actua en ambdós costats de la vàlvula mantenint-la tancada gràcies a l'efecte de la molla K_1 . La vàlvula 2 tanca per efecte de la molla K_2 i s'oposa a la força exercida per la pressió en B . Quan la pressió arriba en un valor suficient per a vèncer la força de la molla K_2 , la vàlvula 2 s'obre deixant escapar un cert cabal. Aquest cabal ha de passar en el seu recorregut fins a la vàlvula 2 a través del forat X , provocant una certa pèrdua de càrrega. Degut a aquesta pèrdua de càrrega la pressió a la cambra B és menor que la pressió a l'entrada A , és per això que la vàlvula 1 perd l'equilibri i s'obre permetent el pas desde l'entrada fins a la sortida S_3 .

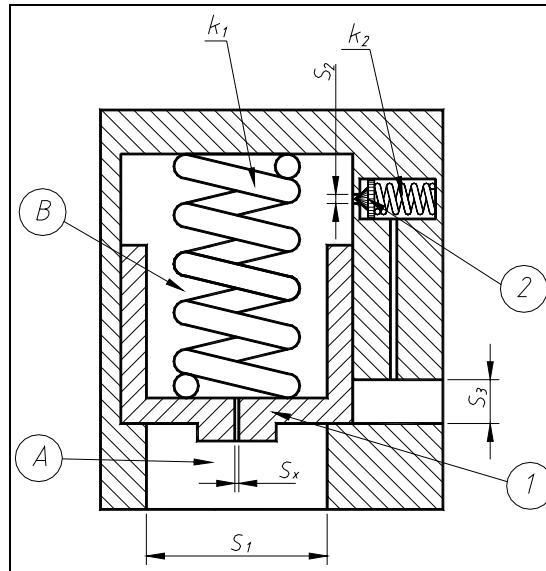


Fig. 1.13 Funcionament pilotatge

La Fig. 1.14 (a) i (b) mostren dues vàlvules pilotades típiques, en les que es pot observar que una pressió reduïda sobre la vàlvula de pilotatge permet l'obertura d'aquesta i el pas de fluid cap a la principal. Tot i així, un fluxe excessiu a través de la vàlvula de pilotatge pot causar un augment no desitjat de la pressió. Existeix per tan un límit entre els ràtios d'àrees de la vàlvula de pilotatge i la de la principal. La Fig. 1.14 (c), és una vàlvula en la que l'etapa de pilotatge arrossega físicament la vàlvula principal.

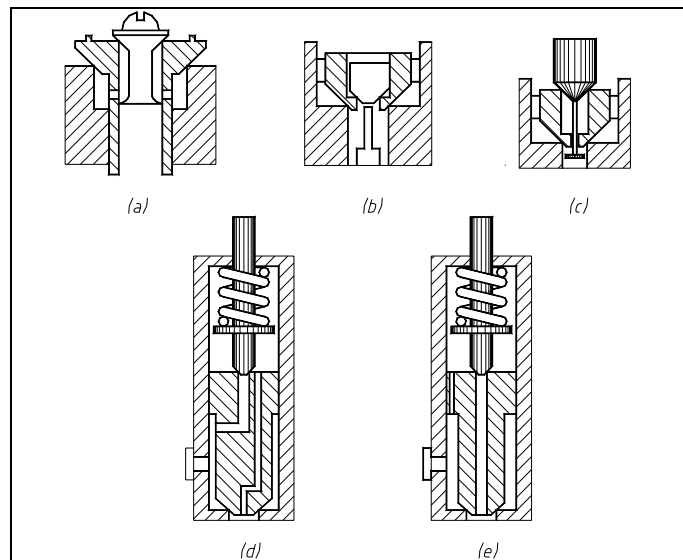


Fig. 1.14 Vàlvules pilotades

Les vàlvules presentades a la Fig. 1.14 (d) i (e) formen un interessant grup de vàlvules pilotades degut a que no es realitza l'acció de regulació de cabal que es feia amb els models presentats anteriorment, sinó que la vàlvula principal obre automàticament en el moment que es crea un desequilibri de pressions. Existeix un avantatge en aquest tipus de vàlvules i és que l'etapa de pilotatge no és estrictament necessari que sigui co-axial amb la principal, de manera que es pot pilotar remotament.

Vàlvules dobles o duals estanques.

Són les vàlvules que disposen els elements en sèrie. La Fig. 1.15 (a) mostra una vàlvula dual en la que el tap pla s'utilitza per minimitzar les fugues, i la vàlvula de bola per a regulacions de fluxe. La Fig. 1.15 (b) és una modificació de la Fig. 1.15 (c), en aquest cas, els ports de comunicació estan foradats per sota l'àrea de pressió del tap cònic, per tan, abans de que el fluxe circuli per la geometria cònica, la vàlvula ha d'obrir una certa distància. Aquesta vàlvula evita l'erosió del seient principal. La Fig. 1.15 (c) és una combinació d'una vàlvula de tap cònica i una junta de goma que s'ubica al cos de la vàlvula quan està tancada. Es tracta d'una vàlvula amb fugues zero, sempre i quan s'asseguri que la junta no pinci quan la vàlvula es tanca. La vàlvula de la Fig. 1.15 (d), fa la mateixa funció que la vàlvula de la Fig. 1.15 (b), en aquest cas el primer con fa d'element d'estanqueïtat, mentre que el segon con fa de regulació de cabal. En aquest cas la fabricació és més complexa.

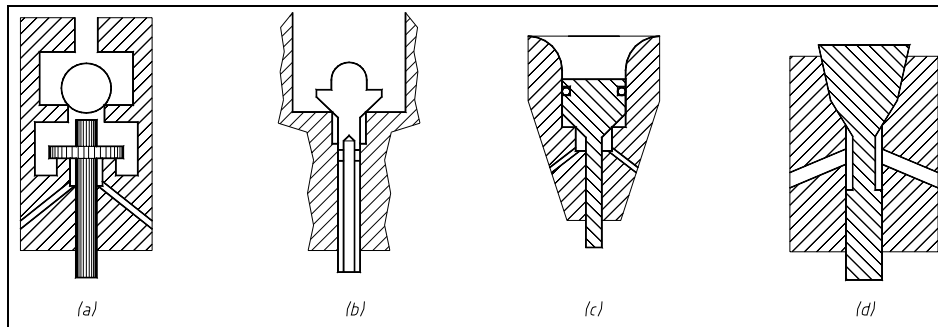


Fig. 1.15 Vàlvules dobles

Vàlvules esmorteïdes.

El moviment de la vàlvula és, en alguns dissenys, esmorteït. Els dissenys presentats a la Fig. 1.16 (a) i (b), permeten al fluid que es filtri a través del vastag a una cambra en la que aquest actua com pistó. Per tan el moviment de la vàlvula vindrà afectat per la velocitat de pèrdua de fluid d'aquesta cambra. La Fig. 1.16 (c) i (d) mostren altres solucions de vàlvules en les que l'esmorteïment es realitza a l'obertura (c) o en el tancament (d). L'acció d'esmorteïment en el període d'obertura s'empra en aplicacions de vàlvules reductores, mentre que l'esmorteïment en el tancament s'utilitza per evitar xocs en els seients de les vàlvules.

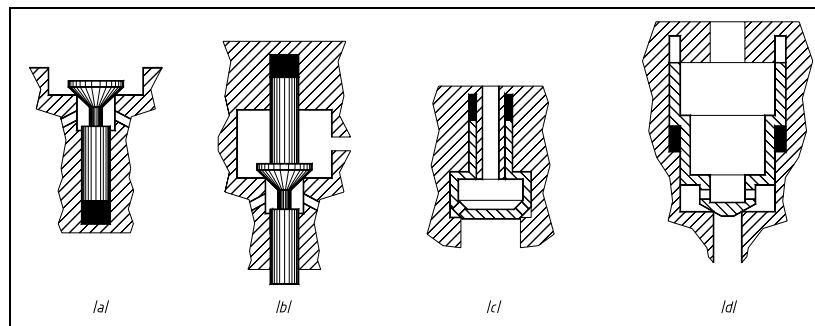


Fig. 1.16 Vàlvules esmorteïdes

Un altre mètode per tal d'esmorteir el funcionament de les vàlvules és generar una geometria d'àrea adequada en el procés d'obertura. Aquest mètode s'utilitza en vàlvules de corredera amb les anomenades entalles.

1.4.1.1.1 Vàlvules equilibrades.

En aquestes vàlvules la pressió actua sobre una superfície molt més petita que l'àrea del seient, resultant una disminució de la força necessària per obrir la vàlvula. Si es desprecien els efectes del fregament i de la força de la molla i en el cas que la vàlvula estigués perfectament equilibrada, aquesta força seria zero. Per tal d'aconseguir l'equilibri s'utilitza una junta d'estanqueïtat, que evita la fuga de fluid a través de l'eix.

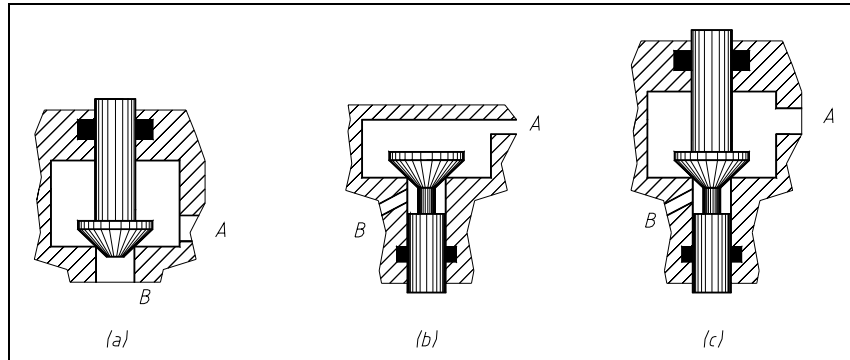


Fig. 1.17 Vàlvules equilibrades

La Fig. 1.17 (a) mostra una vàlvula equilibrada pel port A mitjançant una junta en el vàstag de guiat. Una vegada s'ha obert la vàlvula, aquesta esdevé sobre equilibrada i ha de ser forçada per tal de ser tancada. La proposta de la Fig. 1.17 (b), és igual que l'anterior amb la particularitat que l'equilibri es produeix pel port B. En el cas de la vàlvula presentada a la Fig. 1.17 (c), l'equilibri s'aconsegueix per ambdós ports. A la pràctica es necessària una certa força per tal d'obrir-les.

1.4.1.1.2 Vàlvules sobre equilibrades.

La Fig. 1.18 (a) mostra un disseny en el que no es possible l'obertura de la mateixa sinó s'aporta una força desde l'exterior. El dispositiu presentat a la Fig. 1.18 (b), presenta un comportament particular de doble obertura. Tan bon punt la vàlvula s'obre, l'àrea que s'exposa a la pressió augmenta i per tan s'obre de cop. El disseny que es presenta a la Fig. 1.18 (c), està format per dues molles de manera que en el moment d'obertura només actua una d'elles. Quan la vàlvula obre es produeixen dos fets, el s'exposa més àrea a la pressió, i que la molla actua en paral·lel amb l'anterior.

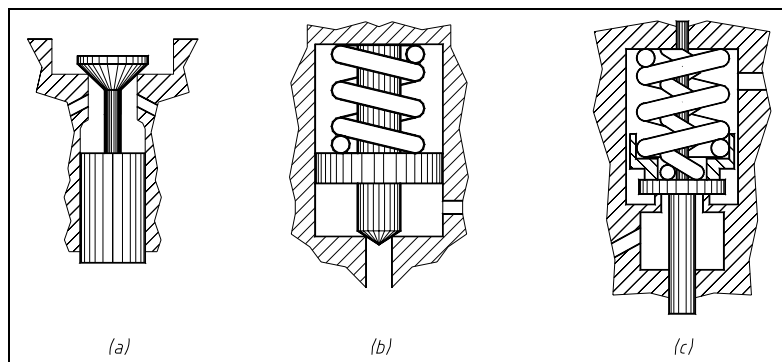


Fig. 1.18 Vàlvules sobre equilibrades

1.5. Conclusió.

Les vàlvules que s'han mostrat amb anterioritat mostren un ampli recull de les diferents tipologies de vàlvules axials. Un estudi profund de les patents existents mostra que totes es poden englobar en alguna de les configuracions mencionades presentant-se en totes com a punt clau el mecanisme d'obturbació, és a dir el conjunt format per seient obturador. La bibliografia, les patents, i l'experiència del sector industrial posen de relleu que les prestacions d'aquests components depenen d'aquests mecanismes i dels fenòmens fluidodinàmics implicats.

2. SIMULACIÓ CFD. CONFIGURACIÓ DE FLUXE.

2. ESTAT DE L'ART.....	16
2.1. TEORIA CLÀSSICA D'ORIFICIS.....	16
2.1.1. COEFICIENT DE DESCÀRREGA TURBULENT.....	18
2.1.2. COEFICIENT DE DESCÀRREGA LAMINAR.....	19
2.1.3. APLICACIÓ A VÀLVULES DE TAP CÒNIQUES.....	20
2.1.4. TREBALL DE DIFERENTS AUTORS SOBRE LA TEORIA CLÀSSICA APLICADA A TAPS CÒNICS. 22	
2.1.5. CRÍTICA DE LA TEORIA CLÀSSICA.....	24
2.1.5.1 Washio, Nakamura i Yu (Washio, 1999).....	24
2.1.5.2 Model per a la determinació del coeficient de descàrrega. (Wu, 2003).....	25
2.1.5.3 Factors que s'han de tenir en compte en l'estudi de les vàlvules de tap.....	26
2.1.6. UNES PRIMERES CONCLUSIONS.....	28
2.1.6.1 Aplicació en simulacions.....	28
2.2. TEORIA DE LES FORCES DE FLUXE EN VÀLVULES.....	29
2.2.1. INTRODUCCIÓ DE LES FORCES DE FLUXE.....	29
2.2.2. APLICACIÓ A VÀLVULES DE TAP CÒNIC.....	30
2.2.3. ESTAT DE L'ART DE LES FORCES DE FLUXE.....	32
2.3. INESTABILITATS DE LES VÀLVULES D'OBTURADOR AXIALS.....	35
2.3.1. INTRODUCCIÓ.....	35
2.3.2. ESTUDI ENERGÈTIC.....	36
2.4. EFECTES DE LA CAVITACIÓ EN VÀLVULES D'OBTURADOR AXIALS.....	39
2.4.1. INTRODUCCIÓ.....	39
2.4.2. CONSEQÜÈNCIES DE LA CAVITACIÓ.....	40
2.4.3. NÚMERO DE CAVITACIÓ.....	41
2.5. RESUM ESTAT DE L'ART. INVESTIGADORS PRINCIPALS.....	43
2.6. CONCLUSIONS.....	44

2. Estat de l'art.

2.1. Teoria clàssica d'orificis.

La característica del fluxe a través dels orificis és una variable clau en el disseny dels dispositius de control oleohidràulics. Es defineix un orifici com una restricció sobtada, de petita llargada, idealment zero, i en el que el pas del fluxe pot tenir una àrea de pas fixa o variable.

Prenent l'orifici de la Fig. 2.1 en la que es pot observar un fluxe que circula d'esquerra a dreta trobant-se en el seu pas un orifici de secció a_0 . El líquid aigües amunt té una velocitat v_u pressió estàtica P_u que va disminuint a mesura que el fluid s'acosta a l'orifici presentant-se el mínim de pressió estàtica just a la sortida de l'orifici, a la secció de la vena contracta. Aigües avall aquesta pressió estàtica es recupera, no al 100 % degut a les pèrdues d'energia a resultes de l'orifici.

A la Fig. 2.1 (c) es presenta gràficament l'evolució de la pressió a tres pressions aigües amunt de partida.

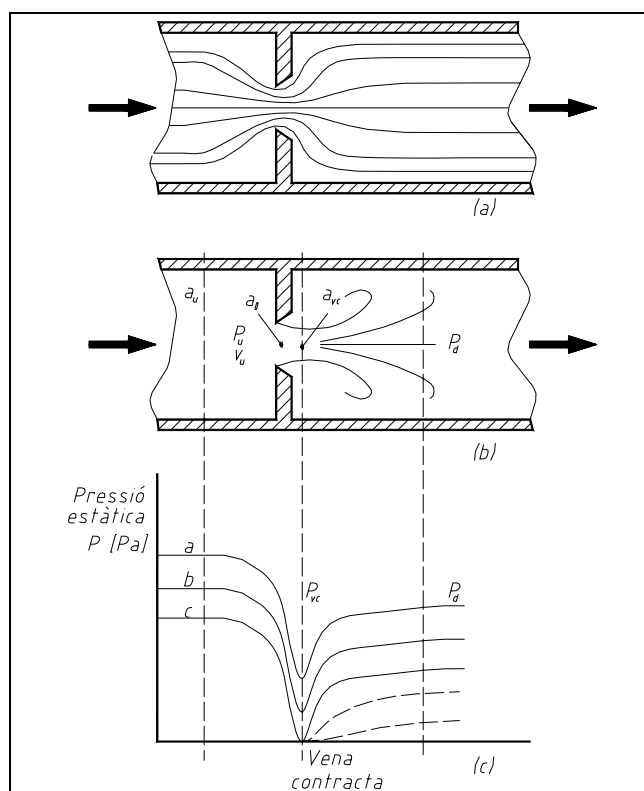


Fig 2. 1 Orifici

Existeixen dos tipus de règims depenent de la predominància de les forces d'inèrcia o de les forces viscoses. Per a números de Reynolds alts les pèrdues de pressió a través de l'orifici es produeixen per l'acceleració de les partícules de fluid desde la velocitat d'aigües amunt fins a la velocitat del jet a la secció de l'orifici. Per a números de Reynolds baixos, la pèrdua de pressió es deguda a les forces tallants a l'interior del fluid causades per la viscositat del fluid.

Aplicant l'equació de l'energia i continuïtat sobre el volum de control definit per la geometria de l'orifici que es presenta a la Fig. 2.1, s'obté la velocitat a la vena contracta, i s'expressa com,

$$v_{vc} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c a_0}{a_u}\right)^2}} \sqrt{\left[\frac{2}{\rho} \left((P_u - P_{vc}) - \Delta P_\tau \right) \right]} \quad (2.1)$$

Es defineix en aquest punt,

- C_c . Coeficient de contracció. Coeficient que defineix la disminució de secció a la zona de la vena contracta.
- a_0 . Secció a la zona de l'orifici.
- a_u . Secció aigües amunt.
- P_u . Pressió a la secció aigües amunt.
- P_{vc} . Pressió a la secció de la vena contracta.
- ΔP_τ . Pèrdues per fregament expressades en unitats de pressió.

Aquesta equació pot ser reduïda introduint el coeficient de velocitat que pren la següent forma,

$$C_v = \sqrt{1 - \frac{\Delta P_\tau}{\Delta P^*}} \quad (2.2)$$

i definint-se la pèrdua estàtica de pressió aigües amunt a la secció de la vena contracta com, $\Delta P^* = P_u - P_{vc}$, l'equació (2.1) queda com,

$$v_{vc} = \frac{C_v}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c a_0}{a_u}\right)^2}} \sqrt{\frac{2 \Delta P^*}{\rho}} \quad (2.3)$$

El cabal volumètric es defineix com $Q = a_{vc} v_{vc} = C_c a_0 v_{vc}$. Per tant,

$$Q = \frac{C_c C_v a_0}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c a_0}{a_u}\right)^2}} \sqrt{\left[\frac{2 \Delta P^*}{\rho} \right]} \quad (2.4)$$

definint-se en aquest punt el coeficient de descàrrega com $C_d = C_c C_v$, s'obté,

$$Q = \frac{C_d a_0}{\sqrt{1 - \left(\frac{C_c a_0}{a_u}\right)^2}} \sqrt{\left[\frac{2 \Delta P^*}{\rho} \right]} \quad (2.5)$$

En molts orificis utilitzats en sistemes oleohidràulics, l'àrea aigües amunt és molt més gran que l'àrea del orifici i per tan el terme $\left\{ 1 - \left(\frac{C_c a_0}{a_u}\right)^2 \right\}$ tendeix a 1 pel que l'equació que relaciona el cabal amb la pèrdua de pressió s'expressa com,

$$Q = C_d a_0 \sqrt{\frac{2 \Delta P^*}{\rho}} \quad (2.6)$$

Es tracta de la forma clàssica de l'equació del cabal a través d'un orifici. Sent aquest funció de la diferència de pressions aigües amunt i a la vena contracta, de l'àrea del orifici a_0 , i del C_d , coeficient de descàrrega. Com que la pressió a la secció de la vena contracta pot ser difícil de mesurar i per tan fer difícil el càlcul del coeficient de descàrrega C_d , s'introdueix el coeficient de fluxe C_q , que es basa en la diferència de pressions entre aigües amunt i aigües avall, per tan l'equació (2.6) s'expressa com,

$$Q = C_q a_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2.7)$$

$$\Delta P = P_u - P_d \quad (2.8)$$

La pressió aigües avall P_d és major que la pressió estàtica a la secció de la vena contracta P_{vc} i per tant C_q més gran que C_d . Només es dona un valor de C_q igual a C_d quan la pressió estàtica aigües avall és la mateixa que la pressió estàtica a la secció de la vena contracta. Això passa quan la cambra de descàrrega és molt gran en comparació amb l'àrea del orifici. El grau de recuperació de la pressió també depèn del número de Reynolds, geometria del orifici i tamany de la cambra de descàrrega. També es pot veure afectat per l'aparició de cavitació. La pressió a la zona de la vena contracta cau bruscament. Si el valor de la pressió estàtica supera el límit de la pressió de vapor es forma la cavitació, la recuperació de la pressió aigües amunt és menor, amb el qual el coeficient C_q disminueix. En el cas que la cavitació sigui molt severa i s'extengui per la cambra de descàrrega les pressions estàtiques en P_d i P_{vc} són iguals amb el qual el coeficient de fluxe i el de descàrrega prenen el mateix valor.

2.1.1. Coeficient de descàrrega turbulent.

Segons la teoria desenvolupada per Von Mises (Von Mises, 1917) el coeficient de descàrrega C_d presenta una forma tal i com es representa a la Fig 2. 2 **Coeficient de descàrrega vs Reynolds**. El coeficient de descàrrega presenta una assíptota horitzontal de valor aproximadament 0.62 per a números de Reynolds alts, o sigui per a règim turbulent. Aquests resultats teòrics presenten una similitud raonable amb els resultats obtinguts de forma experimental per McCloy (McCloy 1973). Aquesta forma del coeficient de descàrrega presenta una forma validada per a diferents autors en la zona turbulenta, no essent així en la zona de règim laminar, en la que no s'accepta la teoria presentada per Von Mises.

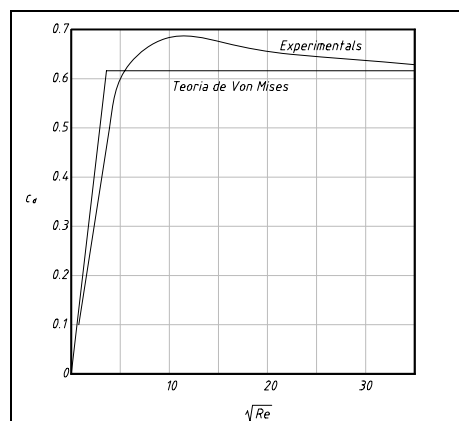


Fig 2. 2 Coeficient de descàrrega vs Reynolds

Els resultats de Von Mises són únicament aplicables a fluxe no viscos o sigui Reynolds infinits. L'efecte del número de Reynolds ha de ser determinat experimentalment. El número de Reynolds per a un orifici es defineix com,

$$Re = \frac{v_0 D_b}{\nu} \quad (2.9)$$

a on $v_0 = \frac{Q}{a_0}$, $D_b = \frac{4 \cdot S_f}{P_f}$ (diàmetre hidràulic), S_f es refereix a l'àrea de fluxe i P_f al perímetre del fluxe i ν es la viscositat cinemàtica.

Per a números de Reynolds alts les forces d'inèrcia augmenten i el fluxe es transforma en turbulent de forma que la equació (2.5) és vàlida. Quan les forces dominants són les viscoses el fluxe esdevé laminar invalidant l'anàlisi descrit amb anterioritat. No obstant és usual l'aplicació de l'equació (2.5) per a fluxe laminar. Utilitzant tècniques de visualització s'ha demostrat que per a $Re < 10$ les línies de corrent, segueixen la geometria del orifici. A mesura que el Re augmenta el fluxe se separa del orifici fins a Reynolds del valor de 150 en que es forma un jet. Increments en el número de Re causen una contracció del jet i l'aparició de vòrtex. Els resultats que es mostren a la Fig. 2.2 Fig 2. 2 **Coefficient de descàrrega vs Reynolds** es destaca que, s'ha de sobrepassar el valor de $Re = 1000$ per tal d'assolir el valor proposat per Von Mises $C_d = 0,611$ i que apareix un pic al voltant de $Re = 200$ $C_d = 0,68$ passat aquest valor cau fins aproximadament 0,6.

2.1.2. Coeficient de descàrrega laminar.

En determinades circumstàncies el número de Reynolds pot ser suficientment petit com per considerar que el fluxe que esdevé és laminar. Tot i que l'equació (2.6) no és vàlida per a números de Reynolds baixos, s'ha intentat estendre-la cap a la regió laminar expressant el coeficient de descàrrega com a funció del número de Reynolds. Per a números de $Re < 10$, s'ha determinat que el coeficient de descàrrega és directament proporcional a l'arrel quadrada del Re .

$$C_d = \delta \cdot \sqrt{Re} \quad (2.10)$$

El valor de δ depèn de la geometria de l'orifici i s'anomena coeficient de fluxe laminar, expressant el número de Reynolds com,

$$Re = \frac{\rho \cdot \left(\frac{Q}{a_0}\right) \cdot D_b}{\mu} \quad (2.11)$$

i substituint les equacions (2.10) i (2.11) dins de l'equació (2.6) s'obté que,

$$Q = \frac{2 \cdot \delta^2 \cdot D_b \cdot A_0}{\mu} \cdot \Delta P \quad (2.12)$$

que és l'equació del cabal a través d'orificis per a fluxes laminars. Destacar que el fluxe és directament proporcional a la diferència de pressions, amb una influència clara de la viscositat del fluid. Prenent l'expressió per a fluxes laminars a través d'orificis amb els cantos afilats determinada per Wuest (Wuest, 1954), per a un orifici circular en una superfície infinita, l'equació que resulta és,

$$Q = \frac{\Pi \cdot d^3}{50,4 \cdot \mu} \cdot \Delta P \quad (2.13)$$

Igalant l'equació (2.13) a la (2.12) s'obté que el valor de $\delta = 0,2$. Graficant els valor de C_d en funció del Re i prenent com a valor del coeficient de descàrrega turbulent 0,611, s'obté que el valor del Re de transició per a $\delta = 0,2$ és de 9,3.

$$Re_t = \left(\frac{0,611}{\delta}\right)^2 \quad (2.14)$$

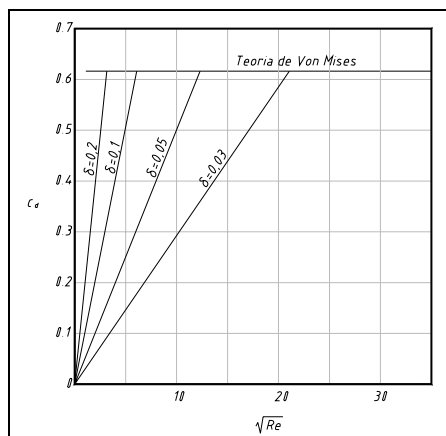


Fig 2.3 Coeficient de descàrrega laminar. (McCloy 1973)

En resum, el fluxe a través d'un orifici és laminar per a $Re < Re_c$, amb fluxes directament relacionats amb la pèrdua de pressió com s'explica a l'equació (2.12). A les proximitats del Re_c , les forces d'inèrcia tenen la mateixa importància que les forces viscoses. Per a $Re > Re_c$, el fluxe pot ser tractat com a turbulents i el seu comportament ve definit per l'equació (2.6).

2.1.3. Aplicació a vàlvules de tap còniques.

Prenent l'equació (2.7) com a equació de referència falta únicament determinar l'àrea de l'orifici que en aquest cas es tracta de l'àrea que exposa un tap cònic d'una vàlvula, tal i com es presenta a la Fig. 2.4.

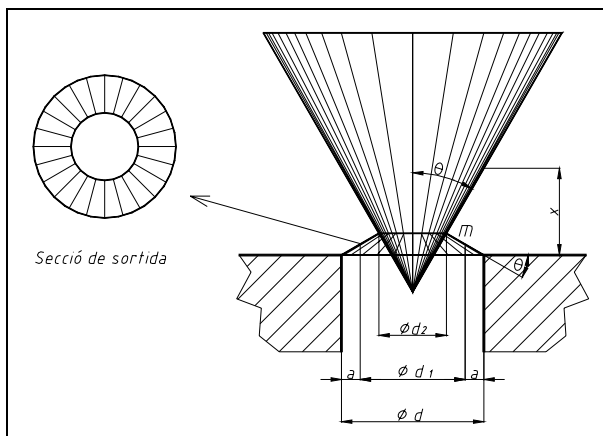


Fig 2.4 Secció sortida vàlvula de tap cònic

D'aquesta manera es poden establir les següents relacions

$$a_0 = d_1 \cdot \Pi \cdot m \tag{2.15}$$

$$m = x \cdot \text{sen}\theta \tag{2.16}$$

$$d_1 = d - 2 \cdot a \tag{2.17}$$

a és la distància horitzontal del punt que es troba a la meitat de la secció de pas. Substituint les

equacions (2.17) i (2.16) dins la (2.15) s'obté,

$$a_o = (d - 2 \cdot a) \cdot \Pi \cdot x \cdot \text{sen}\theta \quad (2.18)$$

falta determinar el valor de a que s'obté de la relació següent,

$$a = \frac{m}{2} \cdot \cos\theta \quad (2.19)$$

per tan finalment,

$$a_o = (d - x \cdot \text{sen}\theta \cdot \cos\theta) \cdot \Pi \cdot x \cdot \text{sen}\theta \quad (2.20)$$

que desenvolupant resulta,

$$a_o = d \cdot \Pi \cdot x \cdot \text{sen}\theta - x^2 \cdot \Pi \cdot \text{sen}^2\theta \cdot \cos\theta \quad (2.21)$$

L'àrea de l'orifici és funció únicament de l'angle del tap cònic θ i de la obertura de la vàlvula x .
Queden per tan determinades les variables bàsiques per a la determinació del coeficient de fluxe C_q d'una vàlvula de tap cònic, que són

- $\Delta P = P_u - P_d$. Diferència de pressions aigües amunt i aigües avall del component.
- Q . Cabal que circula per la vàlvula.
- x . Obertura, posició de la vàlvula.

$$Q = C_q \cdot (d \cdot \Pi \cdot x \cdot \text{sen}\theta - x^2 \cdot \Pi \cdot \text{sen}^2\theta \cdot \cos\theta) \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2.22)$$

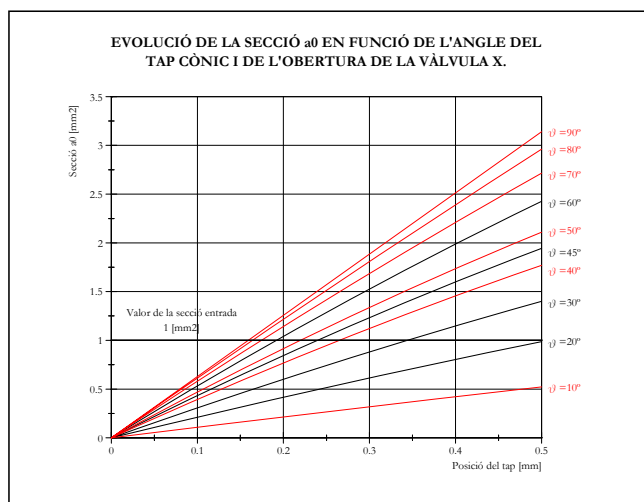


Fig 2. 5 Secció en funció de l'angle per a geometries còniques

Igualant l'equació de la secció d'obertura (2.21) amb la secció d'entrada resulta,

$$d \cdot \Pi \cdot x \cdot \text{sen}\theta - x^2 \cdot \Pi \cdot \text{sen}^2\theta \cdot \cos\theta = \frac{\Pi \cdot d^2}{4} \quad (2.23)$$

Simplificant el segon terme de la relació a_0 l'equació (2.23) resulta,

$$x = \frac{d}{4 \cdot \sin \theta} \tag{2.24}$$

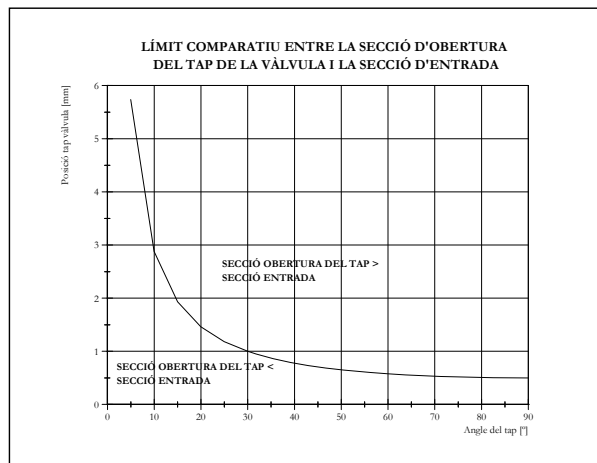


Fig 2. 6 Límit secció obertura tap i secció entrada

2.1.4. Treball de diferents autors sobre la teoria clàssica aplicada a taps cònics.

McCloy i Beck (McCloy 1967) van realitzar un grup de proves en vàlvules de tipus tap. Els resultats es van presentar en funció del número de fluxe que es una derivació del número de Reynolds. Considerant el número de Reynolds per a orificis no circulars com,

$$Re = \frac{v \cdot D_b}{\nu} \tag{2.25}$$

sent ν la velocitat del fluid per l'orifici, D_b el diàmetre hidràulic, i ν la viscositat cinemàtica del fluid. La velocitat del fluid, segons l'equació (2.7), pren la forma

$$v = C_q \cdot \sqrt{\frac{2 \Delta P}{\rho}} \tag{2.26}$$

Falta determinar el valor del D_b , que com indica la seva definició es troba fent,

$$D_b = \frac{4 \cdot S_{Mullada}}{P_{Mullat}} \tag{2.27}$$

per tan

$$D_b = \frac{4 \cdot \pi \cdot x \cdot \sin \theta \cdot d}{\pi \cdot (d + d_2)} \tag{2.28}$$

d_2 es pot expressar com, $d_2 = d - 4 \cdot a$, i fent servir les relacions (2.19) i (2.16) s'obté,

$$d_2 = d - 2 \cdot x \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \tag{2.29}$$

Finalment el diàmetre hidràulic es pot expressar com,

$$D_b = \frac{2 \cdot x \cdot \sin \theta \cdot d}{d - x \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta} \tag{2.30}$$

despreçant el terme $x \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \rightarrow 0$ el diàmetre hidràulic pren la forma,

$$D_b = 2 \cdot x \cdot \sin \theta \tag{2.31}$$

Substituint l'equació (2.31) i (2.26) a l'equació del número de Reynolds s'obté,

$$Re = \frac{C_q \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \cdot 2 \cdot x \cdot \sin \theta}{\nu} \tag{2.32}$$

Es defineix en aquest punt el número de fluxe com

$$\lambda = \frac{2 \cdot x \cdot \sin \theta}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \tag{2.33}$$

Per tan

$$Re = C_q \cdot \lambda \tag{2.34}$$

Els resultats experimentals que es mostren a la figura següent presenten l'evolució del coeficient de fluxe en funció del número de fluxe en funció de diferents números de cavitació, veure capítol 2.4, les dades de l'assaig van ser.

- Angle del tap cònic de 45° amb seient de cantos vius.
- Fluid oli mineral.

En aquest cas el fluxe segueix la superfície del tap i no apareixia el vòrtex del fluxe adherit.

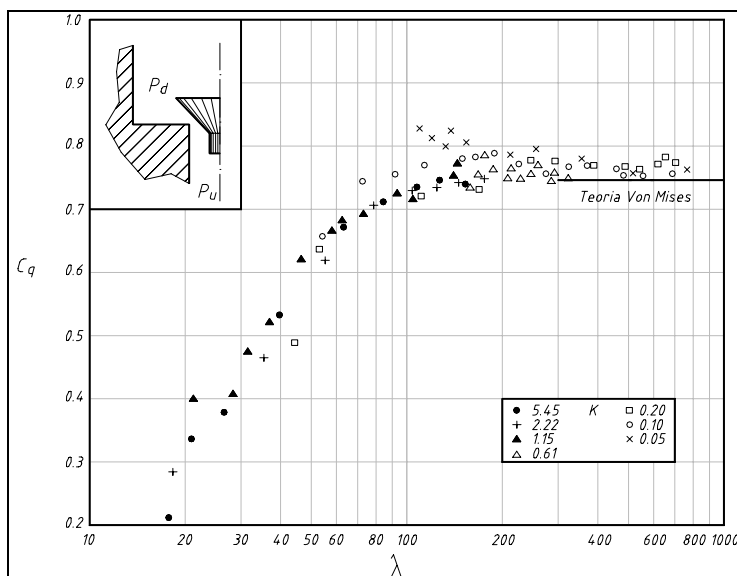


Fig 2. 7 Resultats McCloy i Beck. (McCloy, 1967)

En aquest cas degut a la gran mida de la cambra de descàrrega, el valor de C_q i de C_d són aproximadament iguals. Amb valors del número de fluxe més grans s'obté un valor del coeficient de fluxe proper a 0.77 que es bastant semblant al que va preveure Von Mises (Von Mises, 1917) $C_q=0.746$.

Això no és inesperat degut a que el fluxe real segueix el perfil del tap i aquesta és una de les hipòtesis que va realitzar Von Mises (Von Mises, 1917). Treballs posteriors realitzats per Stone (Stone, 1960) mostren diferències significatives dels valors del coeficient de fluxe per valors de λ grans.

2.1.5. Crítica de la teoria clàssica.

2.1.5.1 Washio, Nakamura i Yu (Washio, 1999)

Von Mises és l'autor del desenvolupament teòric presentat al capítol anterior i que deriva en la predicció del valor de C_d per a una configuració d'orifici genèrica. Les hipòtesis que va realitzar per tal de desenvolupar-la van ser,

- Fluxe permanent.
- Efectes de viscositat negligibles.
- Moviment irrotacional.
- Fluxe bidimensional.

Encara que la segona hipòtesis limita l'aplicació d'aquest estudi a números de Reynolds infinits, els resultats proporcionen un valor del coeficient de descàrrega molt vàlid per a comparar. Degut a aquesta segona hipòtesis el valor de C_v és 1, per tan el valor del coeficient de descàrrega i del coeficient de contracció és el mateix. Aquestes hipòtesis són les que van propiciar una corrent crítica sobre la aplicabilitat en tots els casos de l'equació

$$Q = C_q \cdot a_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (2.35)$$

En aquesta línia els autors [Washio, Nakamura i Yu], (Washio, 1999) declaren que les pèrdues de pressió a través d'orificis llargs i estrets, estan formades per dues tipologies,

- Les pèrdues laminars, Poiseuille, proporcionals al cabal
- Les pèrdues degudes a una combinació de la convergència aigües amunt, el desenvolupament de la capa límit al llarg de l'orifici i el jet turbulent aigües avall, probablement proporcionals al quadrat del cabal.

En conseqüència, la relació entre les pèrdues de càrrega i el cabal en un orifici es poden expressar com,

$$\frac{\Delta P}{\rho} = \frac{1}{a_0^2} \cdot (\alpha \cdot Q^2 + \beta \cdot \nu \cdot L \cdot Q) \quad (2.36)$$

a on L és la dimensió característica que representa el fenomen. Els coeficients α i β són determinats a partir de l'experimentació per mitjà del mètode dels mínims quadrats.

Els autors (Washio, 1999) han demostrat que el model clàssic presentat per l'equació (2.35) presenta discrepàncies clares amb els resultats experimentals, focalitzades en les zones d'obertura de la vàlvula menors. Aquest fet és degut a que la formulació clàssica no inclou la viscositat del fluid i aquesta juga un paper no considerat en la formulació clàssica. El jet resultant que travessa l'espai deixat entre la geometria del tap i el seient genera una capa límit sobre la superfície de l'obturador en la que es genera una intensa pèrdua de pressió quan la viscositat del fluid és gran, l'equació (2.36) té en compte aquest fenomen.

2.1.5.2 Model per a la determinació del coeficient de descàrrega. (Wu, 2003)

En aquest apartat es presenta un model de coeficient de descàrrega en funció de l'arrel quadrada del número de Reynolds. Aquest model pot ser directament aplicat a les funcions gràfiques clàssiques que expressen el coeficient de descàrrega com $C_d = f(\sqrt{Re})$, per a orificis amb cantos afilats, o coeficients de descàrrega obtinguts experimentalment. En la majoria de situacions el fluxe a través d'un orifici és turbulent i el coeficient de descàrrega s'assumeix constant. En aquest model el coeficient de descàrrega és funció del número de Reynolds i de la geometria de l'orifici, determinant-se de forma experimental i es representant-se gràficament.

2.1.5.2.1 Model empíric del coeficient de descàrrega per a orificis.

De l'estat de l'art és conegut que hi ha una transició de la forma del coeficient de descàrrega vs \sqrt{Re} sent proporcional al quadrat del Re per número de Re baixos i constant per a números de Re alts. Tot i que la forma de la corba varia en funció de la geometria, es pot aproximar per la següent funció exponencial,

$$C_d = C_{d\infty} \cdot \left(1 - e^{-\frac{\delta}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} \right) \quad (2.37)$$

a on $C_{d\infty}$ és el coeficient turbulent de descàrrega per a un determinat orifici. δ és el coeficient de descàrrega laminar.

L'equació (2.37) és simple i els dos paràmetres tenen una interpretació física directa, $C_{d\infty}$ és el coeficient de descàrrega turbulent degut a que C_d convergeix a $C_{d\infty}$ per a números de Reynolds alts. S'anomena δ al "coeficient de descàrrega laminar" degut a que l'equació (2.37) pot ser aproximada per $C_d = \delta \cdot \sqrt{Re}$ per a valors de Reynolds baixos $\left(\frac{\partial C_d}{\partial \sqrt{Re}} \Big|_{\sqrt{Re} \rightarrow 0} = \delta \right)$.

Tot i així l'equació (2.37) no es pot aplicar a orificis amb geometries complexes, especialment quan es vol ajustar la transició entre fluxe laminar i turbulent.

Per això es proposa la següent forma del coeficient de descàrrega, per tal de que pugui ser aplicada a la majoria dels orificis,

$$C_d = C_{d\infty} \cdot \left(1 + a \cdot e^{-\frac{\delta_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} + b \cdot e^{-\frac{\delta_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} \right) \quad (2.38)$$

a on els paràmetres a , b , δ_1 i δ_2 són coeficients que depenen del fluxe. Per determinar el valor de a , b , δ_1 i δ_2 . S'apliquen les següents relacions,

$$\delta_1 = \frac{\delta \cdot e^{-\frac{\delta_2}{C_{dm}} \sqrt{Re_m}}}{\frac{C_{dm}}{C_{d\infty}} - 1 + e^{-\frac{\delta_2}{C_{dm}} \sqrt{Re_m}}} \quad (2.39)$$

$$\delta_2 = \frac{\delta \cdot e^{-\frac{\delta_1}{C_{dm}} \sqrt{Re_m}}}{\frac{C_{dm}}{C_{d\infty}} - 1 + e^{-\frac{\delta_1}{C_{dm}} \sqrt{Re_m}}} \quad (2.40)$$

L'equació (2.39) i (2.40) poden ser solucionades numèricament. Els paràmetres a , b es poden determinar de,

$$a = \frac{\delta - \delta_1}{\delta_1 - \delta_2} \tag{2.41}$$

$$b = \frac{\delta - \delta_2}{\delta_1 - \delta_2} \tag{2.42}$$

Cal notar que no sempre existeix el coeficient de descàrrega màxim a la transició entre fluxe laminar i turbulent. En aquest cas el Re_m pot ser considerat com la intersecció entre les dues línies asimptòtiques de la regió laminar i turbulent.

Aplicant aquest mètode a la corba de coeficient de descàrrega proposada per Merrit (Merrit, 1967), s'obtenen els següents valors,

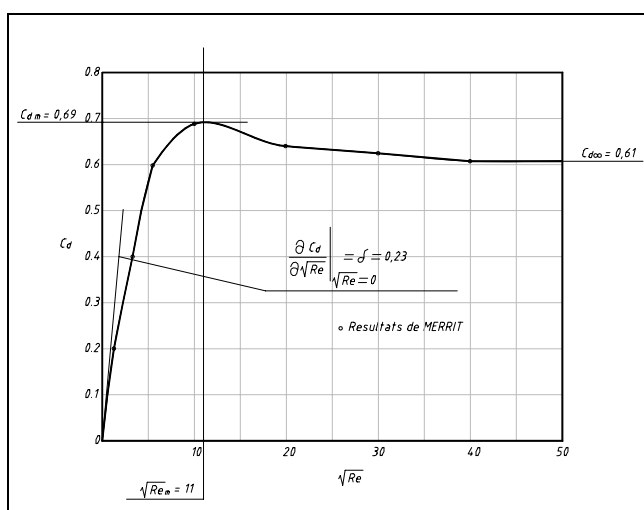


Fig 2. 8 Coeficient de descàrrega funció del Reynolds

Valor dels paràmetres entrada i sortida				
Paràmetres d'entrada	$C_{d\infty}$	δ	C_{dm}	\sqrt{Re}
	0,61	0,23	0,69	11
Paràmetres de sortida	a	b	δ_1	δ_2
	1,07	-2,07	0,077	0,15

Taula 2. 1 Valor dels paràmetres d'entrada i sortida

Amb aquests paràmetres, el model empíric per la corba del coeficient de descàrrega de la figura és,

$$C_d = 0,61 \cdot \left(1 + 1,07 \cdot e^{-0,126 \cdot \sqrt{Re}} - 2,07 \cdot e^{-0,246 \cdot \sqrt{Re}} \right) \tag{2.43}$$

2.1.5.3 Factors que s'han de tenir en compte en l'estudi de les vàlvules de tap.

El fluxe a través d'una vàlvula de tap té una estructura complexa altament dependent de la geometria i de les propietats dels fluids i de les condicions d'operabilitat. Es destaquen tres factors claus que afecten el comportament de la vàlvula com són,

2.1.5.3.1 Jets adherits o després i característiques de la pressió i de les forces de fluxe.

L'aparició de jets que s'adhereixen a la superfície del tap o bé que se separen de ella resulten en distribucions de pressions i forces de fluxe completament canviants i dependents de variables no contemplades a l'equació clàssica del cabal a través dels orificis. Un dels factors claus per a la caracterització d'aquest fenomen és la posició del tap de la vàlvula, segons quina sigui l'obertura del tap de la vàlvula es produeix un jet adherit o separat, aquesta però no és la causa més important que defineix un tipus de configuració o bé un altre. S'ha d'observar quin és el perfil de velocitats que es presenta just a l'entrada i de què depèn. A continuació es mostra la Fig. 2.9 Fig 2. 9 **Fluxe adherit o després** on es mostra la diferent configuració del fluxe a través d'una vàlvula de seient pla amb fluxe guiat, s'observa que al reduir-se la distància d'obertura de la vàlvula apareix la configuració adherida, mentre que al augmentar aquesta la configuració esdevé separada. Aquestes figures s'han extret de la simulació mitjançant CFD que es desenvoluparà més profundament en el capítol corresponent.

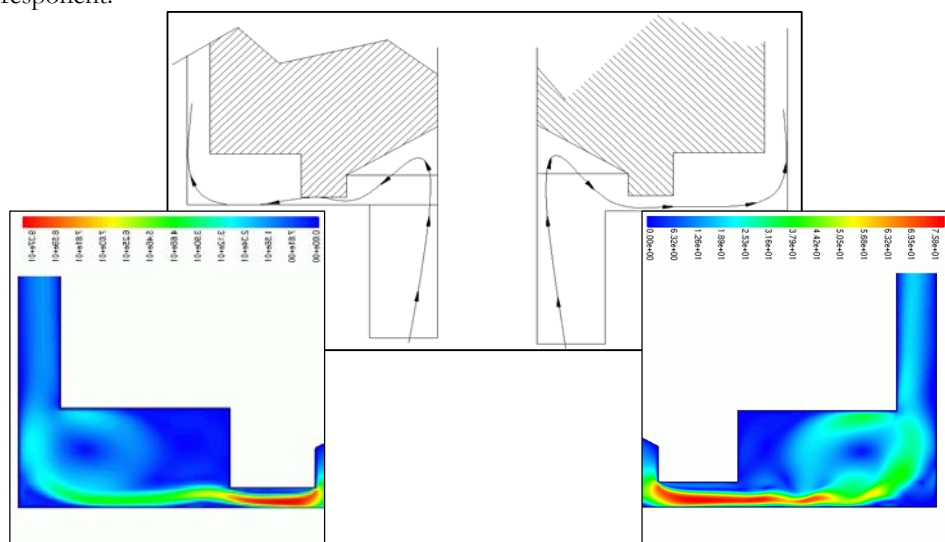


Fig 2. 9 Fluxe adherit o després

2.1.5.3.2 Aparició de cavitació.

Un altre fenomen de gran importància que no es té en compte en l'equació del cabal a través d'un orifici és l'aparició de cavitació i els conseqüents problemes que aquesta provoca desde el punt de vista fluidodinàmic. En l'apartat dedicat a cavitació es tracta aquest tema amb profunditat. La Fig. 2.10 mostra l'aparició de cavitació a la descàrrega de la vàlvula, observable amb a traces fosques de bombolles que resulten enfosquides per al utilització d'una llum posterior.

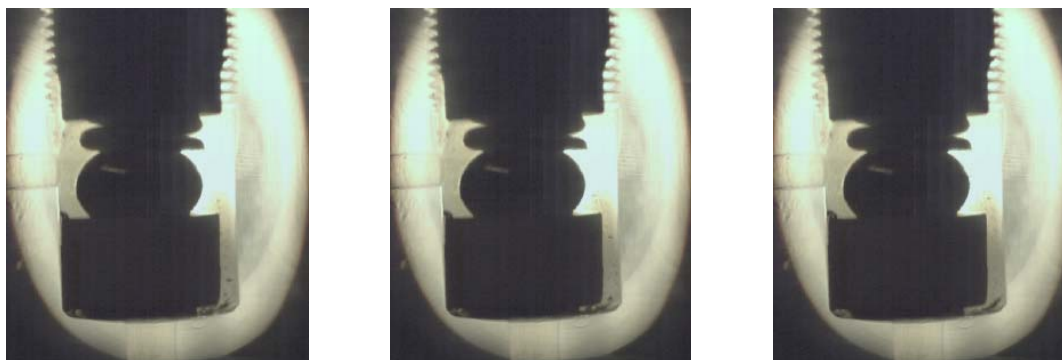


Fig 2. 10 Visualització de la cavitació

2.1.5.3.3 Experimentació realitzada al centre Bath. (Johnston, 1991)

La formulació de models precisos és complicat degut a la aparició d'aquests factors, de totes maneres s'han realitzat varies temptatives per diferents investigadors per tal de modelitzar el fluxe a través de les vàlvules de tap sense ser aquestes molt alentadores.

Els resultats de la Fig. 2.11 mostren el coeficient de fluxe i el coeficient de força de fluxe contra l'obertura relativa de la vàlvula. Les corbes contínues o a traces il·lustren l'aplicació de la teoria clàssica en diferents configuracions de taps, en concret a taps de geometria cònica de 30°, 45° i 60°, es comparen aquests amb resultats experimentals realitzats per Vaughan, representats per les figures discretes, i en els que es demostra que existeix una correlació pobre amb la teoria clàssica. La tendència que presenten es prou ajustada, mentre que la dispersió es clara. Altres resultats experimentals presentats per Vaughan en diferents configuracions geomètriques de vàlvules de tap presenten una dispersió similar com la presentada a la Fig. 2.11.

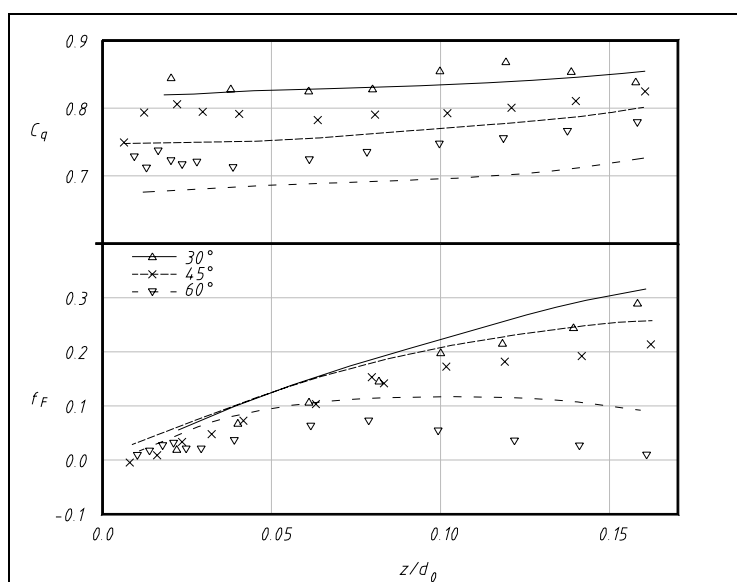


Fig 2. 11 Resultats obtinguts a Bath. C_q i f_f en funció de paràmetres geomètrics

2.1.6. Unes primeres conclusions.

Reprement l'estudi proposat per Wu (Wu, 2003), a la pràctica, les toleràncies, els xamfrans i d'altres factors deguts a inexactituds en el procés de mecanitzat generen perfils de corba diferents. Es per això que cal mesurar el coeficient de descàrrega per a determinades vàlvules. El mètode per a mesurar el coeficient de descàrrega, C_{ds} , i el número de Reynolds, Re , es basen en les equacions clàssiques,

Partint dels resultats experimentals no és possible determinar amb exactitud els paràmetres d'entrada, C_{dm} , $C_{d\infty}$, Re_m , δ_1 i C_{dm} . Tot i així és possible determinar els valors de $C_{d\infty}$, a , b , δ_1 i δ_2 a partir de trobar la corba que millor s'ajusti.

2.1.6.1 Aplicació en simulacions.

Anteriorment s'ha presentat un mètode per calcular la fórmula experimental del coeficient de descàrrega en funció del número de Reynolds partint de dades experimentals. Tot i així per a fer us d'aquesta fórmula és necessari realitzar un procés iteratiu degut a que el número de Reynolds és funció del cabal. Es pot observar si es substitueix dins de l'equació general del fluxe,

$$Q = C_{d\infty} \cdot \left(1 + a \cdot e^{-\frac{\delta_1}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} + b \cdot e^{-\frac{\delta_2}{C_{d\infty}} \sqrt{Re}} \right) \cdot a_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \tag{2.44}$$

i de l'equació del número de Reynolds,

$$Re = \frac{\rho \cdot \left(\frac{Q}{a_0} \right) \cdot D_b}{\mu} \tag{2.45}$$

Això implica que per cada interval de temps de la simulació cal realitzar un càlcul iteratiu per a trobar el cabal. La primera iteració se suposa un valor del coeficient de descàrrega $C_{d\infty}$ per a un valor donat de $a_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}$ que permet determinar el cabal inicial Q_0 , que serà utilitzat per calcular el primer número de Reynolds, Re_0 , que permetrà calcular el nou C_d i així anar fent fins que la diferència entre els cabals calculats sigui suficientment petita.

En definitiva.

La bibliografia existent presenta gran quantitat de models empírics en els que s'obté una correlació del cabal en funció del número de Reynolds molt útils alhora de realitzar un pre-disseny de la vàlvula o del component concret.

Superada la fase de disseny cal obtenir una relació $Q-Re$ o bé una expressió del C_d en funció de les particularitats geomètriques pròpies, cal realitzar doncs un estudi fluidodinàmic profund per avaluar la seva influència.

2.2. Teoria de les forces de fluxe en vàlvules.

2.2.1. Introducció de les forces de fluxe.

De la segona llei de Newton es deriva que la força és proporcional al canvi de la quantitat de moviment. És clar que existeix un canvi en la quantitat de moviment d'un fluid quan aquest és obligat a passar a través d'estranguladors i de seccions que li canvien la direcció, per tan existeix una força associada a aquesta variació de la quantitat de moviment. La segona llei de Newton es pot aplicar en un fluid de la manera següent, per a condicions permanents la força és igual a la variació de quantitat de moviment en un determinat volum de control. El següent exemple pretén clarificar aquesta idea.

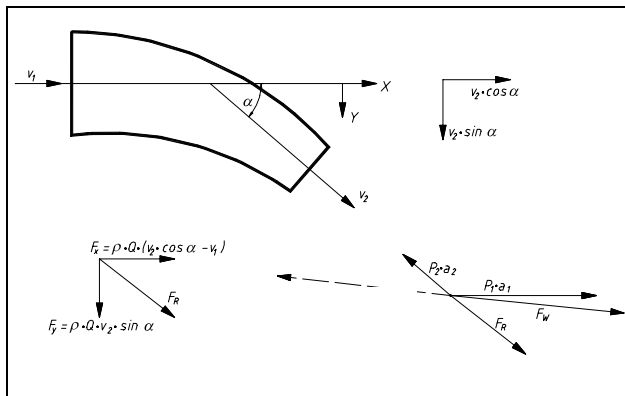


Fig 2. 12 Forces de fluxe exemple aplicació

Es considera la canonada corba de secció variable que es mostra a la Fig. 2.12. La quantitat de moviment que surt per la secció 2 de la canonada en direcció X val $\rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \cos \alpha$. De la mateixa manera la quantitat de moviment que entra per la secció 1 $\rho \cdot Q \cdot v_1$, per tan en direcció X la força resultant esdevé,

$$F_x = \rho \cdot Q \cdot [v_2 \cdot \cos \alpha - v_1] \tag{2.46}$$

Igualment per a la direcció Y la força resultant és,

$$F_y = \rho \cdot Q \cdot v_2 \cdot \sin \alpha \tag{2.47}$$

Aquestes dues forces combinades resulten en la força F_R . Aquesta és la força resultant que s'ha d'aplicar al fluid per tal de produir els canvis en la quantitat de moviment.

- La pressió a l'entrada 1 $P_1 \cdot a_1$
- La pressió a la sortida 2 $P_2 \cdot a_2$
- La força que exerceix la paret de la canonada contra el fluid. F_w

La suma vectorial d'aquestes forces es presenta a la Fig. 2.12, i d'aquesta manera es determina la força incògnita F_W . La reacció del fluid a les parets de la canonada és igual i de sentit contrari a F_W . Aquesta força s'anomena força de fluxe en estat permanent.

2.2.2. Aplicació a vàlvules de tap cònic.

Les forces de fluxe es calculen a partir de l'equació de quantitat de moviment aplicada a un volum de control, com el que es presenta a la vàlvula de la Fig. 2.13.

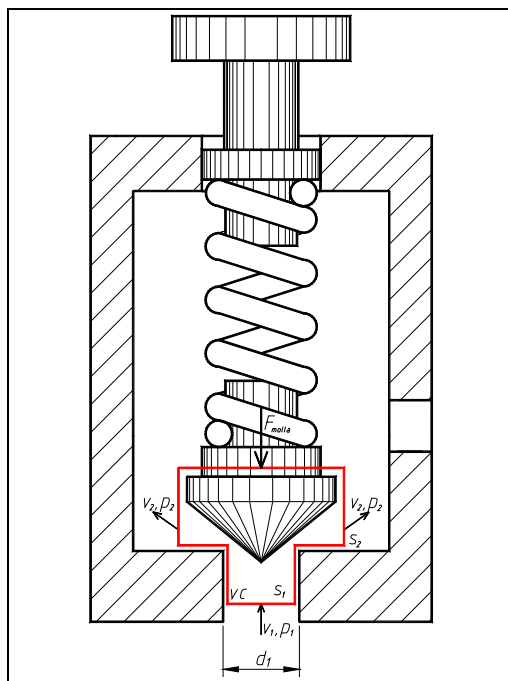


Fig 2. 13 Forces de fluxe VLP geometria cònica

$$\sum \vec{F}_{ext} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho \cdot \vec{v} \cdot dV + \int_{SC} \rho \cdot \vec{v} \cdot \left(\vec{v} \cdot d\vec{S} \right) \quad (2.48)$$

Considerant règim permanent,

$$\sum \vec{F}_{ext} = \int_{SC} \rho \cdot \vec{v} \cdot \left(\vec{v} \cdot d\vec{S} \right) \quad (2.49)$$

prenent la direcció y

$$\sum F_y = (\rho \cdot v_2 \cdot \cos \theta \cdot Q) - (\rho \cdot v_1 \cdot Q) \quad (2.50)$$

Considerant que

$$Q = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2 \quad (2.51)$$

L'equació (2.50) queda com,

$$\sum F_y = \rho \cdot Q^2 \left(\frac{\cos \theta}{S_2} - \frac{1}{S_1} \right) \quad (2.52)$$

La part del sumatori de les forces exteriors en direcció y està format pel terme de les forces degudes a la pressió a l'entrada i per la força realitzada per la molla F_m i la F_{pes} (negligible)

Per tan,

$$\sum F_y = -F_m + p_1 \cdot S_1 \quad (2.53)$$

Per tan la força total desenvolupada F_p s'expressa com,

$$F_m = p_1 \cdot S_1 + \rho \cdot Q^2 \left(\frac{1}{S_1} - \frac{\cos \theta}{S_2} \right) \quad (2.54)$$

El segon terme de l'equació (2.54) és la reacció causada pel canvi de la quantitat de moviment del fluxe quan passa per la Vàlvula Limitadora de Pressió aquesta expressió s'anomena força de fluxe.

$$F_f = \rho \cdot Q^2 \left(\frac{1}{S_1} - \frac{\cos \theta}{S_2} \right) \quad (2.55)$$

S'adimensionalitza l'equació de la força de fluxe de la següent manera,

$$f_F = 1 - \frac{F_f}{\Delta p \cdot S_1} \quad (2.56)$$

per tan,

$$f_F = 1 - \frac{\rho \cdot Q^2 \left(\frac{1}{S_1} - \frac{\cos \theta}{S_2} \right)}{\Delta P \cdot S_1} \quad (2.57)$$

Si s'introdueix a l'equació (2.57) la relació clàssica del cabal que circula per un orifici a resultes d'una diferència de pressions, s'obté que la força de fluxe adimensionalitzada pren la següent forma,

$$f_F = 2 \cdot C_d^2 \cdot \frac{S_2}{S_1} \cdot \cos \theta - 2 \cdot \left(C_d \cdot \frac{S_2}{S_1} \right)^2 \tag{2.58}$$

A continuació es presenta l'evolució de les forces de fluxe per a diferents configuracions de l'angle del tap cònics segons Schrenk. (Schrenk 1925)

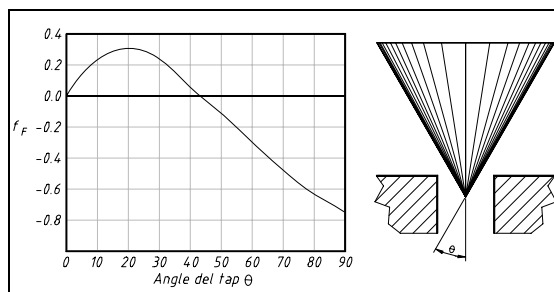


Fig 2.14 Forces de fluxe en funció de l'angle del tap cònic. Segons Schrenk. (Schrenk, 1925)

2.2.3. Estat de l'art de les forces de fluxe.

Ha estat demostrat per a Schrenk, (Shrenk, 1925) que existeixen diferents tipus de configuracions de fluxe que poden afectar al comportament de la vàlvula de tap. Aquests són els que es mostren a la Fig. 2.16, (a), (b) i (c). Les forces de fluxe d'aquestes configuracions varen ser trobades experimentalment i s'il·lustren a la Fig. 2.15. El valor teòric de les forces de fluxe es basa en la següent fórmula,

$$F = \rho \cdot Q \cdot v \cdot \cos \alpha \tag{2.59}$$

considerant que l'angle del jet és el mateix que s'ha establert a l'angle del tap cònic, per tan 45°. Les forces de fluxe són més grans que les teòriques quan esdevé la configuració Tipus I, degut a la curvatura del fluxe a la sortida de la restricció creada pel tap, s'indueixen altes velocitats i per tan pressions baixes al llarg de la cara del tap. La lleugera caiguda que experimenten els valors de la força de fluxe a alts cabals és degut a la no inclusió de la contribució de la quantitat de moviment a l'entrada.

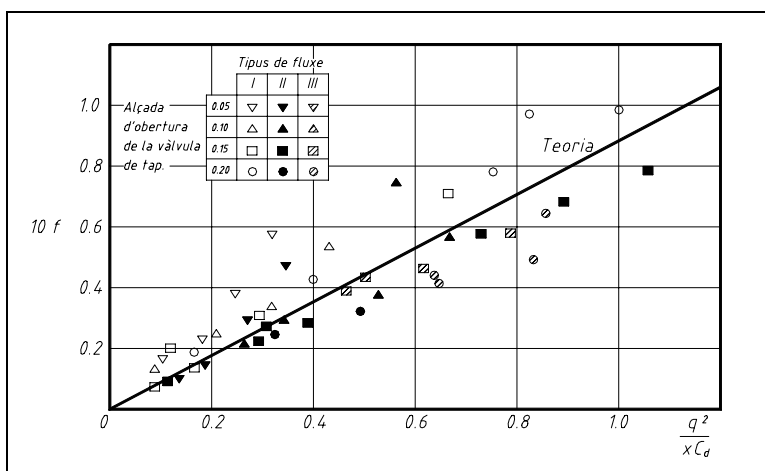


Fig 2.15 Forces de fluxe segons Schrenk (Schrenk, 1925)

Diferents tipologies de configuracions de fluxe.

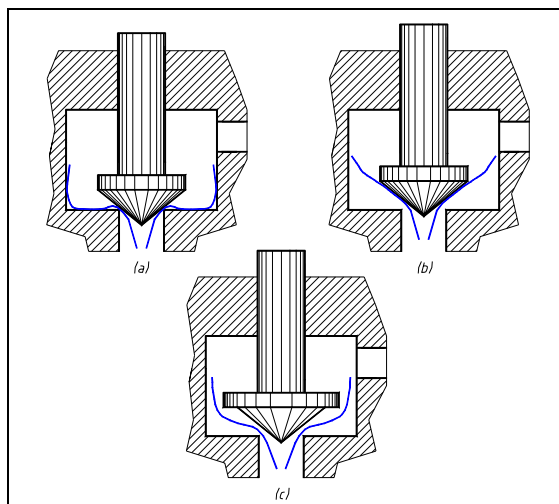


Fig 2. 16 Diferents tipologies de configuracions de fluxe

Configuració de fluxe Tipus I, Fig. 2.16 (a), es pot observar com el fluxe s'adhereix al seient de la vàlvula, provocant zones de separació del seient. Configuració adherida i despresada, es tracta d'un fenomen que provoca discontinuïtats en la distribució de pressions existents i que provoca per tan inestabilitats. Molt freqüent en vàlvules de seient pla. Obertures petites.

En la configuració de fluxe Tipus III, Fig. 2.16 (b), el fluxe s'adhereix al tap de la vàlvula. Aquest fluxe segueix el mateix angle del tap (cònic de 60° en aquest cas); es generen zones de separació del fluxe i posterior adherència tal i com esdevé a la configuració Tipus I.

Configuració de fluxe Tipus III, Fig. 2.16 (c), Configuració intermitja entre la configuració Tipus I i Tipus II. Configuració de fluxe que segueix el perfil del tap, sense arribar a estar adherit a ell.

En vàlvules de tap les dimensions i la forma de la cambra de descàrrega i la forma del tap a la zona de descàrrega tenen una gran influència en les forces de fluxe. Per exemple, si la cambra és petita es forma un vòrtex intens per sobre del tap reduint les pressions estàtiques i per tan augmentant la força de tancament.

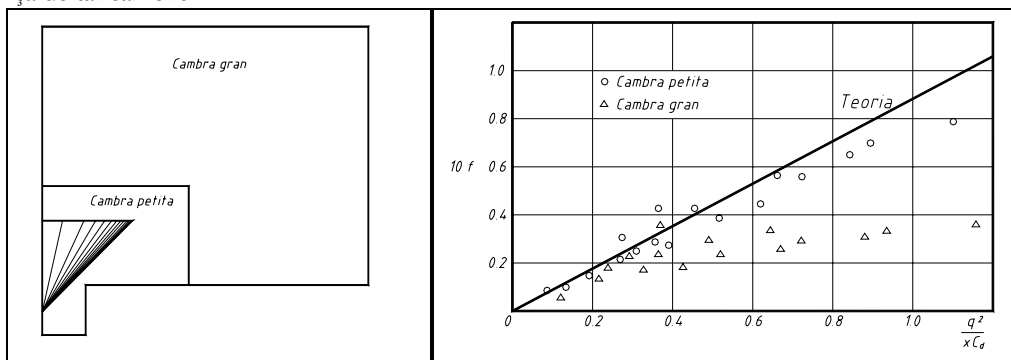


Fig 2. 17 Forces de fluxe en funció de la càmera de descàrrega. (McCloy, 1973)

L'angle del tap és la variable més determinant en la generació de les forces de fluxe. En el cas de que aquest angle fos 90°, les forces de fluxe serien nul·les. Com que un angle de 90° no és pràctic per a l'operabilitat d'aquest tipus d'elements, s'implementa una pestanya o xamfrà al tap a la zona de descàrrega per tal de fer zero les forces de fluxe.

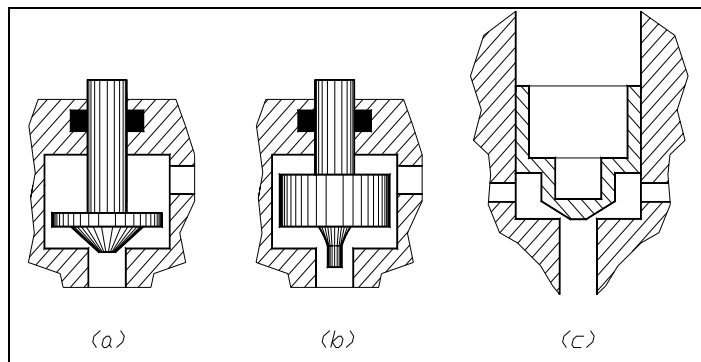


Fig 2. 18 Geometries forces de fluxe compensades

Diferents autors presenten comparatives de resultats en taps cònics amb xamfrà i sense, destacant la reducció de les forces de fluxe, (Johnston, 1991).

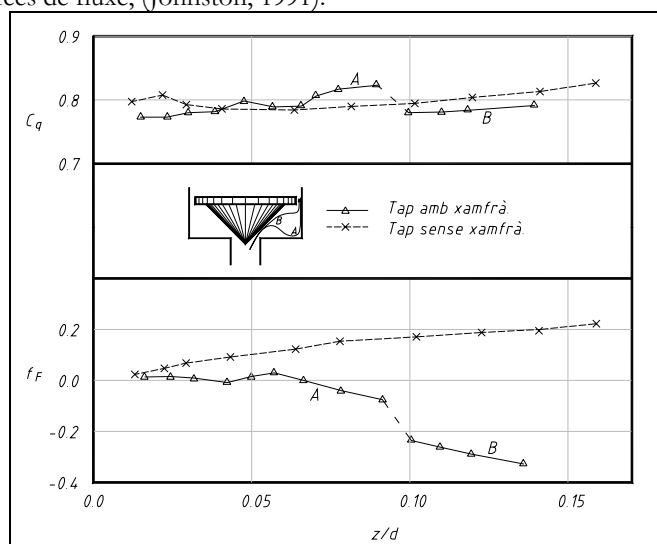


Fig 2. 19 Geometries xamfrà. Compensació de les forces de fluxe. (Johnston, 1991)

Els resultats experimentals que es presenten a la Fig. 2.19 han estat obtinguts amb dues geometries de taps de 45°, una d'elles amb un xamfrà i l'altra no. Els resultats mostren la comparativa entre el coeficient de fluxe i la força de fluxe adimensionalitzada per a cada una de les geometries. Es destaquen dues zones diferenciades de comportament en el tap aixamfranat, que corresponen a dos tipus de configuracions diferents, mentre que configuració de fluxe A, presenta un valor del coeficient de fluxe més alta que el tap normal, al canviar la configuració i adherir-se al tap, B, el coeficient de fluxe esdevé més petit que el presentat pel tap normal pel mateix rang d'obertures. Pel que fa a la relació de la força de fluxe adimensionalitzada es demostra clarament una disminució del valor de la mateixa amb la inclusió del xamfrà. Es destaca el salt que provoca el canvi en la configuració de fluxe de A a B, resultant en un valor més gran de les forces de fluxe adimensionalitzades quan la configuració és adherida al tap.

Per tal de calcular experimentalment la força que s'exerceix contra el tap de la vàlvula s'ha de restar al valor obtingut per la cèl·lula de càrrega el valor de la força resultant de la pressió aigües avall de la vàlvula. En el cas que la descàrrega fos atmosfèrica no s'ha de tenir en compte aquest apunt. La corba experimental obtinguda per Washio, (Washio, 1999) Fig. 2.20 presenta una correlació lineal entre la força aplicada a la vàlvula i la pressió o diferència de pressions aplicada a la vàlvula.

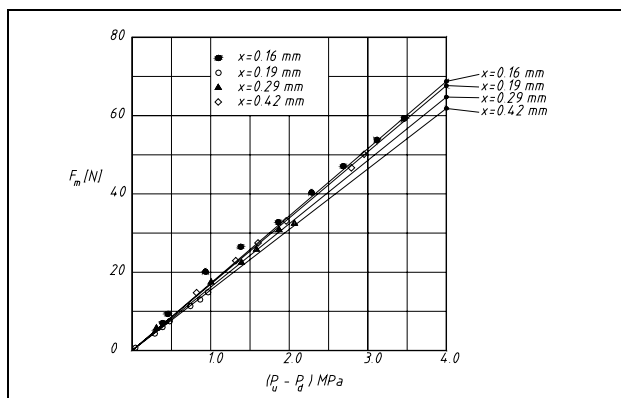


Fig 2. 20 Forces de fluxe contra diferència de pressions.

2.3. Inestabilitats de les vàlvules d'obturador axials.

2.3.1. Introducció.

Es presenta en aquest punt els mecanismes que deriven en la inestabilitat de una vàlvula d'obturador axial. Aquest estudi s'enfoca per mitjà de l'energia transferida al sistema, energia entrant al sistema i energia sortint, resultant aquest balanç en estat d'equilibri igual a zero. Es demostra en aquest apartat que aquest estat d'equilibri no és sempre possible, i que per tan es generen fenòmens d'inestabilitat.

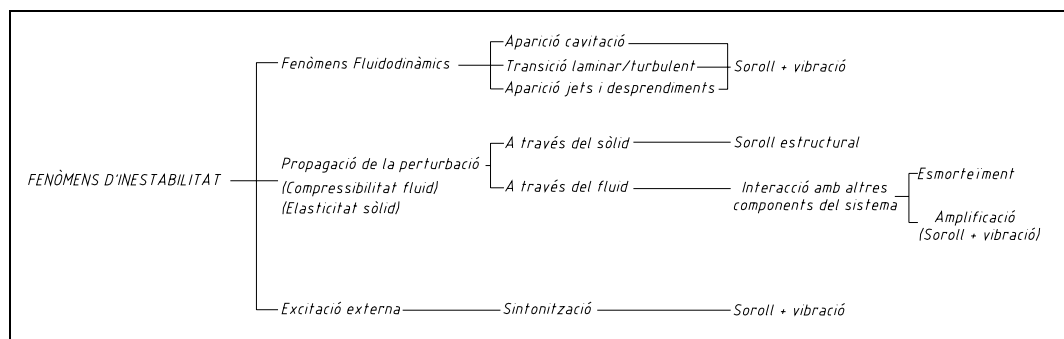


Fig 2. 21 Fenòmens d'inestabilitat.

Aquests fenòmens en el component presenten conseqüències no desitjades a l'entorn del component, com són,

- Propagació mecànica de la vibració.
- Propagació i amplificació de la perturbació de la pressió cap a altres components dificultant el seu control, per exemple en servo vàlvules o cilindres.
- Aparició de cavitació.
- Soroll fluidodinàmic.

2.3.2. Estudi energètic.

Tal i com s'ha comentat amb anterioritat s'enfoca aquest estudi com un balanç energètic. Es presenta a continuació els actors en aquest balanç.

Energia entrant. S'associa al producte $p \cdot Q$, l'energia que es transfereix en sistemes oleohidràulics. En aquest cas la pressió correspon a la pressió a l'entrada de la vàlvula i el cabal correspon al cabal que circula per la vàlvula. L'element font d'aquesta energia entrant és la bomba de la instal·lació.

Energia sortint. S'associa l'energia sortint a tota l'energia que es dissipa en el sistema, es pot dividir en aquest quatre fenòmens.

- Forces de fluxe.
- Esmorteïment viscos.
- Moviment del tap.
- Compensió de la molla.

Considerant els fluxos d'energia que entren i surten de la vàlvula, es pot expressar,

$$\Delta E = \int_{E_1}^{E_2} dE = - \int_{T_1}^{T_2} \delta \cdot \dot{x}^2 \cdot dt - \int_{T_1}^{T_2} f_F \cdot \dot{x}^2 \cdot dt + \int_{T_1}^{T_2} p \cdot Q \cdot dt \tag{2.60}$$

a on E és l'energia mecànica del tap que s'expressa com,

$$E = \frac{m \cdot \dot{x}^2}{2} + \frac{m \cdot x^2}{2} \tag{2.61}$$

$E_1=E(T_1)$, $E_2=E(T_2)$ i $T=(T_2-T_1)$, és el període de vibració de la vàlvula de tap, m és la massa del sistema i k la constant de la molla, δ és el coeficient d'esmoreïment, f_F les forces de fluxe i p i Q la pressió i el cabal a l'entrada del component. ΔE és l'increment d'energia que ha esdevingut en el determinat període, en el cas que el $\Delta E > 0$ la vibració esdevindria amplificada, mentres que si $\Delta E < 0$ aquesta esdevindria atenuada. Esquemàticament els fluxos d'energia es plantegen com,

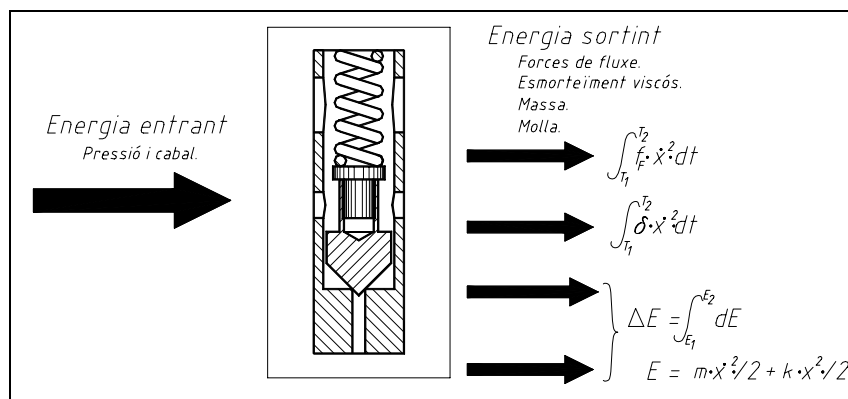


Fig 2. 22 Fluxes d'energia

Es fa la suposició que el desplaçament de la vàlvula i la pressió varien de forma sinusoidal de forma següent,

$$x = x_0 \cdot \sin(\omega t + \phi) \quad (2.62)$$

$$p = -p_0 \cdot \sin(\omega t) \quad (2.63)$$

El signe menys de la pressió indica que la pressió disminueix a mesura que augmenta el volum de la càmera, d'entrada o sigui que augmenta la posició de la vàlvula. L'angle ϕ correspon a un retard entre la posició i la pressió. Destacar que l'energia entrant depèn únicament de la pressió i per tan té una dependència directa de l'equació (2.63), mentre que l'energia de sortida presenta una dependència de la posició, i per tan de l'equació (2.62). Llevat del signe de la pressió, contrari al del desplaçament pel que s'ha comentat amb anterioritat, existeix un únic factor diferencial que és l'angle de desfase ϕ . Gràficament s'observa,

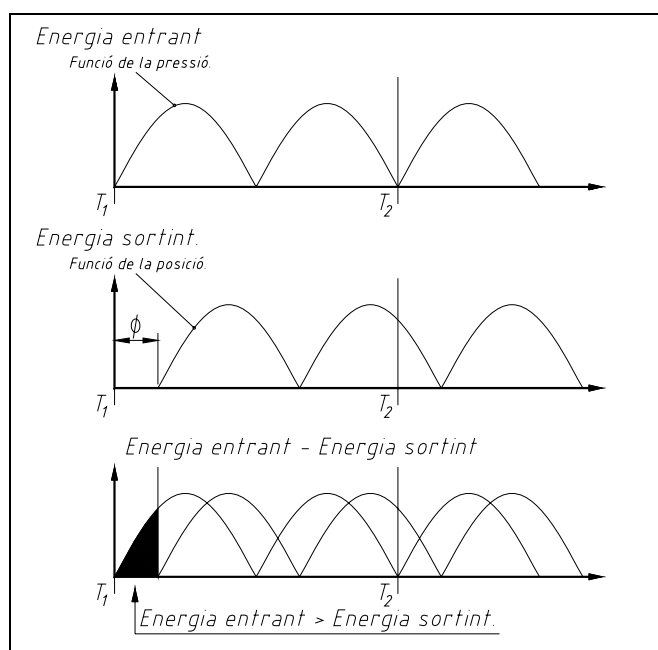


Fig 2. 23 Cicles d'energia

Es destaca que en un període $T=T_1-T_2$ l'energia entrant és superior a l'energia sortint degut al desfase entre les funcions de pressió i les funció de desplaçament o posició. Aquest desfase o el fet de que l'energia d'entrada sigui superior a la de sortida implica una inestabilització del sistema que presenta la vàlvula d'obturador axial, degut a que l'energia mecànica total augmenta en cada cicle. Per tan la vibració s'amplifica. Es per això que cal estudiar quines són les causes que provoquen el desfasament entre la funció de pressió i la funció posició, i es trobaran les causes de la inestabilització de les vàlvules de tap.

A continuació es presenten una sèrie de conclusions que diversos investigadors han trobat i que justifiquen l'aparició de fenòmens inestables en vàlvules de tap.

Hayashi. (Hayashi, 1994 i 1995) Presenta com a raons pel desfasament entre la funció posició i la funció pressió les següents causes.

- Compressibilitat del fluid.
- Interferència de la perturbació de pressió amb altres components, per exemple, canonades, bombes, vàlvules ...

Lutz. (Lutz, 1933) Tot i que l'investigació realitzada per Lutz es va realitzar en una vàlvula d'injecció d'un motor diesel, la causa més important d'instabilització que destaca és

- Compressibilitat del fluid.

Backé i Rünneburger. (Backé, 1964) No consideren en aquest cas la compressibilitat de l'oli degut a que la seva cambra d'entrada era molt petita en relació a la secció de la vàlvula, és per això que la raó que proposen és,

- Interferència de la perturbació de pressió amb altres components, per exemple, canonades, bombes, vàlvules ...

Funk. (Funk, 1964) Es centra en l'estudi de la influència de la cambra d'entrada i la llargada de la tuberia d'entrada i conclueix dient,

- Una tuberia llarga d'entrada facilita la instabilització del component.
- Les obertures grans i els coeficients de descàrrega o de fluxe alts estableixen el sistema.

Kasai. (Kasai, 1968) Introdueix una nova variable,

- Perturbacions exteriors, provinents d'elements com la bomba per exemple.

Wandling i Johnson. (Wandling, 1968) Estudien l'afectació de les tuberies aigües avall i conclueixen,

- La dinàmica de la molla afecta més que la compressibilitat del fluid.
- La tuberia aigües avall és un factor que introdueix instabilitat al sistema.

Green i Woods. (Green, 1968) Realitzen un estudi complet introduint aspectes fluid dinàmics abans no contemplats pels altres investigadors,

- Instabilitat a resultes de la interacció amb altres elements del circuit.
- Instabilitat causada de la transició de laminar a turbulent deguda a la variació de la posició del tap.
- Instabilitat a resultes de les forces de fluxe.
- Instabilitat degut a l'hysteresis que apareix en les forces de fluxe en un procés d'obertura i tancament de la vàlvula.
- Vibracions induïdes degudes a la fluctuació de la pressió de subministre.

2.4. Efectes de la cavitació en vàlvules d'obturador axials.

2.4.1. Introducció.

Es defineix la cavitació com el procés de formació i desaparició de bombolles d'oli/aire o de vapor en un líquid com a conseqüència d'una variació de la pressió. Quan es disminueix la pressió d'un fluid per sota de la pressió de saturació l'aire dissolt al fluid comença a sortir del fluid degut a la disminució de les forces de cohesió, si es continua reduint la pressió, i es disminueix per sota de la pressió de vaporització, el fluid comença a evaporar-se i a formar-se bombolles de vapor d'oli en el si del fluid. Si la recuperació de la pressió a valors superiors a les pressions de saturació i vaporització es realitza de forma ràpida es provoca el col·lapse de les bombolles amb la generació de perturbacions de pressió molt intenses, fenomen que provoca la pèrdua de característiques de funcionament del component, danys en l'equip, sorolls i vibracions.

A resultes de la disminució de la pressió estàtica del fluid per sota de la pressió de saturació, l'aire dissolt en el fluid apareix com a bombolles d'aire dissolt a l'oli. El procés d'aparició i desaparició és el mateix per ambdós casos, però difereix de les causes d'un i d'altre. L'equació (2.64) presenta la relació entre V_d volum d'aire dissolt en el líquid, i V_t volum total de la dissolució, com el producte de la constant de solubilitat del líquid SC i la relació de pressions. En particular per oli mineral a pressió ambient existeix un 9 % en volum d'aire dissolt

$$\frac{V_d}{V_t} = SC \times \frac{P}{P_{atm}} \quad (2.64)$$

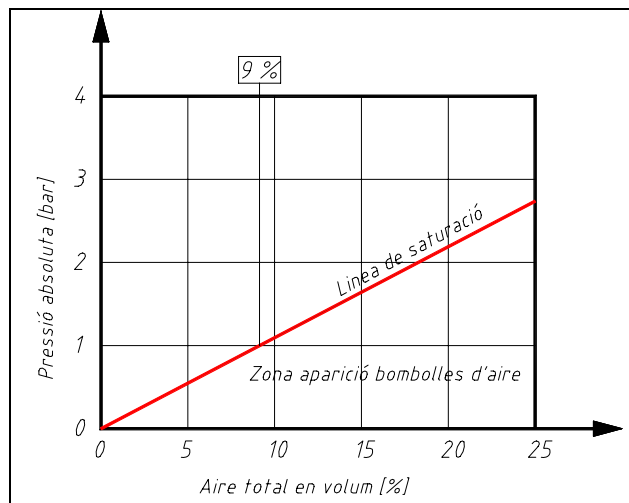


Fig 2. 24 Contingut aire en oli.

A mesura de que es disminueix la pressió estàtica per sota de la pressió de vaporització apareixen bombolles dels primers volàtils.

L'aparició de la cavitació és un procés que depèn de manera directa de la pressió estàtica del fluid, si bé hi ha factors que alteren la violència amb que aquesta es manifesta. Factors claus són,

- Propietats físiques del fluid. Si la densitat és alta el procés de cavitació serà més violent. El procés de cavitació serà minimitzat en la mesura en que es disminueixi l'efecte d'aparició i de col·lapse de les bombolles, per tan una densitat baixa implica una pressió de col·lapse més baixa. D'altra banda la viscositat, que disminueix la violència de cavitació esmorteint les perturbacions de la pressió.

- Pressió de vapor. Tot i ser una propietat del fluid és prou important com per destacar-la en separat. És el factor clau. Si aquesta augmenta la probabilitat d'aparició de cavitació augmenta i al revés si disminueix l'aparició de cavitació és poc probable. Depèn de l'estat termodinàmic del fluid, la pressió de vapor augmenta si augmenta la temperatura.

El procés d'aparició i desaparició de la cavitació està format per tres etapes.

- Aparició de bombolles. Degut a la disminució de la pressió estàtica del líquid per sota del líndar de la pressió de saturació o vaporització, apareixen una sèrie de bombolles de vapor d'oli dissoltes en el fluid.
- Col·lapse de les bombolles. A mesura que es va recuperant la pressió, les bombolles van col·lapsant-se interiorment deformant-se generalment asimètrica i en molts casos de manera toroidal.
- Implosió de les bombolles. Ruptura de la bombolla per la seva part central, en dos trossos i aparició d'un micro jet, i de la posterior ona de xoc.

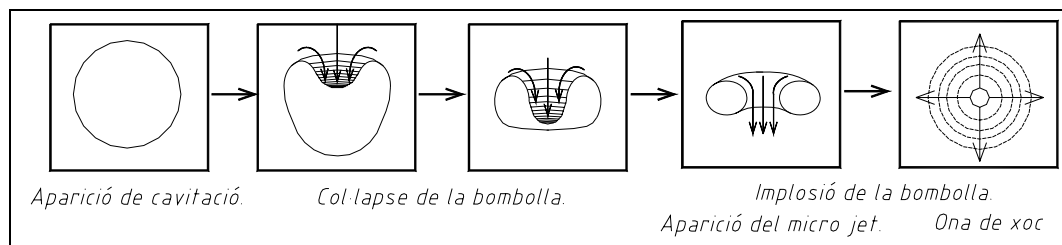


Fig 2. 25 Etapes cavitació

Les bombolles formades per cavitació poden créixer o col·lapsar-se, depenent de les condicions del fluxe i de les propietats del fluid. S'ha demostrat, teòrica i experimentalment, que el col·lapse de les bombolles de vapor genera una pressió instantània molt elevada. Es coneix aquest fenomen com a implosió. Si una bombolla implosiona a prop de les parets del component, el jet resultant del col·lapse de la bombolla pot causar l'erosió del material de la superfície.

2.4.2. Conseqüències de la cavitació.

Són varies les conseqüències que provoca la cavitació, a continuació es detallen les més importants,

Erosió. L'erosió, mencionada anteriorment és deguda a dos fenòlegs.

- La reducció de secció pas de fluid, a l'estar ocupat per bombolles, implica una velocitat major i per tan una major erosió.
- El jet generat pel col·lapse de les bombolles provoca la cavitació, associat al procés d'erosió es destaca la presència d'una superfície irregular del seient o del obturador impeding el tancament perfecte de la vàlvula, i com a conseqüència l'aparició de fugues. Degut a que aquest tipus de vàlvules poden treballar a altes pressions, una petita folgança generada per fugues deriva en una velocitat molt alta que tendeix a la disminució de la pressió i per tan a la cavitació, es tracta d'un fenomen autoexcitat que provoca el funcionament anormal del component.



Fig 2. 26 Conseqüències de la cavitació.

Eficiència de l'equip. Un altre punt d'interès pel dissenyador d'equipament oleohidràulic és l'efecte de la cavitació en la disminució de l'eficiència de l'equip. La formació, creixement i col·lapse de les bombolles interfereixen en la configuració del flux i en la dissipació de l'energia.

Vibracions mecàniques i pertorbació de la pressió. Les pertorbacions de la pressió creades en el moment de la implosió de la bombolla, impliquen una acció mecànica sobre el component, o elements del component o elements del sistema, canonades...

Soroll. La cavitació està associada a un soroll d'alta freqüència semblant a un xiulet, extremadament molest.

2.4.3. Número de cavitació.

En el pas de un líquid a través de d'un conducte amb canvi de secció com per exemple el conjunt seient obturador, la velocitat del flux pot aconseguir un valor tan elevat que s'obtingui una pressió estàtica per sota de la pressió de vaporització. Sota aquestes condicions es produeix cavitació. En aquest punt es defineix el número de cavitació K . Aquest número és un valor que mesura la tendència del sistema a cavitat o el grau de cavitació present. El número de cavitació ha de ser definit en termes de pressió estàtica, de velocitat de fluid i de pressió de vaporització del fluid, (Mc Cloy, 1967).

$$K = \frac{P - P_v}{\rho \cdot v^2 / 2} \quad (2.65)$$

a on

- P = Pressió estàtica del fluid.
- P_v = Pressió absoluta de vaporització del fluid.
- v = Velocitat del fluid.

En el cas de un líquid a través d'un orifici, el valor mínim de la pressió estàtica es dona a la secció de la vena contracta. Teòricament el valor de K pren el valor de 0 quan s'aplica aquesta equació en la secció de la vena contracta, a la pràctica la pressió per la que es produeix la cavitació depèn de les

propietats físiques del fluid. La presència de bombolles de gas submicroscòpiques en el líquid pot disparar el procés en una pressió per sobre o per sota de la pressió de vaporització. Per a valors grans de K no es produeix cavitació. No obstant, quan el número de cavitació disminueix s'obté el número de cavitació incipient K_i , en el que la cavitació es comença a produir. Mesures de la pressió a la vena contracta, en particular per condicions properes a la cavitació incipient, presenten sèries dificultats es per això que es presenta una definició del número de cavitació alternativa, (Mc Cloy, 1967).

$$K = \frac{P_d - P_v}{P_u - P_d} \tag{2.66}$$

a on

- P_d = Pressió estàtica aigües avall.
- P_u = Pressió estàtica aigües amunt.
- P_v = Pressió de vaporització.

Amb cavitació incipient apareixen petites bombolles intermitents, a mesura que disminueix el número de cavitació aquestes augmenten i es mouen aigües avall. La cavitació genera soroll, que en general, es produït pel col·lapse de les bombolles. Com a resultat d'això, l'adquisició de l'espectre sonor proporciona molta informació per detectar si s'està produint o no cavitació.

És important distingir clarament entre cavitació i aireació i afortunadament això no presenta molta dificultats en aquest cas. Per obertures petites de la vàlvula es pot veure minúscules traces de bombolles d'aire i a mesura que la distància augmenta aquestes bombolles flueixen tan ràpid que es fa molt complicat veure-les. En alguns casos l'aireació causa un soroll agut, no obstant quan es produeix la cavitació també es produeix un soroll agut però de naturalesa més desagradable. S'ha de separar el fet de cavitació del fet de aireació. L'aireació es produeix per valors de K més grans que K_i . L'aparició de la cavitació és fàcilment observable, degut a que apareix una nebulosa de bombolles de vapor d'oli i d'aire s'extenen per tota la vàlvula. El col·lapse de les bombolles és el que provoca el soroll característic de cavitació.

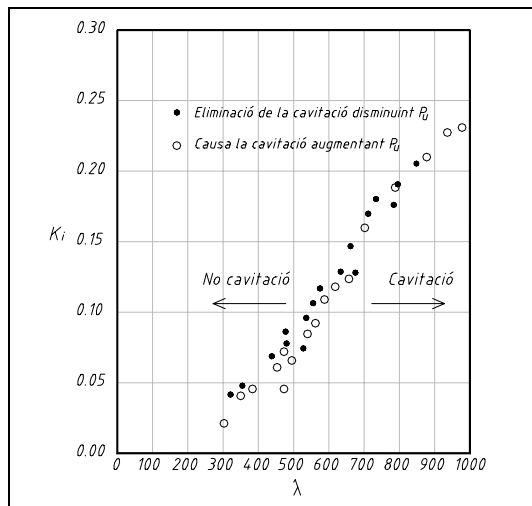


Fig 2. 27 Número de cavitació en funció del número de fluxe en una VLP. (McCloy, 1967)

El número incipient de cavitació en una VLP es presenta a la Fig. 2.27. Aquesta gràfica es mostra l'increment de K_i a mesura que augmenta el valor de λ . A la Fig. 2.7 es mostra el coeficient de fluxe en relació amb el número de fluxe prenent el número de cavitació com a paràmetre. Observant aquesta gràfica s'obté que C_q augmenta ràpidament quan λ augmenta i té un valor petit, fluxe laminar. En el rang de $0 < \lambda < 200$ hi ha la tendència de C_q a augmentar a mesura que K disminueix.

Per a números de fluxe elevats el coeficient de fluxe presenta valors pròxims al que va preveure Von Mises 0.747. Es tracta d'un resultat suposable degut a que per a valors de números de fluxe elevats el fluxe segueix la geometria de la vàlvula i aquesta va ser una de les suposicions fetes per Von Mises. Es pot observar que el valor de C_q és lleugerament superior al valor de Von Mises degut a la seva assumpció de fluxe bi-dimensional i simetria axial. En general es demostra que el coeficient de fluxe disminueix en augmentar el número de cavitació. Aquest fet pot ser explicat qualitativament. El coeficient de fluxe i el de descàrrega estan relacionats per,

$$\frac{C_q}{C_d} = \left[\frac{P_u - P_{n.c}}{P_u - P_d} \right]^{1/2} \quad (2.67)$$

Per a valors elevats de K , la pèrdua de pressió ($P_u - P_d$) és petita i la velocitat del fluid també, per tan la pressió a la vena contracta $P_{n.c}$ és aproximadament la mateixa que la pressió aigües avall P_d . Sota aquestes condicions, C_q i C_d són aproximadament iguals. A mesura que el número de cavitació disminueix, la velocitat a l'orifici augmenta i $P_{n.c}$ disminueix. Hi ha una recuperació de la pressió desde la secció de la vena contracta fins aigües avall, o sigui que $P_d > P_{n.c}$ i $C_q > C_d$, C_q/C_d augmenta quan disminueix K . Posteriors disminucions de K properes al valor de cavitació incipient, provoquen una disminució de C_q/C_d . Finalment quan K tendeix a 0, la cavitació és molt violenta i es pot estendre aigües avall amb el resultat que $P_d = P_{n.c} = P_v$ i $C_q = C_d$. Per tan C_q és aproximadament igual a C_d per a valors grans o petits del número de cavitació i C_q és més gran que C_d per a valors mitjans del número de cavitació.

2.5. Resum estat de l'art. Investigadors principals.

Es mostra a continuació una taula resum de les principals investigadors que han dedicat esforços en el coneixement de les Vàlvules Limitadores de Pressió i la fenomenologia associada al seu comportaments.

Coefficients i forces de fluxe.

Va ser un camp profundament investigat a les dècades del 70 i 80, en les que se centra la teoria bàsica. L'origen es situa en un article de Von Mises al 1917. Es tracta d'un camp suficientment investigat en el que últimament s'hi ha incorporat la Universitat de Saskatchewan de Canadà amb l'obtenció d'un millor ajust a les corbes experimentals del coeficient de descàrrega.

Cavitació.

Destacar els esforços en el coneixement de la cavitació dels investigadors de la Universitat de Tampere a Finlàndia. S'està realitzat una investigació prou important sobre cavitació en components oleohidràulics a la Universitat de Tampere utilitzant aigua com a fluid. Els esforços de cavitació s'estan incorporant en el camp de la CFD, mitjançant la implementació de models matemàtics que permetin la simulació de la cavitació a l'interior d'aquests components. Els últims esforços han estat realitzats per a investigadors xinesos en la línia de simular mitjançant CFD el fluxe cavitant a l'interior d'una vàlvula de tap. (Hong, 2001, 2002)

Estabilitat. Simulació per equacions governants.

Aquest camp ha estat profundament investigat i els models de Vàlvula Limitadora de Pressió simulats són molts. Cal destacar Japó amb tres centres en els que s'ha estudiat el funcionament de la Vàlvula Limitadora de Pressió en estat transitori. El Regne Unit està present en l'estudi de l'estabilitat de la Vàlvula Limitadora de Pressió amb dos centres, la Universitat de Bath i la Univesitat de Cardiff.

Simulació CFD.

Es tracta d'un camp més nou i com a tal la recerca es troba ubicada a la dècada dels 90 i inici del 2000. Es destaca la Universitat d' Aalborg a Dinamarca i el Laboratori de Fluid Power i Control de Xina. La recerca en el camp de la Simulació CFD i el món oleohidràulic ve de la mà de la introducció de les noves capacitats dels programes de simulació. En aquest cas la implementació del mòdul de malla mòbil que permet la simulació dels components mitjançant la imposició d'un moviment determinat de la geometria, permet un coneixement més profund de la fluidodinàmica interna.

Experimentació.

Tots els articles consultats contrasten la teoria o simulació mitjançant experiments. Són múltiples les propostes de bancs experimentals presentades i múltiples els resultats experimentals obtinguts i presentats.

Menció apart es mereix el Center for Power Transmission and Motion Control de la Universitat de Bath que es destaca com un dels centres més importants de recerca en el camp de les Limitadores de Pressió. Si bé la investigació duta a terme no contempla una gran amplitud de publicacions, les realitzades a la dècada dels 90 proporcionen la base de les investigacions en aquest camp.

RESUM ESTAT DE L'ART													
TEORIA + EXPERIMENTACIÓ													
COEFICIENTS I FORCES DE FLUXE			CAVITACIÓ		ESTABILITAT - SIMULACIÓ EQUACIONS GOVERNANTS					SIMULACIÓ CFD			
GB	CANADÀ	ALTRES	FINLÀNDIA	ALTRES	JAPÓ	GB	CANADÀ	ALTRES	FINLÀNDIA	JAPÓ	GB	XINA	ALTRES
Schrenk 1925	Duqiang Wu u Saskatchewan 2002	Von Mises 1917 J.A. Stone IBM EUA 1960	T. Koivula Tampere Finlanda 2000	H. Green Alemanya 1970	S. Hayashi Univ. Tohoku 1994	W.L. Green Univ. Salford 1970	D. Yao u Saskatchewan 1997	D. Margolis California USA 1997	T. LEINO Tampere Finlanda 2002	S. Oshima Univ. Kanazawa 2001	ND. Vaughan Univ. Bath 1992	Gao Hong LPPCT Hangzhou 2001	T.O. Andersen Aalborg Dinamarca 2003
W.L. Green Univ. Salford 1970	Duqiang Wu u Saskatchewan 2004		S. Oshima Tampere Finlanda 2002	H. Vahedi USA 2004	S. Hayashi Univ. Tohoku 1995	K. Tsukiji Univ. Bath 1995	K.A. Edge Univ. Bath 1990	M. Alirand AMESIM 2002		H. Ueno Univ. Kanazawa 1994		Gao Hong LPPCT Hangzhou 2002	
D. McCloy Univ. Queen's 1973					T. Maeda 1998	DN. Johnston Univ. Bath 1991							
DN. Johnston Univ. Bath 1992					S. Washio Univ. Okayama 1999	K. Suzuki ASIF 1999							
					S. Washio Univ. Okayama 2000		R. Maiti Univ. Cardiff 2002						

Fig 2. 28 Resum Estat de l'art.

2.6. Conclusions.

D'aquest anàlisi crític es conclueix de la següent manera,

- Els principals investigadors han estat Von Mises com a precursor de l'estudi del coeficient de descàrrega en aquesta tipologia d'orificis i més recentment l'equip de la Universitat de Bath encapçalada pel professor Kevin Edge. Cal destacar l'esforç realitzat en aquests últims anys per les universitats i centres de recerca xinesos, sobretot en l'àmbit de simulació CFD.
- Les prestacions de les Vàlvules Limitadores de Pressió d'acció directa depenen de les característiques fluidodinàmiques del conjunt seient obturador.
- A efectes de pre disseny, l'anàlisi-simulació del comportament dinàmic del conjunt seient-obturador és aconsellable per a la modelització del coeficient de descàrrega utilitzar una expressió com la que es presenta a l'equació (2.44).
- En relació a les inestabilitats i el soroll generat per aquestes, la majoria de la bibliografia consultada fa referència als fenòmens de cavitació. Molt pocs són els que consideren que aquestes tenen el seu origen en la fluidodinàmica interna com a conseqüència dels graus de llibertat de l'obturador. Queden excloses d'aquestes consideracions les interaccions de la vàlvula amb les conduccions i components instal·lats aigües amunt i aigües avall de la mateixa.
- Per a plantejar el pre disseny d'aquest component en règim permanent i avaluar les prestacions bàsiques en règim transitori es proposen els models desenvolupats en el següent capítol.

3. SIMULACIÓ PER MITJÀ D'EQUACIONS
GOVERNANTS. PRINCIPIS BÀSICS DE PRE
DISSENY.

3. SIMULACIÓ PER MITJÀ D'EQUACIONS GOVERNANTS. PRINCIPIS BÀSICS DE PRE DISSENY.....	45
3.1. ANÀLISIS EN RÈGIM PERMANENT.....	46
3.1.1. SIMULACIÓ DE VÀLVULES D'OBTURADOR AXIAL CÒNIC.....	46
3.1.2. BALANÇ ESTÀTIC DE FORCES.....	46
3.1.3. RESULTATS.....	48
3.1.4. TAULA RESUM.....	50
3.2. ANÀLISIS EN RÈGIM TRANSITORI DE LA MINI VÀLVULA LIMITADORA DE PRESSIÓ. .	51
3.2.1. PRESENTACIÓ DEL PROBLEMA.....	51
3.2.2. EQUACIONS DEL SISTEMA.....	52
3.2.3. EQUACIÓ DEL MOVIMENT.....	52
3.2.4. EQUACIÓ DE CONSERVACIÓ DE LA MASSA.....	53
3.2.5. LINEALITZACIÓ DE LES EQUACIONS.....	55
3.2.5.1 Linealització de les forces de fluxe.....	56
3.2.5.2 Linealització de l'equació del fluxe a través d'un orifici.....	56
3.2.6. DIAGRAMA DE BLOCS DEL SISTEMA.....	57
3.2.6.1 Freqüència natural i coeficient d'esmoreïment.....	59
3.2.7. RESULTATS SIMULACIONS DINÀMIQUES.....	60
3.2.8. CRITERI D'ESTABILITAT.....	61
3.2.9. POSICIÓ DELS POLS I ESTABILITAT.....	64
3.2.9.1 Posició dels zeros.....	65
3.2.9.2 Criteri d'estabilitat de ROUTH.....	65
3.2.10. DIAGRAMA DE BODE.....	67
3.2.11. POSICIONAMENT DELS POLS EN FUNCIÓ DE DIFERENTS PARÀMETRES.....	68
3.2.12. RESULTATS.....	69
3.2.13. CONCLUSIONS.....	70

3. Simulació per mitjà d'equacions governants. Principis bàsics de pre disseny.

L'estat de l'art ha permès enfocar els fenòmens fluidodinàmics i les teories al voltant de les Vàlvules Limitadores de Pressió, que aplicades en aquest capítol permeten establir els criteris de pre disseny bàsic en règim permanent i en règim transitori.

Es presenten dos aspectes bàsics de comportament en els components oleohidràulics, el comportament en règim permanent i el comportament en règim transitori. Ambdós han de ser estudiats amb profunditat per tal de generar estratègies de disseny que presentin una característica d'estabilitat millor.

Comportament en règim permanent.

El coneixement de les variables que afecten a les característiques en permanent dels components oleohidràulics poden derivar en la generació de propostes de la millora d'aquests. En aquest punt es fa referència als coeficients de fluxe, de forces de fluxe, número de cavitació, entre d'altres, que depenen en gran mesura de la geometria interna del component i de les característiques del fluxe, tenint comportaments realment diferents en funció de relacions geomètriques molt concretes.

Comportament en règim transitori.

Les pertorbacions com a conseqüències del canvi de geometria de la vàlvula en els processos d'obertura i tancament, etc. deriven en fenòmens transitoris que han de ser convergents, o sigui que tendeixin a l'estabilitat. Els components oleohidràulics en general tenen un coeficient d'esmoreïment molt baix i per tan una tendència a la inestabilitat influenciada per diferents variables. En aquest punt es tracten quins són els fenòmens que generen inestabilitat al component de quina manera es presenten i es propaguen aquestes inestabilitats, i quines són les solucions que cal adoptar per tal de evitar que es generin i minimitzar el seu efecte un cop generades.

3.1. Anàlisi en règim permanent.

3.1.1. Simulació de vàlvules d'obturador axial cònic.

La variable clau per tal de realitzar una simulació és l'obertura de la vàlvula en funció de la pressió i del cabal. A continuació es mostra el procediment teòric que porta a l'obtenció de l'equació d'obertura de la Mini VLP estàticament.

3.1.2. Balanç estàtic de forces.

Prenent l'equació de la quantitat de moviment expressada sobre el volum de control que es mostra a la Fig. 2.15 del capítol d'estat de l'art,

$$p_1 \cdot S_1 - F_m = \rho \cdot Q^2 \cdot \left[\frac{\cos \theta}{S_2} - \frac{1}{S_1} \right] \quad (3.1)$$

Prenent de la mateixa manera l'equació del cabal a través d'un orifici,

$$Q = C_d \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} \quad (3.2)$$

Agrupant aquestes equacions,

$$p_1 \cdot S_1 - K \cdot (x - x_0) + 2 \cdot C_d^2 \cdot S_2^2 \cdot p_1 \cdot \left[\frac{1}{S_1} - \frac{\cos \theta}{S_2} \right] = 0 \quad (3.3)$$

$$p_1 \cdot S_1 - K \cdot (x - x_0) + 2 \cdot C_d^2 \cdot p_1 \cdot \left[\frac{S_2^2}{S_1} - S_2 \cdot \cos \theta \right] = 0 \quad (3.4)$$

Analitzant el terme $\left[\frac{S_2^2}{S_1} - S_2 \cdot \cos \theta \right]$, es pot observar que $\frac{S_2^2}{S_1} \ll S_2 \cdot \cos \theta$ i que per tan l'equació (3.4) s'expressa com,

$$p_1 \cdot S_1 - K \cdot (x - x_0) - 2 \cdot C_d^2 \cdot p_1 \cdot S_2 \cdot \cos \theta = 0 \quad (3.5)$$

Introduint la relació geomètrica de la secció de pas S_2 ,

$$S_2 = \Pi \cdot d \cdot x \cdot \sin \theta \quad (3.6)$$

s'obté

$$p_1 \cdot S_1 - K \cdot (x - x_0) - 2 \cdot C_d^2 \cdot \Pi \cdot d \cdot x \cdot p_1 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta = 0 \quad (3.7)$$

considerant la constant C com,

$$C = 2 \cdot C_d^2 \cdot \Pi \cdot d \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \quad (3.8)$$

L'equació (3.7) queda com,

$$P_1 \cdot S_1 - K \cdot (x - x_0) - C \cdot x \cdot P_1 = 0 \quad (3.9)$$

Aïllant x de les equacions (3.2) i (3.6), el valor de x en funció del cabal i de la pressió s'obté:

$$x = \frac{Q}{D \cdot \sqrt{p_1}} \quad (3.10)$$

a on

$$D = C_d \cdot \Pi \cdot d \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (3.11)$$

Substituint el valor de x de l'equació (3.10) dins l'equació global (3.9) i considerant que $\frac{K \cdot x_0}{S_f} = -p_0$, s'obté l'equació característica de la vàlvula,

$$Q = \frac{S_f \cdot D}{K + C \cdot p_1} \cdot (p_1 - p_0) \cdot \sqrt{p_1} \quad (3.12)$$

Es presenta a continuació una comparativa entre els diferents valors que defineixen el comportament estàtic d'una mini VLP. En concret els valors que s'estudien són,

- Diàmetre d'entrada.
- Angle del tap cònic.
- Constant de la molla.
- Pre compressió aplicada a la molla.

L'estudi de la variació d'una d'aquestes variables comporta l'establiment constant de les restants.

Valors càlculs estàtics.			
Comparativa pre compressió.			
Diàmetre d'entrada [mm]	Angle del tap θ	Constant de la molla [N/mm]	Pre compressió [mm-bar]
2	20°	50	0.157 – 25 bar
			0.314 – 50 bar
			0.471 – 75 bar
Comparativa diàmetre entrada.			
Pre compressió [mm-bar]	Angle del tap [°]	Constant de la molla [N/mm]	Diàmetre d'entrada [mm]
0.157 – 25 bar	20°	50	2
0.245 – 25 bar			2.5
0.353 – 25 bar			3
Comparativa angle del tap			
Diàmetre d'entrada [mm]	Pre compressió [mm-bar]	Constant de la molla [N/mm]	Angle del tap θ
2	0.157 – 25 bar	50	20 °
			30 °
			45 °
Comparativa constant de la molla			
Pre compressió [mm-bar]	Angle del tap [°]	Diàmetre d'entrada [mm]	Constant de la molla [N/mm]
0.157 – 25 bar	20 °	2	50
0.078 – 25 bar			100
0.052 – 25 bar			150

Taula 3. 1 Valors càlculs estàtics

3.1.3. Resultats.

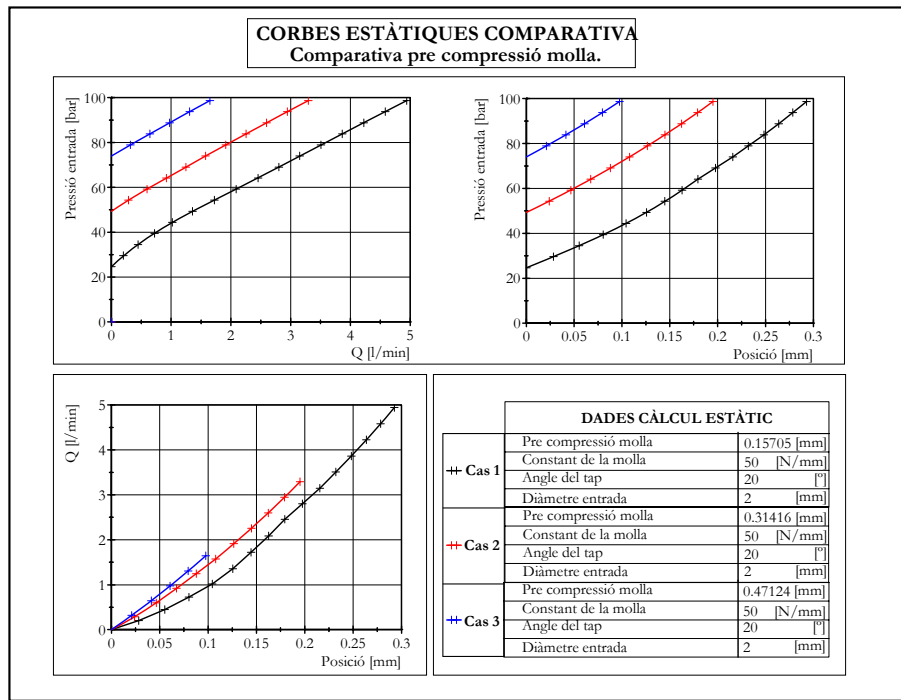


Fig 3. 1 Corba estàtica. Comparativa pre compressió molla

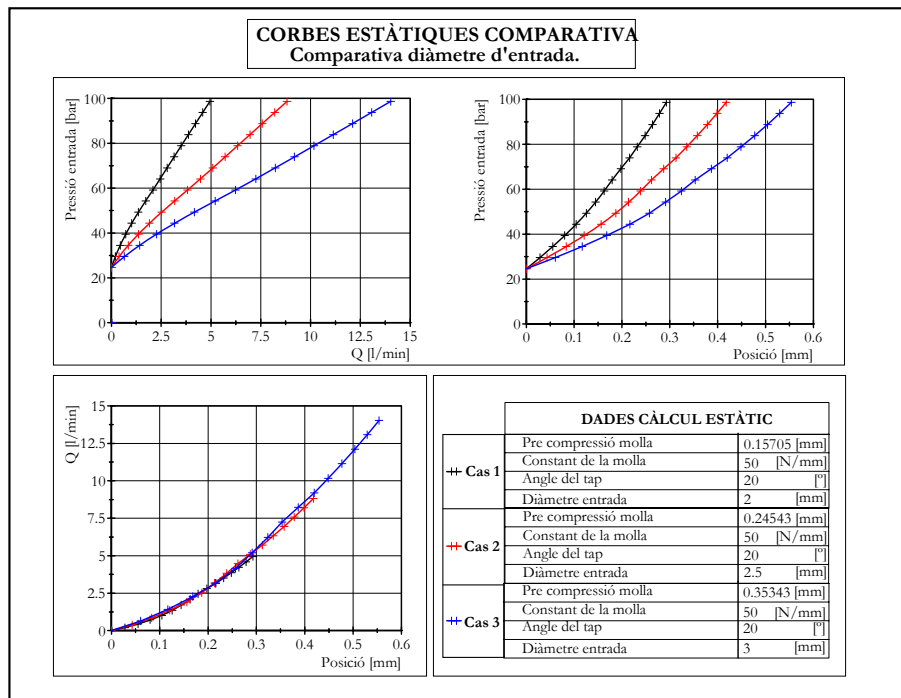


Fig 3. 2 Corba estàtica. Comparativa diàmetre d'entrada

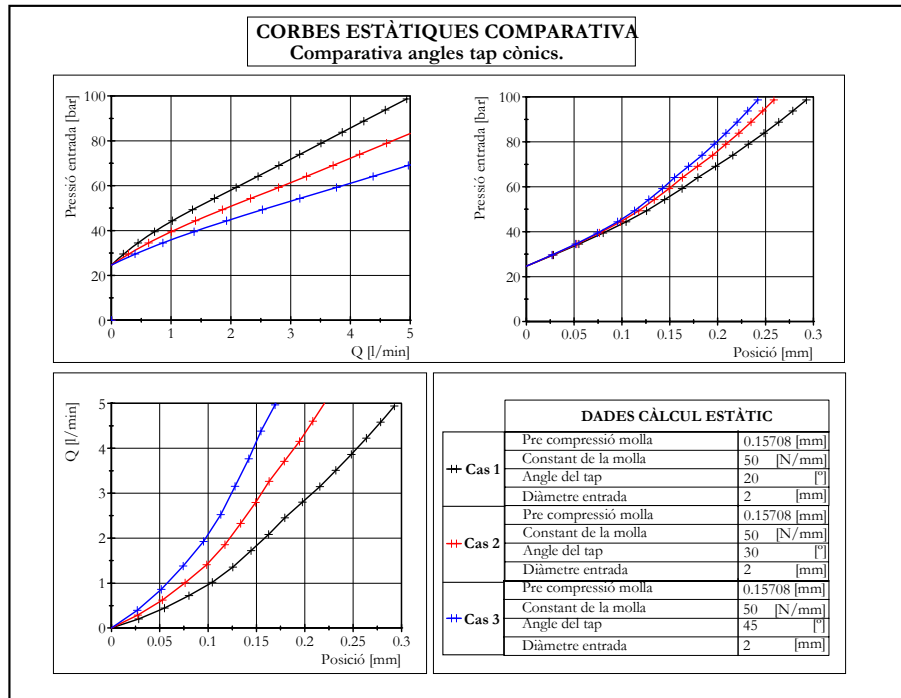


Fig 3. 3 Corba estàtica. Comparativa angle tap cònic

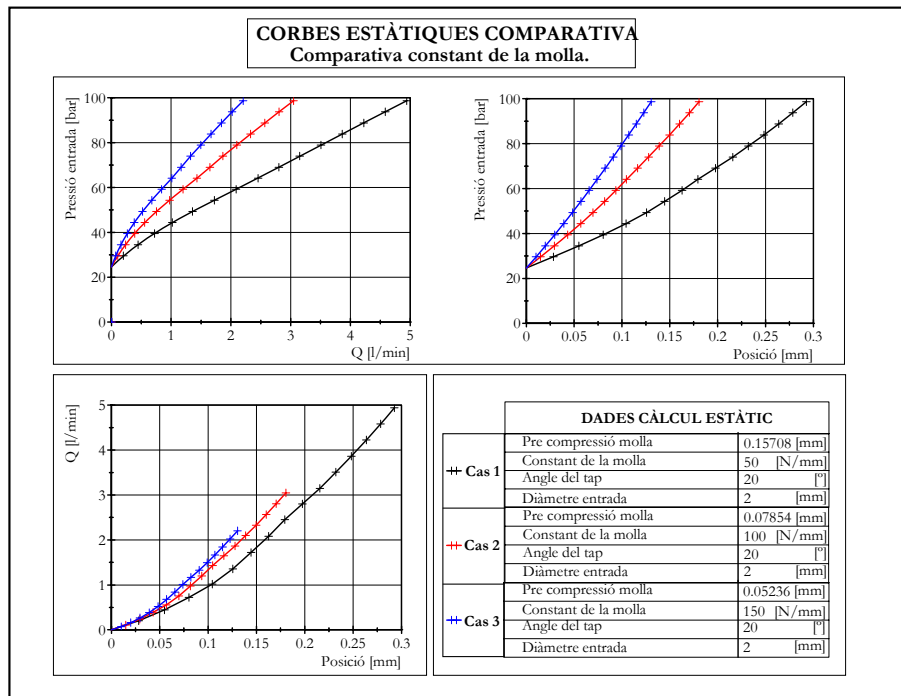
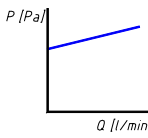
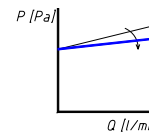
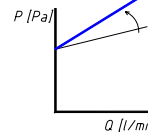
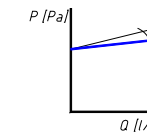
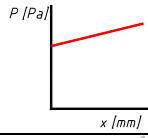
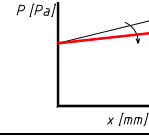
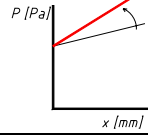
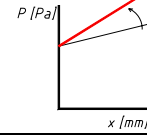
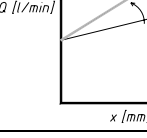
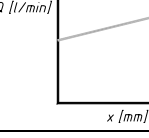
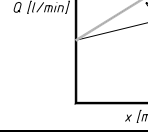
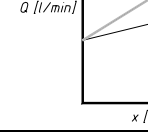


Fig 3. 4 Corba estàtica. Comparativa constant molla

3.1.4. Taula resum.

En aquesta taula es mostra l'evolució de la pendent de les diferents corbes graficades anteriorment en funció d'un augment del paràmetre de referència.

Resum variació paràmetres. Simulació en règim permanent.				
	<i>Pre compressió molla</i> [bar]	d [m]	K [N/m]	$\theta/2$
Valors paràmetres				
	25-50-75	0.002-0.0025-0.003	50000-100000-150000	20°-30°-45°
Pendent corba P-Q [ε]				
Pendent corba P-Posició				
Pendent corba Q-Posició				

Taula 3. 2 Resum variació paràmetre. Simulació en règim permanent.

La simulació en règim transitori es defineix en base a models lineals degut a la simplicitat de la determinació de les característiques de pre disseny. Els models de simulació no lineals permeten estimar de forma molt laboriosa les tendències (prestacions) quan es canvien els inputs, mentre que en models linealitzats aquesta funcionalitat es presenta de forma més àgil.

3.2. Anàlisi en règim transitori de la Mini Vàlvula Limitadora de Pressió.

Es defineix com a model matemàtic d'un sistema dinàmic el conjunt d'equacions que representen la dinàmica del sistema. La dinàmica del sistema es representa en base a equacions diferencials que s'obtenen a partir de les lleis fonamentals de la física.

La precisió d'un model matemàtic augmenta si s'augmenten les equacions que el defineixen i en conseqüència la complexitat del mateix, i un model simple permet l'obtenció de manera més clara de les relacions entre les variables en joc, s'ha d'establir un equilibri entre la simplicitat i la precisió del model.

Mètodes d'anàlisi de comportament en sistemes dinàmics.

- Diagrames d'enllaç. Bond Graph.
 - Permeten la simulació d'equacions no lineals, obtenint-se el comportament temporal. Aquests mètodes no són vàlids per la determinació de manera directa de la influència de les diferents variables en el comportament del sistema.
- Diagrames de Blocs.
 - Es basen en la linealització de les equacions governants per deduir expressions analítiques que permeten l'obtenció de manera directa de la influència de les diferents variables en el comportament del sistema

L'estudi que es presenta en aquest capítol es realitza per mitjà del mètode d'anàlisi basat en diagrames de bloc al presentar aquest mètode la informació sobre variabilitat en el comportament del sistema en funció de la variació de les variables claus del mateix.

3.2.1. Presentació del problema.

El present capítol estudia el comportament de la mini VLP sota diferents condicions de contorn, obtenint zones d'operabilitat i condicions de treball que deriven en una inestabilització del component.

El capítol es divideix en quatre apartats, que són,

- Presentació del problema.
- Equacions governants, diagrama de blocs i simulacions dinàmiques.
- Estabilitat. FT en llaç tancat. Diagrama de BODE.
- Conclusions.

Tal i com s'ha comentat al capítol de l'estat de l'art les mini VLP presenten zones de treball en les que la resposta és completament inestable. En aquestes situacions inestables el comportament de la mini VLP pertorba altres components i introdueix SBN, FBN o ABN a l'ambient de manera no desitjada.

El procés que s'ha seguit per a la caracterització teòrica d'aquest problema ha estat,

- Obtenció de les equacions governants de la mini VLP.
- Linealització de les equacions governants del sistema i aplicació de Laplace.
- Obtenció dels diagrames de blocs i simplificació.
- Simulació dinàmica..

En aquest punt s'obté la resposta temporal de la mini VLP.

El següent apartat estudia la inestabilitat de la mini VLP mitjançant l'obtenció de la Funció de Transferència en llaç tancat.

- Estabilitat i pols. Criteri de ROUTH.
- Posició de pols.

La utilització d'un model linealitzat de les equacions governants senzill no permet l'obtenció d'un model precís de comportament dinàmic, però permet l'obtenció d'interval d'estabilitat i inestabilitat en funció de les variables pròpies del sistema, i com el sistema varia de comportament en funció del valor que poden prendre aquestes variables. Es presenta una comparativa entre els resultats temporals obtinguts per simulació i els resultats experimentals de manera que es pugui comprovar que el model teòric presenta similituds amb la realitat, però discrepàncies en la concreció.

3.2.2. Equacions del sistema.

Es modelitza el comportament de la mini VLP en base a dos principis o equacions fonamentals, l'equació de conservació de la quantitat de moviment i l'equació de conservació de la massa. Aquestes dues equacions es completen amb l'equació de conservació de l'energia, i altres reaccions intrínseques del fluid.

3.2.3. Equació del moviment.

L'equació del moviment en una mini VLP ve representada per l'equació següent

$$M \cdot \ddot{x} = -(F_{im} + K \cdot x) - F_f - F_{fv} + p_i \cdot S_i \quad (3.13)$$

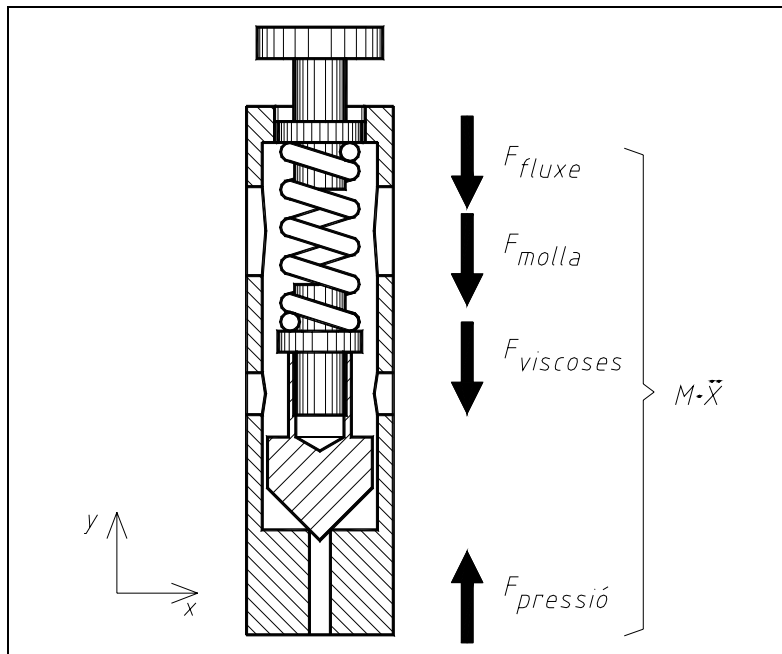


Fig 3. 5 Balanç de forces

- La massa del sistema $[M \cdot \ddot{x}]$.
- La força de taratge o pre compressió de la molla $[F_{im}]$.
- La força de la molla $[K \cdot x]$.
- Les forces de fluxe $[F_f]$ tal i com s'ha definit al capítol d'estat de l'art s'expressen com,

$$F_f = \rho \cdot Q^2 \left(\frac{\cos \theta}{S_2} - \frac{1}{S_1} \right) \quad (3.14)$$

prenent $\frac{\cos \theta}{S_2} \gg \frac{1}{S_1}$ l'equació (3.14) es pot expressar com,

$$F_f = \rho \cdot Q^2 \cdot \frac{\cos \theta}{S_2} \quad (3.15)$$

- La força de fregament viscos que exerceix el fluid contra la geometria del tap de la mini VLP $[F_{fv}]$ que s'expressen com $F_{fv} = C \cdot \dot{x}$ essent C la constant d'esmoreïment viscos,
- La força que exerceix la pressió sobre la superfície del tap $[p_1 \cdot S_1]$. El terme de la contra pressió, p_2 , no s'ha tingut en compte degut que la mini VLP descarrega en espai obert ($P_{tanc} = P_{atm}$) i per tan la pressió en aquest punt és atmosfèrica.

3.2.4. Equació de conservació de la massa.

L'equació de conservació de la massa aplicada al volum de control deformable que es defineix a la Fig. 3.6, s'expressa com,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{V.C} \rho \cdot dV = \int_{S.C_1} \rho \cdot \vec{v}_1 \cdot \overline{dS}_1 + \int_{S.C_2} \rho \cdot \vec{v}_2 \cdot \overline{dS}_2 \quad (3.16)$$

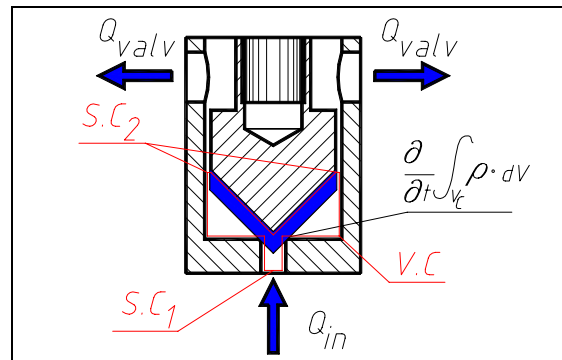


Fig 3.6 Balanç equació de conservació de la massa

Suposant fluxe incompressible en aquest pas, l'equació (3.16) evoluciona a,

$$-\frac{\partial V_C}{\partial t} = -Q_{in} + Q_{valv} \quad (3.17)$$

El terme de la variació del volum respecte el temps $-\frac{\partial V_C}{\partial t}$ fa referència a la quantitat de fluid que es desplaça degut al moviment del tap de la mini VLP, a la Fig. 3.6.

$$-\frac{\partial V_C}{\partial t} = \left[-\frac{\partial V_C}{\partial t} \Big|_{despl. obturador} \right] + \left[-\frac{\partial V_C}{\partial t} \Big|_{compressibilitat} \right] \quad (3.18)$$

De la mateixa manera s'expressa $-Q_{in}$ el cabal que entra per la superfície de control 1 i s'expressa Q_{valv} com el cabal que circula a través del tap de la mini VLP i s'escapa per la superfície de control 2. Per altra banda es defineix el mòdul d'elasticitat volumètrica d'un fluid K_{oli} , com la relació entre la variació de la pressió i la variació del volum respecte un volum inicial, o de quina manera varia el volum d'un determinat fluid quan aquest és sotmès a una determinada pressió. Matemàticament s'expressa com,

$$K_{oli} = -\frac{\partial p}{\frac{\partial V}{V_0}} \quad (3.19)$$

Diferenciant respecte el temps i operant s'obté,

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{K_{oli}}{V_0} \cdot \frac{\partial V_c}{\partial t} \Big|_{compressibilitat} \quad (3.20)$$

Expressant $C_{oli} = \frac{V_0}{K_{oli}}$ s'obté,

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{1}{C_{oli}} \cdot \frac{\partial V_c}{\partial t} \Big|_{compressibilitat} \quad (3.21)$$

per tan integrant sobre el volum de control definit a la Fig. 3.6,

$$p_{atm} - p_1 = -\frac{1}{C_{oli}} \cdot \int -\frac{\partial V_c}{\partial t} \Big|_{compressibilitat} \cdot dt \quad (3.22)$$

$$C_{oli} = \frac{V(x)}{\beta} = \frac{V(0) + \frac{\Pi \cdot d_i^2}{4 \cdot \cos \theta} \cdot x}{\beta} = \frac{1}{k_{hu}} \quad (3.23)$$

Al ser el terme $\frac{\Pi \cdot d_i^2}{4 \cdot \cos \theta} \cdot x$, molt petit en comparació amb $V(0)$, volum d'oli dins les tuberies, es considera que $C_{oli} = \frac{V(0)}{\beta} = \frac{1}{k_{hu}}$

L'equació del cabal a través de la mini VLP és funció del coeficient de descàrrega, de la secció de pas de fluid i de diferència de pressions la pressió a l'entrada, i de la densitat del fluid.

$$Q_{valv} = C_d \cdot S_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.24)$$

El valor del cabal allotjat o desallotjat en funció del moviment de la vàlvula x , s'expressa per mitjà de l'equació(3.28), que s'obté realitzant els supòsits geomètrics.

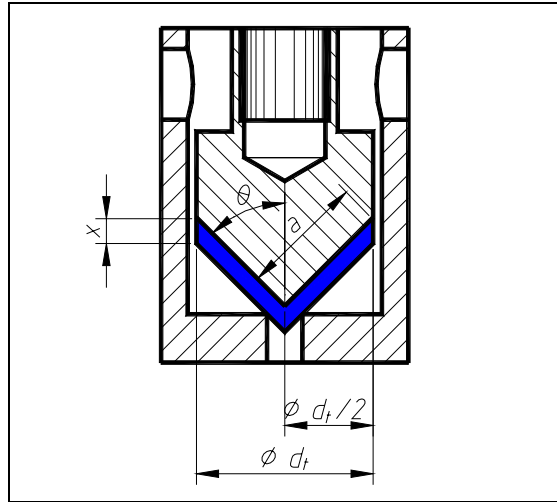


Fig 3. 7 Cabal desplaçat

De l'àrea lateral del con definit per la geometria del tap de la mini VLP es pot expressar

$$Area = \Pi \cdot \frac{d_t}{2} \cdot a \quad (3.25)$$

I prenent

$$a = \frac{d_t/2}{\cos \theta} \quad (3.26)$$

Es pot expressar l'àrea com,

$$Area = \frac{\Pi \cdot d_t^2}{4 \cdot \cos \theta} \quad (3.27)$$

$$\left. \frac{\partial V_C}{\partial t} \right|_{despl. obturador} = \frac{\Pi \cdot d_t^2}{4 \cdot \cos \theta} \cdot \dot{x} \quad (3.28)$$

S'expressa la constant k_G com,

$$k_G = \frac{\Pi \cdot d_t^2}{4 \cdot \cos \theta} \quad (3.29)$$

3.2.5. Linealització de les equacions

En primer lloc es realitza un agrupament de les equacions per tal d'obtenir dues equacions que ens relacionin tots els factors que defineixen el comportament d'una mini VLP.

Substituint l'equació (3.24) i l'àrea de la secció S_2 a l'equació de les forces de fluxe (3.15) s'obté:

$$F_f = 2 \cdot C_d^2 \cdot d \cdot \Pi \cdot x \cdot p_l \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \quad (3.30)$$

Expandint l'equació del fluxe a través de l'orifici de la mini VLP,

$$Q_{valv} = C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot x \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_l} \quad (3.31)$$

Introduint l'equació (3.30) a l'equació (3.13) s'obté,

$$M \cdot \ddot{x} = -(F_m + K \cdot x) - C \cdot \dot{x} - 2 \cdot C_d^2 \cdot d \cdot \Pi \cdot p_1 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta + \frac{\Pi \cdot d^2}{4} \cdot \dot{p}_1 \quad (3.32)$$

Agrupant els termes de l'equació (3.31) i (3.28) dins l'equació (3.22) s'obté

$$\dot{p}_1 = \frac{1}{C_{oli}} \cdot \int \left(Q_m - C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot x \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1} - \frac{\Pi \cdot d^2}{4 \cdot \cos \theta} \cdot \dot{x} \right) dt \quad (3.33)$$

Les equacions (3.32) i (3.33) són les que governen el procés de moviment de la mini vàlvula limitadora de pressió amb tap cònic. Cal destacar que les variables són el cabal d'entrada Q_m , la pressió d'entrada P_m i la posició x .

3.2.5.1 Linealització de les forces de fluxe.

L'equació (3.30) de les forces de fluxe linealitzada queda com,

$$F_f^* = \left. \frac{\partial F_f}{\partial x} \right|_{x=x_0, p_1=p_{10}} \cdot (x - x_0) + \left. \frac{\partial F_f}{\partial p_1} \right|_{x=x_0, p_1=p_{10}} \cdot (p_1 - p_{10}) \quad (3.34)$$

Realitzant les derivades parcials de les forces de fluxe en funció de les dues variables de linealització, la posició x i la pressió d'entrada P_m , s'obtenen les constants k_1 i k_2 .

$$k_1 = \left. \frac{\partial F_f}{\partial x} \right|_{x=x_0, p_1=p_{10}} = 2 \cdot C_d^2 \cdot d \cdot \Pi \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot p_{10} \quad (3.35)$$

$$k_2 = \left. \frac{\partial F_f}{\partial p_1} \right|_{x=x_0, p_1=p_{10}} = 2 \cdot C_d^2 \cdot d \cdot \Pi \cdot x_0 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \quad (3.36)$$

Agrupant tots els termes s'obté la relació següent,

$$F_f^* = k_1 \cdot (x - x_0) + k_2 \cdot (p_1 - p_{10}) \quad (3.37)$$

3.2.5.2 Linealització de l'equació del fluxe a través d'un orifici.

L'equació del fluxe a través de l'orifici de la mini VLP, equació (3.31), linealitzada queda de la forma,

$$Q_{valv}^* = \left. \frac{\partial Q_{valv}}{\partial x} \right|_{x=x_0, p_1=p_{10}} \cdot (x - x_0) + \left. \frac{\partial Q_{valv}}{\partial p_1} \right|_{x=x_0, p_1=p_{10}} \cdot (p_1 - p_{10}) \quad (3.38)$$

Realitzant les derivades parcials del fluxe a través d'un orifici, en funció de les dues variables de linealització, la posició x i la pressió d'entrada p_1 , s'obtenen les constants k_3 i k_4 .

$$k_3 = \left. \frac{\partial Q_{valv}}{\partial x} \right|_{x=x_0, p_1=p_{l_0}} = C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{l_0}} \quad (3.39)$$

$$k_4 = \left. \frac{\partial Q_{valv}}{\partial p_1} \right|_{x=x_0, p_1=p_{l_0}} = C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{p_{l_0}}} \quad (3.40)$$

Agrupant tots els termes s'obté la relació següent,

$$Q_{valv}^* = k_3 \cdot (x - x_0) + k_4 \cdot (p_1 - p_{l_0}) \quad (3.41)$$

Realitzant el següent canvi de variable $x^* = (x - x_0)$, $p_1^* = (p_1 - p_{l_0})$, les equacions (3.32) i (3.33) es poden expressar com,

$$M \cdot \ddot{x}^* = -K \cdot x^* - C \cdot \dot{x}^* - k_5 \cdot p_1 - k_1 \cdot x^* - k_2 \cdot p_1^* - F_{lm} \quad (3.42)$$

$$p_1 = k_{lm} \cdot \int \left(Q_{in} - k_3 \cdot x^* - k_4 \cdot p_1^* - k_6 \cdot \dot{x}^* \right) \cdot dt \quad (3.43)$$

3.2.6. Diagrama de blocs del sistema.

Mitjançant l'aplicació de la transformada de Laplace a les equacions obtingudes amb anterioritat s'obté el diagrama de blocs.

El mètode de la transformada de Laplace és un mètode emprat per a la resolució d'equacions diferencials lineals. Mitjançant l'ús de la transformada de Laplace, és possible convertir moltes funcions comunes com les funcions sinusoidals o les exponencials en funcions algebraïques d'una variable complexa s . Les operacions com la integració o la diferenciació es substitueixen per operacions algebraïques en el pla complexe.

Mitjançant tècniques gràfiques és possible predir l'estat del comportament del sistema o la tendència del mateix sense haver de resoldre l'equació diferencial.

Per tan aplicant la transformada de Laplace a les equacions (3.42) i (3.43) s'obté,

$$M \cdot s^2 \cdot X(s) = -K \cdot X(s) - C \cdot s \cdot X(s) - k_5 \cdot p_1 - k_1 \cdot X(s) - k_2 \cdot p_1^* - F_{lm} \quad (3.44)$$

$$p_1 = k_{lm} \cdot \frac{1}{s} \left[Q_{in} - k_3 \cdot X(s) - k_4 \cdot p_1^* - k_6 \cdot s \cdot X(s) \right] \quad (3.45)$$

Aquestes equacions presentades en forma de diagrama de blocs prenen la següent forma:

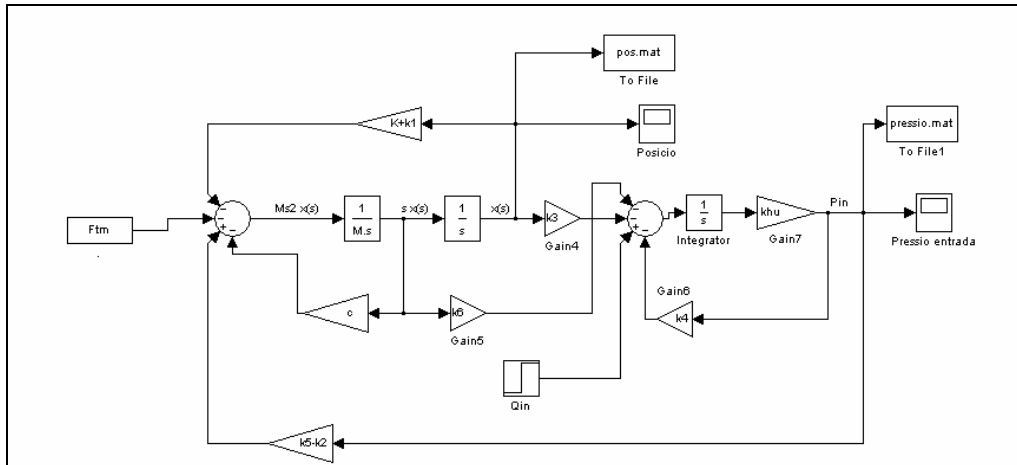


Fig 3. 8 Diagrama de blocs mini VLP

Simplificant el diagrama de blocs s'obté,

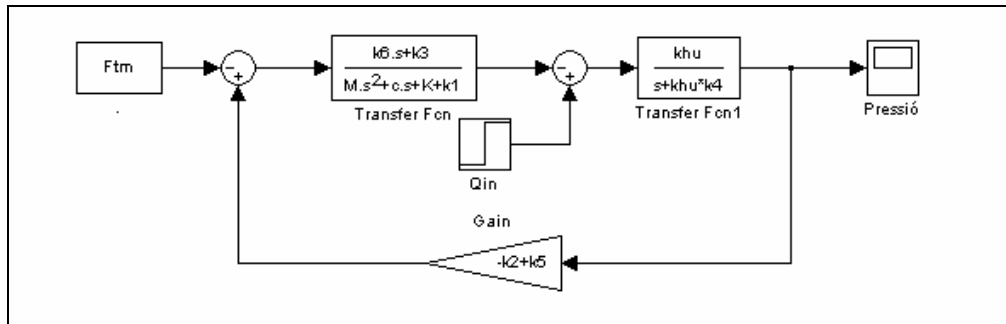


Fig 3. 9 Diagrama de blocs mini VLP simplificat

Taula resum.

Resum equacions	
Constant	Valor
K	Constant de rigidesa de la molla.
k_1	$2 \cdot C_d^2 \cdot d \cdot \Pi \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot p_0$
k_2	$2 \cdot C_d^2 \cdot d \cdot \Pi \cdot x_0 \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta$
k_3	$C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_0}$
k_4	$C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \sqrt{p_0}}$
k_5	$\frac{\Pi}{4} \cdot d^2$
k_6	$\frac{\Pi \cdot d_t^2}{4 \cdot \cos \theta}$
k_{bu}	$\frac{\beta}{V(0)}$

Taula 3. 3 Resum equacions

Els valors inicials han estat presos de la prova experimental dinàmica de posició realitzada al tap cònic de 60°, amb un casquillo de pre càrrega de 14.5 [mm] i a una freqüència d'excitació del motor de 40 Hz.

Valors inicials	
P_{10}	$84.4 \times 10^5 [Pa]$
x_0	$0.12 [mm]$
F_{TM}	$32.08 [N]$
Q_m	$1.662 [l/min] \quad 2.77 \times 10^{-5} [m^3/s]$
θ	30°
d	$2 \times 10^{-3} [mm]$
C	$5 [Ns/m]$
C_d	0.53
β	$1.5 \times 10^9 [Pa]$
K	$8600 [N/m]$
M	$10 \text{ gr.} = 10 \times 10^{-3} [Kg]$
$V(0)$	$2.12 \times 10^{-4} [m^3]$

Taula 3. 4 Valors inicials

Obtenció de les constants k_i .

Constants k_i	
k_1	$12900 [Pa \cdot m]$
k_2	$1.8342 \times 10^{-7} [m^2]$
k_3	$0.2289 [m^2/s]$
k_4	$1.6633 \times 10^{-12} [m^2]$
k_5	$3.14159 \times 10^{-6} [m^2]$
k_6	$3.6276 \times 10^{-6} [m^2]$
k_{lm}	$7.0755 \times 10^{12} [Pa/m^3]$

Taula 3. 5 Constants k_i

3.2.6.1 Freqüència natural i coeficient d'esmoreïment.

Desenvolupant l'equació (3.33) s'obté,

$$\dot{p}_1 = \frac{1}{C_{oli}} \cdot \int \left(Q_m - C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot x \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1} \right) dt - \frac{\Pi \cdot d_t^2}{4 \cdot \cos \theta} \cdot x \quad (3.46)$$

i substituint l'equació (3.46) a l'equació (3.32) s'obté,

$$M \cdot \ddot{x} = -(F_{lm} + K \cdot x) - C \cdot \dot{x} - F_{fluxe} + \left[+k_5 \cdot \frac{1}{C_{oli}} \cdot \int \left(Q_m - C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot x \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1} \right) dt - \frac{\Pi \cdot d_t^2}{4 \cdot \cos \theta} \cdot x \right] \quad (3.47)$$

agrupant termes

$$M \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} - F_{fluxe} + (K + k_s \cdot k_b \cdot k_{hu}) \cdot x = -F_{tm} - F_{fluxe} + k_s \cdot \left[\frac{1}{C_{oli}} \cdot \int \left(Q_{in} - C_d \cdot d \cdot \Pi \cdot x \cdot \sin \theta \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_1} \right) \cdot dt \right] \quad (3.48)$$

Ignorant les variables que es troben a la part dreta de l'equació (3.48) es pot obtenir una freqüència natural aproximada.

$$w_n = \sqrt{\frac{k_s \cdot k_{hu} \cdot k_b + K}{M}} \quad (3.49)$$

L'equació (3.49) mostra una alta freqüència natural degut a l'efecte de la constant de la molla, de la compressibilitat de l'oli, k_{bu} i de la massa del tap de la vàlvula. El coeficient d'esmoreïment es defineix com,

$$\xi = \frac{C}{2 \cdot M \cdot w_n} \quad (3.50)$$

El coeficient d'esmoreïment té un valor petit degut al gran valor que pren la freqüència natural. Les equacions (3.49) i (3.50) mostren un sistema d'alta freqüència lleugerament esmoreït, característica que presenten la majoria dels sistemes oleohidràulics.

Prenent el valor de les constants presentades a la taula de valors inicials, la freqüència natural i el coeficient d'esmoreïment presenten el següent valor.

Freqüència natural i coeficient d'esmoreïment.	
$w_n =$	927.40 [rad/s] 147.6 [Hz]
$\xi =$	0.2696

Taula 3. 6 Freqüència natural i coeficient d'esmoreïment

3.2.7. Resultats simulacions dinàmiques.

Del grup de simulacions realitzades es mostra a continuació un dels resultats obtinguts.

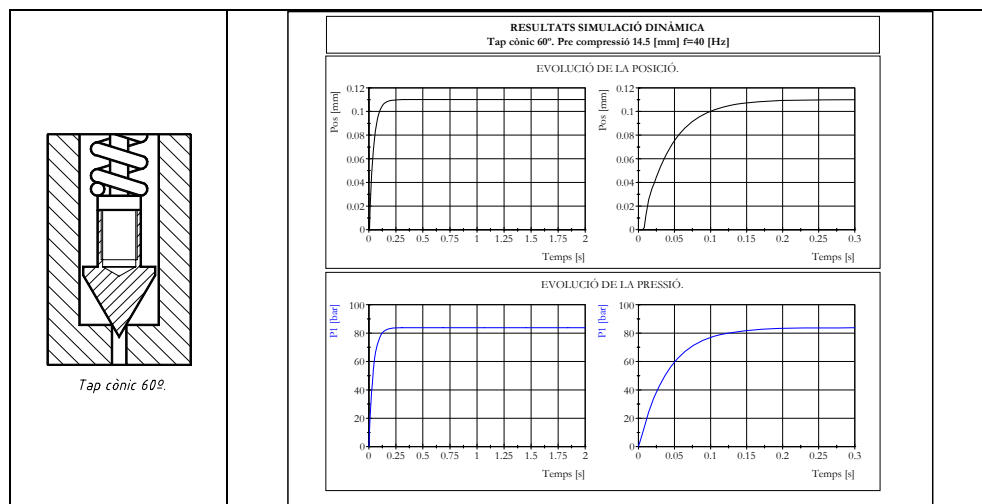


Fig 3. 10 Resultats simulació dinàmica.

Es presenta a la Fig. 3.10 els resultats obtinguts per mitjà de simulació del comportament de la mini VLP sota els condicionants presentats a la Taula 3.4 i a la Taula 3.5.

Es presenten els gràfics de l'evolució de la posició i de la pressió durant 2 i 1 *segon*. Es pot observar que el valor final de la posició, estat permanent dins la simulació dinàmica, pren un valor de 0.11 [mm], i el corresponent valor de la pressió pren un valor de 84 [bar].

La resposta transitària pren una forma semblant a la que prenen els sistemes de primer ordre, tot i que el sistema complet presenta un denominador de tercer grau, en el que no es pot descartar a priori cap dels pols per no ser significatiu.

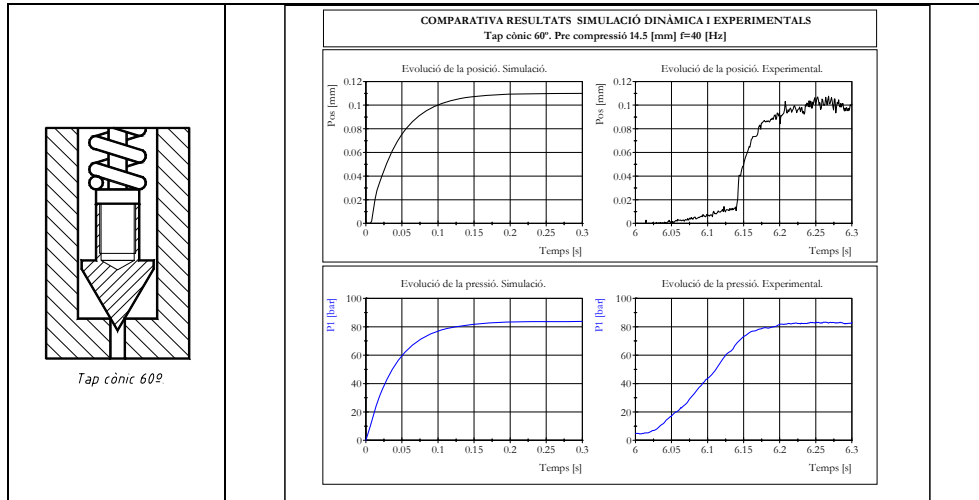


Fig 3. 11. Comparativa resultats simulació dinàmica amb resultats experimentals.

La Fig. 3.11 presenta la comparativa entre els resultats obtinguts per simulació i els resultats obtinguts per mitjà de les proves experimentals. Es presenta en aquest gràfic l'evolució de la posició i de la pressió de la mini VLP en un interval de temps de 1 *segon* i es contraposa amb l'evolució experimental de les mateixes variables. Es pot destacar la suavitat dels resultats de simulació en contrapunt als resultats experimentals. Aquesta discrepància es deguda a la no inclusió dels elements associats a la instal·lació experimental en la simulació. De totes maneres els resultats de simulació i els experimentals són similars en estat permanent. El transitori presenta discrepàncies entre comportaments. El model dóna resultats coherents, destacant-se les discrepàncies esmentades anteriorment degut als efectes de la no linealitat del model emprat. Es pot concloure que el model de simulació presenta resultats correctes en l'aspecte permanent però en el cas del transitori cal introduir en el model els elements aigües amunt de la mini VLP.

3.2.8. Criteri d'estabilitat.

Partint del diagrama de blocs simplificat presentat a la Fig. 3.9, es vol obtenir la funció de transferència FT del sistema. Degut a que es tracta d'un sistema amb dues entrades, la força de pre càrrega de la molla F_{tm} , i del cabal de pas Q_{in} , s'aplica superposició.

$$p_l(s) = p_{l,F_{tm}}(s) + p_{l,Q_{in}}(s) \quad (3.51)$$

a on

$$p_{l,F_{tm}}(s) = \left. \frac{\hat{p}_l}{F_{tm}} \right|_{Q_{in}=0} \cdot F_{tm} \quad (3.52)$$

$$p_{l,Q_{in}}(s) = \left. \frac{p_l}{Q_{in}} \right|_{F_{in}=0} \cdot Q_{in} \quad (3.53)$$

Per tal de fer-ho més entenedor es realitza el següent canvi,

$$G_1(s) = \frac{k_6 s + k_3}{Ms^2 + Cs + K + k_4} \quad (3.54)$$

$$G_2(s) = \frac{k_{lm}}{s + k_{lm} \cdot k_4} \quad (3.55)$$

$$H = k_5 - k_2 \quad (3.56)$$

El diagrama de blocs simplificat queda com,

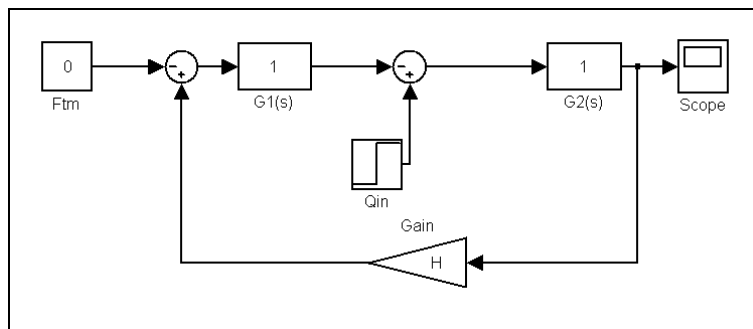


Fig 3. 12 Diagrama de blocs simplificat superposició.

La FT $\left. \frac{p_l}{Q_{in}} \right|_{F_{in}=0}$ s'obté a partir del següent diagrama de blocs simplificat,

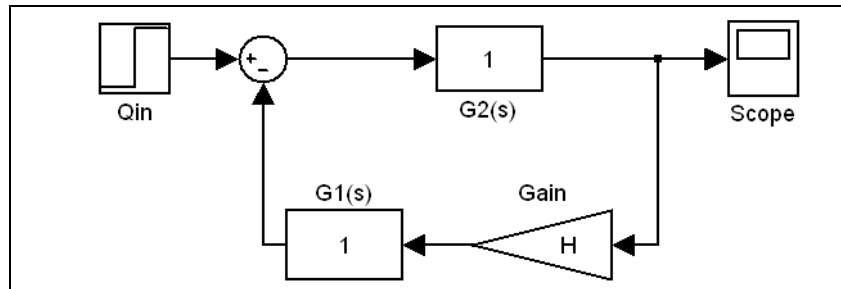


Fig 3. 13 Diagrama de blocs simplificat superposició Q_{in}

essent la FT parcial que s'obté és,

$$\left. \frac{p_l}{Q_{in}} \right|_{F_{in}=0} = \frac{G_2(s)}{1 + H \cdot G_1(s) \cdot G_2(s)} \quad (3.57)$$

Igualment la FT $\left. \frac{p_l}{F_{in}} \right|_{Q_{in}=0}$, el diagrama de blocs simplificat és el següent,

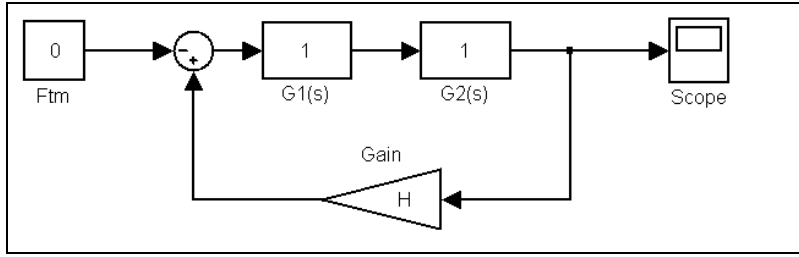


Fig 3. 14 Diagrama de blocs simplificat superposició F_{tm}

expressant-se la FT com,

$$\left. \frac{p_l}{F_{tm}} \right|_{Q_{in}=0} = \frac{G_1(s) \cdot G_2(s)}{1 + H \cdot G_1(s) \cdot G_2(s)} \quad (3.58)$$

Agrupant les FT parcials tal i com s'indica a l'equació (3.51) s'obté,

$$p_l(s) = \left[\frac{G_1(s) \cdot G_2(s)}{1 + H \cdot G_1(s) \cdot G_2(s)} \right] \cdot (Q_{in} + G_1(s) \cdot F_{tm}) \quad (3.59)$$

Desfent el canvi de variable proposat a les equacions (3.54), (3.55) i (3.56) s'obté,

$$p_l(s) = \frac{[k_{bu} \cdot (Ms^2 + Cs + K + k_1)] \cdot Q_{in} + [(k_6s + k_3) \cdot k_{bu}] \cdot F_{tm}}{[(Ms^2 + Cs + K_{mollu} + k_1) \cdot (s + k_{bu} \cdot k_4)] + [(k_5 - k_2) \cdot (k_6s + k_3) \cdot k_{bu}]} \quad (3.60)$$

agrupant els termes del denominador de la forma

$$D(s) = as^3 + bs^2 + cs + d \quad (3.61)$$

a on

$$a = M \quad (3.62)$$

$$b = C + (k_{bu} \cdot k_4 \cdot M) \quad (3.63)$$

$$c = K + k_1 + (k_{bu} \cdot k_4 \cdot C) + (k_5 \cdot k_6 \cdot k_{bu}) - (k_2 \cdot k_6 \cdot k_{bu}) \quad (3.64)$$

$$d = (K \cdot k_{bu} \cdot k_4) + (k_1 \cdot k_{bu} \cdot k_4) + (k_5 \cdot k_3 \cdot k_{bu}) - (k_2 \cdot k_3 \cdot k_{bu}) \quad (3.65)$$

substituint els valors de les variables segons la taula s'obté:

Valors de les variables del denominador de la FT	
a	0.01
b	5.1135
c	21635.56
d	50.48×10^5

Taula 3. 7 Valors denominador de la FT

Agrupant de la mateixa manera els termes del numerador s'obté,

$$N(s) = \alpha s^2 + \beta s + \gamma \quad (3.66)$$

a on

$$\alpha = k_{bu} \cdot Q_{in} \cdot M \quad (3.67)$$

$$\beta = k_{bu} \cdot Q_{in} \cdot C + Q_{in} \cdot k_{bu} \cdot F_{tm} \cdot k_6 \quad (3.68)$$

$$\gamma = k_{bu} \cdot Q_{in} \cdot K + k_{bu} \cdot Q_{in} \cdot k_1 + k_{bu} \cdot Q_{in} \cdot F_{tm} \cdot k_3 \quad (3.69)$$

substituint pels valors de la taula de valors inicials les constants esdevenen

Valors de les variables del numerador de la FT	
a	1.96×10^6
β	9.80×10^8
γ	4.22×10^{12}

Taula 3. 8 Valors numerador de la FT

Per tan la FT en laç tancat del sistema considerant els valors del Q_{in} i de la F_{tm} de la taula de valors inicials és,

$$p_I(s) = \frac{1.96 \times 10^6 s^2 + 9.80 \times 10^8 s + 4.22 \times 10^{12}}{0.01 s^3 + 5.1135 s^2 + 21635.56 s + 50.48 \times 10^5} \quad (3.70)$$

3.2.9. Posició dels pols i ESTABILITAT.

La funció de transferència $p_I(s)$ presenta diferents estats dinàmics, estable, inestable i marginalment estable, funció de la posició de les arrels del denominador en un pla s .

- $p_I(s)$ serà estable si es verifica que $\Re \{S_i\} < 0, \forall i$. O sigui que tots els seus pols estiguin situats al semiplà complex negatiu.
- $p_I(s)$ serà inestable si es verifica que $\Re \{S_i\} > 0, \forall i$, o $\Re \{S_i\} = 0, m_i \geq 2$. O sigui algun pol està situat al semiplà complex positiu o existeixen pols múltiples a l'eix imaginari o a l'origen.
- $p_I(s)$ serà marginalment estable si es verifica que $\Re \{S_i\} = 0, m_i = 1$ i que

$$\forall j = i \left\{ \begin{array}{l} \Re \{S_j\} < 0 \\ \Re \{S_j\} = 0, m_j = 1 \end{array} \right. \quad \text{O sigui que existeixi una parella simple del pols complexos conjugats sobre l'eix imaginari, ubicant-se els restants pols en el semiplà negatiu.}$$
- Els pols situats en el semiplà complex negatiu originen respostes que s'atenuen més ràpidament a mesura que més allunyats estan de l'eix imaginari. Els pols que estan més a prop de l'eix imaginari es denominen pols dominants.
- Els pols complexos conjugats donen lloc a respostes amb oscil·lacions de freqüència amés alta quan més allunyats estan de l'eix real.

Es considera doncs,

$$D(s) = 0.01 s^3 + 5.1135 s^2 + 21635.56 s + 50.48 \times 10^5 \quad (3.71)$$

Les arrels del qual són,

$$s_1 = -240.6 \quad (3.72)$$

$$s_2 = -135.5 + 1422.2i \quad (3.73)$$

$$s_2 = -135.5 - 1422.2i \quad (3.74)$$

Per tan i segons el que es menciona en els punts anteriors es tracta d'un sistema estable degut a que totes les arrels tenen la part real positiva, amb els pols s_2 i s_3 dominants i amb resposta d'alta freqüència.

3.2.9.1 Posició dels zeros.

Es considera el polinomi del numerador

$$N(s) = 1.96 \times 10^6 s^2 + 9.80 \times 10^8 s + 4.22 \times 10^{12} \quad (3.75)$$

Els zeros d'aquest numerador són,

$$s_{1,num} = -250 + 1445.9i \quad (3.76)$$

$$s_{1,num} = -250 - 1445.9i \quad (3.77)$$

3.2.9.2 Criteri d'estabilitat de ROUTH

Se suposa una funció de transferència enllaç tancat de la forma.

$$\frac{C(s)}{R(s)} = \frac{b_0 s^m + b_1 s^{m-1} + b_2 s^{m-2} + \dots + b_{m-1} s + b_m}{a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + a_2 s^{n-2} + \dots + a_{n-1} s + a_n} = \frac{B(s)}{A(s)} \quad (3.78)$$

a on a i b són les constants i $m \leq n$. El criteri d'estabilitat de Routh permet determinar la quantitat de pols enllaç tancat que es troben en el semiplà esquerre sense haver de factoritzar el polinomi.

El criteri d'estabilitat de Routh indica si existeixen o no arrels inestables en una equació polinomial sense haver d'obtenir-les realment. Aquest criteri només s'aplica a polinomis amb una quantitat finita de termes. Quan s'aplica el criteri a un sistema de control, la informació sobre l'estabilitat absoluta s'obté directament dels coeficients de l'equació característica.

3.2.9.2.1 Aplicació del criteri de Routh al denominador de la FT presentada a l'equació (3.70).

Primera condició.

Al ser tots els coeficients de $D(s)$ (3.61) positius es possible que el sistema sigui estable.

Valors criteri de Routh		
s^3	0.01 (a_0)	21635.56 (a_2)
s^2	5.1135 (a_1)	5.047×10^6 (a_3)
s	11773.22 (b_1)	0
s^0	5.047×10^6 (c_1)	0

Taula 3. 9 Valors criteri de Routh

Segona condició.

De l'observació de la primera columna de la matriu es pot concloure que no hi ha cap arrel amb part real positiva, o sigui que sota aquestes condicions el sistema té totes les arrels al semiplà esquerra del diagrama s. Per tan s'assegura que sota les condicions presentades a la taula de valors inicials aquest sistema és estable.

Per tal que genèricament no es produeixi un canvi de signe a la primera columna de la matriu de Routh s'ha de complir la condició que $a_1 \cdot a_2 > a_0 \cdot a_3$. Segons les equacions (3.62), (3.63), (3.64) i (3.65) la inequació que resulta és la següent.

$$\begin{aligned}
 & \left[(C + M \cdot k_{bu} \cdot k_4) \cdot (K + k_1 + k_{bu} \cdot k_4 \cdot C + k_3 \cdot k_6 \cdot k_{bu} - k_2 \cdot k_6 \cdot k_{bu}) \right] > \\
 & \left[(M) \cdot (K \cdot k_{bu} \cdot k_4 + k_1 \cdot k_{bu} \cdot k_4 + k_3 \cdot k_3 \cdot k_{bu} - k_2 \cdot k_3 \cdot k_{bu}) \right] \quad (3.79) \\
 & C \cdot K + 2 \cdot C \cdot Cd^2 \cdot d \cdot \Pi \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\theta) \cdot P_{in} + \\
 & + \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot \frac{C^2 \cdot \beta \cdot Cd \cdot d \cdot \Pi \cdot x_0 \cdot \sin(\theta) \cdot \sqrt{1/\rho}}{V_0 \cdot \sqrt{P_{in}}} + \\
 & + \frac{1}{16} \cdot \frac{C \cdot \beta \cdot d^4 \cdot \Pi^2}{\cos(\theta) \cdot V_0} - \frac{1}{2} \cdot \frac{C^2 \cdot \beta \cdot Cd^2 \cdot d^3 \cdot \Pi^2 \cdot x_0 \cdot \sin(\theta)}{V_0} + \\
 & + \frac{2 \cdot \sqrt{2} \cdot M \cdot \beta \cdot Cd^3 \cdot d^2 \cdot \Pi^2 \cdot x_0 \cdot \sin^2(\theta) \cos(\theta) \cdot \sqrt{1/\rho} \cdot \sqrt{P_{in}}}{V_0} + \\
 & + \frac{1}{2} \cdot \frac{C \cdot M \cdot \beta^2 \cdot Cd^2 \cdot d^2 \cdot \Pi^2 \cdot x_0^2 \cdot \sin^2(\theta)}{V_0^2 \cdot \rho \cdot \sqrt{P_{in}}} + \\
 & + \frac{\sqrt{2}}{32} \cdot \frac{M \cdot \beta^2 \cdot Cd \cdot d^5 \cdot \Pi^3 \cdot x_0 \cdot \sin(\theta) \cdot \sqrt{1/\rho}}{V_0^2 \cdot \sqrt{P_{in}} \cdot \cos(\theta)} > \\
 & + \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \frac{M \cdot \beta^2 \cdot Cd^3 \cdot d^4 \cdot \Pi^3 \cdot x_0^2 \cdot \sin^2(\theta) \cdot \sqrt{1/\rho}}{V_0^2 \cdot \sqrt{P_{in}}} + \\
 & + \frac{\sqrt{2}}{4} \cdot \frac{M \cdot \beta \cdot Cd \cdot d^3 \cdot \Pi^2 \cdot \sin(\theta) \cdot \sqrt{P_{in}} \cdot \sqrt{1/\rho}}{V_0} \quad (3.80)
 \end{aligned}$$

L'aplicació d'aquest mètode per tal de trobar l'estabilitat fa que sigui extremadament complicat trobar si la variació de les constants de la vàlvula com el C_d , o el diàmetre d'entrada, o la constant de la molla implica la inestabilització del sistema. Tot i així és un procediment senzill i ràpid per tal d'avaluar si el sistema és inestable o no sense haver de recórrer a l'obtenció dels zeros del denominador de la FT .

3.2.10. Diagrama de BODE.

Per tal d'analitzar la resposta en freqüència del sistema es fa servir el diagrama de BODE, que es tracta d'una eina gràfica molt potent per observar la resposta en freqüència.

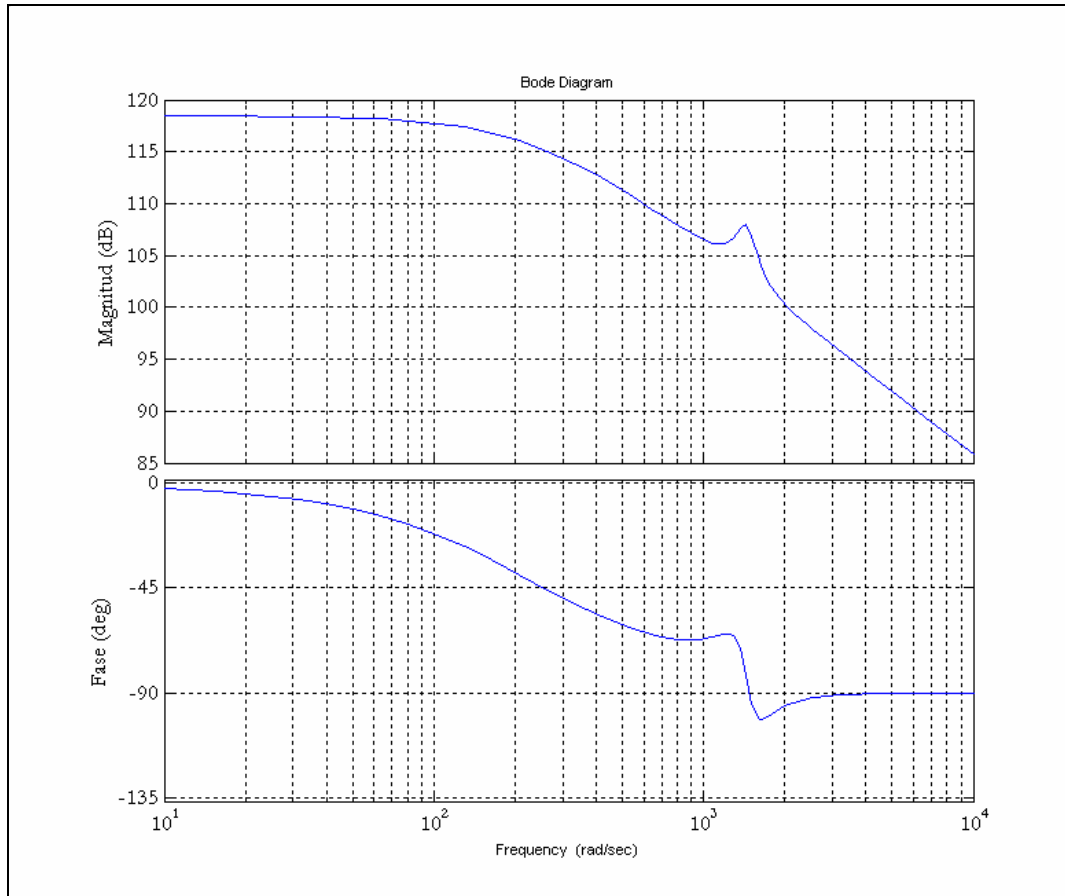


Fig 3. 15 Diagrama de BODE mini VLP

El diagrama de Bode presenta un comportament similar al que es destaca per a sistemes de primer ordre. Destacar el canvi de tendència en la corba de magnitud o amplitud per a la freqüència de ressonància.

Per a freqüències baixes, la magnitud de l'amplitud de sortida és del mateix nivell que la magnitud de l'amplitud de l'entrada, no hi ha variació. De la mateixa manera el desfase entre la senyal d'entrada i la de sortida presenta la variació típica dels sistemes de primer ordre.

El pic de ressonància provoca un augment de l'amplitud de la sortida quan la freqüència es troben un valor pròxim a la freqüència pròpia del sistema.

A altes freqüències es destaca la disminució de la l'amplitud de la sortida, el pendent de la recta pren

un valor de $-20 \left[\frac{dB}{dec} \right]$, un cop passat el pic de la freqüència ressonància. Per a altes freqüències es

destaca un desfase de 90° entre la senyal d'entrada i la de sortida.

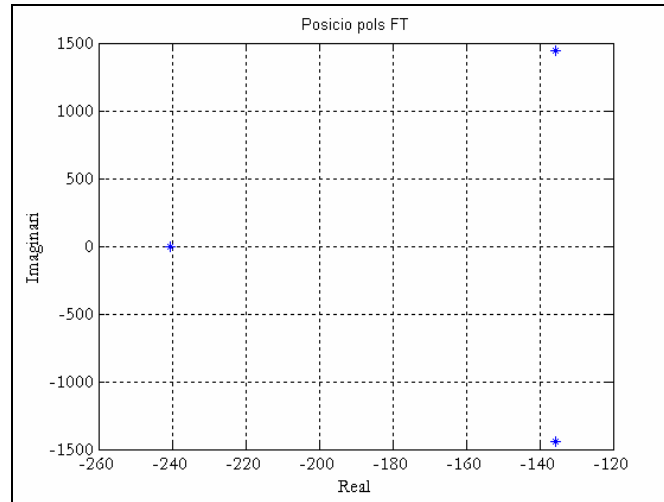


Fig 3. 16 Posició dels pols FT

Tot i tractar-se d'un sistema de tercer ordre el diagrama de BODE presenta una resposta similar als sistemes de primer ordre, obviant el fet del pic de ressonància. Aquest aspecte es pot observar en la resposta obtinguda per mitjà simulació a les Fig. 3.10 i Fig. 3.11 en les que es presenta una corba similar a la resposta temporal d'un sistema de primer ordre.

La posició dels pols indica una dominància del pol simple, sistema de primer ordre, però amb una influència dels pols compostos que li transfereixen al diagrama de BODE l'aparença de tercer ordre en la zona del pic de ressonància.

3.2.11. Posicionament dels pols en funció de diferents paràmetres.

El següent apartat presenta la posició del pols de la *FT* en llaç tancat en funció de paràmetres reals de la vàlvula. El mateix anàlisi es pot realitzar en el domini del temps observant la resposta del sistema sota unes determinades condicions, però es tractaria d'un assaig de prova i error.

La inclusió d'una rutina en Matlab permet el càlcul ràpid i l'obtenció de les zones d'estabilitat en funció de paràmetres reals de la vàlvula, tal i com podem veure a continuació,

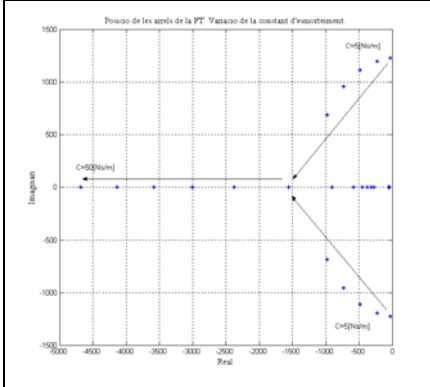
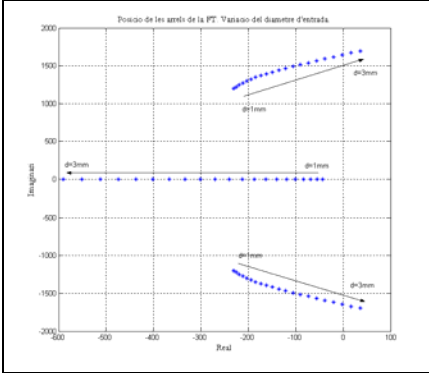
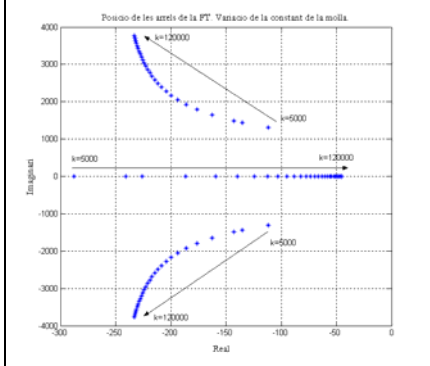
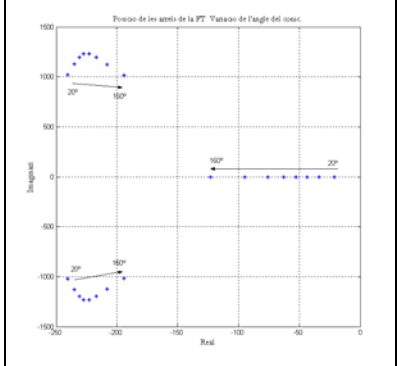
Rutina càlcul.

- Inicialització de variables.
- Realització d'un bucle for per a cada una de les següents variables.

C	desde 5 fins a 50 amb intervals de 5 $[Ns/m]$
d	desde 0.001 fins a 0.003 amb intervals de 0.0001 $[m]$
K	desde 5000 fins a 120000 amb intervals de 5000 $[N/m]$
θ	desde 20° fins a 160° amb intervals de 5°
M	desde 0.01 fins a 0.10 amb intervals de 0.05 $[kg]$

- Càlcul de les constants $k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6, k_{hm}$,
- Càlcul dels termes del denominador de la *FT* en llaç tancat.
- Càlcul de les arrels del denominador de la *FT* i graficar la part real i la part imaginària en un diagrama en *S*.

3.2.12. Resultats

Resultat del posicionament dels pols en funció de diferents paràmetres	
Variació de la constant d'esmoreïment	Variació del diàmetre d'entrada
 <p>Fig 3.17 Posició dels pols en funció de C</p>	 <p>Fig 3.18 Posició dels pols en funció del diàmetre d'entrada</p>
L'augment de la constant d'esmoreïment o de fregament viscos genera una major estabilitat en el sistema.	Per a valors del diàmetre d'entrada majors a $2,8 [mm]$, el sistema presenta les arrels dobles amb part real positiva.
Variació de la constant de la molla	Variació de l'angle del tap cònic
 <p>Fig 3.19 Posició dels pols en funció de K</p>	 <p>Fig 3.20 Posició dels pols en funció de l'angle del tap cònic</p>
Tot i tenir tendència a la inestabilització del pol simple. Aquesta no es produeix per a valors aplicables de la constant de la molla.	La variació del valor del tap cònic no presenta una inestabilització del sistema.

Variació de la massa del tap	
<p>Fig 3. 21 Posició dels pols en funció de la massa del tap</p>	
<p>Tot i presentar una tendència a la inestabilitat, aquesta no es produeix per a valors raonables de la massa del sistema.</p>	

3.2.13. Conclusions.

Com a resum de l'anàlisi del comportament d'una mini VLP es pot dir,

Règim permanent.

En relació als resultats obtinguts en la simulació en règim permanent i segons la Taula 3. 10 **Resum variació paràmetre. Simulació en règim permanent.**

Resum variació paràmetres. Simulació en règim permanent.				
	<i>Pre compressió molla [bar]</i>	<i>d [m]</i>	<i>K[N/m]</i>	<i>θ/2</i>
	Valors paràmetres			
	25-50-75	0.002-0.0025-0.003	50000-100000-150000	20°-30°-45°
Corba P-Q [ε]	La pendent no varia	La pendent disminueix	La pendent Augmenta	La pendent Disminueix
Corba P-posició	La pendent no varia	La pendent disminueix	La pendent augmenta	La pendent augmenta
Corba Q-posició	La pendent augmenta	La pendent no varia	La pendent augmenta	La pendent augmenta

Taula 3. 10 Resum variació paràmetre. Simulació en règim permanent.

- Una duresa més gran de la molla implica un augment de la pendent, ja que obliga a una major pressió per tal d'obtenir una deformació igual de la molla.
- Quan més gran és el diàmetre d'entrada, més petita és la pendent ϵ , degut a l'augment de la força exercida per la mateixa pressió, augmentant d'aquesta manera l'obertura de la vàlvula. Si s'intenta aconseguir una pendent reduïda, mitjançant una constant de rigidesa de la molla petita i un diàmetre d'entrada gran, l'únic que s'aconseguirà és un increment en els esforços a la molla fins que a la deformació permanent.

- Un augment de l'angle θ , del con de la vàlvula, disminueix la pendent ε , ja que per una mateixa obertura x , un angle major implica una major secció de pas. Es defineix la pendent ε , com el quocient entre la pressió p_1 , i el cabal Q corresponent.

S'ha de destacar que un augment exagerat de l'angle θ , implica una major tendència a les vibracions. Degut a aquest fet els angles més usuals per VLP d'acció directes són 60° (com a més comú) i 90° (com a bastant freqüents), i en els casos en els que l'estabilitat sigui fonamental s'utilitzen valors de fins a 15° . Tos aquests valors fan referència l'angle total del tap, 2θ .

Per tan s'ha de procurar treballar amb angles grans, diàmetres d'entrada grans i constant de molla petites, compatibles amb una estabilitat adequada i una fatiga que pugui ser suportada pel material de la molla.

Règim transitori.

En relació als resultats obtinguts en la simulació en règim permanent i segons la Taula 3. 11 **Resum posicionament dels pols en funció de diferent paràmetres** es mostra la tendència del sistema a la estabilització o inestabilització en funció de la variació dels paràmetres bàsics de la mini VLP.

Llevat de la variació del diàmetre d'entrada que en el seu valor final el sistema presenta un comportament inestable, les variacions dels altres valors, C , K , θ i M presenten un sistema estable en el valor final, però la tendència que es manifesta és a la inestabilització del sistema.

Resum posicionament dels pols en funció de diferent paràmetres					
	$C[Ns/m]$	$d [m]$	$K[N/m]$	$\theta[^\circ]$	$M[kg]$
Valor inicial	5	0.001	5000	20	0.01
Augment paràmetre	Estabilització del sistema	Inestabilització del sistema	Inestabilització del sistema	Inestabilització del sistema	Inestabilització del sistema
Valor final	50	0.003	120000	160	0.10

Taula 3. 11 Resum posicionament dels pols en funció de diferent paràmetres

Aquestes tendències són conceptualment vàlides tenint en compte les hipòtesis de partida però aquestes són molt restrictives si es comparen amb el comportament real dins de la mini VLP.

Els efectes geomètrics de disseny de la mini VLP com la generació de geometries amb formes particulars, influència de la càmera de descàrrega o la pròpia configuració del fluxe derivada del descentrament del tap de la mini VLP, entre d'altres fenòmens, no es tenen en compte en l'estudi presentat amb anterioritat. És per això que es necessari entrar en l'estudi detallat de la fluidodinàmica interna en la mini VLP que s'aborda en el capítol següent.

4. SIMULACIÓ CFD. CONFIGURACIÓ DE FLUXE.

4	SIMULACIÓ CFD. CONFIGURACIÓ DE FLUXE.	72
4.1	INTRODUCCIÓ.	72
	Generació de la geometria.	73
	Pre processat.	74
4.2	ESTUDI DE LA FLUIDODINÀMICA INTERNA DE LA MINI VLP.	76
4.2.1	ETAPA DE PRE PROCESSAT APLICAT A LA MINI VLP.	77
4.2.1.1	Pre processat.	77
4.2.2	MODELS DE TURBULÈNCIA.	78
4.2.2.1	Determinació del paràmetres de Turbulència.	79
	Valors $k-\epsilon$ específics per a la simulació.	79
	Valors de la turbulència a l'entrada.	79
	Valors de la turbulència a la sortida.	80
4.2.3	ETAPA DE CÀLCUL.	80
4.2.4	GEOMETRIES SIMULADES.	80
4.2.5	RESULTATS OBTINGUTS PER SIMULACIÓ CFD.	82
4.3	SIMULACIÓ 2D. MALLA DINÀMICA.	82
4.3.1	MÈTODES DE REGENERAT I ACTUALITZACIÓ DE MALLA.	84
4.3.1.1	Mètode comportament molla. (Spring Based Smoothing)	84
4.3.1.2	Mètode creació dinàmica de capes. (Dynamic Layering)	85
4.3.1.3	Mètode de remallat local. (Local Remeshing)	85
4.3.2	PROCEDIMENT GLOBAL DE REMALLAT.	86
4.3.3	APLICACIÓ DEL MODEL DE MALLA DINÀMICA A LA GEOMETRIA DE LA MINI VLP.	87
4.3.3.1	Generació de la geometria CAD.	88
4.3.3.2	Preparació de la simulació.	89
4.3.3.3	Resultats obtinguts.	90
4.3.3.4	Post processat.	90
4.3.4	DISTRIBUCIÓ DE PRESSIONS SOBRE EL SEIENT I EL TAP DE LA MINI VLP EN FUNCIÓ DE LA POSICIÓ. SIMULACIONS DINÀMIQUES.	91
4.3.4.1	Procés de càlcul i presentació de resultats.	92
4.3.5	RESULTATS.	93
4.3.5.1	Mini VLP tap xamfrà rel. 1.5.	93
4.3.5.2	Mini VLP Tap cònic 60°.	94
4.4	EVOLUCIÓ DELS CENTRES DELS VÒRTEX EN FUNCIÓ DEL TEMPS.	96
4.4.1	PROCEDIMENT DE TRACTAMENT DIGITAL.	96
4.4.1.1	Pas 1. Adquisició de la imatge a tractar.	96
4.4.1.2	Pas 2. Transformació a blanc i negre (256 tons).	97
4.4.1.3	Pas 3. Invertir la imatge.	97
4.4.1.4	Pas 4. Reconeixement de la línia que defineix el seient de la mini VLP.	98
4.4.1.5	Pas 5. Binarització de la imatge.	98
4.4.1.6	Pas 6. Ubicació del píxel del centre del vòrtex.	99
4.4.1.7	Resultats.	99
4.5	CÀLCUL DE LA FORÇA EXERCIDA PER LA PRESSIÓ EN LA SIMULACIÓ DINÀMICA.	101

4 Simulació CFD. Configuració de fluxe.

4.1 Introducció.

En el capítol anterior s'han obtingut les zones d'estabilitat i inestabilitat i la corba de comportament de la mini VLP en funció de les variables pròpies del sistema com són la massa, la molla, l'angle del con... entre d'altres. Hi ha altres factors que afecten al comportament de la mini VLP i que no han estat estudiats, tals com la forma pròpia que té l'obturador de la mini VLP, o com la configuració del fluxe existent pot determinar un comportament anòmal de la mini VLP. En aquest capítol s'obtidran les configuracions de fluxe en funció de la geometria del tap de la mini VLP per així poder intuir o entendre comportaments que es puguin produir.

Diferents autors (Johnston, 1991) o (Lisowski, 2003) entre d'altres han constatat la importància de l'estudi dels fenòmens fluidodinàmics pel coneixement profund del comportament de les Vàlvules Limitadores de Pressió. Aspectes com l'estudi dels desprendiments o vòrtex, les distribucions de pressions sobre diferents tipologies de geometries o les diferents configuracions de fluxe que es produeixen, han de ser estudiats, compresos i valorats.

És per això que del software comercial existent al mercat, com són Fluent, CFX, Star-CD entre d'altres, s'escull el software proporcionat per Fluent. Inc, al ser un dels programes referència dins del món comercial del CFD. Concretament el software emprat és Gambit 2.0.4 per realitzar el pre processat i Fluent 6.1.18 per realitzar el processat i el post processat, ambdós productes han estat desenvolupats per l'empresa Fluent Inc. El ventall de solucions que es presenta en el software Fluent és molt ampli essent un dels desenvolupadors més grans de l'àmbit de la simulació per mitjà CFD. Es decideix utilitzar aquest software ja que encaixa perfectament amb els requeriments que es precisen per tal de realitzar una simulació completa de qualsevol component oleohidràulic. Es destaca en aquest punt introductori la capacitat de realitzar simulacions mitjançant malla dinàmica, que permet la simulació de fluxe amb supòsits no estacionaris de la geometria a simular. Aquest mòdul ha permès l'obtenció d'una sèrie de resultats completament innovadors en aquest tipus de components.

Les simulacions realitzades amb CFD segueixen un procés paral·lel amb l'experimentació. Es disposa d'un banc experimental en el que s'assagen els components que es simulen.

En una primera etapa del procés es realitzen simulacions sobre geometries còniques clàssiques en 3D. Obtenint-se els valors de les característiques de funcionament global de la mini VLP i presentant-se similitud amb els valors experimentals, i per tan configuracions de fluxe vàlides. Es decideix en aquest punt i en vista als resultats obtinguts que les simulacions en 2D amb formulació axisimètrica presenten resultat perfectament comparables als obtinguts en el cas de 3D.

Es realitza un estudi profund en 2D, utilitzant el model de malla dinàmica i obtenint-se com a resultat l'evolució de la fluidodinàmica interna en funció de la posició d'obertura del tap de la mini VLP. Aquest estudi es realitza per a tres famílies d'obturadors, les geometries còniques clàssiques, per a la geometria singular i per a les geometries xamfrà. Els resultats proporcionats per aquesta tipologia de proves és molt interessant al introduir l'aspecte dinàmic del comportament fins ara no introduït. Finalment es realitza un estudi del comportament d'una tap d'una mini VLP amb geometria plana amb certes singularitats i amb un comportament fluidodinàmic molt interessant. L'objectiu és establir alguna relació entre el fluxe intern, i el xiulet d'alta freqüència que es genera en el seu funcionament. Es compara aquest comportament amb els resultats experimentals obtinguts de l'assaig del component en el banc experimental.

Fluent es basa en el mètode dels volums finits per tal de resoldre les equacions que defineixen la Mecànica de Fluids. En aquesta tècnica, les equacions governants són tractades en forma discreta per volums de control finits, en els que s'apliquen les equacions anteriorment discretitzades. Si es realitza un balanç seguint l'equació de transport sobre la propietat ϕ , s'obté,

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \cdot \phi \cdot dV + \int_A \rho \cdot \phi \cdot v \cdot dA = \int_A \Gamma \cdot \nabla \cdot \phi \cdot dA + \int_V S_\phi \cdot dV \quad (4.1)$$

Variació de la propietat ϕ en el volum de control per unitat de temps. Fluxe convectiu net de la propietat ϕ a través de les superfícies del Volum de Control. Difusió neta de la propietat ϕ a través de les superfícies del Volum de Control. Producció de la propietat ϕ a l'interior del Volum de Control.

A on,

- ρ = densitat
- v = vector velocitat (= $u\hat{i} + v\hat{j}$ en 2D)
- $\Gamma\phi$ = coeficient de difusió per
- A = vector superfície.
- $\nabla\phi$ = gradient de ϕ (= $(\partial\phi/\partial x)\hat{i} + (\partial\phi/\partial y)\hat{j}$) en 2D
- S_ϕ = font de ϕ per unitat de volum.

En funció de la variable ϕ aquesta equació es transforma en

Equació	ϕ
Continuïtat	1
Quantitat de moviment en x.	u
Quantitat de moviment en y.	v
Quantitat de moviment en z.	w
Energia	h

El procés de simulació es divideix en quatre parts,

- Generació de la geometria.
Es defineix mitjançant un software de disseny en 3D, concretament I-DEAS, la geometria que s'ha de simular
- Pre processat.
Es realitza el mallat de la geometria a simular i s'apliquen les condicions de contorn.
- Càlcul.
Les condicions de contorn defineixen un camp de variables inicial que s'utilitza per començar a realitzar les iteracions.
- Post Processat.
Obtenció dels resultats de la simulació un cop s'ha arribat a la convergència.

Generació de la geometria.

S'utilitza el software de disseny I-DEAS per tal de realitzar la geometria a simular. Ja sigui per generar models en 2D o en 3D.

La simulació d'una mini VLP presenta un parell de particularitats respecte d'altres simulacions La primera cosa a tenir en compte és la relació entre les diferents zones de pas del fluid. La zona d'estrangulament tal i com es demostra en aquesta Tesis té una obertura de l'ordre de dècimes de mil·límetre i altres zones de pas que estan de l'ordre de 10 [mm], aquesta relació de 100 determina que

si la malla es realitza al tamany marcat per l'obertura més petita, la malla final sigui excessivament gran i computacionalment no es pugui resoldre. D'altra banda si la mida de la malla és el definit per la zona d'aigües amunt, la malla no tindria suficient resolució a la zona d'estrangulament. Aquest fet es particularment destacable en models generats en 3D, a on el tamany de la malla resultant es prou important. El que es realitza amb el programa de CAD és la divisió de la geometria en diferents sub volums de manera que es pugui definir un tamany de malla adequat a cada un d'ells. Dintre del pre processat s'haurà de tenir cura de la unió de les superfícies d'interfície de cada un d'aquests sub-volums. La segona particularitat a destacar, és la necessitat de realitzar un negatiu de la geometria que s'ha dibuixat. En el programa de disseny es dibuixa el tap de la mini VLP i es posiciona a la distància de terminada dins la carcassa per tal de poder realitzar la simulació, però el que realment té volum és la part del material, i el que s'exportaria per tal de ser mallat és el tap de la mini VLP i la carcassa. El que es precisa per la simulació és la part que ocupa el fluid entre el tap de la mini VLP i la carcassa, per tan s'ha de fer un negatiu a la peça.

Finalment la geometria s'exporta mitjançant un format de transferència de fitxers universal com és IGES, *.igs, per tal que poder ser llegida per Gambit 2.04 i poder ser pre processada.

Pre processat.

Una de les parts més important d'un anàlisi amb CFD és la del pre processat del problema. S'han de conèixer quines són les problemàtiques que es poden presentar a priori en el mallat de la geometria, quines són les condicions de contorn que s'han d'aplicar i perquè, la física del problema cal determinar el règim, turbulent o laminar, fluxe compressible o incompressible, fluxe permanent o transitori, inclusió de l'equació de l'energia per resoldre aplicacions a on la temperatura hi tingui importància. Els passos de l'etapa de pre processat són,

- Creació de la malla.
- Aplicació de les condicions de contorn.
- Validar i exportar la malla.
- Importació i validació de la malla.
- Selecció del solver.
- Altres equacions a solucionar (laminar/turbulent, transferència de calor, fluxe bifàsic...)
- Especificació de les condicions d'operació. (Propietats dels materials)
- Especificació de les condicions de contorn.
- Especificació de les propietats numèriques (Factors de relaxació...)
- Inicialització de les variables.

Es separa l'etapa de processat en base als dos programes que s'utilitzen per a realitzar-la, Gambit 2.0.4 i Fluent 6.1.18.

Pre processat amb Gambit 2.0.4.

Les tres primeres parts del pre processat requereixen un software específic per la generació de geometria i pel mallat. Fluent permet la inclusió de malles provinents de diferents programes de pre processat com són, Gambit, TGrid, GeoMesh, preBFC, ICEMCFD, I-DEAS, NASTRAN, PATRAN, ARIES i ANSYS. Com que Gambit i TGrid són productes generats per Fluent Inc., la comunicació amb Fluent és més eficient. Tasques que es generen amb el pre processador de Fluent es poden avançar amb Gambit, com pot ser la generació de les condicions de contorn entre d'altres. Els set punts restants es realitzen dins l'entorn de Fluent.

- Creació de la malla.
Fluent pot utilitzar malles estructurades i no estructurades amb tot tipus d'elements, triangulars i quadrilàters (o combinació dels dos tipus) en 2D o elements tetraèdrics, hexaèdrics, piràmides, i elements wedge (mallat radial elements de quatre cares amb una d'elles corbada) en 3D.

El tipus de mallat que s'utilitza es determina en molts casos en funció de la geometria del pas del fluid. El mallat que presenta unes millors condicions d'adaptabilitat és el que es genera amb triangles (2D) o amb elements piramidals (3D), els quadrats (2D) o hexaedres (3D) presenten una adaptabilitat més limitada.

- Aplicació de les condicions de contorn.
 - Aplicació a cada superfície i volum de control de la condició de contorn que li correspon. De les condicions de contorn en superfície que es proposen dins de Gambit 2.0.4 es pot triar entre entrades de velocitat, de pressió, de cabal màssic, interfícies, parets, recirculació, ventilador, simetria...
 - Les condicions de contorn per a volums presenten dues categories, fluid i sòlid.
 - L'aplicació de les condicions de contorn sobre geometries 3D, es fa tal i com s'ha comentat sobre superfícies i volums, essent sobre línies i superfícies en el cas de 2D.
- Validar i exportar la malla.
 - Un cop s'ha mallat i s'han aplicat les condicions de contorn sobre la geometria es realitza una validació amb una eina d'inspecció de la malla i s'exporta a través del format *.msh cap al Fluent 6.1.18.

Pre processat amb Fluent.

Els passos que se segueixen a Fluent en l'etapa de pre processat son,

- Importació i validació de la malla.
 - Revisió per part de Fluent 6.1.18 de la coherència de la malla. Es realitza en aquest apartat un escalat de la malla a les dimensions que li correspon.
- Selecció del solver.
 - Fluent 6.1.18 disposa de dues formulacions per resoldre les equacions bàsiques de la mecànica de fluids que s'associïn al procés. Solver segregat i solver acoblat. La formulació del solver segregada, realitza la solució de les equacions de manera seqüencial, en la formulació acoblada, la solució de les equacions es realitza de forma conjunta. La linealització de les equacions es pot realitzar de manera explícita o implícita en el temps, amb l'afegit de poder utilitzar diferents esquemes de discretització temporals, primer o segon ordre. Triar els models igual que el solver depèn del problema que s'estigui tractant, i no existeix una estratègia determinada per aconseguir-ho, cal conèixer els diferents models existents.
- Altres equacions a solucionar (laminar/turbulent, transferència de calor, fluxe bifàsic...)
 - Especificació del mètode de turbulència que es vol utilitzar en la simulació, o Anàlisi de fluxe compressible o incompressible, permanent o transitori, no viscos, laminar o turbulent.
 - Fluids Newtonians o no Newtonians.
 - Implementació de l'equació de l'energia per tal de resoldre problemes de transferència de calor convectius (naturals o forçats), acoblament conducció/convecció, i radiació.
 - Sistemes de referència mòbils, incloent malles lliscants i superfícies de mescla per la interacció rotor estàtor.
 - Fonts volumètriques de calor, de massa, de moment, de turbulència i de components químics.
 - Càlculs de trajectòries de partícules, gotes o bombolles en fluxe bifàsic.
 - Fluxe a través de medis porosos.
 - Fluxe amb superfície lliure.

- Especificació de les condicions d'operació. (Propietats dels materials)
Implementació de les propietats físiques del fluid que es vol simular. Es pot especificar la densitat, viscositat, capacitat calorífica, pes molecular i conductivitat tèrmica.
- Especificació de les condicions de contorn.
Introduir els valors numèrics a les condicions de contorn especificades amb anterioritat.
- Inicialització de les variables i iterar.
Extensió de les condicions de contorn aplicades a les superfícies o línies de control a tot el domini ocupat pel fluid. Aplicació de les condicions de convergència i iterar.
- Processat o etapa de càlcul.
En aquesta etapa Fluent 6.1.18 realitza els càlculs en funció de les condicions de contorn que s'han definit amb anterioritat. Es disposa d'una sèrie d'eines per tal d'assegurar la convergència del procés com són els factors de relaxació o el Courant Number o eines més complexes com és el Multigrid.
És possible l'adaptació de la malla durant el procés de solució, aquesta característica és molt important al treballar amb malla no estructurada degut a que permet el refinament en àrees de gradients importants de manera que es redueixen els errors numèrics.

Post processat.

Amb els resultats obtinguts amb Fluent es realitza diferents visualitzacions del fluxe. Es poden generar representacions de la distribució de pressions, de velocitat, de temperatura, densitat, línies de corrent, animacions... Es poden generar gràfiques i reports de diferents variables.

4.2 Estudi de la fluidodinàmica interna de la mini VLP.

El fluxe que esdevé a l'interior d'una mini VLP es completament dependent de la geometria del tap i de les condicions de funcionament del component. De totes maneres és possible establir un comportament patró sigui quina sigui la geometria del tap.

En qualsevol cas l'oli entra per la part inferior de la mini VLP i flueix a través de l'espai deixat entre el tap i el seient de forma radial. Per fluxes molt petits, número de Reynolds baixos, es produeix un règim laminar, la resistència es únicament deguda a les forces viscoses, la pressió decreix progressivament a mesura que el radi augmenta. En aquestes condicions la pressió tracta de separar el tap del seient. A mesura que el Reynolds va augmentant el fluxe tendeix a separar-se desde la entrada generant un vòrtex que ataca la superfície del pistó . La pressió dins d'aquest vòrtex és gairebé constant. Es produeix un augment de l'energia cinètica a resultes de la disminució de l'àrea de pas del fluid. Augments en el número de Reynolds incrementen els efectes de la energia cinètica i provoquen l'aparició de turbulència a la regió de la vena contracta.

Les forces de fluxe són sovint, els factors més importants a tenir en compte en l'estudi de components oleohidràulics. Particularment en les mini VLP, les forces axials que actuen sobre la superfície de la vàlvula tenen una enorme influència en el comportament dinàmic de la vàlvula. La característica del fluxe interior i les forces de fluxe resultants es veuen afectats per paràmetres geomètrics globals, diàmetre d'entrada, xamfrà del seient, entre d'altres. Qualsevol arrodoniment o cavitat generat per erosió o per deformació mecànica pot portar a un comportament no previst de la vàlvula.

4.2.1 Etapa de pre processat aplicat a la mini VLP.

A continuació es mostren les passos definits anteriorment aplicats a la mini VLP en les diferents geometries de taps que s'hi munten.

4.2.1.1 Pre processat.

En l'etapa de dibuix de la mini VLP s'imposa la posició a la que ha d'estar ubicat el tap de la mini VLP per tal de realitzar la simulació. En el cas de les simulacions estàtiques es posiciona el tap a un determinada posició d'obertura i en el cas de les simulacions dinàmiques s'ubica el tap e posició de tancament de la mini VLP.

A la Fig. 4.1 (a) es pot observar una geometria en format *.igs del tap de 90° guiat, a on es destaca la divisió de la geometria en subvolums per tal d'optimitzar el mallat. Destacar que la part que es mostra correspon a la zona que ocupa el fluid, ja s'ha realitzat el negatiu.

La Fig. 4.1 (b), mostra les condicions de contorn un cop aplicades en un tap cònic amb xamfrà de relació 1.42. Es poden observar dues línies de separació verticals per tal de realitzar un mallat més eficient a la zona de l'estrangulament.

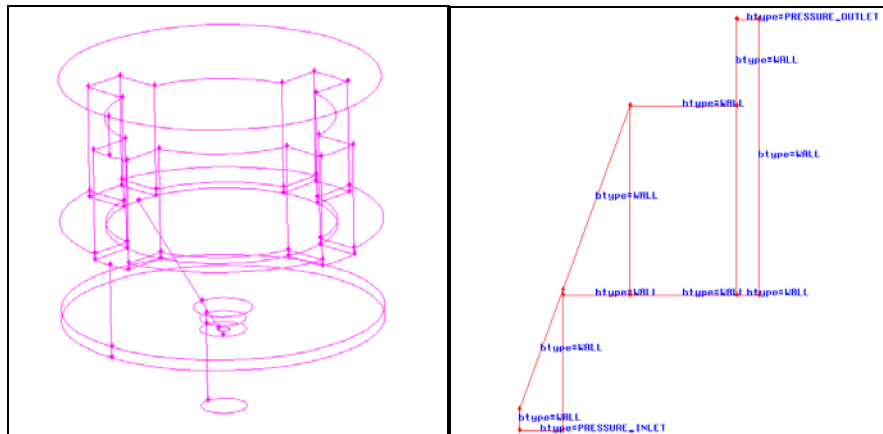


Fig 4. 1 Pre processat gambit.

La Fig. 4.2 mostra tres geometries de tap diferents mallades. Concretament es tracta de la malla aplicada al fluid aplicada sobre el tap de la mini VLP. Destacar la zona de mallat més fi a la zona d'estrangulació. Es mostra el mallat d'un prototip de tap de fluxe guiat, el tap cònic de 90° i la geometria plana singular.

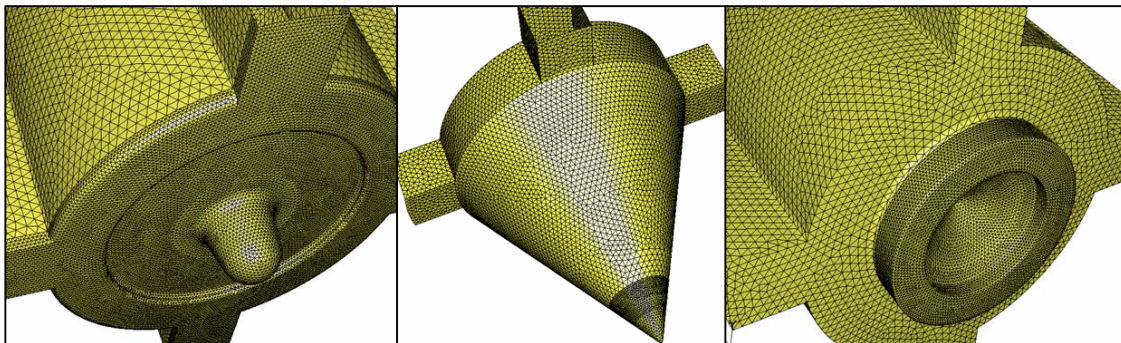


Fig 4. 2 Mallat en taps de mini VLP

Les condicions de contorn que s'apliquen per realitzar la simulació han estat les mateixes en cada simulació.

Condicions de contorn		
Domini		Comentari
Secció entrada de fluid	$p_1 = Cnt.$	<ul style="list-style-type: none"> L'entrada de fluid es simula com un pressure inlet amb el valor numèric que li correspongui per a cada simulació.
Secció sortida de fluid	$p_2 = Cnt.$	<ul style="list-style-type: none"> La sortida s'imposa un pressure outlet a pressió atmosfèrica.
Components sòlids.	$v = 0$	<ul style="list-style-type: none"> S'imposen les condicions de contorn wall al seient i al tap de la mini VLP per tal de poder-hi visualitzar el camp de pressions.
Propietats del fluid. Oli vegetal. FUCHS		
Densitat		$\rho = 890 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
Viscositat cinemàtica		$\nu = 6 \times 10^{-5} \text{ [m}^2\text{/s]}$

Taula 4. 1 Condicions de contorn

4.2.2 Models de turbulència.

El programa de simulació presenta una gran varietat de models de turbulència aptes per a ser utilitzats en les simulacions. Es va realitzar una simulació patró emprant diferents models de turbulència i comparant les diferències en els resultats obtinguts, i els temps de càlcul emprats.

Descripció i utilització dels models de turbulència.
Spalart-Almaras. Model de turbulència d'una equació, dissenyat especialment per aplicacions aeroespacials. Presenta poc temps de processat per a tamanyes de malla elevats. Resultats poc acurats per a fluxes en 3D. Aplicable per a fluxes en 2D, fluxe extern o intern, fluxes sota gradients de pressions.
k-ε Standart. Basat en dues equacions de transport. Es tracta del model de turbulència per defecte, del qual deriven altres com el RNG o el Realizable. Robust. Àmpliament utilitzat tot i les limitacions del model. Aplicable per les iteracions inicials.
k-ε RNG. Variant del model per defecte k-ε, incorpora millores en l'equació de la ε per modelitzar fluxes altament deformats. Convenient per a fluxes amb remolins moderats, vòrtex, presenta una relació temps de càlcul millor que els demés models.
k-w. Model de turbulència basat en dues equacions. Model de turbulència per defecte del qual se'n deriva el model SST k-w Aplicable per a fluxes de capa límit sota gradients de pressió i separació. Aerodinàmica externa i turbomàquines.

El model de turbulència que s'escull després d'haver realitzat simulacions amb els demés i comprovar que és el que millor s'adapta als casos que es vol simular és el RNG k-ε. Es tracta d'una variant de l'estàndard k-ε. Introdueix una variant en el càlcul de l'ε, que millora l'adaptabilitat a fluxes altament deformats. Molt útil per a fluxes amb números de Re baixos.

4.2.2.1 Determinació del paràmetres de Turbulència.

Quan un fluxe entra en un determinat domini, cal especificar la turbulència que ha estat introduïda al domini procedent d'aigües amunt. Per tal d'implementar la turbulència transportada a dins del domini es presenten dos procediments dependents del grau d'informació del fluxe a les entrades.

En el cas que el problema a simular sigui molt sensible a les condicions d'entrada, cal introduir el perfil de la variable d'entrada més ajustat possible per mitjà de l'ús de les boundary profiles o de les UDF, funcions definides per l'usuari, ja sigui partint de dades experimentals o de fórmules matemàtiques. Alternativament, en cas que aquesta informació no es pugui obtenir es poden utilitzar valors constants enlloc de perfils i especificar la turbulència entrant com a funció d'algun dels següents termes, Turbulence Intensity, Turbulent Viscosity Ratio, hydraulic diameter i Turbulence Length Scale.

Valors k - ε específics per a la simulació.

Dades inicials.

- $\rho = 890 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
- $\nu = 6 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$
- $Q = 2 \left[\frac{\text{l}}{\text{min}} \right] = 3.33 \times 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$
- El diàmetre que s'ha utilitzat per tal de fer tots els càlculs corresponents a l'entrada de la vàlvula, és de 2 [mm] , altrament per la sortida s'ha considerat la secció corona entre el tap 10 [mm] i la carcassa 11 [mm] .

Valors de la turbulència a l'entrada.

Valors de la turbulència a l'entrada.	
Turbulence Intensity I.	$I = 0.16 \cdot (Re_{D_h})^{-1/8} = 0.077$ $Re_{D_h} = \frac{v \cdot D_h}{\nu} = 353.33$ $l = 0.07 \cdot L = 0.07 \cdot 2 \times 10^{-3} = 1.4 \times 10^{-4} \text{ [m]}$
Turbulent Kinetic Energy. k .	$k = \frac{3}{2} \cdot (v_{avg} \cdot I)^2 = 1 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right]$
Dissipation Rate. ε .	$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \cdot \frac{k^{3/2}}{l} = (0.09)^{3/4} \cdot \frac{1^{3/2}}{1.4 \times 10^{-4}}$ $\varepsilon = 1173.7 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3} \right]$

Taula 4. 2 Valors de la turbulència a l'entrada

Valors de la turbulència a la sortida.

Valors de la turbulència a l'entrada.	
Turbulence Intensity I .	$I = 0.16 \cdot (Re_{D_h})^{-1/8} = 0.10$ $Re_{D_h} = \frac{v \cdot D_h}{\nu} = 33.33$ $l = 0.07 \cdot L = 0.07 \cdot 2 \times 10^{-3} = 7 \times 10^{-5} [m]$
Turbulent Kinetic Energy. k .	$k = \frac{3}{2} \cdot (v_{avg} \cdot I)^2 = 0,064 \left[\frac{m^2}{s^2} \right]$
Dissipation Rate. ε .	$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \cdot \frac{k^{3/2}}{l} = (0.09)^{3/4} \cdot \frac{0.064^{3/2}}{7 \times 10^{-5}}$ $\varepsilon = 38 \left[\frac{m^2}{s^3} \right]$

Taula 4. 3 Valors de la turbulència a la sortida

4.2.3 Etapa de càlcul

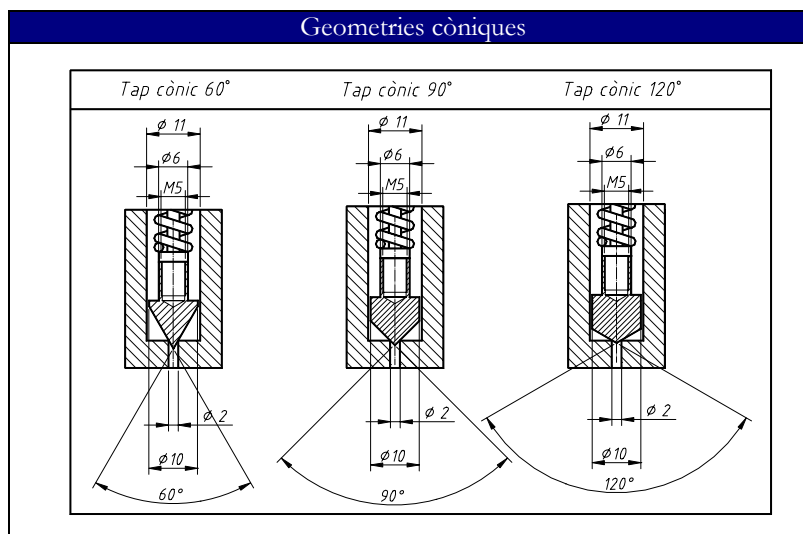
Els càlculs es realitzen amb els valors que per defecte es disposa a Fluent. La condició de convergència es determina a 1×10^{-3} en totes les equacions a resoldre que són,

- Equació de continuïtat.
- Equació de conservació de la quantitat de moviment.
- Les dues equacions del model de turbulència k - ε RNG.

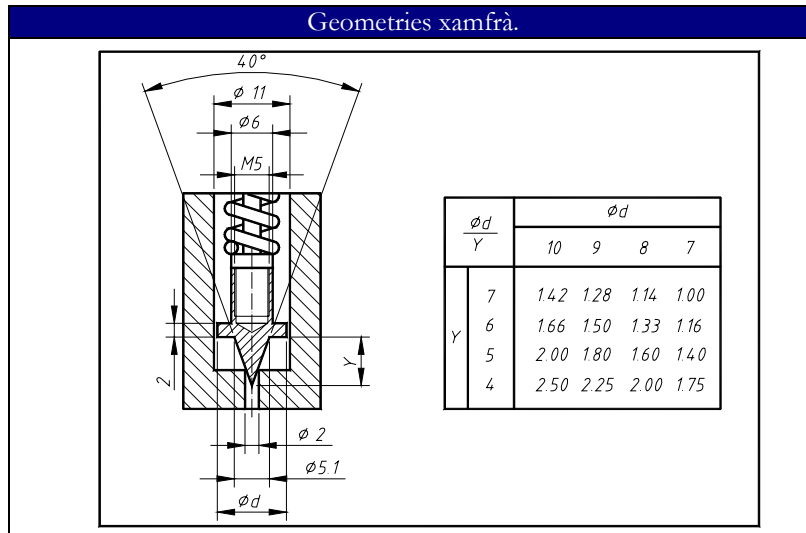
En tots els casos simulats s'obté la convergència de la solució sense realitzar cap variació als factors de relaxació.

4.2.4 Geometries simulades.

En els gràfics que es presenten a continuació es detallen les cotes i les formes dels diferents taps emprats a la simulació.



Taula 4. 4 Geometries còniques



Taula 4. 5 Geometries xamfrà

4.2.5 Resultats obtinguts per simulació CFD.

Es presenta en aquest apartat els resultats obtinguts en les diferents simulacions que s'han realitzat. Les simulacions s'estructuren en tres grups.

- Simulació en 3D de les configuracions còniques clàssiques.
 - Les simulacions en les configuracions còniques clàssiques són el primer pas a la simulació de la mini VLP que es realitza en aquesta tesis. Els resultats obtinguts demostren la bondat dels models utilitzats en la simulació.
- Simulació en 2D utilitzant el model de malla dinàmica.
 - La simetria de resultats presentats a en la simulació 2D, i a la impossibilitat de poder córrer una simulació mitjançant malla dinàmica en 3D degut a la quantitat de memòria necessària, són els elements claus que determinen el pas a 2D. El model de malla dinàmica, imposa de forma externa un cert moviment del tap de la mini VLP i monitoritza les variables i el comportament fluidodinàmic obtingut per a cada una d'aquestes posicions. D'aquesta manera és possible l'obtenció del canvi de règim de fluxe en funció de la posició del tap de la min VLP. Es realitzen aquestes simulacions per a tres famílies d'obturadors.
 - Geometries clàssiques còniques. (60°, 90° i 120°)
 - Geometries xamfrà. (Relació 1 fins a 2.5)
 - Geometria plana singular.
- Simulació de la geometria plana singular.
 - La simulació de la geometria plana singular posa de manifest la necessitat de realitzar el guiat d'aquest tipus d'elements dins de les mini VLP. Es tracta d'una característica molt important al poder-se esdevenir una forta predominància del fluxe en una direcció determinada y a resultes d'aquest fet una amplificació dels fenòmens existents.

4.3 Simulació 2D. Malla dinàmica.

Tal i com s'ha presentat en el capítol anterior la simulació en 3D presenta una axi-simetritat únicament afectada per la pròpia no axisimetricitat de la geometria del tap. En consideracions de regularitat geomètrica aquesta característica és un fet. Per tan el fet de realitzar simulacions en 3D no aporta cap ventatge, tot al contrari incrementa el tamany de la malla i augmenta el temps de càlcul. En aquest cas es tracta d'un fet significatiu degut a que els càlculs de malla dinàmica es repeteixen per a cada diferent posició del tap de la mini VLP.

El mòdul de malla dinàmica de FLUENT pot ser utilitzat per a fluxes en els que la forma del domini canviï amb el temps degut al moviment de les superfícies del domini.

Aquest moviment pot ser descrit mitjançant un funció cinemàtica funció del temps definida al centre de gravetat del sòlid, o bé ser derivat dels resultats obtinguts per mitjà d'una simulació dinàmica.

L'actualització del volum mallat es generat automaticament per FLUENT a cada instant de temps basant-se en la nova posició de les superfícies mòbils de la geometria. El mòdul de malla dinàmica precisa com a dades inicials el volum de fluid mallat i la cinemàtica del moviment que pot ser introduït per mitjà de UDF (User Defined Functions, funcions definides per l'usuari i programades amb C per a ser compilades com a part de codi propi de Fluent) o bé per mitjà de boundary profiles.

Equacions de conservació aplicades a malla dinàmica.

La forma integral de l'equació de conservació per a un determinat valor escalar, ψ , en un volum de control arbitrari V , en el que una de les superfícies del volum de control es mou, pot ser definit com

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot \psi \cdot dV + \int_{SC} \rho \cdot \psi \cdot \left(\vec{u} - \vec{u}_g \right) \cdot d\vec{S} = \int_{SC} \Gamma \cdot \nabla \psi \cdot d\vec{S} + \int_V S_\psi \cdot dV \quad (4.2)$$

a on

- ρ és la densitat del fluid.
- \vec{u} és el vector velocitat del fluxe.
- \vec{u}_g és la velocitat de moviment de la malla.
- Γ és el coeficient de difusió.
- S_ψ és la font de la propietat ψ

El terme de derivada respecte el temps de l'equació (4.2) es pot expressar fent servir una expressió first-order backward difference, com

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \cdot \psi \cdot dV = \frac{(\rho \cdot \psi \cdot dV)^{n+1} - (\rho \cdot \psi \cdot dV)^n}{\Delta t} \quad (4.3)$$

a on n i $n+1$ expresen la quantitat de propietat a l'instant actual i al següent. El V^{n+1} , corresponent a l'instant de temps $(n+1)$ es calcula de la següent manera,

$$V^{n+1} = V^n + \frac{dV}{dt} \cdot \Delta t \quad (4.4)$$

a on el terme dV/dt és la tasa de variació del volum de control. Per tal de satisfer les lleis de conservació aquesta derivada s'expressa com,

$$\frac{dV}{dt} = \int_{SC} \vec{u}_g \cdot d\vec{S} = \sum_j^{n_j} \vec{u}_{g,j} \cdot \vec{S}_j \quad (4.5)$$

a on n_j és el número de cares en el volum de control i A_j és el vector j d'àrea.

El producte escalar $\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{S}_j$ a cada cara del volum de control es calcula com,

$$\vec{u}_{g,j} \cdot \vec{A}_j = \frac{\delta V_j}{\Delta t} \quad (4.6)$$

a on δV_j és el volum escombrat per al superfície de control j en un Δt determinat.

4.3.1 Mètodes de regenerat i actualització de malla.

Existeixen tres mètodes pels que es genera o es destrueix malla en funció de la cinemàtica associada a les superfícies de contorn. Aquests són:

- Comportament molla. (Spring Based Smoothing)
- Creació dinàmica de capes. (Dynamic Layering)
- Remallat local. (Local Remeshing)

4.3.1.1 Mètode comportament molla. (Spring Based Smoothing)

En zones mallades amb elements triangulars o tetraèdrics, es pot utilitzar el mètode Spring Based Smoothing per tal d'ajustar les posicions dels nodes interiors en funció del desplaçament de les superfícies de contorn. Aquest mètode actualitza el mallat sense canviar la connectivitat dels elements de la malla.

Aquest mètode es basa amb la interconnectivitat entre els nodes de la malla com una xarxa de molles connectades entre si. Un desplaçament associat a una superfície de control genera una força proporcional aplicada a les molles associades en aquests nodes, i d'aquesta manera el desplaçament d'aquesta superfície de control es propaga a tot el volum mallat. Aquesta condició resulta una equació iterativa d'aquesta forma,

$$\Delta x_i^{\rightarrow m+1} = \frac{\sum_j^{n_i} k_{ij} \cdot \Delta x_j^{\rightarrow m}}{\sum_j^{n_i} k_{ij}} \quad (4.7)$$

a on Δx_i^{\rightarrow} és el desplaçament del node i , n_i és el número de veïns connectats al node i , i k_{ij} és la constant de la molla entre el node i i el node j . La constant de la molla entre els nodes i i j , es defineix com,

$$k_{ij} = \frac{1}{\sqrt{\left| \vec{x}_i - \vec{x}_j \right|^2}} \quad (4.8)$$

Actualitzades les posicions dels nodes als contorns, es resol l'equació (4.7) es realitza un escombrat iteratiu per a tot el volum seguint el mètode de Jacobi, i s'obté el valor de $\Delta x_i^{\rightarrow k, \text{convergit}}$ convergit. D'aquesta manera la posició final del node s'expressa com,

$$\vec{x}_i^{\rightarrow n+1} = \vec{x}_i^{\rightarrow n} + \Delta x_i^{\rightarrow k, \text{convergit}} \quad (4.9)$$

a on $n+1$ i n denoten la posició en l'instant de temps posterior i actual respectivament.

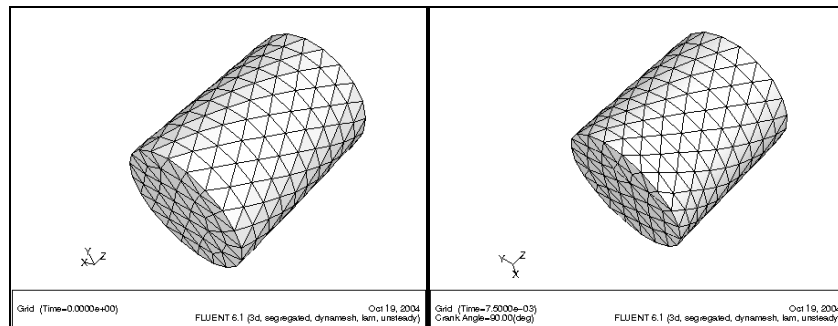


Fig 4. 3 Exemple Spring based method

Es pot utilitzar aquest mètode per actualitzar el posicionat de la malla en qualsevol zona en la que existeixin contorns mòbils o deformables. Es tracta d'un mètode definit bàsicament per a mallas tetraèdriques o triangulars. De totes maneres es pot aplicar aquest mètode en mallas no tetraèdriques o triangulars, en els supòsits en que el moviment de la condició de contorn sigui en una única direcció i de forma normal a la superfície. En el cas de que aquests supòsits no es compleixin resultaria una malla amb un alt grau de deformitat o skewness.

4.3.1.2 Mètode creació dinàmica de capes. (Dynamic Layering)

En mallas hexaèdrics o quadrilàters, el mètode Dynamic Layering s'utilitza per tal d'ajustar la posició de la malla al moviment del contorn de la geometria. Aquest mètode permet la creació d'una capa de malla a les superfícies de contorn a on la cinemàtica és definida. La capa de malla associada a la superfície en moviment j pot ser dividida o fusionada amb la capa posterior, en funció de la separació entre aquestes dues capes h .

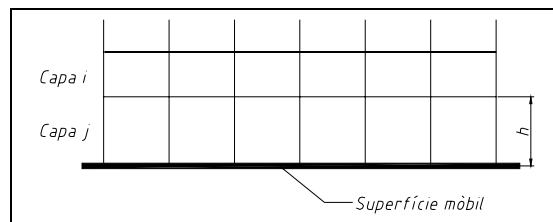


Fig 4. 4 Exemple Dynamic Layering method

Si les cel·les a la capa j s'estan expandint, ho faran fins a deixar de complir la següent relació,

$$h > \alpha_s \cdot h_{ideal} \quad (4.10)$$

a on h_{ideal} és l'alçada ideal de la cel·la i α_s el factor de fractura. Quan es compleix la condició (4.10) les cel·les es divideixen funció del valor del l'alçada de la capa, o sigui que es crea una nova capa amb l'alçada predeterminada i una altra amb alçada $(h-h_{ideal})$. En el cas que les cel·les es comprimeixin la condició de compressió màxima s'expressa per mitjà de la relació següent,

$$h < \alpha_b \cdot h_{ideal} \quad (4.11)$$

Quan es compleix aquesta condició, la capa de cel·les comprimides es fusiona amb la capa de cel·les anteriors formant una única capa. Aquest mètode es pot aplicar si es compleixen les següents condicions,

- Les cel·les veïnes de les superfícies en moviment han de ser hexaèdriques o quadrilàteres.
- Les cel·les han de tenir únicament una superfície de moviment, essent aquest rectilini i definint-se les superfícies veïnes com a lliscants.

4.3.1.3 Mètode de remallat local. (Local Remeshing)

Es pot utilitza aquest mètode en zones amb cel·les tetraèdriques o triangulars. Quan el desplaçament és relativament gran en comparació amb la mida del mallat de les cel·les afectades pel moviment, la qualitat de les mateixes es pot veure deteriorat provocant problemes de convergència. Es resol aquest problema amb el mètode Local Remeshing, que realitza una agrupació de les cel·les que tenen poca qualitat i malla de nou la zona afectada. Es defineix el terme de poca qualitat del mallat quan les cel·les són massa grans, massa petites o són excessivament estirades. Es realitza el remallat local si es compleix algun d'aquests criteris.

- Tamany de malla més petit que el valor de malla mínim.
- Tamany de malla major que el valor de malla màxim.

- Valor del skewness major que el valor del skewness màxim.

Es pot utilitzar el mètode Local Remeshing exclusivament si es compleixen les següents condicions,

- El mallat ha de ser tetraèdric o triangular, per tan les cares han de ser triangulars o lineals en 2D.
- Les cares mallades han d'estar en contacte amb les superfícies en moviment.

4.3.2 Procediment global de remallat.

FLUENT decideix quin dels mètodes presentats amb anterioritat és el més eficient en funció del mallat existent, per exemple si es realitza un mallat tetraèdric s'utilitzen els mètodes Spring-Based Smoothing i el Local Remeshing per actualitzar el mallat, en canvi si el mallat està format per hexàedres o quadrilàters s'utilitza el Dynamic Layering per tal de crear o destruir capes de malla. Cinemàtica del sòlid.

FLUENT determina la cinemàtica del sòlid en funció de la posició i orientació del centre de gravetat de la zona mòbil. La posició i l'orientació del centre de gravetat es pot determinar en funció d'una combinació de qualsevol de les següents variables,

- Posició (x, y, z) com a funció del temps.
- Posició angular $(\theta_x, \theta_y, \theta_z)$ com a funció del temps.
- Velocitat (v_x, v_y, v_z) com a funció del temps.
- Velocitat angular $(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$ com a funció del temps.

L'equació que es resol per calcular la posició del centre de gravetat al llarg del temps es basa en la descomposició del vector posició en tres components com són,

$$\vec{x} = \vec{x}_{c.d.g} + \vec{x}_\theta + \vec{x}_r \quad (4.12)$$

a on $\vec{x}_{c.d.g}$ és l'actual posició del centre de gravetat, i \vec{x}_θ i \vec{x}_r les posicions relatives respecte el $\vec{x}_{c.d.g}$. Els vectors unitaris en les direccions θ i r es defineixen com,

$$\vec{e}_\theta = \frac{\vec{\Omega}_{c.d.g} \times \vec{x}_r}{\left| \vec{\Omega}_{c.d.g} \times \vec{x}_r \right|} \quad (4.13)$$

$$\vec{e}_r = \frac{\vec{x}_r}{\left| \vec{x}_r \right|} \quad (4.14)$$

a on $\vec{\Omega}_{c.d.g}$ és la velocitat angular del centre de gravetat, i el vector \vec{x}_r es defineix com $\left(\vec{x} - \vec{x}_{c.d.g} \right)$.

Suposat un determinat moviment definit per, $\Delta\theta = \left| \vec{\Omega}_{c.d.g} \right| \cdot \Delta t$, s'obté la posició de qualsevol punt del sòlid a l'instant següent segons,

$$\vec{x}^{\rightarrow n+1} = \vec{x}_{c.d.g} + \vec{v}_{c.d.g} \cdot \Delta t + \left| \vec{x}_r \right| \cdot \left(\sin(\Delta\theta) \cdot \vec{e}_\theta + \cos(\Delta\theta) \cdot \vec{e}_r \right) \quad (4.15)$$

a on $\vec{v}_{c.d.g}$ és la velocitat lineal del centre de gravetat.

4.3.3 Aplicació del model de malla dinàmica a la geometria de la mini VLP

S'ha escollit un model de simulació en 2D degut a la gran quantitat d'elements creats en l'etapa de malla. S'ha d'adquirir un compromís entre el temps de càlcul i la precisió dels resultats obtinguts.

Una simulació tridimensional és excessivament costosa de realitzar, ja sigui en ordre temporal com en ordre de màquina per a realitzar la simulació, és per això que s'estudia el cas bidimensional, tot sabent que no ho és estrictament, veure el capítol referent a les simulacions 3D.

El plantejament que es segueix en les simulacions dinàmiques és el de obtenir la variació de les diferents variables fluidodinàmiques en funció de la posició del propi component. Es tracta d'una modelització molt útil per a tots elements en els que hi hagi una interacció entre el fluid i la cinemàtica de l'estructura.

El model de malla dinàmica realitza les simulacions temporals prenent com a dades o condicions de contorn imposades el camp de variables fluidodinàmiques existent i el nou malla generat degut al canvi de la posició del component. El procediment del mètode és el següent,

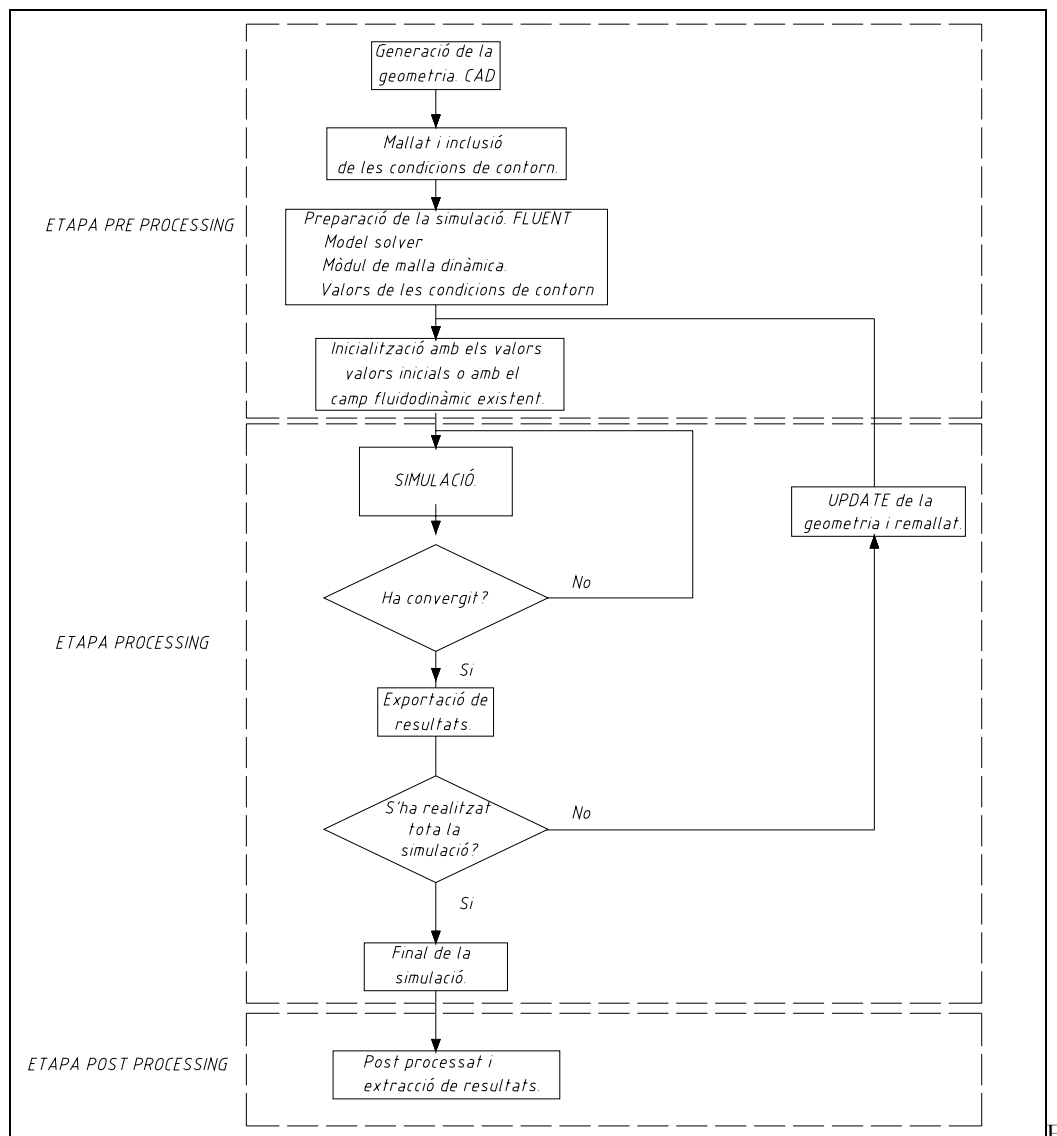


Fig 4. 5 Procediment malla dinàmica

4.3.3.1 Generació de la geometria CAD.

El procediment ha estat el mateix que en els casos anteriors 2D i 3D, generació de geometria amb un programa de CAD, en concret el software IDEAS, que permet l'exportació dels fitxers en format iges.

4.3.3.1.1 Mallat i condicions de contorn.

Aquest arxiu és adquirit dins del software Gambit. El format iges d'I-DEAS exporta únicament les vèrtexs i les arestes de la geometria, és dins d'aquest software que s'ha de construir la geometria partint d'aquestes estructures bàsiques, és per això que cal muntar les superfícies, i si s'escau els volums formats per les superfícies abans creades. Dins del software Gambit es genera el mallat del fluid i s'apliquen les condicions de contorn. A la Fig. 4.6 es pot observar les diferents superfícies creades i les condicions de mallat i de contorn aplicades al model.

Les superfícies s'han agrupat en els següents grups.

- *Pij* Superfícies del tap.
- *Wi*. Superfícies del seient.
- *Eix i*. Superfícies creades per tal d'aplicar el model de la malla dinàmica.
- *Entrada pressió i sortida pressió*. Superfícies a on s'apliquen les condicions de contorn.

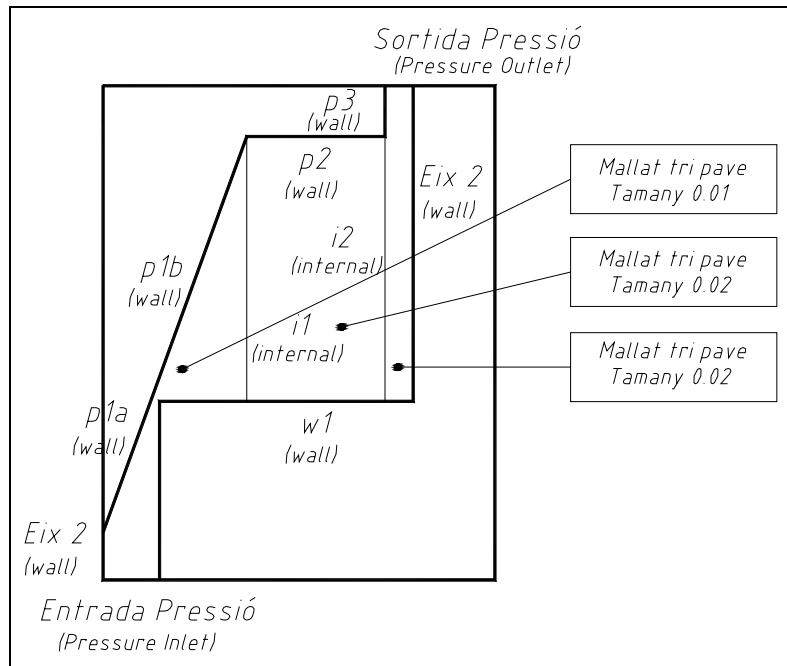


Fig 4. 6 Condicions de contorn malla dinàmica

4.3.3.2 Preparació de la simulació.

4.3.3.2.1 Model de solver.

Per tal de resoldre els problemes mitjançant malla dinàmica s'ha utilitzat el model Segregat implícit amb una formulació transitòria implícita de primer ordre.

4.3.3.2.2 Model de viscositat.

S'ha escollit el model de turbulència $K-\varepsilon$, per ser aquest el més adequat per la simulació de fluxes en components oleohidràulics, en concret s'ha incorporat el model RNG. De la comparativa de models de turbulència realitzada el model $K-\varepsilon$ RNG és el que proporciona una millor relació entre precisió de resultats i temps de càlcul.

4.3.3.2.3 Condicions de contorn.

Les condicions de contorn aplicades en el model de malla dinàmica fan referència als següents punts.

Moviment del tap de la vàlvula. S'ha associat un moviment sinusoidal al tap de la forma $x(t) = x \cdot \sin(\omega t)$ prenent com a $x = 0.16$ [mm] i com a $\omega = 174.53$ [rad/s]. Es realitza d'aquesta manera un cicle cada 0.036 [s]. S'incorpora al model de malla dinàmica únicament la simulació de mig cicle.

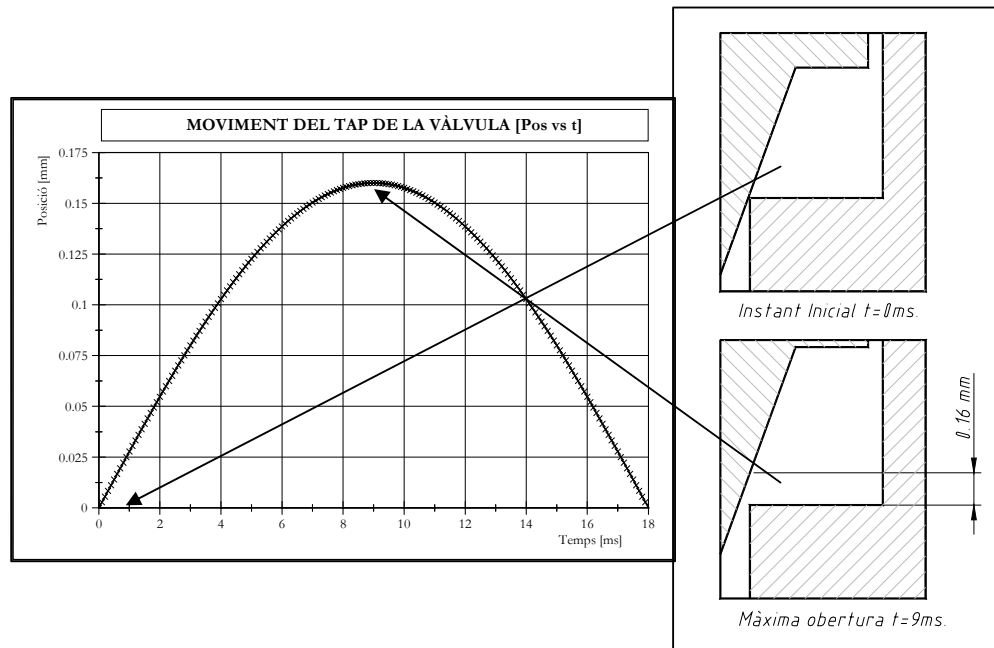


Fig 4. 7 Condició de contorn de moviment del tap de la min VLP

Condició de contorn de pressió. A la superfície d'entrada s'hi associa una pressió constant de 50 [bar], mentre que la descàrrega es fa a pressió atmosfèrica.

Dades de la simulació dinàmica.

Els valors de les variables del model de malla dinàmica incorporades a la simulació són,

Valor de les variables del model de malla dinàmica			
Smoothing			
	Spring Constant Factor.	0.2	
	Boundary Node Relaxation.	0.8	
	Convergence Tolerance.	0.001	Valor per defecte.
	Number of Iterations.	20	Valor per defecte.
Layering			
	Split Factor	0.4	
	Collapse Factor	0.4	
Remeshing			
	Minimum Cell Volume [m ³]	Valor que depèn del tamany de la malla	
	Maximum Cell Volume [m ³]	Valor que depèn del tamany de la malla	
	Maximum Cell Skewness	0.4	
	Size Remesh Interval.	15	

Taula 4. 6 Valor de les variables del model de malla dinàmica

4.3.3.3 Resultats obtinguts.

Els resultats obtinguts són

- Distribució de pressions sobre les superfícies. $p1a$, $p1b$, $p2$ i $p3$ corresponents al tap i $w1$ corresponent al seient. (Format numèric)
- Distribució de pressions al volum de control. (Format gràfic).
- Distribució de velocitats al volum de control. (Format gràfic).

S'obté un recull de tots aquests resultat per cada interval de temps convergit (360), i per cada una de les geometries simulades.

4.3.3.4 Post processat.

El post processat realitzat amb aquests resultats permet l'obtenció de,

- Gràfic de la distribució de pressió contra la posició. Corbes de pressió sobre el tap i sobre el seient, en funció del temps. Obertura i tancament.
- Força exercida per la distribució de pressions, abans presentada, en funció del temps. Obertura i tancament.
- Evolució dels centres dels vòrtex en funció del temps.

4.3.4 Distribució de pressions sobre el seient i el tap de la mini vlp en funció de la posició. Simulacions dinàmiques.

En aquest capítol s'estudien les zones de depressió creades pel jet de fluxe a la zona d'estrangulament. Concretament s'estudia l'evolució de la pressió en funció de la posició d'obertura del tap de la mini VLP al seient de la mini VLP i al mateix tap.

De forma esquemàtica es mostra la Fig. 4.8 les zones a on la cavitació és més fàcil que es propiciï.

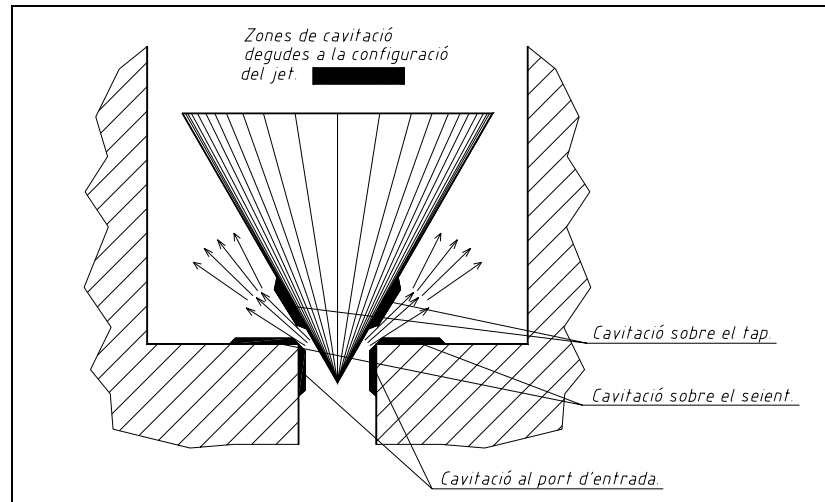


Fig 4. 8 Zones de cavitació

Un cop el fluxe travessa la zona d'estrangulament pren una configuració de fluxe completament dependent de la posició de la vàlvula. Tal i com s'ha esmentat en el capítol d'estat de l'art, es presenten tres tipologies de configuracions de fluxe, tipus I fluxe adherit al seient, tipus II fluxe intermig i tipus III a on el fluxe s'adhereix al tap de la mini VLP.

- Cavitació al port d'entrada.
A mesura que el fluxe s'acosta al canto viu del seient es separa de les parets del port d'entrada, es comba cap a l'interior, tot i preveient la configuració aigües avall de l'estrangulament. És justament en aquesta zona a on es produeix una zona de depressió i per tan la possible aparició de cavitació.
- Cavitació sobre el seient.
El fluxe tipus I es produeix per a obertures del tap molt petites, per tan per a cabals molt petits, no es destaca per aquest rang d'obertures una cavitació extremadament violenta. Es dona amb més importància per a obertures que provoquen el fluxe tipus II. En aquest cas la configuració del fluxe provoca una zona de depressió just a l'inici del seient produint-s'hi una zona de depressió a on es provoca la cavitació.
- Cavitació sobre el tap de la mini VLP.
De la mateixa manera que en el cas anterior es presenta el fenomen de cavitació de manera destacada per a fluxes tipus II. El fluxe presenta una separació respecte la geometria del tap de la min VLP de manera que provoca la ubicació d'una zona de depressió que provoca la cavitació.

Aquest estudi es realitza a totes les geometries presentades a la part experimental, mostrant-se únicament en aquesta memòria els resultats de tres geometries mostra de cada un dels grups principals, concretament

- Tap cònic clàssic de 60°.
- Tap cònic amb xamfrà relació 1.5.
- Tap geometria plana singular.

4.3.4.1 Procés de càlcul i presentació de resultats.

Es programa Fluent per tal que creï un arxiu de la pressió sobre la superfície del seient i de la pressió sobre la superfície del tap. S'obté un total de 360 arxius per a cada superfície, per totes les geometries que es simulen. Cada arxiu està format per quatre columnes. Una primera a on hi ha un identificador d'element de malla, per la superfície del tap de la mini VLP hi ha un total de 752 elements i per la del seient 269. La segona i tercera columna estan formades per les coordenades x - y de l'element de malla, i la quarta columna correspon a la variable monitoritzada, en aquest cas la pressió. Per la presentació de resultats es recull en forma de una mostra de tots els valors obtinguts. Aquesta mostra és equiespaiada en el temps, essent la posició d'obertura la que es mostra a la Taula 4.7.

PUNTS GRAFICATS		
	<i>Temps [s]</i>	<i>Posició [mm]</i>
OBERTURA	1.5×10^{-3}	0.041
	3.0×10^{-3}	0.08
	4.5×10^{-3}	0.113
	6.0×10^{-3}	0.138
	7.5×10^{-3}	0.154
	9.0×10^{-3}	0.16
TANCAMENT	1.15×10^{-2}	0.154
	1.20×10^{-2}	0.138
	1.35×10^{-2}	0.113
	1.50×10^{-2}	0.08
	1.65×10^{-2}	0.041
	1.80×10^{-2}	0

Taula 4. 7 Punts graficats.

El format que presenta Fluent associa a un parell de coordenades x - y la pressió que li correspon. La posició de la geometria dins del (0,0,0) del sistema de coordenades del CAD emprat implica unes coordenades diferents per a cada una de les geometries. Es realitza per tant un canvi de coordenades ubicant el vèrtex de les geometries còniques en el punt (0,0). A partir d'aquest punt es referència tota la geometria.

4.3.5 Resultats.

En els gràfics que es presenten a continuació es mostren

- Distribució de pressions sobre el seient en funció dels diferents valors de l'obertura del tap de la mini VLP. Veure Taula 4.7.
- Distribució de pressions sobre el tap de la mini VLP en funció dels diferents valors de l'obertura del tap de la mini VLP. Veure Taula 4.7.

En el centre dels gràfics s'ubica la geometria del tap simulada. Rodejant-la s'observa les distribucions de pressió sobre el seient o sobre el seient. En el cas de la distribució de pressions sobre el tap s'observa als gràfics de l'esquerra l'evolució de la pressió sobre tota la coordenada corresponent, mentre que en els gràfics de la dreta un zoom de la distribució de pressions sobre el tap però centrada en la zona d'estrangulament.

4.3.5.1 Mini VLP tap xamfrà rel. 1.5.

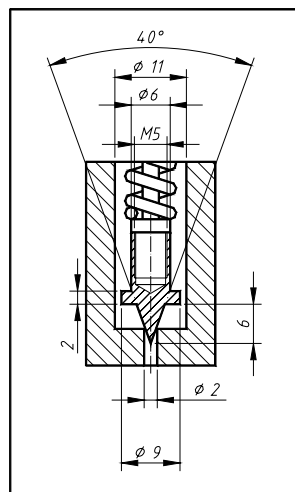


Fig 4. 9 Cotes mini VLP xamfrà 1.5

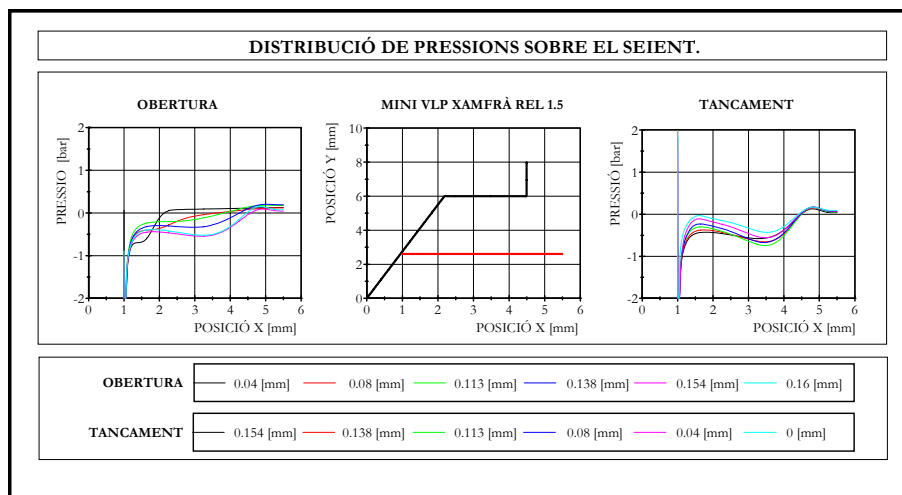


Fig 4. 10 Distribució de pressions sobre el seient. Mini VLP xamfrà 1.5

En aquesta gràfica es demostra que existeix una depressió a la zona del seient més propera a l'entrada del fluid. Aquest fet es produeix tan en el procés d'obertura com de tancament. Es destaca també que per a obertures petites la depressió és més intensa, mentre que a mesura que s'augmenta l'obertura aquesta perd d'intensitat però guanya en amplitud. Els valors de pressió obtinguts no s'han de tenir en compte com a valors referència degut a que els models numèrics no presenten molta precisió en aquest aspecte.

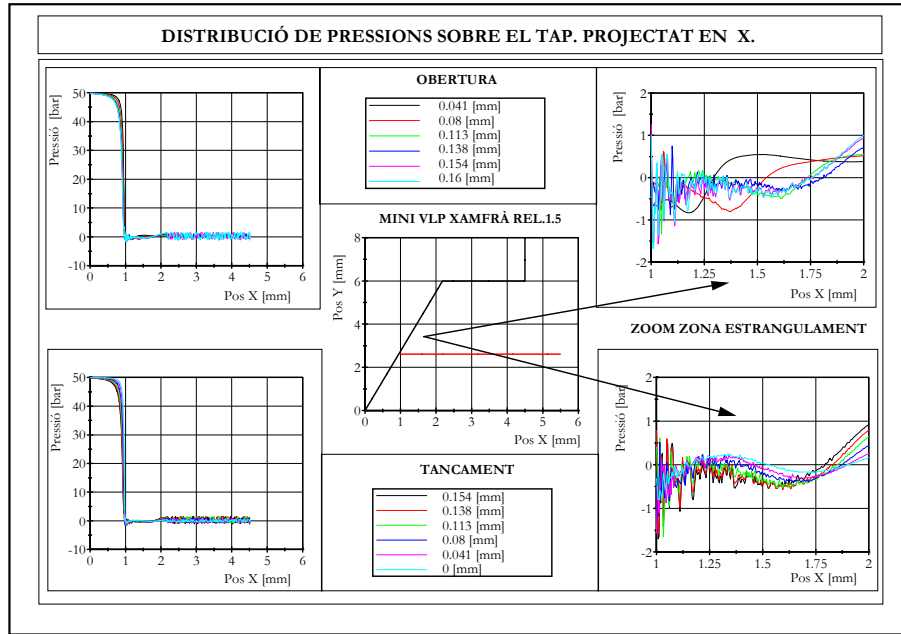


Fig 4. 11 Distribució de pressions sobre el tap. Mini VLP xamfrà 1.5. Component x

La distribució de pressions sobre el tap projectat sobre l'eix x, demostra el mateix que s'apunta en la configuració sobre el tap. A mesura que el s'augmenta l'obertura de la mini VLP es disminueix el valor de la depressió i s'augmenta l'amplitud de la mateixa. Els valors oscil·lants que s'observen en els gràfics de zoom tan de l'obertura com en el tancament són deguts a errors de difusió creats per la qualitat de la malla dinàmica.

4.3.5.2 Mini VLP Tap cònic 60°.

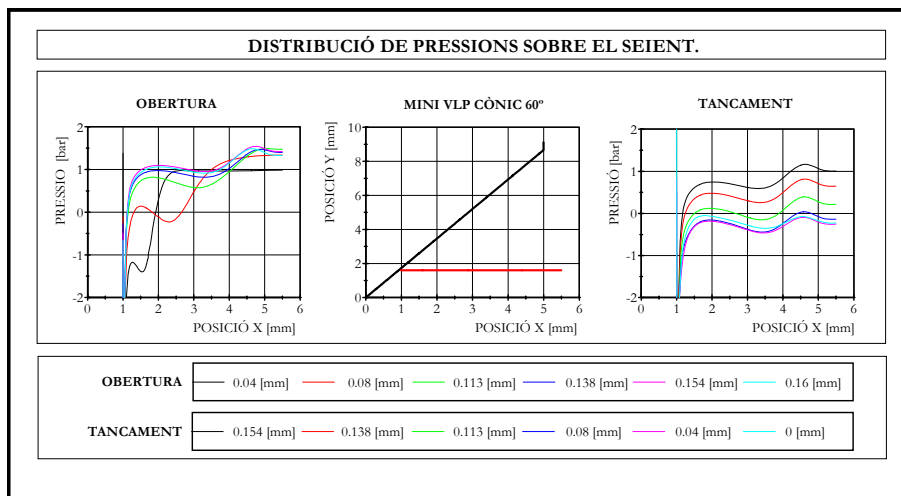


Fig 4. 12 Distribució de pressions sobre el seient. Mini VLP cònic 60°

En el cas de la distribució de pressions sobre el scient es presenta una disminució de la magnitud de la depressió generada en funció de la inclinació de l'angle del tap.
 La disminució de la depressió i augment de la zona d'influència es destaca també en aquesta tipologia de geometries.

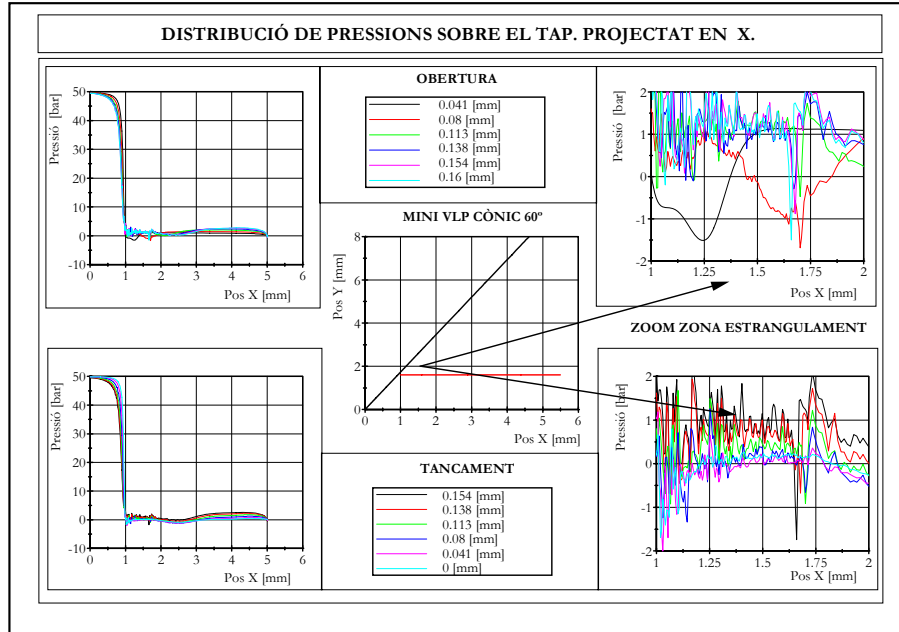


Fig 4. 13 Distribució de pressions sobre el tap. Mini VLP cònic 60°. Component x

La distribució de pressions sobre el tap de la mini VLP en projecció x, destaca per l'aparició d'una zona de depressió a 1.6 [mm] del vèrtex del tap de la mini VLP corresponent al centre de la depressió.

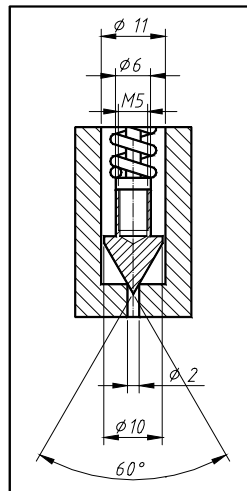


Fig 4. 14 Cotes mini VLP geometria cònica 60°

4.4 Evolució dels centres dels vòrtex en funció del temps.

Un dels resultats que s'obtenen per mitjà de la simulació dinàmica és un grup d'imatges de la configuració de fluxe, es presenten els resultats en forma de perfil de pressions i de velocitats. En aquest apartat s'estudia la configuració de velocitats resultant del moviment d'obertura i tancament de la mini VLP.

Tal i com s'ha comentat a la part de l'estat de l'art la configuració de fluxe pot prendre tres formes diferents de jet, adherida al seient, adherida al tap de la mini VLP o una configuració intermitja. Sigui quina sigui la configuració que es presenta, es destaca sempre l'aparició d'un vòrtex de més o menys intensitat a la zona aigües avall de l'estrangulació a resultes de l'arrosseigament que provoca el jet sortint de la zona d'estrangulació.

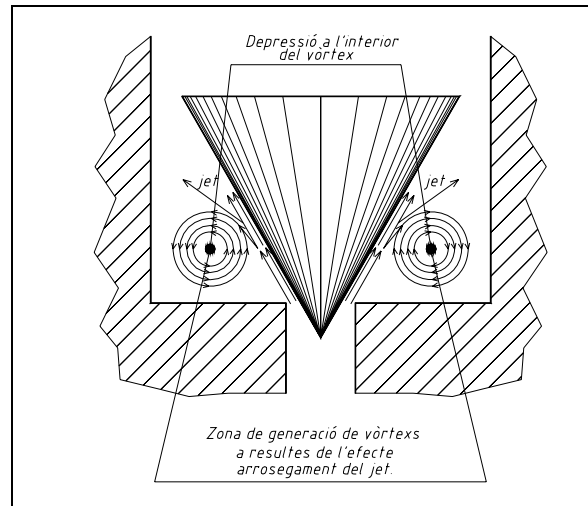


Fig 4. 15 Ubicació depressió centre vòrtex

Es justament la posició del centre del vòrtex el que es vol trobar per mitjà del tractament digital de les imatges que s'obtenen a la simulació dinàmica.

4.4.1 Procediment de tractament digital.

El procediment de tractament digital ha de proporcionar les coordenades del centre del vòrtex en funció del temps. Es disposa d'un total de 360 imatges de la configuració de velocitats en funció del temps, per tal de fer el càlcul més àgil, es prenen les imatges en intervals de 20 imatges, o sigui un total de 16 posicions diferents del tap de la mini VLP amb un espaiat temporal de $11.25 [ms]$.

Es disposa d'un software de tractament digital d'imatges de NI anomenat Vision Assistant 7.1 que permet el tractament de les imatges digitals. Els passos que s'han dut a terme són,

4.4.1.1 Pas 1. Adquisició de la imatge a tractar.

Provinent del programa de simulació numèrica Fluent, s'adquireix la imatge de la distribució de velocitats. En aquest cas concret es pren el perfil de velocitats del tap amb xamfrà relació 1.42 a l'instant $t=4.625 [ms]$.

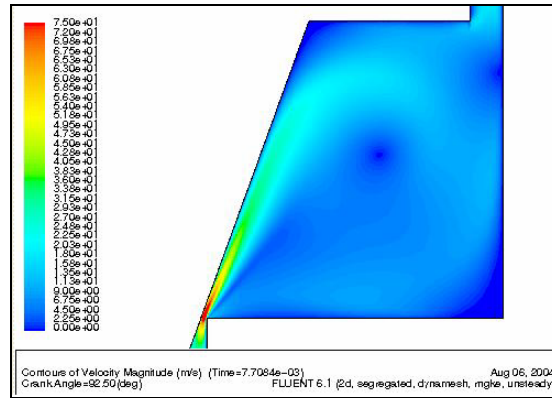


Fig 4. 16 Pas 1. Adquisició imatge

4.4.1.2 Pas 2. Transformació a blanc i negre (256 tons).

Passar la imatge de color a escala de grisos amb un gradient que va del 0 blanc al 255 negre.

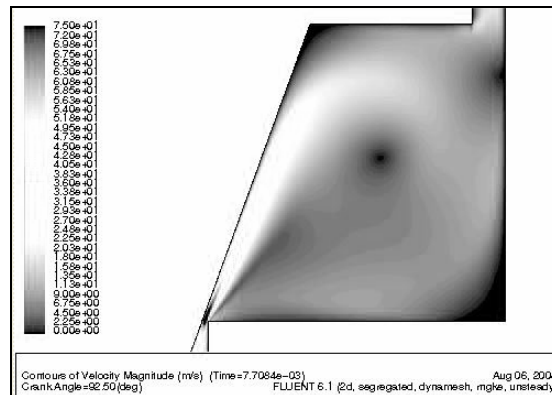


Fig 4. 17 Pas 2. Transformació a blanc i negre

4.4.1.3 Pas 3. Invertir la imatge.

Realitzar el negatiu de la imatge. En la imatge anterior la zona del centre del vòrtex presenta un to força proper al negre, i per tal de continuar amb el procés de tractament aquest ha d'estar justament proper al to blanc.

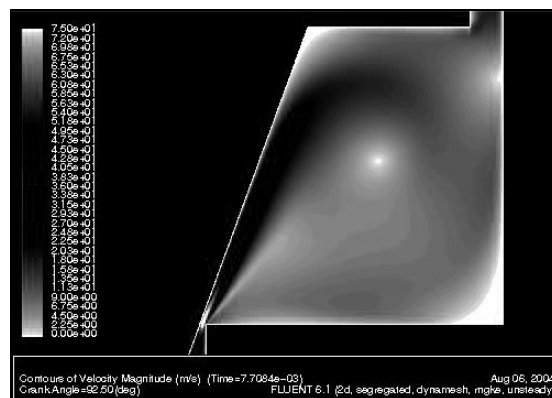


Fig 4. 18 Pas 3. Invertir imatge

4.4.1.4 Pas 4. Reconeixement de la línia que defineix el seient de la mini VLP.

Per tal de poder referenciar el centre del vòrtex cal disposar d'un punt invariable dins de la imatge de manera que s'hi puguin establir relacions. Concretament el punt que es tria és l'intersecció entre la línia que defineix el conducte d'entrada i la línia que defineix el seient de la vàlvula. Per tal de trobar les coordenades, en píxels, d'aquest punt s'utilitza una eina de detecció de segments rectes, que dóna les coordenades del píxel inicial i final del segment que es vol mesurar.

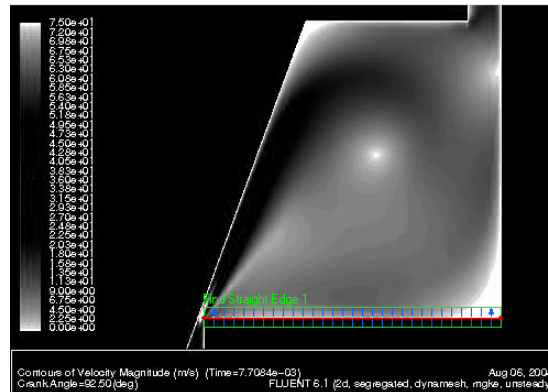


Fig 4. 19 Pas 4. Reconeixement seient

Restant el valor de la coordenada en x del píxel final i del píxel inicial i dividint pel valor en mm del segment que forma el seient s'obté el valor de transformació píxel/mm.

El valor de referència que s'utilitza és el que s'obté del valor de la coordenada del píxel inicial del segment.

4.4.1.5 Pas 5. Binarització de la imatge.

La imatge actual està formada per uns píxels que tenen un valor de 0 a 255. En aquest pas el que es fa és binaritzar la imatge de manera que qualsevol píxel amb un valor entre 0 i 20 passa a tenir un valor de 0, per tan a associar-li el color blanc, (en aquest cas l'aplicació ho transforma a vermell, no a color blanc, visualment únicament) i els píxels entre 21 i 255 els passa a 1, per tan negre. El resultat és el que es mostra a la Fig. 4.23.

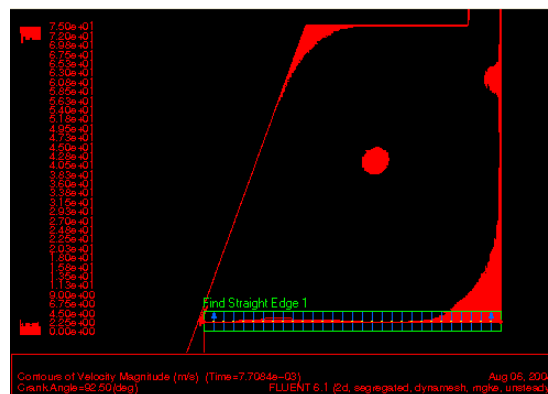


Fig 4. 20 Pas 5. Binarització de la imatge

Cal destacar en aquest pas que la zona del centre del vòrtex està perfectament determinada.

4.4.1.6 Pas 6. Ubicació del píxel del centre del vòrtex.

En aquest pas s'ubiquen de cercles de diferents diàmetres, fins a un diàmetre màxim fixat per l'usuari, de manera que es cobreixi la major part de zona amb valor 0. Amb aquests cercles ubicats es pot obtenir quina és la coordenada del píxel del centre del cercle.

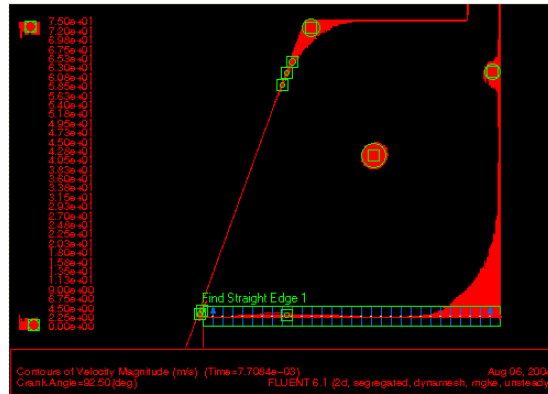


Fig 4. 21 Pas 6. Ubicació del vòrtex

Restant aquestes coordenades a les coordenades de la referència obtingudes al pas 4 i sabent la transformació píxel a mil·límetre també obtinguda al pas 4. Es pot ubicar de manera inequívoca el centre del vòrtex. Aquesta operació es realitza per a les 16 imatges que conformen el moviment d'obertura i tancament obtenint-se els següents resultats.

4.4.1.7 Resultats

En aquests gràfics s'observa l'evolució de la posició dels centres dels vòrtex en funció del valor de l'obertura del tap de la mini VLP.

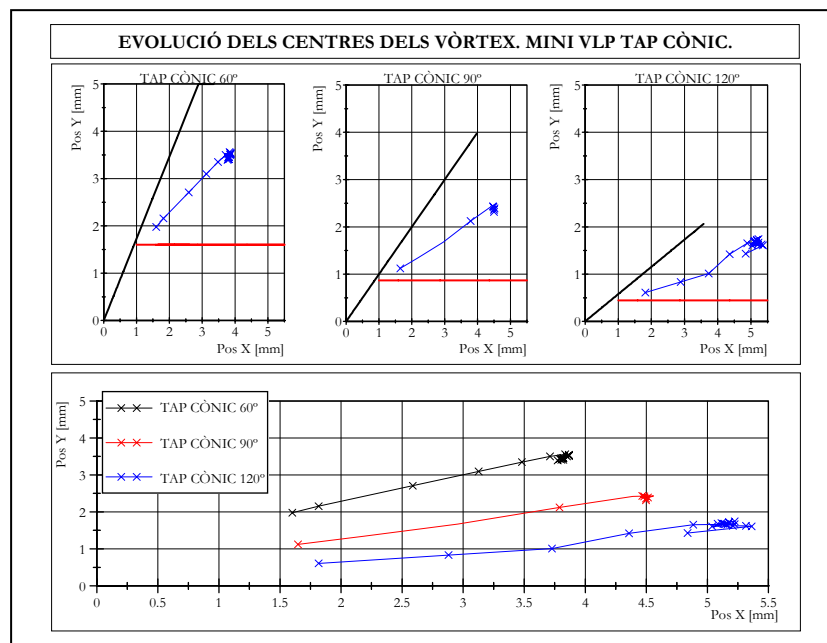


Fig 4. 22 Evolució dels centres dels vòrtex en taps cònics

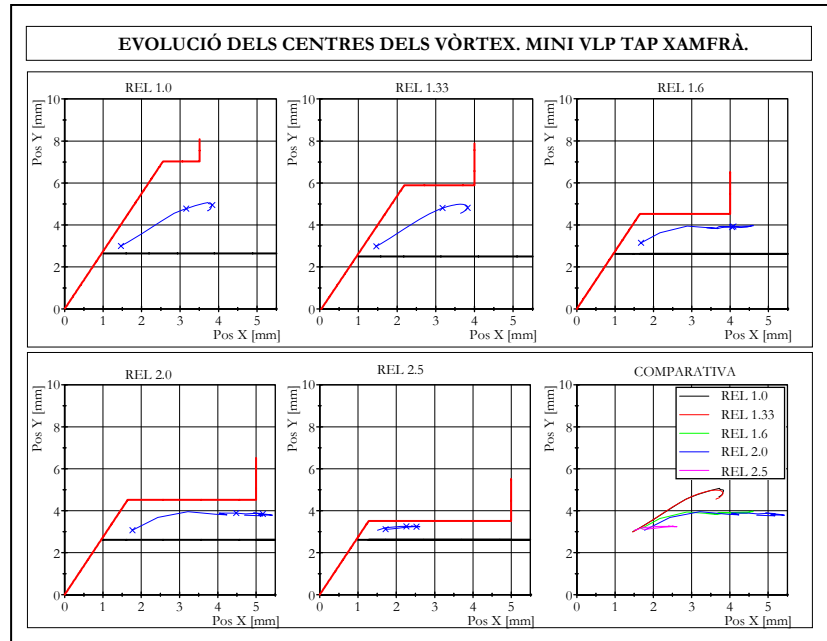


Fig 4. 23 Evolució dels centres dels vòrtex en taps tipus xamfrà

Dels resultats obtinguts es pot observar que a mesura que el tap es tanca la posició del centre del vòrtex s'ubica a la mateixa posició.

Per a geometries còniques no s'observa una variació en la velocitat de la ubicació del centre del vòrtex. Això implica un angle del jet del mateix valor per a totes les posicions de la obertura de la mini VLP. Existeixen per tan altres factors que deriven en una variació de l'angle del jet.

Les geometries xamfrà mostren que variacions de la relació $\frac{A_d}{Y}$, no provoquen variacions de la trajectòria del vòrtex. La geometria no afecta la configuració del fluxe, està únicament afectada per l'angle del tap de la mini VLP. Aquest fet es demostra per a relacions de la geometria xamfrà de 1 i 1.33 i 1.66 i 2.00.

A mesura que la relació $\frac{A_d}{Y}$ augmenta la trajectòria del centre del vòrtex esdevé més plana.

4.5 Càlcul de la força exercida per la pressió en la simulació dinàmica.

La força en direcció y s'expressa com a suma de tres components f_1, f_2 i f_3 , corresponent f_1 a la part cònica, f_2 al xamfrà i f_3 a la part vertical.

$$F_y = f_1 + f_2 + f_3 \quad (4.16)$$

Es considera que la contribució de la pressió en direcció x és anul·lada degut a l'axisimetricitat del procés. En posteriors capítols es demostrarà que aquesta consideració no és correcta, però a efectes de la contribució en y no afecta.

Les components de f_1, f_2 i f_3 s'expressen com,

$$f_i = \int_{s_i} p_{y_i} \cdot ds_i \quad i = 1, 2 \quad (4.17)$$

considerant que

$$\begin{aligned} p_{y1} &= p_1 \cdot \sin \theta \\ p_{y2} &= p_2 \end{aligned} \quad (4.18)$$

La component f_3 no es té en compte degut a que no genera força en component y .

L'expressió (4.16) pren la forma,

$$F_y = \int_{s_1} p_1 \cdot \sin \theta \cdot ds_1 + \int_{s_2} p_2 \cdot ds_2 \quad (4.19)$$

En el cas que l'expressió de la pressió fos una funció continua realitzant la integral seria suficient per calcular la força, però els resultats provenen de CFD, per tan el que s'obté és una funció discreta de la pressió en funció de la posició de la cel·la. Falta per tan passar de la funció integral a la funció sumatori. L'àrea d'un con es pot expressar com,

$$s_1 = \pi \cdot r \cdot g \quad (4.20)$$

essent r el radi del con i g la generatriu del mateix. Expressant l'equació (4.20) com a funció de l'alçada y mitjançant les transformacions trigonomètriques següents, $g = \frac{y}{\cos \theta}$ i $r = y \cdot \tan \theta$ s'obté que (4.20) es pot expressar com,

$$s_1 = \pi \cdot y^2 \cdot \sin \theta \quad (4.21)$$

Fent la derivada d'aquesta expressió en funció de y s'obté,

$$ds_1 = 2 \cdot \pi \cdot y \cdot \sin \theta \cdot dy \quad (4.22)$$

Expressant la contribució de la pressió sobre l'àrea cònica en forma discreta s'obté,

$$f_1 = \sum_{i=0}^{i=n} 2 \cdot \pi \cdot \sin^2 \theta \cdot p_{i1} \cdot y_i \cdot \Delta y \quad (4.23)$$

Essent Δy la distància entre els centres de les cel·les en direcció y i y_i la coordenada y de la cel·la i .

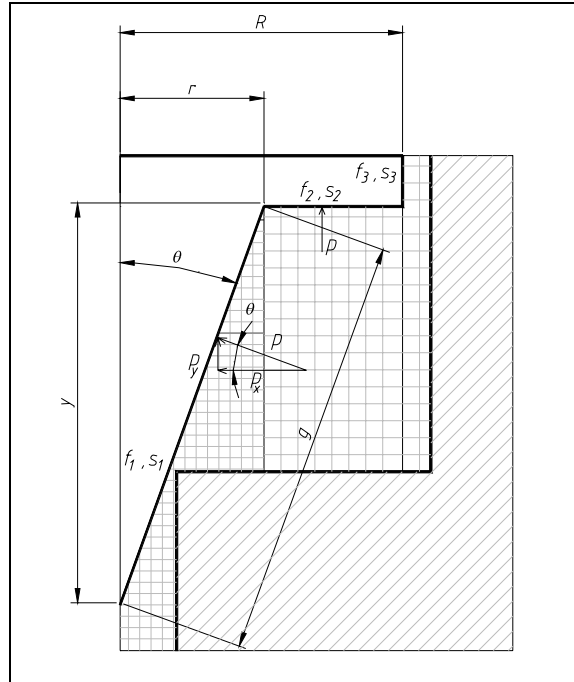


Fig 4. 24 Consideracions geomètriques

L'àrea sobre la que s'aplica la p_2 corresponent al xamfrà del tap cònic es tracta d'una corona circular sobre la que actua la pressió puntual discreta (suposició axisimètrica). Per tan expressant aquesta contribució de les pressions sobre l'àrea que forma el xamfrà en forma discreta s'obté,

$$f_2 = \sum_{j=0}^{j=m} p_{2j} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_j \cdot \Delta r_j \quad (4.24)$$

essent r el radi menor de la corona circular que forma el xamfrà, Δr la distància entre els centres de les cel·les en direcció x . L'índex j correspon al número de la cel·la sobre la qual s'està realitzant l'escombrat. La cel·la corresponent al radi r pren el valor de 0, mentre que la corresponent al radi R pren el valor determinat pel tamany de mallat (m).

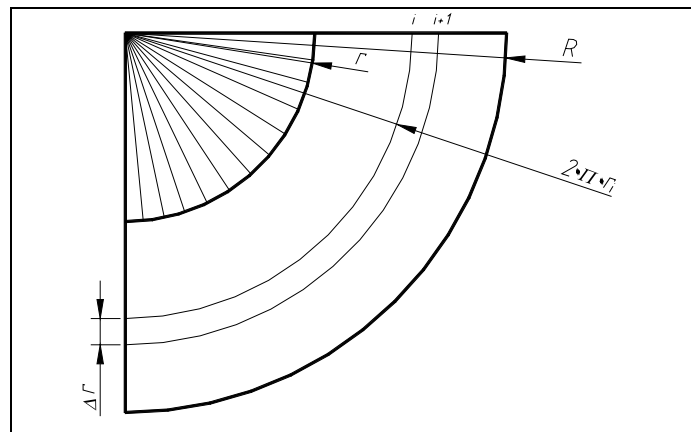


Fig 4. 25 Sectors circulars

Agrupant termes la força total expressada en forma discreta pren la forma següent,

$$F_y = \sum_{i=0}^{i=n} 2 \cdot \pi \cdot \sin^2 \theta \cdot p_{1i} \cdot y_i \cdot \Delta y + \sum_{j=0}^{j=m} p_{2j} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_j \cdot \Delta r_j \quad (4.25)$$

Aplicant aquests valors en una macro realitzada amb Diadem s'obtenen els resultats següents.

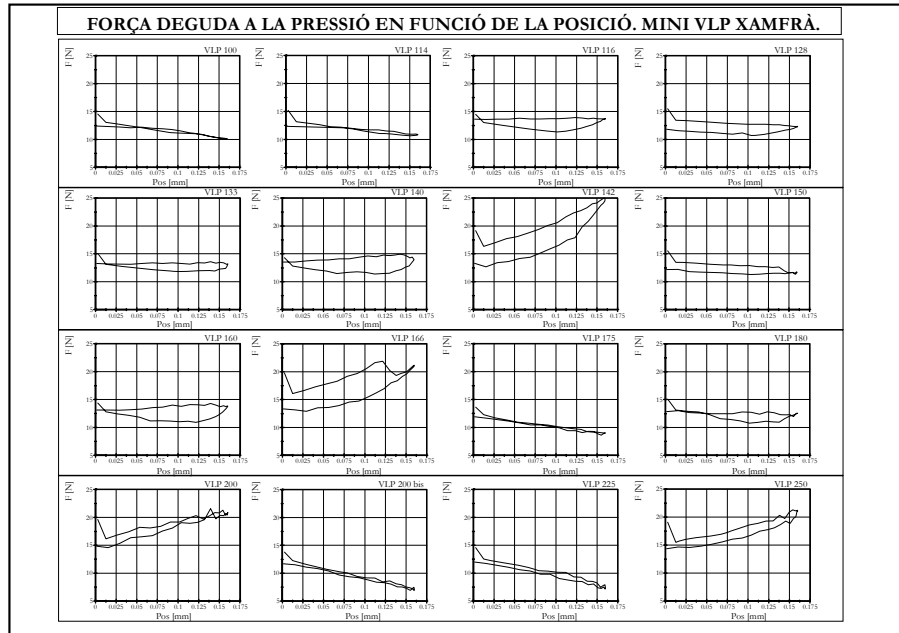


Fig 4. 26 Força deguda a la pressió en geometries tipus xamfrà.

Es poden agrupar cada una de les següent corbes en tres tendències de la força calculada,

- Creixent.
- Estacionari.
- Decreixent.

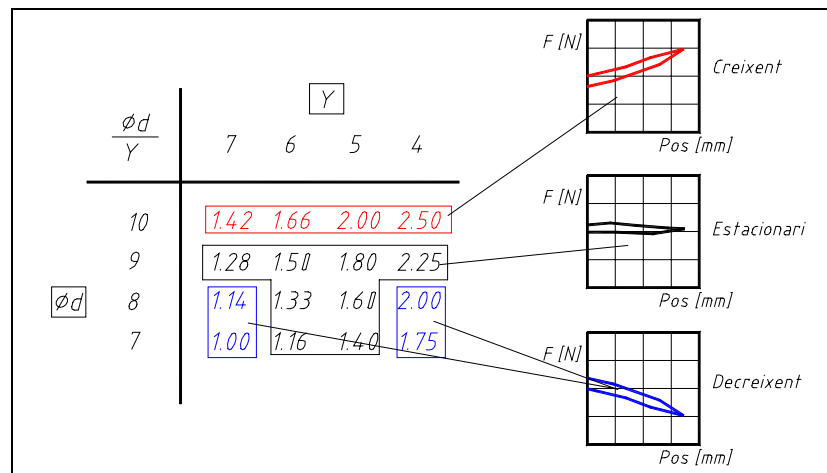


Fig 4. 27 Tendències de les forces degudes a la pressió. Comparativa geomètrica

Agrupant aquests valors en els gràfics de força contra posició obtinguts es poden comprovar les tendències abans presentades.

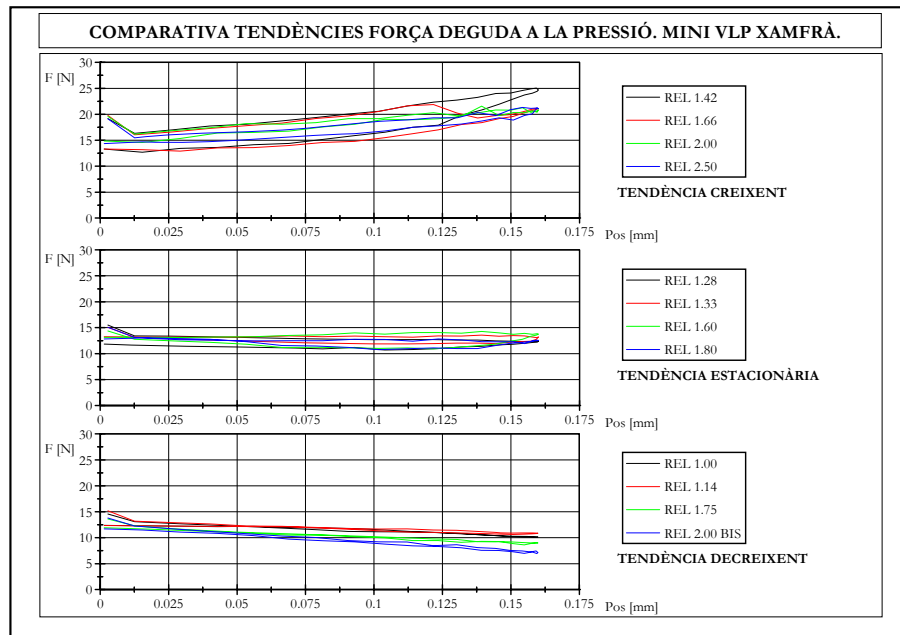


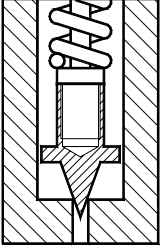
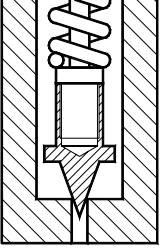
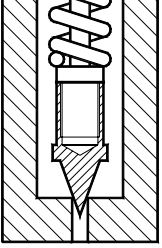
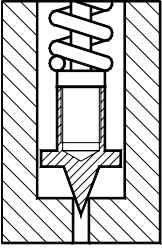
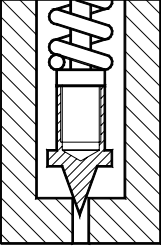
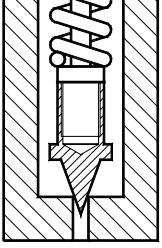
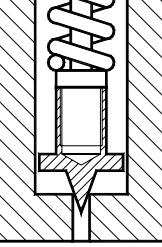
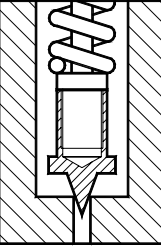
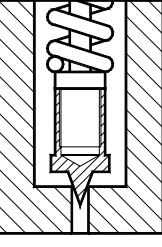
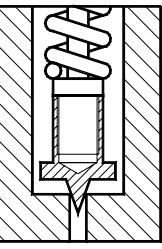
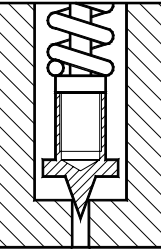
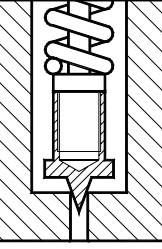
Fig 4. 28 Tendències de les forces degudes a la pressió. Agrupacions

Les geometries sobre les que s'han calculat aquestes forces degudes a la pressió es poden observar a la Taula 4.8.

En les corbes amb tendència creixent s'observa que a mesura que la posició de l'obertura del tap de la mini VLP augmenta també ho fa la força aplicada sobre la superfície del tap. Es pot destacar la similitud entre les geometries en les que es destaca una valona de diàmetre gran, o una proximitat de la valona a l'orifici de sortida. A mesura que la posició del tap de la mini VLP augmenta, el fluxe incideix sobre la part inferior de la valona augmentant la força deguda a la pressió.

Les geometries que presenten una tendència estacionària presenten unes característiques geomètriques en les que la valona no es presenta en un diàmetre excessivament gran i en la que la distància entre la valona i l'orifici de sortida és intermitja.

Les geometries que presenten una tendència decreixent presenten una valona de diàmetre petit i una distància entre la valona i l'orifici de sortida gran. A mesura que augmenta la distància d'obertura del tap de la mini VLP el fluxe ja no incideix de manera directe contra la geometria, sinó que l'esquiva.

COMPARATIVA TENDÈNCIES FORÇA DEGUDA A LA PRESSIÓ. MINI VLP XAMFRÀ.		
Tendència creixent	Tendència estacionària.	Tendència decreixent.
 <i>Tap Xamfrà Rel 142.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 128.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 100.</i>
 <i>Tap Xamfrà Rel 166.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 133.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 114.</i>
 <i>Tap Xamfrà Rel 200.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 160.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 175.</i>
 <i>Tap Xamfrà Rel 225.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 180.</i>	 <i>Tap Xamfrà Rel 200.</i>

Taula 4. 8 Geometries mini VLP xamfrà. Comparativa tendència força deguda a la pressió.

5. BANC EXPERIMENTAL I DESCRIPCIÓ.

5	BANC EXPERIMENTAL I DESCRIPCIÓ.	106
5.1	INTRODUCCIÓ.	106
5.2	DEFINICIÓ DE LES PROVES A REALITZAR.	106
5.3	PRESENTACIÓ DE LES DIFERENTS FAMÍLIES D'OBTURADORS.	107
5.3.1	OBTURADORS CÒNICS CLÀSSICS.	107
5.3.2	OBTURADORS CÒNICS AMB XAMFRÀ.	107
5.4	BANC EXPERIMENTAL. FORMA GENERAL.	108
5.4.1	DEFINICIÓ DELS ELEMENTS DEL BANC.	109
5.4.2	SENSORS I ELEMENTS DE MESURA.	111
5.4.3	ADQUISICIÓ DE DADES.	113
5.5	COMPORAMENT ESTÀTIC. DETERMINACIÓ DE LA CORBA DE FUNCIONAMENT.	115
5.6	COMPORAMENT DINÀMIC. DETERMINACIÓ DE LA POSICIÓ.	116
5.7	COMPORAMENT DINÀMIC. DETERMINACIÓ DE LA FORÇA.	117
5.8	DEFINICIÓ DE LES PROVES A REALITZAR. RUTINA D'ASSAIG.	118
5.8.1	RUTINA D'ASSAIG DE LES PROVES ESTÀTIQUES.	119
5.8.2	RUTINA D'ASSAIG DE LES PROVES DINÀMIQUES. POSICIÓ I FORÇA.	120
5.8.2.1	Posició.	120
5.8.2.2	Força.	120
5.8.3	TRACTAMENT DE DADES.	121
5.8.3.1	Macro proves estàtiques.	122
5.8.3.2	Càlculs.	122
5.8.4	GRÀFICS I RESULTATS.	123

5 Banc experimental i descripció.

5.1 Introducció.

En el present capítol s'obté el comportament que tenen diferents elements obturadors d'una mini VLP per via experimental. S'ha dissenyat, construït i equipat un banc de proves que permet la determinació del comportament estàtic i dinàmic de la mini VLP sota unes condicions de treball determinades.

Per mitjà d'aquesta experimentació s'obté el camp de treball i la influència de la geometria del tap de la mini VLP en les prestacions que desenvolupa. L'avaluació del comportament de la mini VLP s'obté per mitjà de l'estudi profund dels següents camps.

- Camp Fluidodinàmic.
 - Corba de funcionament dels obturadors.
 - Pressió de treball.
 - Cabal que circula per la Mini VLP.
 - Visualització del camp fluidodinàmic intern.
 - Pressió dinàmica.
- Camp Mecànic.
 - Mode de funcionament de la Mini Vàlvula Limitadora de Pressió.
 - Posició del tap de la Mini VLP.
 - Força realitzada pel fluid.

5.2 Definició de les proves a realitzar.

En el banc experimental que es presenta a continuació es pot mesurar el cabal, la pressió aigües amunt i aigües avall, l'evolució temporal de la posició i de la força del tap de la mini VLP, el nivell sonor i visualitzar els fenòmens fluidodinàmics interns que es produeixen durant l'assaig.

Les proves a realitzar permeten la definició dels fenòmens que es desenvolupa en el funcionament d'una mini VLP. S'obtindrà d'aquesta manera

- La corba característica de la mini VLP
- La posició en funció del temps i les zones d'estabilitat i inestabilitat i les seves freqüències de vibració.
- Les forces de fluxe en funció del temps i com aquestes varien en funció de la geometria del tap de la mini VLP.
- El punt de saturació de la vàlvula quan apareix o desapareix la cavitació i es podrà determinar quines són les causes que produeixen l'aparició de cavitació.
- El comportament de les pulsacions de pressió sota condicions d'inestabilitat.
- La configuració de fluxe per mitjà de visualització a alta velocitat.

Totes aquests fenòmens poden ser determinats mitjançant el banc experimental permeten d'aquesta manera l'obtenció de les variables que provoquen un comportament no desitjat de la mini vàlvula limitadora de pressió.

Es realitza l'experimentació sobre una sèrie d'obturadors o taps geomètricament diferents agrupats en dues famílies que són,

- Obturadors cònics clàssics.
- Obturadors cònics amb xamfrà.

5.3 Presentació de les diferents famílies d'obturadors.

Es presenta a continuació les dimensions bàsiques de les diferents famílies d'obturadors.



Fig 5. 1 Alguns obturadors utilitzats.

5.3.1 Obturadors cònics clàssics.

Es disposa de quatre obturadors cònics amb diferents angles de conicitat . L'obturador s'ha fabricat amb un diàmetre de $10 [mm]$, disposant-se a la part superior una rosca de M5 per tal de poder ser acoplada amb les altres peces del muntatge estàtic i dinàmic.

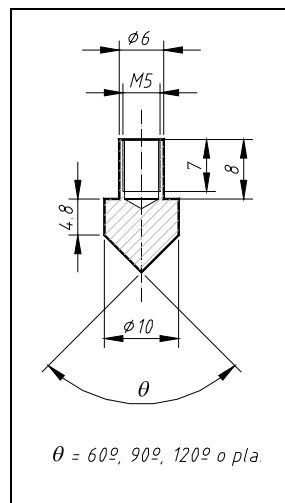


Fig 5. 2 Obturador o tap cònic

5.3.2 Obturadors cònics amb xamfrà.

Disposen de la mateixa estructura que els seients cònics clàssics amb la particularitat de la inclusió d'un xamfrà aigües avall que desvia el fluxe. Es presenten diferents obturadors cònics amb xamfrà

de relacions $\frac{\phi d}{Y}$ variants entre 1.00 i 2.50, es disposa d'un total de 16 obturadors cònics amb xamfrà.

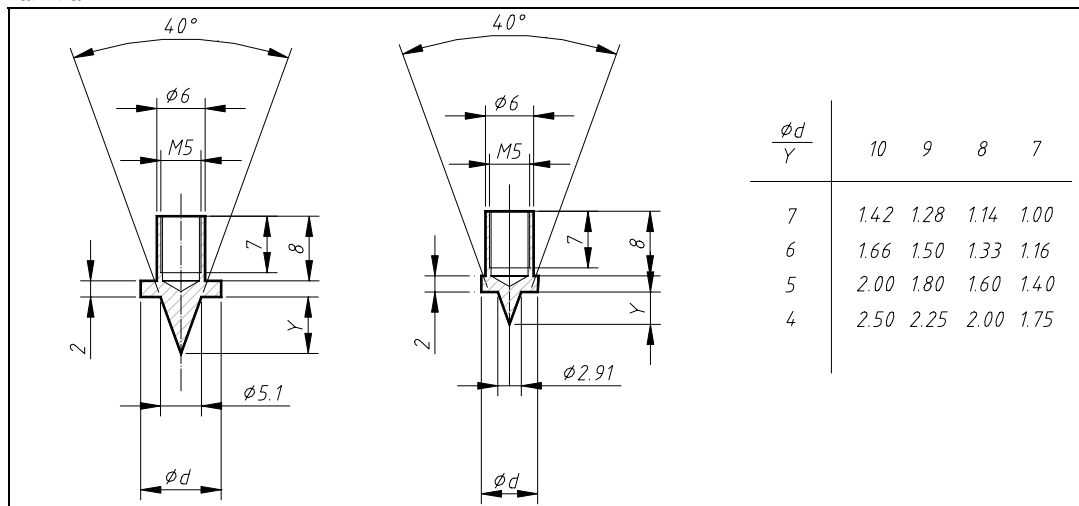


Fig 5. 3 Obturador cònic amb xamfrà o obturador xamfrà

5.4 Banc experimental. Forma general.

A la següent fotografia es mostra el banc experimental que es disposa al Departament de Mecànica de Fluids de la Universitat Politècnica de Catalunya al Campus de Terrassa.



Fig 5. 4 Banc experimental.

El banc està dividit en tres zones diferenciades.

- Zona de potencia.
- Zona de mesura.
- Zona d'adquisició.

Zona de potencia.

S'hi ubica el grup oleohidràulic desvinculat mecànicament de l'estructura principal per tal de no transmetre vibracions mecàniques a l'element a mesurar. El grup oleohidràulic està muntat sobre el dipòsit d'oli, facilitant d'aquesta manera el seu muntatge. S'ubica al seu costat el variador de freqüència que s'ha allunyat convenientment dels elements de mesura per tal d'evitar interferències electromagnètiques.

Zona de mesura.

Taula realitzada amb estructura de perfil quadrat a on s'ubica la tuberia de Kistlers i la carcassa de la mini VLP sensoritzada amb els transductors de pressió i els de força i posició pertinents. El cabalímetre està ubicat en una estructura a part a resultes de les vibracions que genera per tractar-se d'un cabalímetre de Coriolis. Tots els elements que formen el banc experimental estan aïllats per planxes de gomes a modo de silent blocs. La part inferior de la taula està tapada per una planxa metàl·lica amb inclinació per tal de recollir les possible fugues provinents del circuit.

Zona d'adquisició.

Zona a on s'ubica l'ordinador equipat amb la tarja d'adquisició i els elements d'alimentació i d'amplificació dels sensors.

5.4.1 Definició dels elements del banc.

- Bomba oleohidràulica.

S'escull el model 1L03DC01R de Roquet S.A. Capacitat volumètrica de $2 [cm^3/volta]$. Accionada a una velocitat de $1479 [rpm]$ proporciona un cabal de $2,95 [l/min]$. Cabal suficient per a l'aplicació d'aquesta mini Vàlvula Limitadora de Pressió. S'escull un muntatge amb eix del tipus C amb xaveta al tenir un muntatge més fàcil amb els acoblaments.

DADES FUNCIONAMENT EXPERIMENTAL BOMBA				
Identificador prova	Freqüència excitació motor. [Hz]	Règim de voltes motor. [rpm]	Cabal teòric bomba. Q [l/min]	Pulsació pressió bomba [Hz]
1	10	291.5	0.583	68.01
2	20	592.4	1.184	138.22
3	30	890	1.78	207.66
4	40	1186	2.372	276.73
5	50	1479	2.958	345.1
6	60	1779	3.558	415.1

Taula 5. 1 Dades funcionament experimental bomba.

- Campana.
Proporcionada per Roquet S.A. es tracta del model 750616 per a bombes model LO tapa 10 i eix de forma E.
- Motor elèctric.
S'escull un motor de la marca AEG en concret el model AM ZBA de 4 pols amb una potència de $0.75 [kW]$ que gira a $1410 [rpm]$. Aquest motor està alimentat a $380-420 [V]$. Aquesta potència permet desenvolupar una pressió de més de $100 [bar]$.

- Variador de velocitat.
Per tal de poder variar la velocitat de gir del motor i d'aquesta manera poder realitzar diferents proves a diferents cabals s'incorpora una variador de freqüència. En concret el model 616 GII de Varispeed.
- Vàlvula Limitadora de Pressió.
Vàlvula de seguretat que s'incorpora al circuit oleohidràulic per tal d'evitar possibles sobrepressions. El model s'escull es SGRA03 de Roquet S.A..
- Carcassa Mini VLP.
La carcassa està composta per una estructura en sandvitx de tres parts, la part inferior per on entra l'oli, la part central a on va ubicat el tap de la vàlvula, i la part superior.

Part inferior. Realitzada en ferro i pavonada, és la zona per on es fa l'entrada de l'oli que flueix per un diàmetre de 2 [mm] fins la zona a on es troba el tap. Hi ha un forat de M10x1 per a la incorporació d'un transductor de pressió o un transductor Kistler i medir la pressió just a l'entrada de la Mini VLP.
Part central. Realitzada en metacrilat per tal de visualitzar els fenòmens interiors. S'ubica el tap de la Mini VLP i té un diàmetre de 11 [mm]. Disposa de varis orificis laterals per tal de descarregar l'oli cap al dipòsit.
Part superior. Realitza tasques d'element estructural suporta el Micròmetre, el sensor de desplaçament o el sensor de força.
Per tal de mantenir la integritat de l'estructura i la inexistència de fugues s'ubiquen quatre visos passants a les puntes de l'estructura. S'inclou també juntes tòriques entre els diferents elements del sandvitx per evitar les fugues. La carcassa permet l'assaig de totes les configuracions d'obturador realitzades.
Es realitzen tres classes de muntatge que es definiran a l'apartat de definició de les proves a realitzar, que són
 - Muntatge estàtic. Corba de funcionament.
 - Muntatge dinàmic. Mesura de la posició.
 - Muntatge dinàmic. Mesura de la força.
- Tuberries Kistler.
Es disposa d'una tuberia equipada amb transductors dinàmics de pressió marca Kistler que permeten l'adquisició de les pulsacions de pressió dinàmiques. Aquesta tuberia porta diferents elements d'unió que permeten la ubicació dels transductors Kistler sense generar canvis de secció ni zones de recirculació de fluxe que provocarien una lectura errònea del valor de la pressió dinàmica.
Els elements d'unió amb els transductor Kistler es disposen a unes distàncies de 100 [mm], 430 [mm] i 1000 [mm], de l'entrada de fluid a la tuberia.
- Cub pressió mitja.
A l'entrada de la tuberia Kistler d'entrada es disposa d'un bloc quadrat de 50 mm de costat que incorpora un manòmetre i un transductor de pressió mitja, de manera que es facilita la lectura del nivell de pressió amb què es treballa....
- Vàlvula de control direccional.
Es la encarregada de proporcionar oli al circuit. En la seva posició central descarrega tot l'oli al tanc, al connectar-se l'oli es enviat al circuit. Aquesta vàlvula de control direccional s'ubica a l'entrada de la tuberia Kistler d'entrada. El model que es proposa és el 5EVP1D7B02D24V de Roquet S.A. amb una placa de connexionat associada model 321031.
- Dipòsit d'oli.
Dipòsit d'oli de capacitat 50 [l] a on s'ubica el conjunt motor, bomba, vàlvula limitadora de pressió del circuit, vàlvula de control direccional.

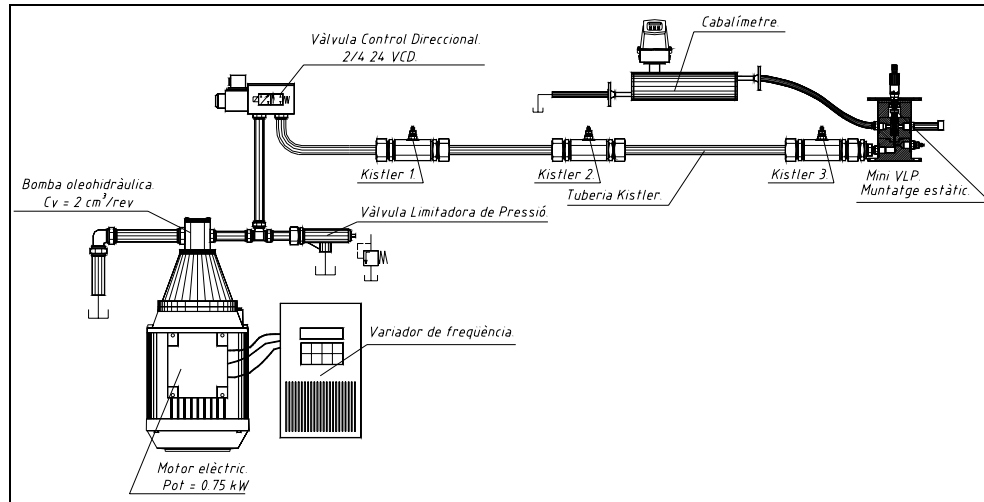


Fig 5. 5 Esquema banc experimental.

5.4.2 Sensors i elements de mesura.

Característiques bàsiques dels sensors que permeten la determinació de les variables de comportament de la Mini VLP.

- Sensor de pressió.

S'incorporen dos sensors de pressió estàtica per tal de mesurar la pressió a l'entrada i a la sortida de la mini VLP. El que s'ubica a l'entrada de la carcassa de la mini VLP és de 400 [bar], mentre que el de la sortida és de 100 [bar].

QUADRE CARACTERÍSTIQUES SENSOR.	
SENSOR	Sensor de pressió.
MARCA / MODEL	Keller
CARACTERÍSTIQUES	Sensor de pressió estàtica de 100 [bar] i 400 [bar].
ENTRADA	24 [VCD]
SORTIDA	4 - 20 [mA]
NOTES	S'incorpora un circuit per tal de transformar la senyal de 4 - 20 [mA] a 0 - 10 [V].

Taula 5. 2 Quadre característiques sensor de pressió.

- Cabalímetre.

S'ubica un cabalímetre a la sortida de la mini VLP, per tal que no interfereixi amb les mesures de la pressió dinàmica. Es tracta d'un cabalímetre de Coriolis que proporciona la mesura del cabal màssic que circula per la mini VLP, així com proporcionar dades sobre la densitat i la temperatura del fluid.

QUADRE CARACTERÍSTIQUES SENSOR.	
SENSOR	Cabalímetre
MARCA / MODEL	SIEMENS MASSFLO DI6
CARACTERÍSTIQUES	Cabalímetre de Coriolis. Rang de mesura 1000 [kg/h], incorpora mesura de la temperatura i densitat.
ENTRADA	220 [V]
SORTIDA	0 - 10 [V]
NOTES	Disposa d'element convertidor de senyal i display de visualització model MASS 6000.

Taula 5. 3 Quadre característiques cabalímetre.

- Sensor de posició.

Aquest sensor s'ubica a la part superior de la carcassa experimental i permet la determinació de la posició del tap de la mini VLP per mitjà d'elements d'unió realitzats per tal efecte. Es tracta d'un sensor que determina la posició sense contacte seguint el mecanisme eddy current.

QUADRE CARACTERÍSTIQUES SENSOR.	
SENSOR	Sensor de posició.
MARCA / MODEL	Micro epsilon S2
CARACTERÍSTIQUES	Rang de mesura de 2 [mm]. Resolució estàtica 0.05 [µm], i dinàmica, per sobre de 30 [Hz], 1 [µm].
ENTRADA	220 [V]
SORTIDA	0 -10 [V]
NOTES	Incorpora un mòdul electrònic d'acondicionament i amplificació de senyal, i un banc per a la calibració del sensor, realitzat a mida.

Taula 5. 4 Quadre característiques sensor de posició.

- Sensor de força.

Per tal de determinar la força realitzada pel fluxe al passar per la mini VLP, s'incorpora un sensor de força o cèl·lula de càrrega a la part superior de la carcassa experimental.

QUADRE CARACTERÍSTIQUES SENSOR.	
SENSOR	Sensor de força
MARCA / MODEL	HBM U9B
CARACTERÍSTIQUES	Rang de mesura de 200 [N]
ENTRADA	220 [V]
SORTIDA	0 -10 [V]
NOTES	Incorpora un mòdul electrònic d'acondicionament i amplificació de senyal, en el que es fa l'ajust de sensibilitat pertinent.

Taula 5. 5 Quadre característiques sensor de força.

- Transductors de pressió dinàmics.

Transductors de pressió de quars, que per mitjà de la tecnologia piezoelèctrica permeten la mesura de la pressió dinàmica. S'ubiquen aquest sensors en una unió realitzada a tal efecte per tal de maximitzar la continuïtat a la tuberia i evitar qualsevol recirculació del fluxe.

QUADRE CARACTERÍSTIQUES SENSOR.	
SENSOR	KISTLER
MARCA / MODEL	601A
CARACTERÍSTIQUES	Rang de mesura de 0 a 250 [bar]
ENTRADA	220 [V]
SORTIDA	0 -10 [V]
NOTES	Incorpora un mòdul d'amplificador de càrrega del mateix fabricant que transforma la senyal del sensor al rang de 0 -10 [V]

Taula 5. 6 Quadre característiques sensor Kistler.

Tots els sensors han estat calibrats pels fabricants, degut a que han estat adquirits expressament per a la realització de la present Tesis doctoral. En el cas de sensor re utilitzats d'altres muntatges, s'han calibrat seguint el procés de calibració Labson-Cal0013.

5.4.3 Adquisició de dades.

Es realitza l'adquisició de dades per mitjà d'un PC que incorpora una targeta d'adquisició de dades de National Instruments PCI 6035 E. L'adquisició es programa amb el software MAX i NI LabVIEW 7.1 de National Instruments.

- National Instruments PCI 6035E.

Targeta multifuncional de baix cost, sèrie E, insertable en un slot PCI de qualsevol ordinador personal. Permet l'adquisició de 16 senyals analògiques (8 diferencials) a una freqüència màxima de 200 [kS/s] amb una resolució de 16 bits , 8 senyals digitals entrada sortida (TTL/CMOS) i 2 contadors de 24 bits. Disposa de dos canals de sortida, per a la generació de senyals analògiques de freqüència 10 [kS/s] màxim i 16 bits de resolució.

Disposa de cable de transferència entre la bornera i la targeta PCI 6035E i bornera de connexió de senyals. Totes les senyals provinents dels sensors estan dins l'interval de $0 \text{ a } 10 \text{ [V]}$, amb el que l'adquisició es realitza per mitjà de la programació de 8 canals analògics sincronitzats.

S'associa a la senyal la seva pròpia referència o zero per tal de que no es referencin senyals provinents d'altres fonts d'alimentació i amb zeros diferents. S'ha realitzat un programa d'adquisició a mida de la experimentació que es du a terme.

- Software de programació MAX i NI LABVIEW 7.1.

MAX. Measurement and Automation Explorer. Software de National Instruments que permet la configuració de la targeta d'adquisició. Es tracta del software que permet l'entesa entre els dispositius hardware de l'ordinador, el driver i la pròpia targeta. En aquesta etapa es defineix per quin dispositiu físic vindran les senyals, de quina naturalesa són, analògiques o digitals, i per quins canals vindran aquestes senyals. Es defineix també en aquesta etapa la tipologia del senyal i els límits de treball. Concretament les senyals que es disposen són de $0\text{-}10 \text{ [V]}$.

NI LabVIEW és un entorn de programació gràfic que permet la creació flexible d'aplicacions de test, d'adquisició de dades i d'aplicacions de control. S'utilitza en aquest cas per tal d'adquirir les senyals provinents dels sensors.

Tal i com s'observa a la Fig. 5.6 a on es mostra el programa realitzat per tal de realitzar l'adquisició, el llenguatge de programació NI LabVIEW, està format per blocs base connectats entre si. Cada un d'aquests blocs base o sub vi, realitza una funció determinada en funció dels inputs que se li connecten i envien, i retorna uns determinats outputs que aprofita el següent sub vi. Es tracta doncs d'un llenguatge de programació seqüencial.

Seqüència de programació.

La programació a través de NI LabVIEW 7.1 es realitza a través de la utilització de mòduls estàndard de nivell mig de programació, són funcions no bàsiques programades, i cablejades entre si. Les diferents etapes de la programació es poden observar perfectament a la imatge de la pantalla del programa. Es poden diferenciar tres etapes, contant la de configuració de la PCI 6035E, que són,

1. Etapa pre adquisició.

Es configuren els inputs de la pròpia adquisició. Canals utilitzats, freqüència de mostreig i durada de l'adquisició.

2. Etapa d'adquisició.

Es programa en aquesta etapa diferents mòduls que s'executen seqüencialment i permeten l'adquisició de la senyal. Es diferencien en aquesta etapa les mòduls,

AI Config.vi.

Mòdul de configuració de l'adquisició. Es tracta del sub vi que inicia l'adquisició per mitjà de la configuració dels paràmetres inicials. Són entrades d'aquest mòdul,

Número de mostres totals. S'obté pel producte de la freqüència de mostreig, $1[kS/s]$, per la durada en segons de la prova, $10 [s]$ en la majoria dels casos. Per tan un total de 10000 posicions de memòria que són reservats per l'adquisició. (Reserva de memòria al Buffer d'entrada)

Canals de senyals d'entrada. Canals que estan connectats físicament a la bornera de connexió.

Identificador del dispositiu utilitzat per l'adquisició. Al disposar d'un únic dispositiu, la targeta PCI 6035, pren el número 1.

Com a sortides del mòdul s'obté,

Identificador de l'adquisició. Valor que s'envia al següent mòdul per tal d'identificar el procés.

Senyal d'error. Senyal que indica si la configuració s'ha realitzat correctament, en cas afirmatiu aquest identificador no mostra cap valor, en cas contrari es mostra per pantalla el tipus d'error que s'ha produït.

AI Start.vi.

Mòdul que inicia l'adquisició de les senyals configurades amb anterioritat. Són entrades d'aquest mòdul,

Identificador de l'adquisició. Valor que s'envia al següent mòdul per tal d'identificar el procés.

Freqüència de mostreig. Indica a quina velocitat ha de treballar el rellotge de la targeta d'adquisició. En aquest cas s'ha programat per tal que el mostreig es realitzi a una freqüència de $1[kS/s]$.

Senyal d'error. Senyal que indica si la configuració s'ha realitzat correctament, en cas afirmatiu aquest identificador no mostra cap valor, en cas contrari es mostra per pantalla el tipus d'error que s'ha produït.

Les sortides del mòdul són l'identificador de l'adquisició i la senyal d'error

AI Read.vi.

Mòdul que llegeix la informació emmagatzemada al buffer mantenint-la disponible per mostrar-la per pantalla o per guardar-la en un arxiu.

Identificador de l'adquisició. Valor que s'envia al següent mòdul per tal d'identificar el procés.

Senyal d'error. Senyal que indica si la configuració s'ha realitzat correctament, en cas afirmatiu aquest identificador no mostra cap valor, en cas contrari es mostra per pantalla el tipus d'error que s'ha produït.

Com a sortides aquest mòdul té cablejades l'identificador de l'adquisició i la senyal d'error

3. Dades de l'adquisició.

Valor de les senyals dels sensors. Aquestes senyals són mostrades per pantalla en un gràfic tensió $[V]$ vs Temps $[s]$ i emmagatzemades en un arxiu. Per tal de realitzar l'emmagatzemament es presenta el quadre de diàleg típic de windows "Guardar como", que permet el nomenament amb el nom apropiat i la determinació de la ubicació a on es vol desar.

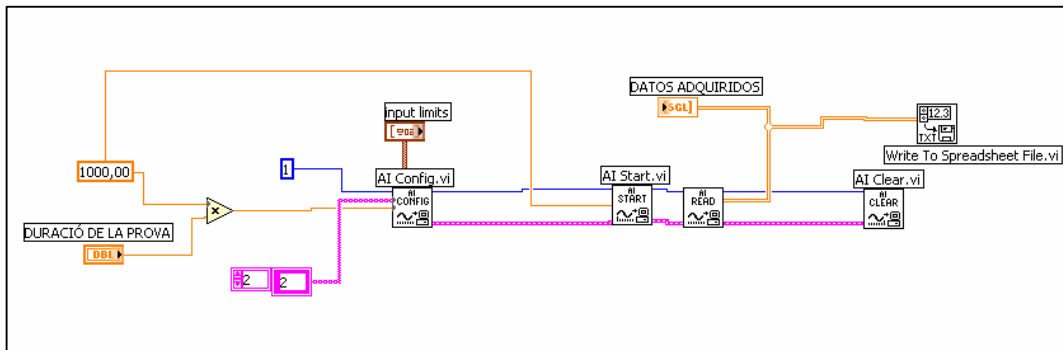


Fig 5. 6 Programa adquisició realitzat amb LAB VIEW 7.1

- Oscil·loscopi digital.
L'adquisició de la senyal provinent dels sensors Kistler es realitzarà amb un oscil·loscopi digital YOKOHAWA model DL 708. Permet l'anàlisi i la representació en el domini temporal i freqüencial de les senyals provinents dels transductors KISTLER. Disposa de vuit canals d'entrada, i la possibilitat d'exportar els resultats via fitxer ASCII.

5.5 Comportament estàtic. Determinació de la corba de funcionament.

El muntatge de la Fig. 5.7 mostra quin és el dispositiu emprat per a dur a terme la determinació de la corba característica del component en estat estàtic, i la ubicació dels sensors per tal d'adquirir i registrar les variables que la defineixen.

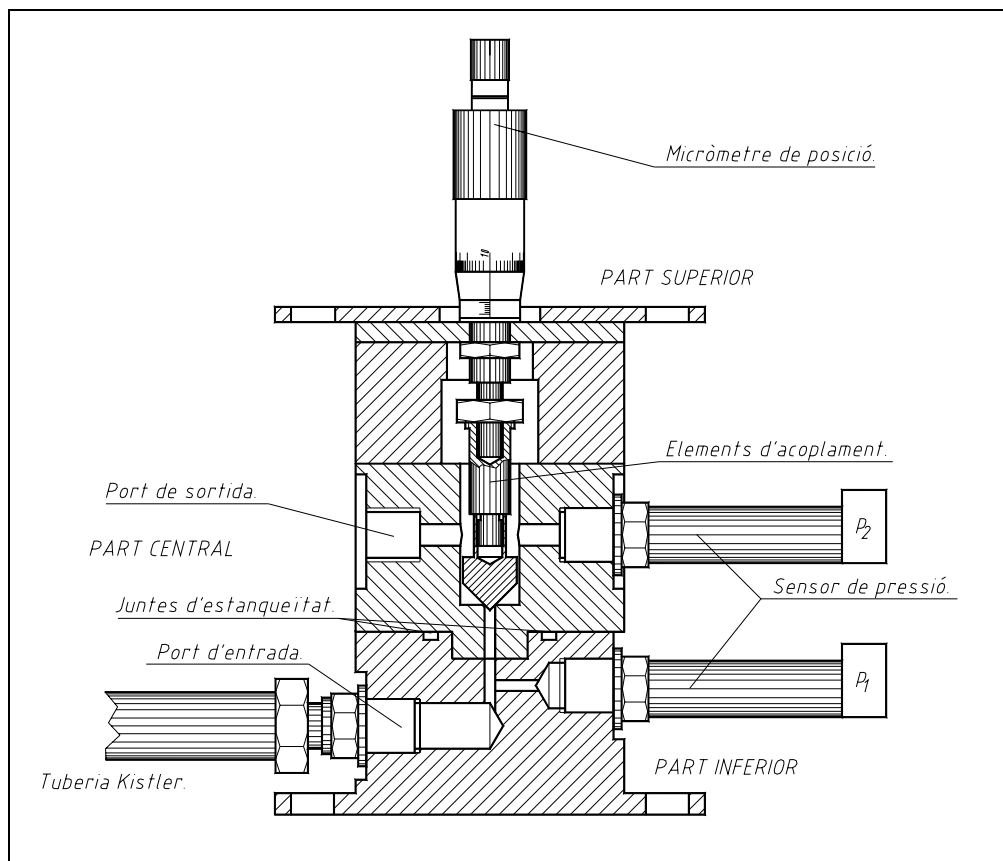


Fig 5. 7 Determinació de la corba experimental. Comportament estàtic

Tal i com s'ha comentat amb anterioritat es tracta d'una carcassa formada per tres parts muntades en sandvitx. La part inferior s'hi ubica el sensor de pressió d'entrada (p_1) i la tuberia Kistler, que és la que canalitza el fluid cap al tap de la mini VLP. Està realitzada amb ferro que permet suportar grans pressions veure el capítol dedicat a les fractures de les carcasses.

La part central està fabricada amb metacrilat, i és a on s'ubica el tap de la mini VLP, i el sensor de pressió aigües avall (p_2). Aquesta zona no suporta pressions elevades degut el salt de pressions es realitza just a la zona del tap de la mini VLP i no té pròxim cap element de concentració de tensions com poden ser les rosques per ubicar els ràcords.

5.6 Comportament dinàmic. Determinació de la posició.

La carcassa que s'ha fabricat per a la determinació de la posició dinàmica del tap de la mini VLP es mostra a la Fig. 5.8.

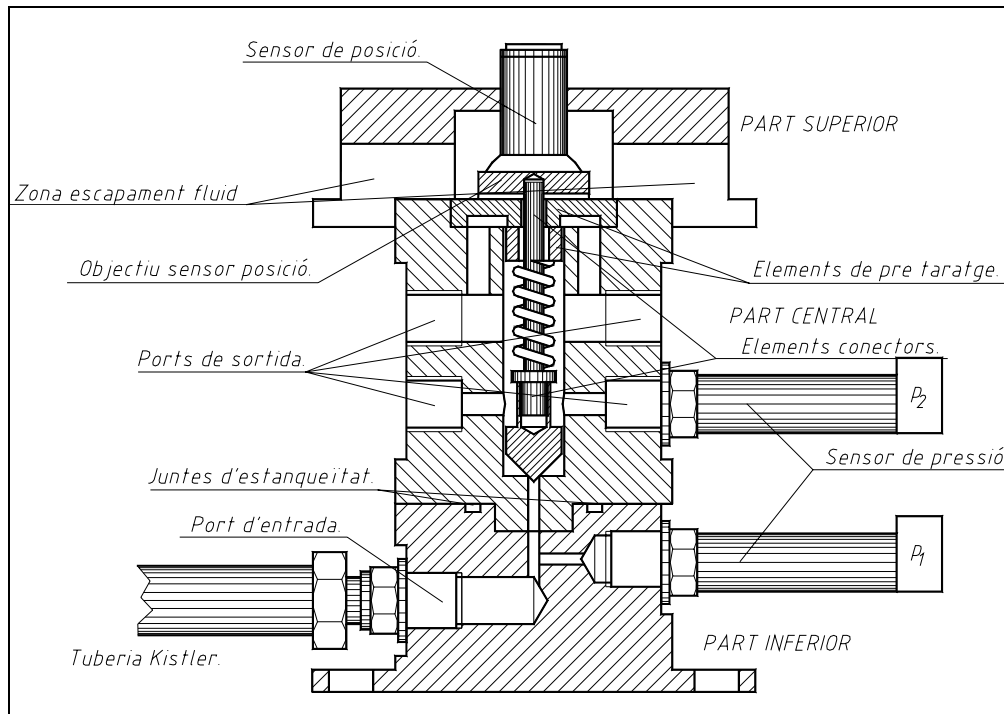


Fig 5. 8 Determinació de la posició. Comportament dinàmic

Disposa de la mateixa manera que la carcassa per a la mesura estàtica de tres parts independents subjectades a mode de sandvitx.

La part central, ubica el tap de la mini VLP, la molla i els elements de pre taratge. Els elements de pre taratge són dos, un casquillo de gruix i un suport compressor.

El casquillo de gruix és l'encarregat de donar una precompressió constant a la molla i es s'ubica entre la molla i el suport compressor. El suport compressor es troba entre la part central de la carcassa i la part superior pressionant el casquillo de compressió i per tan realitzant un determinat desplaçament fix de pre compressió a la molla. Incorpora també la part central sis orificis de descàrrega a fi i efecte d'evitar les pèrdues per la part superior de la carcassa.

Tot i així la part superior disposa d'una sèrie forats passants (zona d'escapament fluid) que permeten l'evacuació de l'oli sense que aquest s'acumuli i entri en contacte amb el sensor de posició. A la part superior s'hi ubica d'una peça metàl·lica cilíndrica que està unida mitjançant una varilla roscada al tap de la mini VLP. Aquesta varilla no està en contacte amb la molla ni amb cap element de pre càrrega de manera que es transmet el moviment del tap de la mini VLP, essent aquest detectat pel sensor de posició ubicat a la part superior.

5.7 Comportament dinàmic. Determinació de la força.

Per la determinació de la força que realitza el fluid contra les diferents geometries de la mini VLP es construeix la següent carcassa, Fig. 5.9.

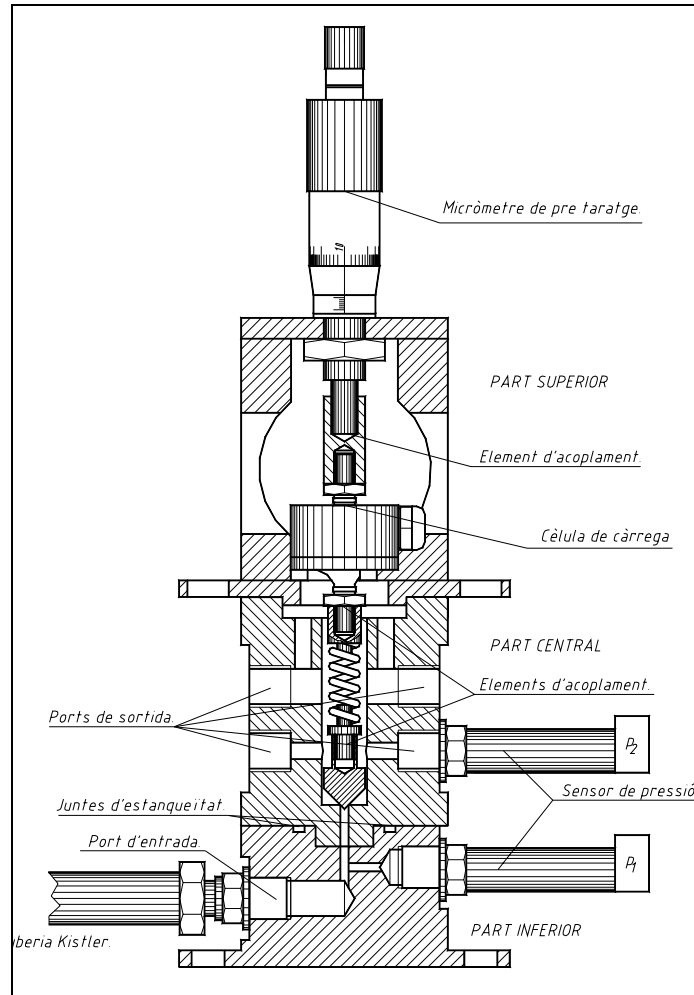


Fig 5. 9 Determinació de la força. Comportament dinàmic

Aquesta carcassa presenta una variació a la part superior respecte la utilitzada per la mesura de la posició. La pre càrrega en aquest cas es proporciona per mitjà d'un micròmetre que fixa un desplaçament constant que resulta en una determinada força de pre compressió. La part superior està equipada amb una cèl·lula de càrrega que mitjançant un element d'acoplament rep la força del fluid contra la geometria del tap de la mini VLP. La part central i la part inferior no pateixen cap variació respecte la carcassa presentada en les proves dinàmiques de posició.

5.8 Definició de les proves a realitzar. Rutina d'assaig.

El banc de proves que es proposa per a la caracterització de la Mini VLP presenta unes característiques que el fan ser extremadament versàtil. Les proves experimentals que es duen a terme al banc experimental es classifiquen segons,

Les proves experimentals que es duen a terme se separen en dues famílies.

- Experimentals estàtiques.
- Experimentals dinàmiques.

Per a cada una d'aquestes metodologies experimentals s'ha adaptat el banc de manera de poder realitzar l'assaig amb completa fiabilitat. La característica diferencial que permet al banc experimental la determinació del comportament estàtic o dinàmic és la ubicació a la carcassa de l'obturador de diferents sensors o instrumentació.

Les proves experimentals estàtiques es caracteritzen per la no inclusió en el muntatge de la mini VLP de la molla. És per això que es determinen les variables en joc en estat permanent en funció de l'obertura de la vàlvula, imposada pel micròmetre de posició.

D'altra banda les proves experimentals dinàmiques incorporen la molla en el muntatge de la mini VLP. Es destaquen doncs dues zones diferenciades de comportament.

- Estat transitori. És la zona transitòria en la que les propietats varien desde l'estat de repòs o de tancament fins a l'estat final o d'obertura.
- Estat permanent. Es tracta de la zona 'estable', no variable, un cop s'ha passat l'estat transitori. Els valors mitjos dels gràfics de comportament dinàmic en estat permanent han estat obtinguts a partir de la realització de la mitja en 4000 valors temporals. Corresponen a l'estabilització en un temps de 4 segons.

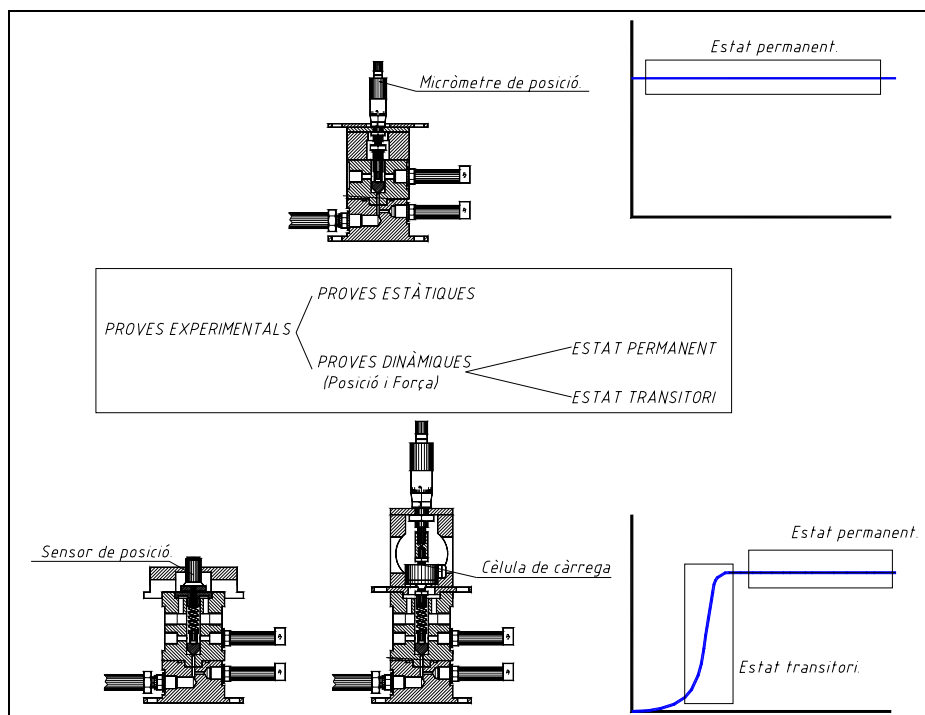


Fig 5. 10 Classificació proves experimentals

5.8.1 Rutina d'assaig de les proves estàtiques.

La rutina d'assaig de les proves estàtiques permet comparar prestacions de funcionament de diferents taps de mini VLP. Permeten que per a una determinada posició fixa puguin ser determinades les variables de funcionament. La rutina que d'assaig que es segueix és,

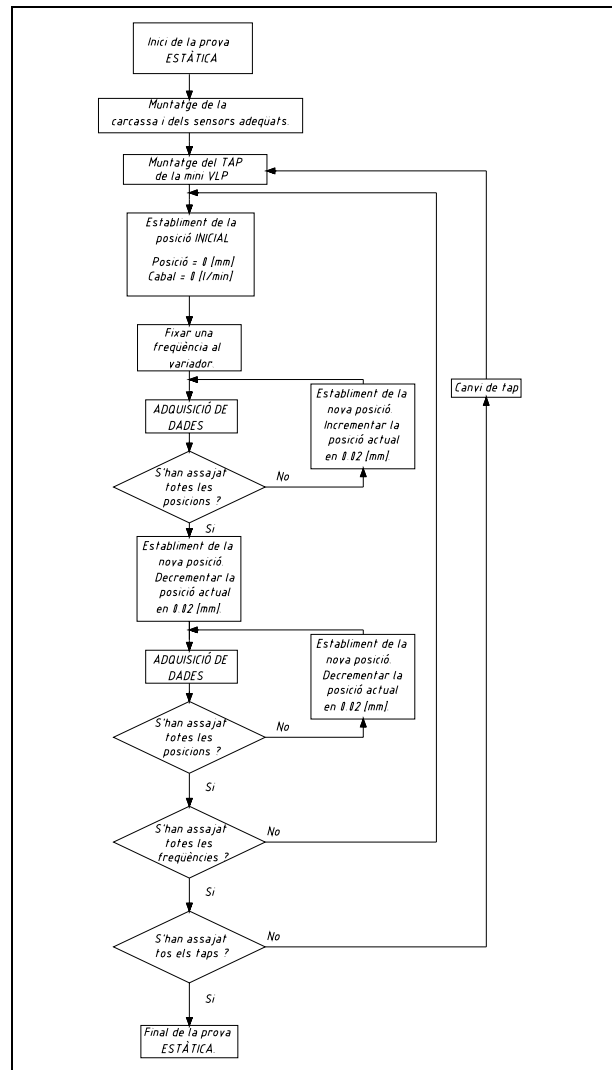


Fig 5. 11 Rutina d'assaig proves estàtiques

S'obtenen les variables de funcionament en un cicle d'obertura i tancament, per a determinades freqüències d'excitació del motor que determinen la velocitat de gir de la bomba oleohidràulica. Les variables que s'obtenen al finalitzar la rutina estàtica són.

- Pressió a l'entrada. $p_1(t)$.
- Pressió a la sortida. $p_2(t)$.
- Cabal. $Q(t)$.
- Posició. P_{os} .
- Pressió dinàmica als Kistlers. $k_1(t)$, $k_2(t)$, $k_3(t)$.
- Temperatura i densitat del fluid.

5.8.2 Rutina d'assaig de les proves dinàmiques. Posició i força.

5.8.2.1 Posició.

Les proves de posició es realitzen per a determinar la posició de la vàlvula al llarg del temps, i d'aquesta manera poder estudiar les zones d'estabilitat i inestabilitat del component en funció dels diferents paràmetres de treball de la vàlvula. Aquestes proves es realitzen de manera que es pugui concloure quina és la geometria que presenta un grau menor d'inestabilitats. La rutina d'experimentació comença amb el muntatge d'un dels taps a assajar. Se li associa el casquillo de pre càrrega determinat. Un cop tancada la carcassa es realitzen els assajos del component a diferents freqüències del variador. Aquesta metodologia es repeteix fins que es realitzen tots els assajos amb els diferents casquillos. Finalitzades aquests assajos es canvia el tap per una altre. Un cop assajats tots els taps seguint aquesta rutina es dona per finalitzat l'assaig de les proves de posició.

5.8.2.2 Força.

Les proves de força permeten extreure conclusions de la variació de la distribució de pressions que actua sobre la mini VLP. Les forces de fluxe són una de les variables clau quan s'estudia l'estabilitat o inestabilitat de les VLP. Es tracta d'una variable que varia en funció de l'obertura de la vàlvula, de la força de pre càrrega de la mateixa i de la fluctuació de la pressió a l'entrada. La rutina d'assaig que s'ha de seguir per a caracteritzar les forces de fluxe és la que es mostra a la Fig. 5.12.

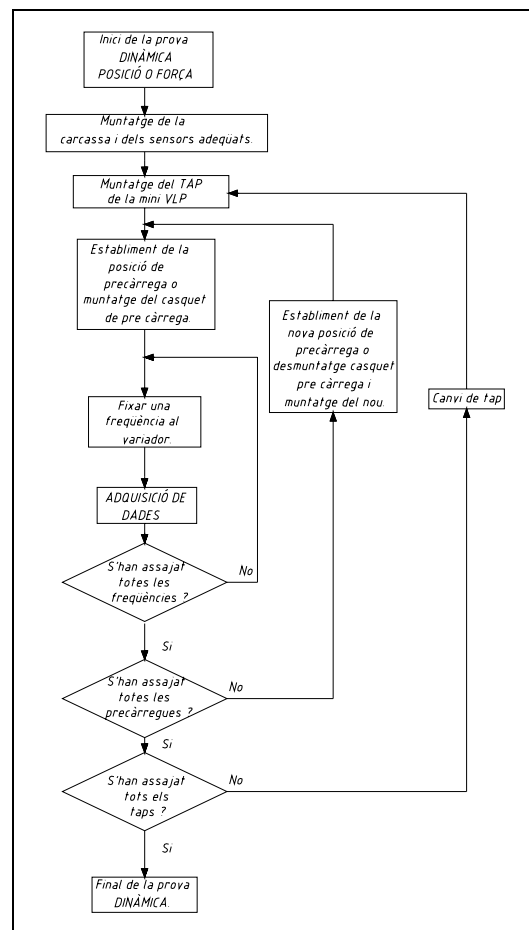


Fig 5. 12 Rutina d'assaig proves dinàmiques. Posició i Força

La rutina d'assaig és exactament igual que la presentada per les proves de posició, amb la salvetat que la pre càrrega de la molla es realitza per mitjà d'un pàlmer ubicat a la part superior del muntatge. Un cop finalitzat l'assaig dinàmic s'obtenen les següents variables que han de ser tractades i graficades.

- Pressió a l'entrada. $p_1(t)$
- Pressió a la sortida. $p_2(t)$
- Cabal. $Q(t)$
- Posició. $P_{os}(t)$ (En el cas de la rutina de posició)
- Força. $F(t)$ (En el cas de la rutina de força)
- Pressió dinàmica als Kistlers. $k_1(t)$, $k_2(t)$, $k_3(t)$.
- Temperatura i densitat del fluid.

5.8.3 Tractament de dades.

Per a cada una de les proves que es realitza un tractament de les dades que es mostra esquemàticament a la Fig. 5.13. El tractament es realitza després d'haver realitzat l'adquisició amb el DIADEM 9.1 de National Instruments, en el qual es programa una macro per a realitzar els càlculs necessaris i graficar els resultats. Aquestes macros de càlculs són diferents en funció de la tipologia d'assaig que s'hagi dut a terme. A continuació es detallen quins són els càlculs que es desenvolupen en cada una de les macros.

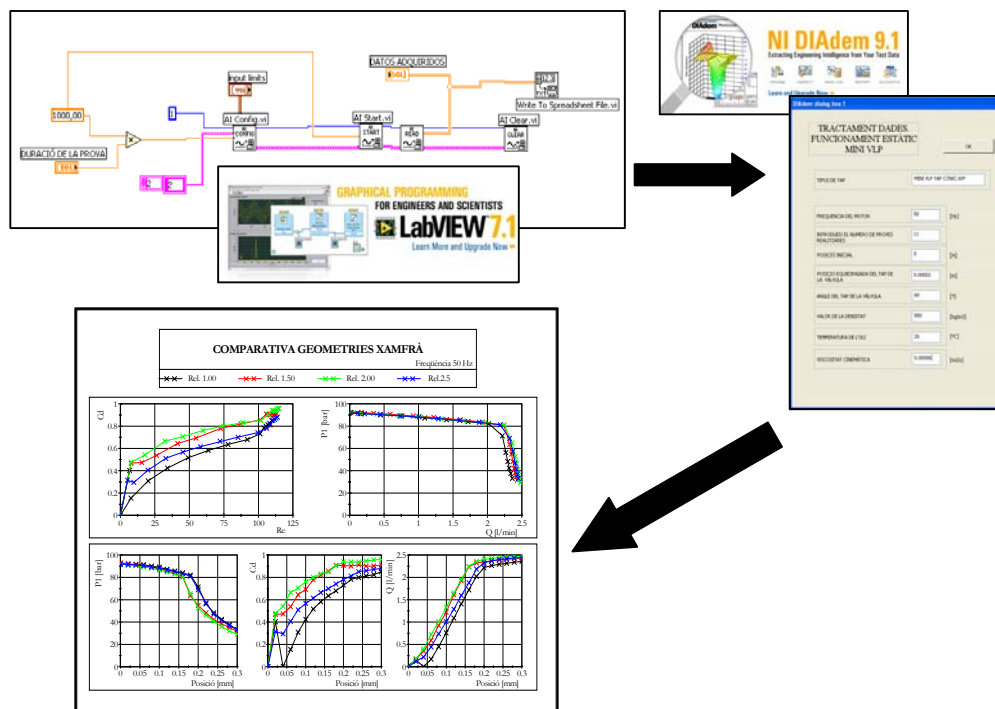


Fig 5. 13 Esquema tractament de dades

5.8.3.1 Macro proves estàtiques.

Estructura seqüencial que desenvolupa els càlculs necessaris per tal de caracteritzar el comportament de la mini VLP en funció del tap que sigui assajat i de les condicions de contorn. Els passos a seguir són introducció dades inicials, càlculs, gràfics.

5.1.1.1.1 Introducció de dades inicials.

Aquest apartat està compostat pels següents sub apartats,

- **Introducció dels resultats [V] per a cada una de les posicions de la mini VLP.**
 Tal i com s'ha explicat a l'apartat de la rutina d'assaig es realitza un assaig de 10 [s] per cada una de les posicions a assajar, adquirint-se els valors de tres sensors, pressió aigües avall, pressió aigües amunt i cabal. S'obté un total de 3 · n columnes per 10.000 files de resultats, essent n el número de proves realitzades.
- **Introducció de les dades assaig.**
 Per mitjà d'una aplicació realitzada amb VB, dintre la macro de DIADEM 9.1, es demana les dades inicials de l'assaig. Aquestes són, tipus del tap a assajar, freqüència d'excitació del motor, número de proves realitzades, posició inicial, posició equiespaiada del tap , angle del tap de la vàlvula, densitat, temperatura, viscositat cinemàtica.

5.8.3.2 Càlculs.

- **Tractament de les columnes de resultats.**
 Es realitza una mitja de tots els valors de la columna obtenint-se un únic valor de la p₁, p₂ i Q. S'associa aquest valor a cada una de les posicions que s'han anat assajant. S'obté en aquest punt una matriu de 4 columnes per n files, essent n el número de proves realitzades.
- **Canvis d'unitats i càlculs.**
 Es realitza la transformació dels valors en tensió a valors físics en sistema internacional, en aquest cas, pressió en [Pa], cabal en [m³/s] i posició en [m]. Es va realitzar un protocol de calibració dels sensors, definint-se les seves equacions d'ajust. A continuació es realitzen els següents càlculs,
 - Càlcul de la secció de pas entre el tap de la mini VLP i la carcassa. S₂.
 - Càlcul del coeficient de descàrrega. C_d.
 - Càlcul del número de Reynolds. Re.

Variables				Constants	
p ₁ (t)	p ₂ (t)	Q(t)	x(t)	θ ρ ν d	
↓	↓	↓	↓		
\bar{p}_1	\bar{p}_2	\bar{Q}	\bar{x}		
$S_2 = \pi \cdot d \cdot x \cdot \sin \theta$ $D_n = 2 \cdot x \cdot \sin \theta$ $\Delta p = \bar{p}_1 - \bar{p}_2$ $v = \frac{\bar{Q}}{S_2}$			$Re = \frac{D_n \cdot v}{\nu}$ $C_d = \frac{\bar{Q}}{S_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}}$		

Fig 5. 14 Fórmules

5.8.4 Gràfics i resultats.

Es grafiquen les següents relacions, C_d vs Re , p_1 vs Q , C_d vs p_{0s} , p_1 vs p_{0s} i Q vs p_{0s} . En el capítol posterior es mostren els resultats experimentals obtinguts en les diferents configuracions de banc experimental presentades.

6. RESULTATS EXPERIMENTALS

6	RESULTATS EXPERIMENTALS.....	124
6.1	PROVES EXPERIMENTALS OBTURADOR FIX. ZERO GRAUS DE LLIBERTAT.	124
6.1.1	COMPARATIVA MINI VLP TAP XAMFRÀ.....	125
6.1.2	RESULTATS EXPERIMENTALS TAP XAMFRÀ AGRUPATS EN FUNCIO D'UNA OBERTURA FIXA. 126	
6.1.2.1	Comparativa obertura tancament mini VLP tap xamfrà.....	129
6.1.3	COMPARATIVA MINI VLP TAP CÒNIC.....	130
6.1.4	RESULTATS EXPERIMENTALS TAP CÒNIC AGRUPATS EN FUNCIO D'UNA OBERTURA FIXA. 131	
6.1.4.1	Simulació del descentrament del tap de la mini VLP.....	133
6.1.5	FOTOGRAFIES PROVES EXPERIMENTALS ESTÀTIQUES.....	135
6.1.6	ANÀLISIS DEL NÚMERO DE CAVITACIÓ.....	140
6.1.6.1	Mini VLP tap xamfrà. Anàlisi del numero de cavitació obtingut de forma experimental. 140	
6.1.6.2	Mini VLP tap cònic. Comparativa número de cavitació.....	141
6.1.7	RESULTATS EXPERIMENTALS. PROVES ESTÀTIQUES MESURES KISTLER.....	142
6.1.7.1	Mini VLP Xamfrà Rel. 1.5. 50 Hz.....	142
6.1.7.2	Mini VLP tap cònic 60°. 50 Hz.....	143
6.1.8	CONCLUSIONS PROVES EXPERIMENTALS ESTÀTIQUES.....	145
6.1.8.1	Conclusions fotografies proves experimentals estàtiques.....	145
6.1.9	CONCLUSIONS ANÀLISIS NÚMERO DE CAVITACIÓ.....	147
6.1.10	CONCLUSIONS RESULTATS EXPERIMENTALS. PROVES ESTÀTIQUES MESURES KISTLER.....	147
6.2	PROVES EXPERIMENTALS OBTURADOR MOVIMENT AXIAL. UN GRAU DE LLIBERTAT. 148	
6.2.1	PROVES DE EXPERIMENTALS DE POSICIÓ.....	151
6.2.1.1	K=3.5 [N/mm].....	151
6.2.1.2	Resultats experimentals. Estat permanent. Molla K=3.5 [N/mm].....	154
6.2.1.3	Molla K=8.6 [N/mm].....	163
6.2.1.4	Resultats experimentals. Estat permanent. Molla K=8.6 [N/mm].....	165
6.2.2	COMPARATIVA RIGIDESA MOLLA.....	170
6.2.2.1	Proves experimentals de força.....	172
6.2.2.2	Tap Xamfrà Rel 1.5.....	173
6.2.2.3	Tap Cònic 60°.....	174
6.2.3	PROVES DE POSICIÓ. PROCÉS OBERTURA DE LA VÀLVULA.....	176
6.2.3.1	Molla K=3.5 [N/mm]. Resultats experimentals. Evolució de la posició, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	177
6.2.3.2	Molla K=8.6 [N/mm]. Resultats experimentals. Evolució de la posició, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	181
6.2.4	PROVES EXPERIMENTALS DE FORÇA.....	184
6.2.4.1	Resultats experimentals. Evolució de la força, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	184
6.2.4.2	Resultats experimentals. Evolució de la posició.....	186
6.2.4.3	Molla K=3.5 [N/mm].....	186
6.2.4.4	Molla K=8.6 [N/mm].....	189
6.2.4.5	Resultats experimentals. Pressió dinàmica obtinguda amb transductors Kistler. Molla K=8.6 [N/mm].....	191
6.2.4.6	Comparativa FFT entre els resultats obtinguts pel sensor de posició i pels transductors Kistler de pressió dinàmica. Molla K=8.6 [N/mm].....	193
6.2.5	CONCLUSIONS PROVES EXPERIMENTALS.....	195
6.2.5.1	Conclusions experimentals estat permanent.....	195
6.2.5.2	Conclusions proves experimentals de força.....	196
6.2.5.3	Comparativa resultats experimentals de força.....	196
6.2.5.4	Conclusions resultats experimentals. Evolució de la força, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.....	197
6.2.5.5	Conclusions resultats experimentals. Evolució de la posició.....	199
6.2.5.6	Conclusions globals.....	203

6.2.5.7	Conclusions Pressió dinàmica obtinguda amb transductors Kistler. Molla $K=8.6$ [N/mm]	204
6.2.5.8	FFT entre els resultats obtinguts pel sensor de posició i pels transductors Kistler de pressió dinàmica.....	204

6 Resultats experimentals.

Tal i com s'ha comentat en el capítol anterior es presenta en aquest capítol els resultats experimentals obtinguts en les diferents tipologies de proves realitzades. S'estructuren aquestes en funció de la restricció del moviment axial.

6.1 Proves experimentals obturador fix. Zero graus de llibertat.

Aquestes proves han estat obtingudes per mitjà dels muntatges experimentals que es mostren a la Fig. 6.1.

Proves experimentals obturador fix.

Tal i com s'ha presentat en els capítols anteriors les proves experimentals amb l'obturador fix es realitzen mitjançant el moviment amb un micròmetre de la posició del tap de la mini VLP. Els resultats experimentals que s'obtenen en aquesta tipologia de proves experimentals són,

- Pressió a l'entrada p_1 .
- Pressió a la sortida p_2 .
- Cabal Q .
- Posició x . (Obtinguda amb el micròmetre)
- Pressió dels transductors Kistler.



Fig 6. 1 Muntatge proves experimental de obturador fix

Els resultats experimentals obtinguts que es mostren en aquest capítol estan agrupats de la manera següent.

- **Resultats experimentals. Estat permanent.**
 En aquest apartat es mostra el comportament de la mini VLP en estat permanent. Prenent com a valor la mitja dels valors temporals obtinguts durant 10 [s]. S'obté en aquest punt les corbes de funcionament de la mini VLP. Es realitzen proves experimentals i s'obtenen els següent resultats.
- Taps xamfrà.
 - Comparativa mini VLP tap xamfrà.
 - Corbes funcionalitat. C_d vs Re , p_1 - Q , C_d vs posició, p_1 vs posició, Q -posició. Obertura fixa.
 - Comparativa obertura-tancament.
- Taps cònic.
 - Comparativa mini VLP tap cònic
 - Corbes funcionalitat. C_d vs Re , p_1 - Q , C_d vs posició, p_1 vs posició, Q -posició. Obertura fixa.
- Fotografies proves experimentals estàtiques
- Anàlisis del número de cavitació.
 - Tap xamfrà mini VLP.
 - Tap cònic mini VLP.
- Resultats experimentals. Mesures Kistler.
 - Tap xamfrà mini VLP.
 - Tap cònic mini VLP.

6.1.1 Comparativa mini VLP tap xamfrà.

A continuació es mostren els resultats de la comparativa de quatre geometries diferents de la tipologia xamfrà assajades a diferents velocitats de gir del motor. Es referencien aquestes proves per la freqüència d'excitació del motor.

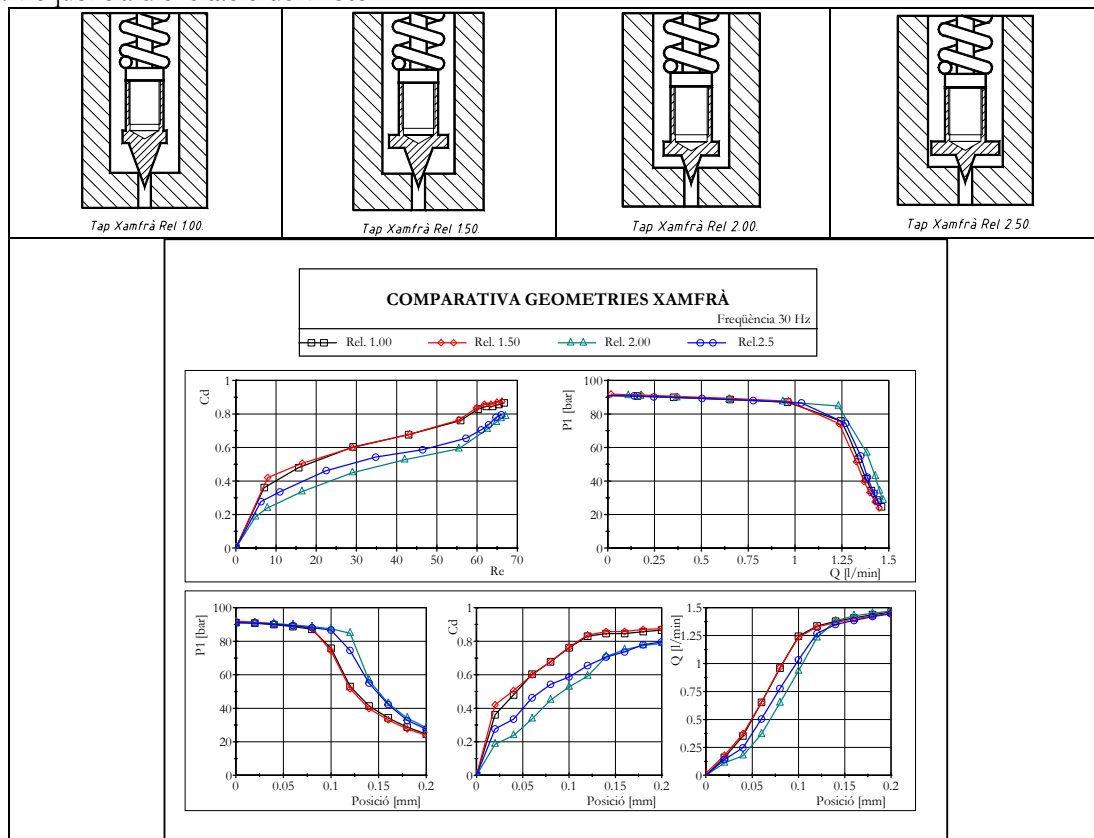


Fig 6. 2 Comparativa geometries xamfrà. Id.3. Rang global.

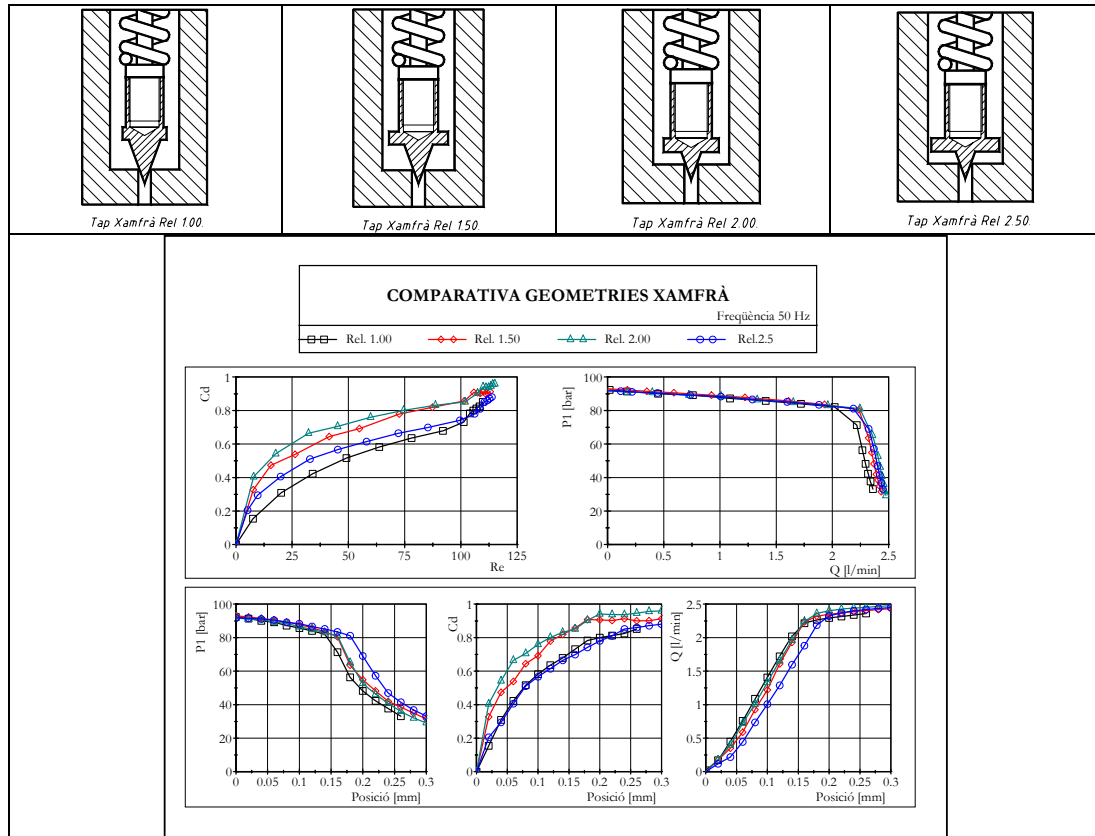


Fig 6. 3 Comparativa geometries xamfrà. Id.5. Rang global.

6.1.2 Resultats experimentals tap xamfrà agrupats en funció d'una obertura fixa.

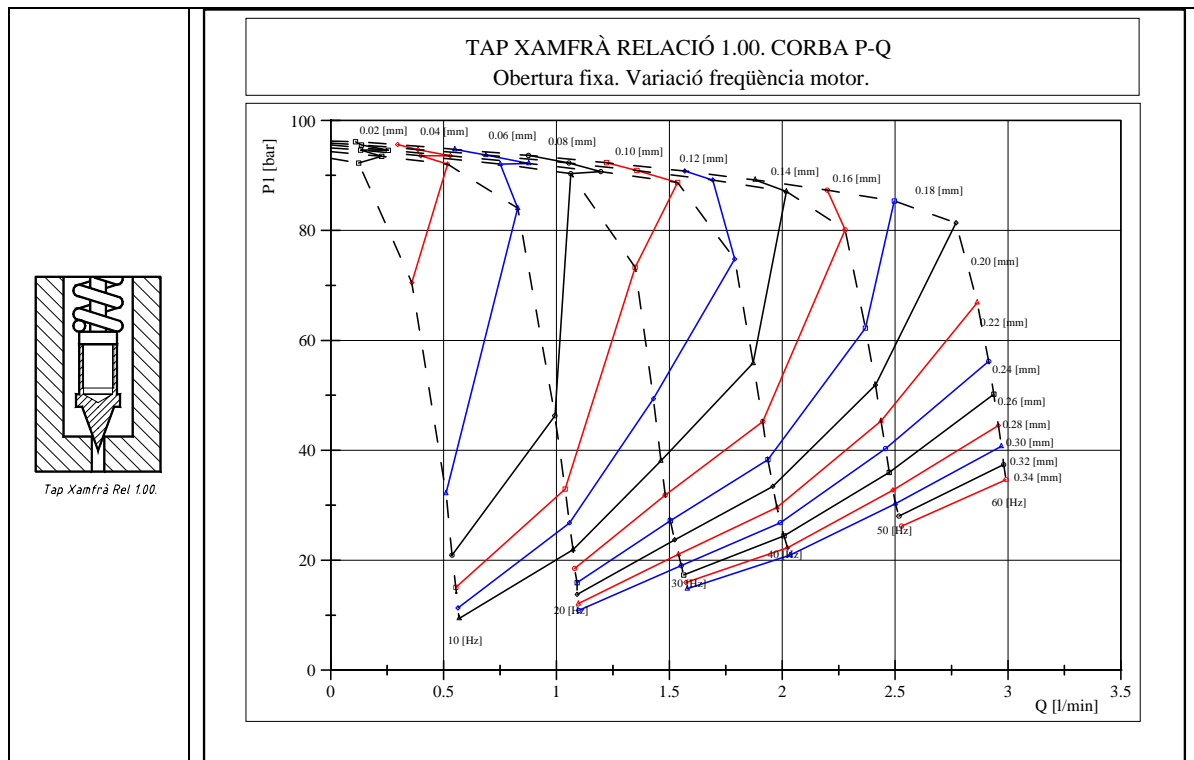


Fig 6. 4 Corbes P-Q agrupades en funció de la posició. Xamfrà rel 1.

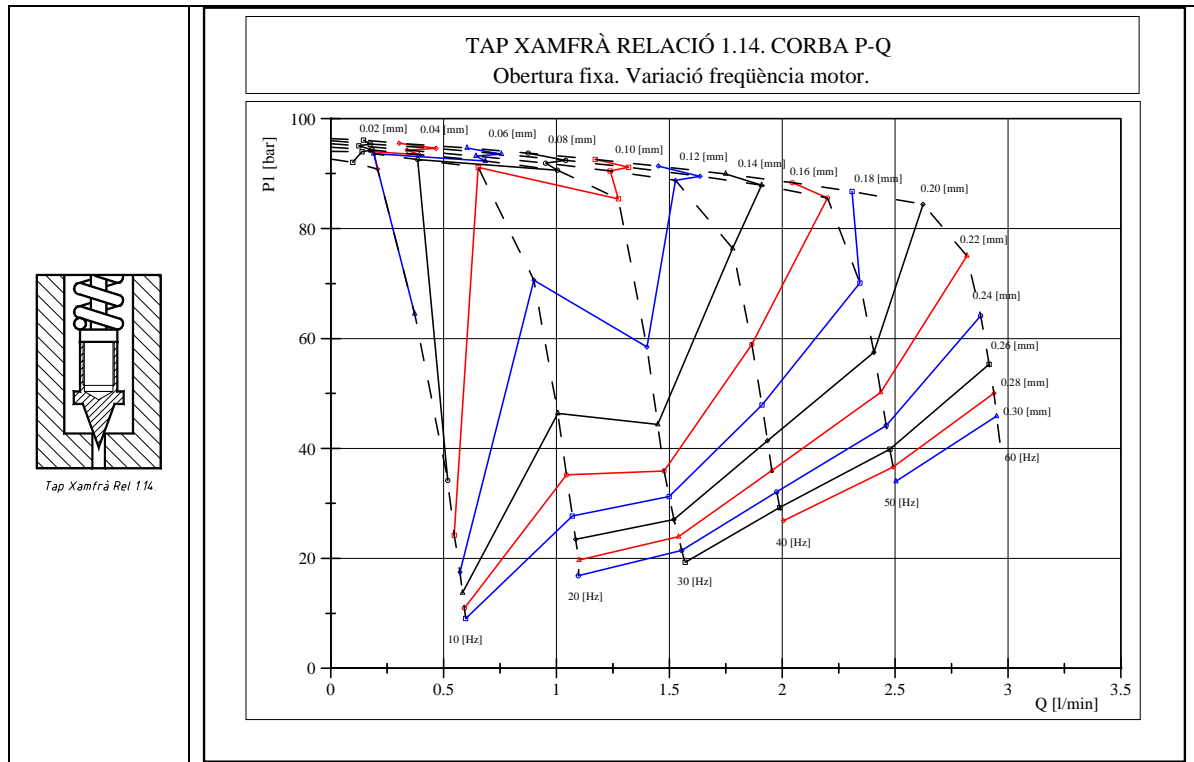


Fig 6. 5 Corbes P-Q agrupades en funció de la posició. Xamfrà rel 1.14.

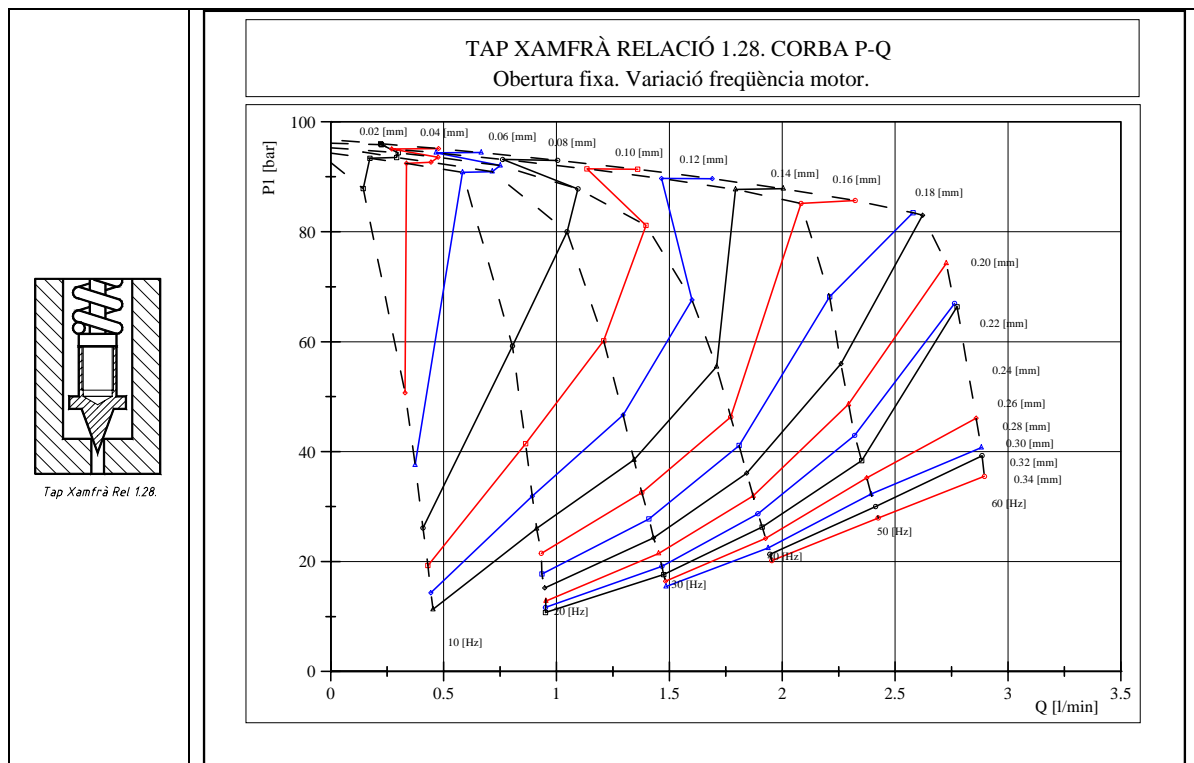


Fig 6. 6 Corbes P-Q agrupades en funció de la posició. Xamfrà rel 1.28.

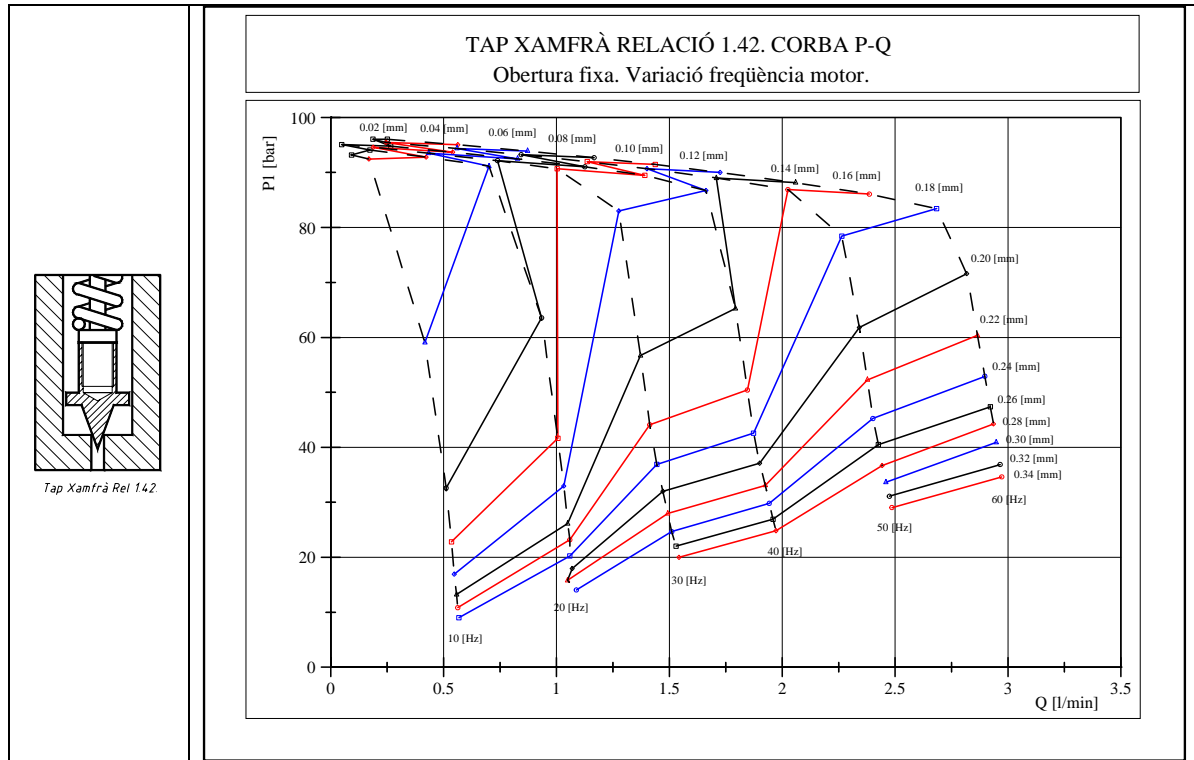


Fig 6. 7 Corbes P-Q agrupades en funció de la posició. Xamfrà rel 1.42.

Per les corbes corresponents a freqüència constant es pot denotar una desviació del comportament ideal a resultes del treball en paral·lel de la VLP del grup oleohidràulic. S'ha tarat la VLP del grup oleohidràulic a una pressió d'aproximadament 95 [bar], provocant en la mini VLP la desviació de la línia teòrica horitzontal. En el cas de la zona de disminució de la pressió, la corba teòrica que s'hauria d'obtenir és completament vertical. Aquest fet no es produeix degut a les fugues que es presenten en la VCD del grup oleohidràulic.

La corba $P-Q$ teòrica del pas de fluid a través d'un orifici de secció fixa és una paràbola. Els resultats que s'han obtingut presenten aquesta tendència teòrica únicament per a valors d'obertures del tap de la mini VLP corresponents a l'interval del 60 al 100 % del valor màxim.

En els casos en els que no es compleix la paràbola, l'error existent en el posicionat del tap de la mini VLP degut al moviment helicoidal derivat del descentratge entre els eixos del tap de la mini VLP i el forat d'entrada del fluid, implica una variació del model fluidodinàmic, i per tan una desviació de la corba teòrica. Per a grans cabals aquest error en el posicionat es minimitza.

Aquest error en el posicionat és degut a la no alineació dels eixos dels forats de les diferents peces que componen el muntatge experimental. El conjunt està format per tres peces, el micròmetre de posició, una peça d'adaptació i el tap de la mini VLP. Cada una d'aquestes peces està fabricada en diferents estacades del torn, per tan l'alineació entre els diferents forats roscats i taladrats realitzats és difícil d'aconseguir. És per aquest motiu que existeix un moviment helicoidal.

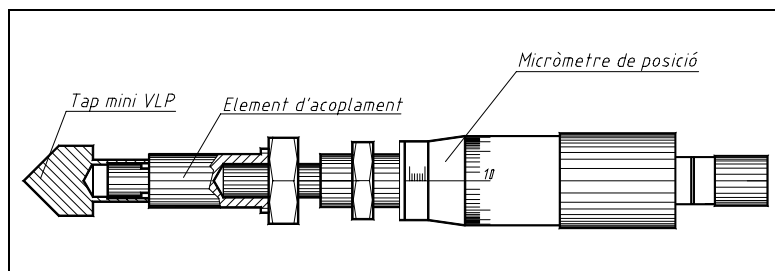


Fig 6. 8 Elements que formen l'element de mesura.

6.1.2.1 Comparativa obertura tancament mini VLP tap xamfrà.

Es grafica a continuació les prestacions de la mini VLP amb tap xamfrà relació 2 en funció del mode de funcionament. Obertura – tancament. No es destaca una variació significativa del comportament de la mini VLP en funció del mode de treball. A mesura que s’augmenta el cabal que circula per la mini VLP es possible destacar lleugeres diferències entre el comportament en mode obertura i mode tancament. Aquest fet és degut a la lleugera variació en la configuració del fluxe existent a resultes del descentratge entre l’eix del tap de la mini VLP i el forat de l’entrada de l’oli. Aquest fet és igualment demostrable per a geometries còniques.

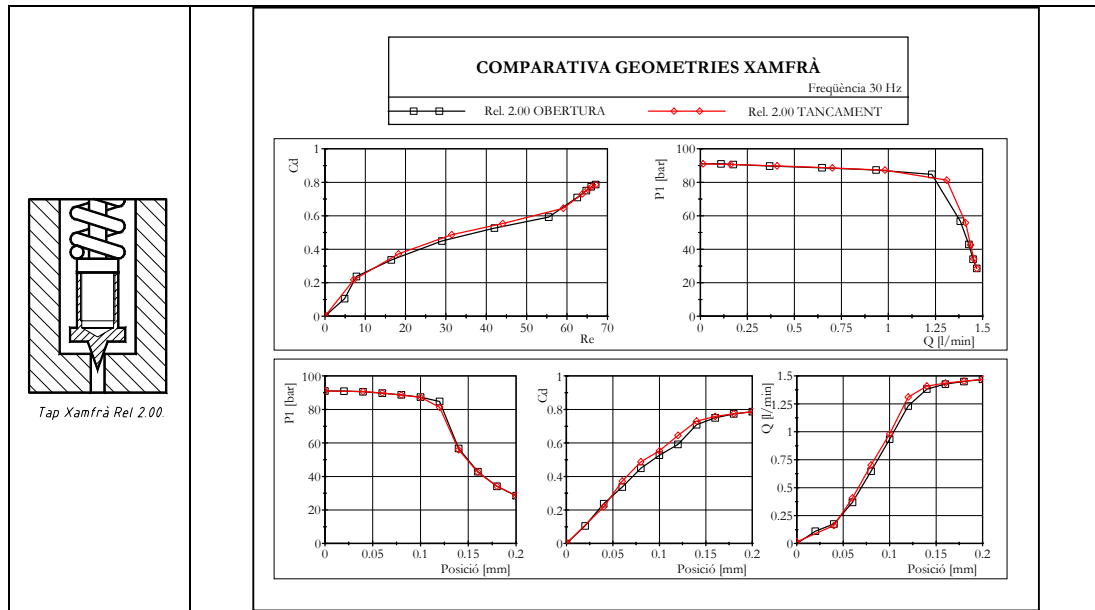


Fig 6. 9 Comparativa geometries xamfrà rel. 2. Id.3. Obertura-tancament.

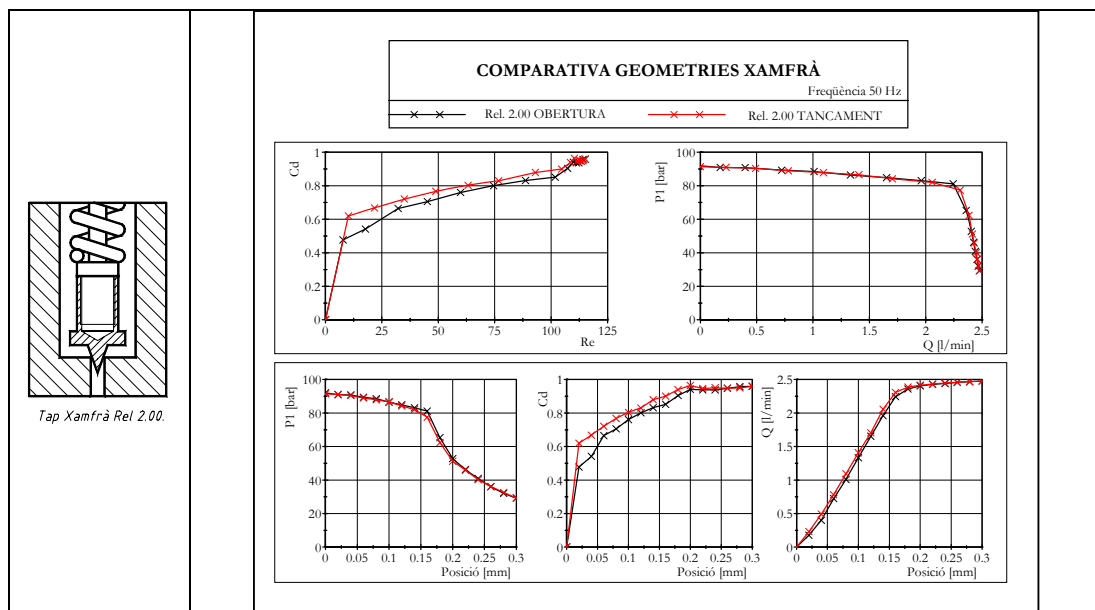


Fig 6. 10 Comparativa geometries xamfrà rel. 2. Id.5. Obertura-tancament.

6.1.3 Comparativa mini VLP tap cònic.

A continuació es mostren els resultats de la comparativa de tres geometries còniques diferents assajades a diferents velocitats de gir del motor. Es referencien aquestes proves per la freqüència d'excitació del motor.

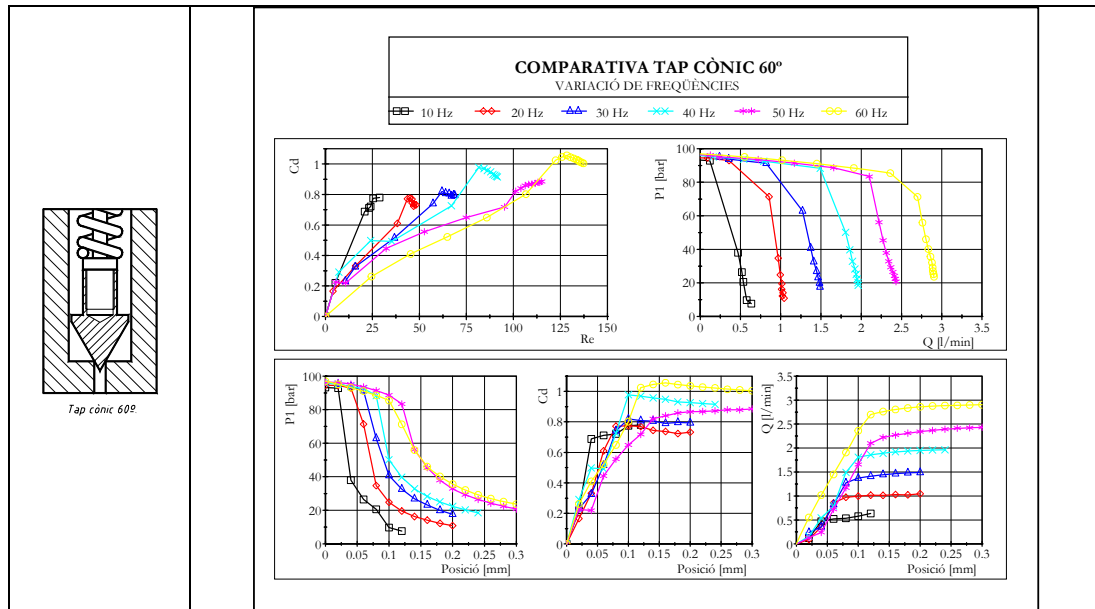


Fig 6. 11 Comparativa geometria cònica 60°. Rang global de freqüències. Tots els rangs d'identificadors.

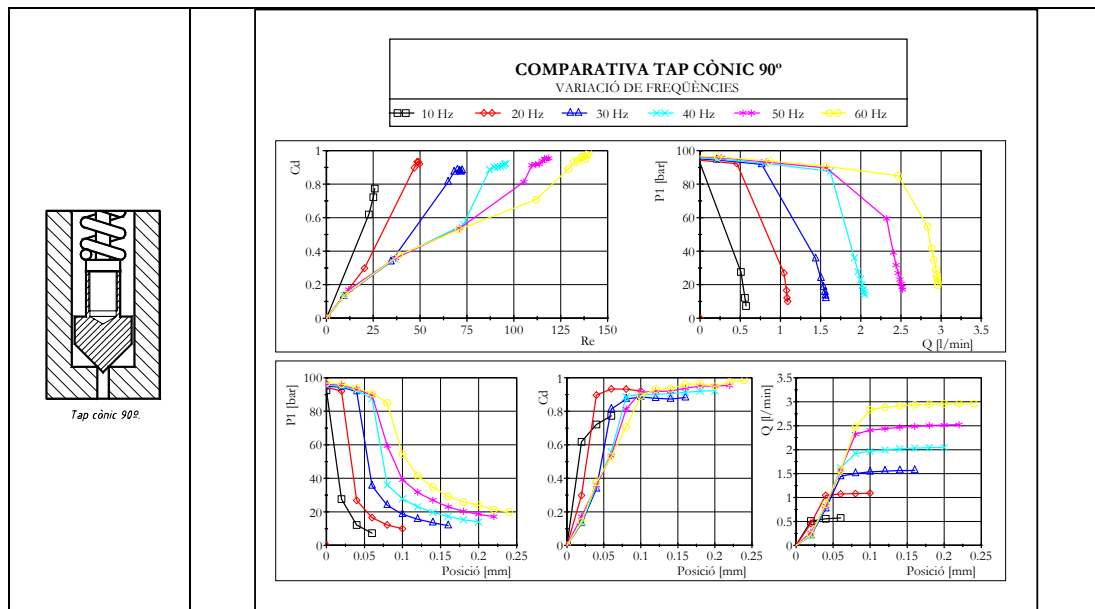


Fig 6. 12 Comparativa geometria cònica 90°. Rang global de freqüències. Tots els rangs d'identificadors.

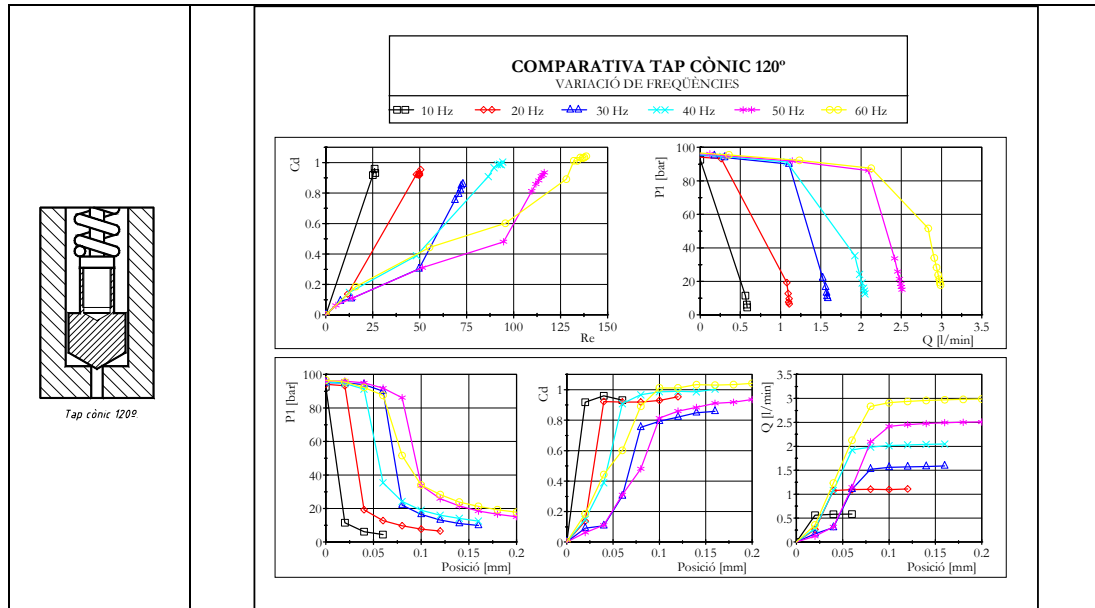


Fig 6. 13 Comparativa geometria cònica 120°. Rang global de freqüències. Tots els rangs d'identificadors.

Les corbes obtingudes P_1-Q o P_1 -posició entre d'altres presenten una ordenació en funció de la freqüència d'excitació del motor o del cabal que circula per la mini VLP. Així doncs per a cabals de circulació baixos les prestacions obtingudes representarien les més baixes del comportament global, i a l'inversa per a cabals grans les prestacions són altes. Aquest fet no es compleix en el cas d'obertures petites, tan sigui quin sigui el cabal que circula per la mini VLP, la configuració de fluxe existent per a petites obertures dificulta l'establiment de la relació anterior.

6.1.4 Resultats experimentals tap cònic agrupats en funció d'una obertura fixa.

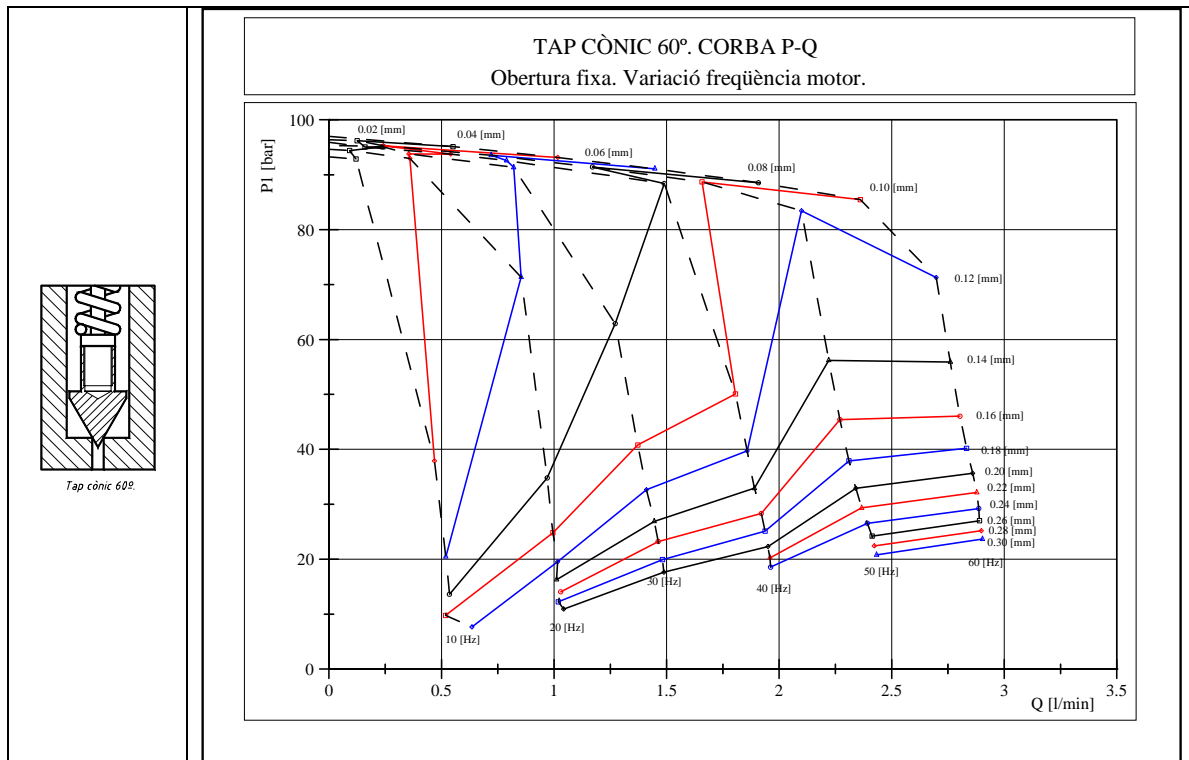


Fig 6. 14 Corbes P-Q agrupades en funció de la posició. Cònic 60°.

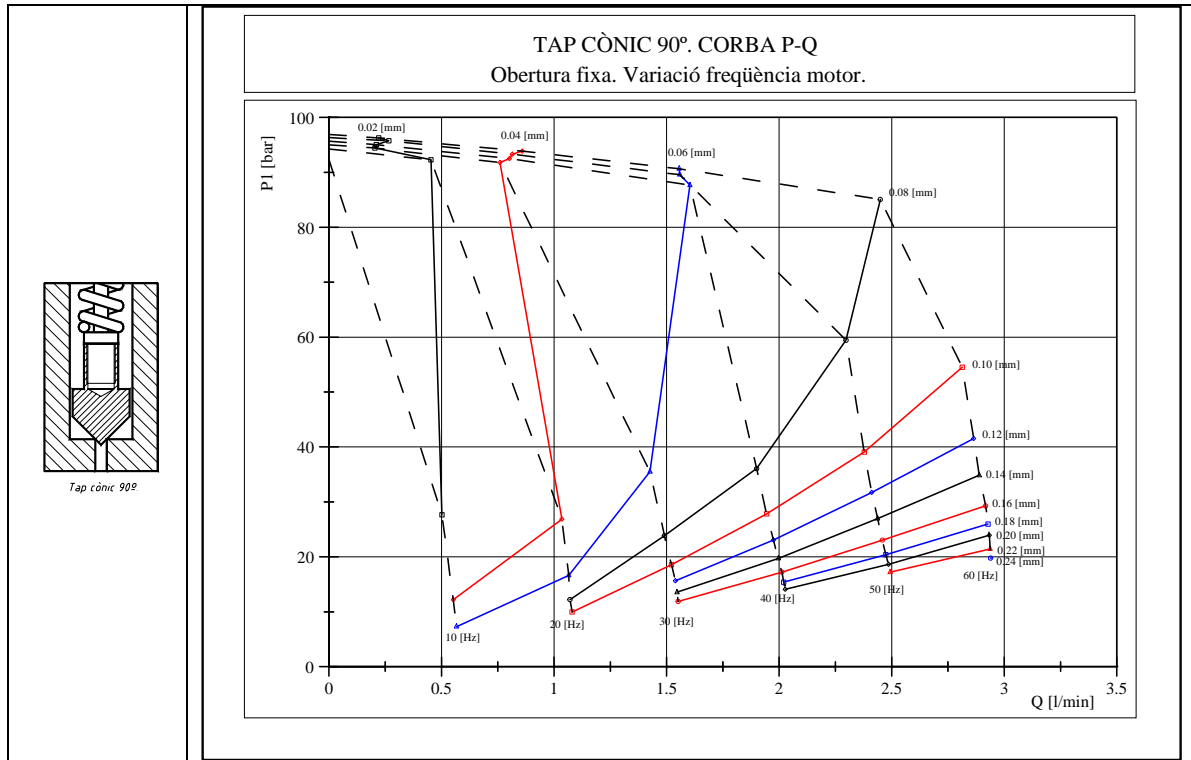


Fig 6. 15 Corbes P-Q agrupades en funció de la posició. Cònic 90°.

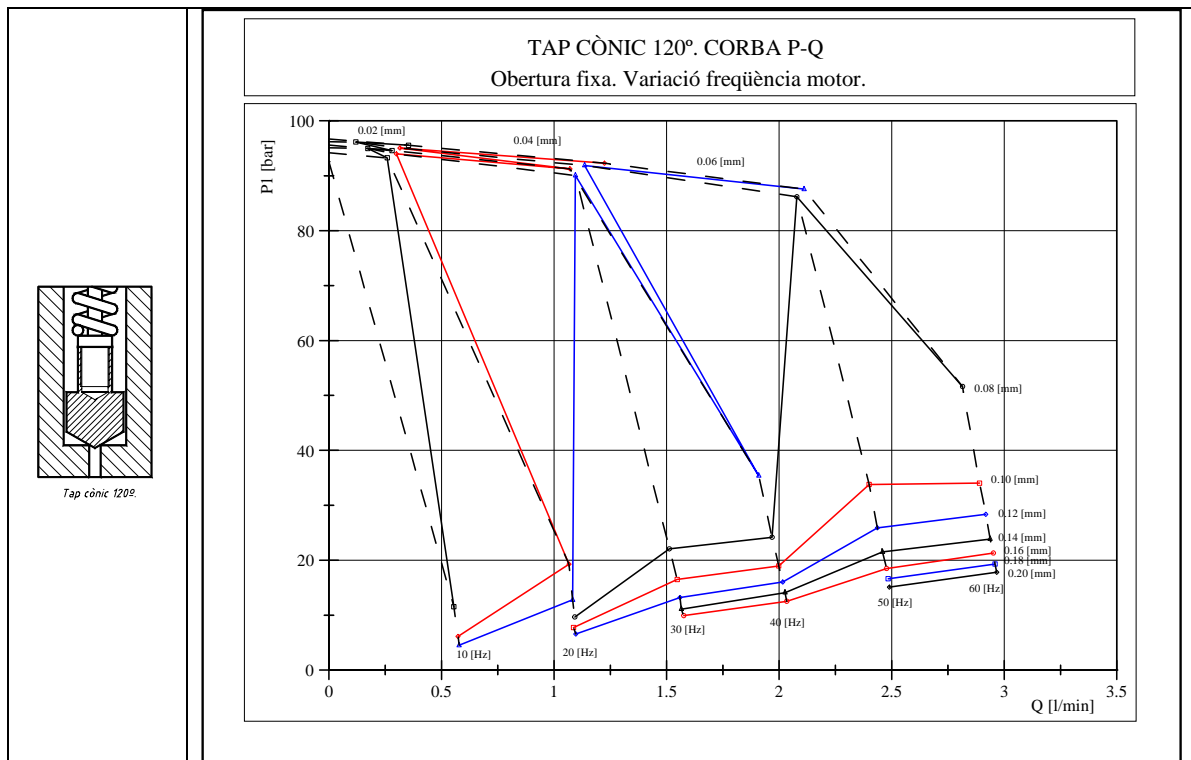


Fig 6. 16 Corbes P-Q agrupades en funció de la posició. Cònic 120°.

Les corbes obtingudes presenten el mateix comportament que el que s'ha presentat anteriorment en l'estudi de les geometries tipus xamfrà.

6.1.4.1 Simulació del descentrament del tap de la mini VLP.

Es simula mitjançant de CFD el descentrament de la mini VLP cònica de 120° per tal d’observar la configuració de fluxe present, i es compara aquesta amb la que s’obté en el cas del tap de la mini VLP completament centrat.

- La posició escollida per la simulació és de 0.04 [mm].
- Es presenta per a aquestes simulacions del tap de la mini VLP cònic 120° un descentrament del tap de 0.06 [mm].

Les condicions de contorn aplicades són,

Condicions de contorn		
Domini		Comentari
Secció entrada de fluid	$v_1=Cnt.$	L’entrada de fluid es simula com una entrada de velocitat constant corresponent al cabal experimental obtingut a les proves de posició estàtiques. $Q=1[l/min]$, $v=5,3[m/s]$.
Secció sortida de fluid	$p_2=Cnt.$	La sortida s’imposa un pressure outlet a pressió atmosfèrica.
Components sòlids.	$v=0$	S’imposen les condicions de contorn wall al seient i al tap de la mini VLP per tal de poder-hi visualitzar el camp de pressions.

Taula 6. 1 Condicions de contorn simulació

Propietats del fluid. Oli vegetal. FUCHS	
Densitat	$\rho=890 [kg/m^3]$
Viscositat cinemàtica	$\nu=6 \times 10^{-5} [m^2/s]$

Taula 6. 2 Propietats fluid

El descentratge presentat es simula com un moviment de 0.06 [mm] de la geometria cònica 120° deixant un orifici de pas d’aproximadament 0.13 [mm] en una banda i 0.01 [mm] a l’altra.

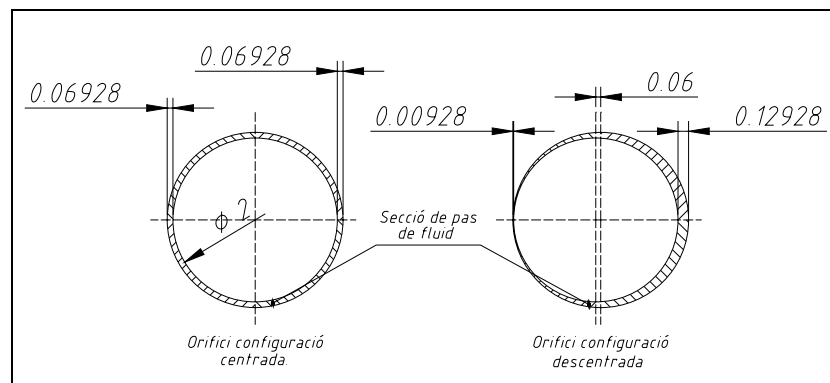
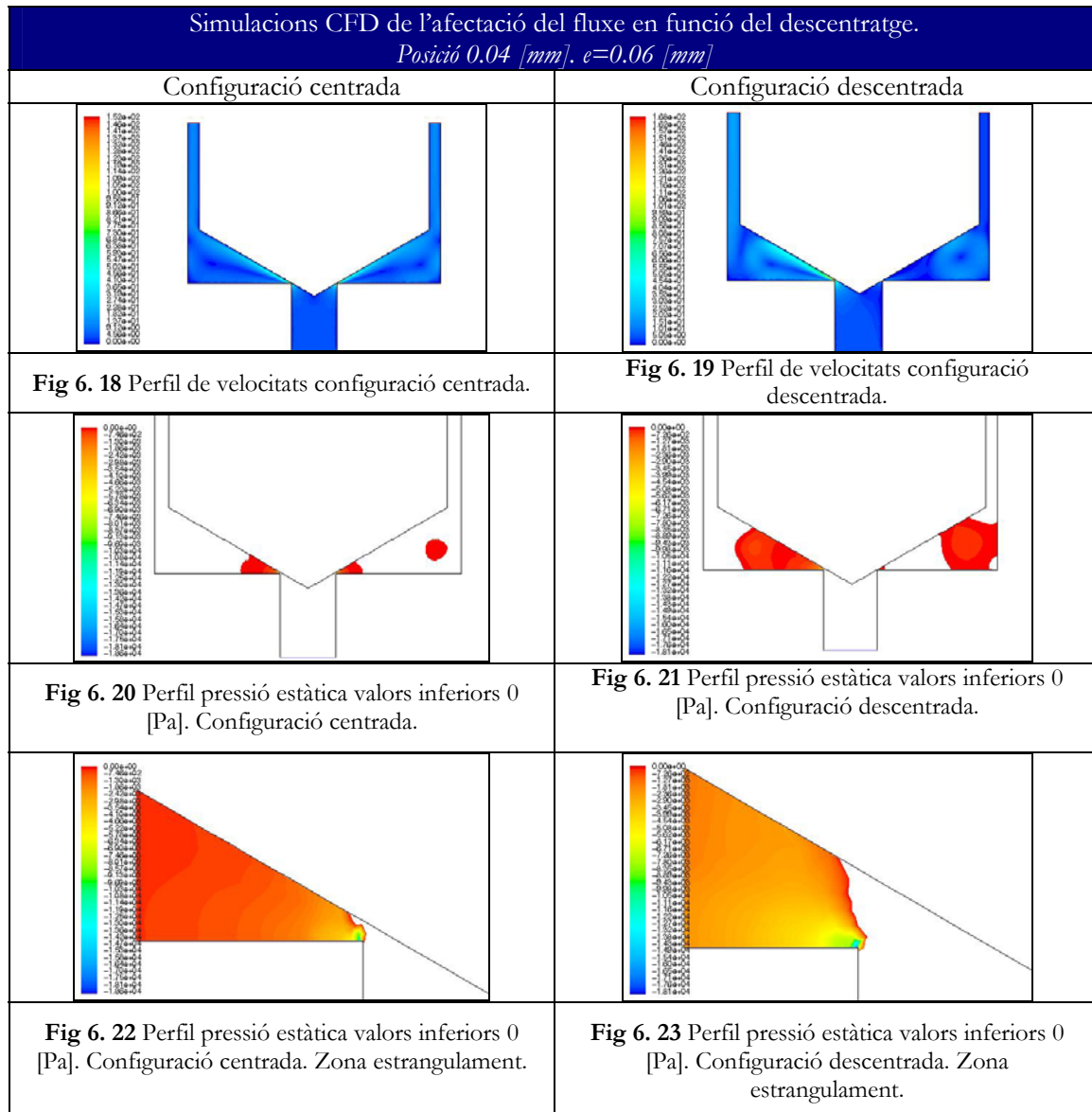


Fig 6. 17 Descentrament simulació CFD.



Tal i com es pot observar als resultats de la simulació per mitjà CFD i com s'havia intuït, es presenta una configuració de fluxe diferent en funció del descentrament entre el tap de la mini VLP i el forat d'entrada de fluid.

En el perfil de velocitats es mostra una configuració de fluxe completament dirigida a la zona amb més secció de pas derivant en un vòrtex de més intensitat. Es compara que aquest vòrtex s'ubica més proper a l'orifici d'entrada que el corresponent a la zona de fluxe deprimat. Igualment aquest fenomen es compleix en la configuració centrada.

Es mostra el perfil de pressions obtingut, mostrant únicament els valors de la pressió per sota de 0 [Pa], que correspondria amb les zones en les que es pot obtenir cavitació. Comparant aquestes zones es pot observar com són més grans en la configuració descentrada que en la centrada esdevenint-se un comportament més inestable i per tan un canvi en la configuració del fluxe per aquest tipus de configuracions. De la mateixa manera i centrant l'observació en la zona d'estrangulament en pot observar com en la configuració descentrada el nivell de pressions obtingut és inferior al de la configuració centrada, intensificant d'aquesta manera el fenomen d'inestabilitat abans mencionat.

6.1.5 Fotografies proves experimentals estàtiques.

Aquestes fotografies han estat realitzades amb una càmera CANON EOS 300D, que incorpora un objectiu macro per tal d'enfocar la zona ocupada pel tap de la mini VLP. Es va ajustar la velocitat i l'obertura del diafragma per tal que el temps d'exposició fos molt petit i d'aquesta manera poder visualitzar les bombolles creades per cavitació i en els casos possibles les traces del fluxe. Es va il·luminar la zona a fotografiar de la mini VLP amb diferents focus per tal que la fotografia no quedés fosca degut a l'imposició d'un temps d'exposició reduït.

Es mostren en els gràfics següents les fotografies per a diferents posicions de la mini VLP, en el període d'obertura i de tancament. S'adjunta també la corba de pressió posició per tal de poder observar quines fenomenologies es produeixen depenent de la zona de la gràfica a on s'ubiqui el punt de treball.

6.1.6 Anàlisi del número de cavitació.

S’ha comentat a l’apartat d’estat de l’art, que el número de cavitació K , es pot definir com,

$$K = \frac{p_d - p_v}{p_u - p_d} \tag{5.1}$$

p_d Pressió aigües avall, corresponent a la p_2 mesurada experimentalment.

p_u Pressió aigües amunt, corresponent a la p_1 mesurada experimentalment.

p_v Pressió de vaporització de l’oli.

Pel càlcul del número de cavitació experimental que s’ha dut a terme s’ha pres un valor de la pressió de vaporització de $p_v=0.1 \times 10^{-3} [bar]$.

De les corbes obtingudes es presenten els resultats en les freqüències de 30 i 50 [Hz], del motor elèctric corresponent als identificadors 3 i 5, en els taps xamfrà relació 1.00, 1.50, 2.00 i 2.50, i tap cònic 60°, 90° i 120°.

6.1.6.1 Mini VLP tap xamfrà. Anàlisi del numero de cavitació obtingut de forma experimental.

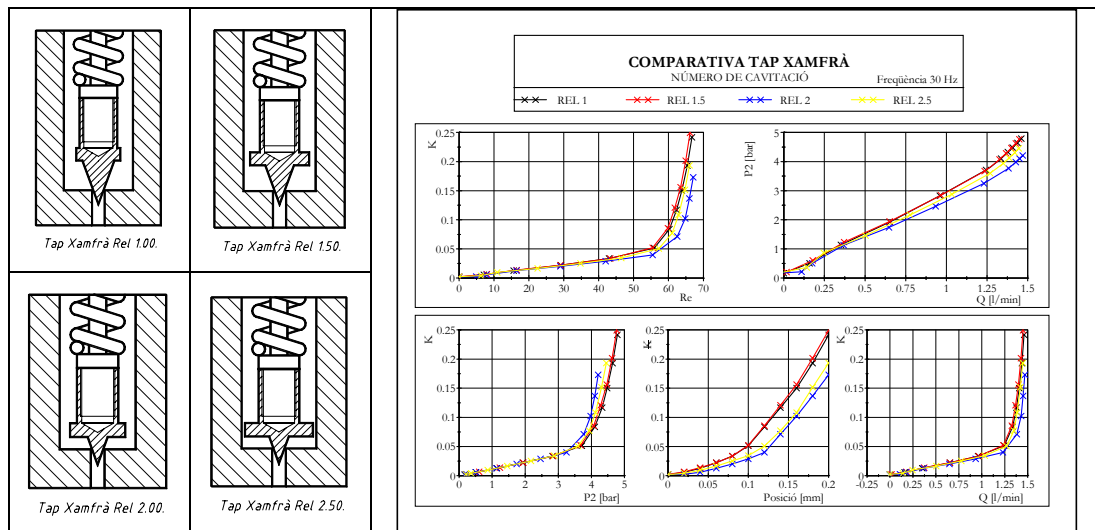


Fig 6. 24 Comparativa número de cavitació geometries xamfrà. Id. 3.

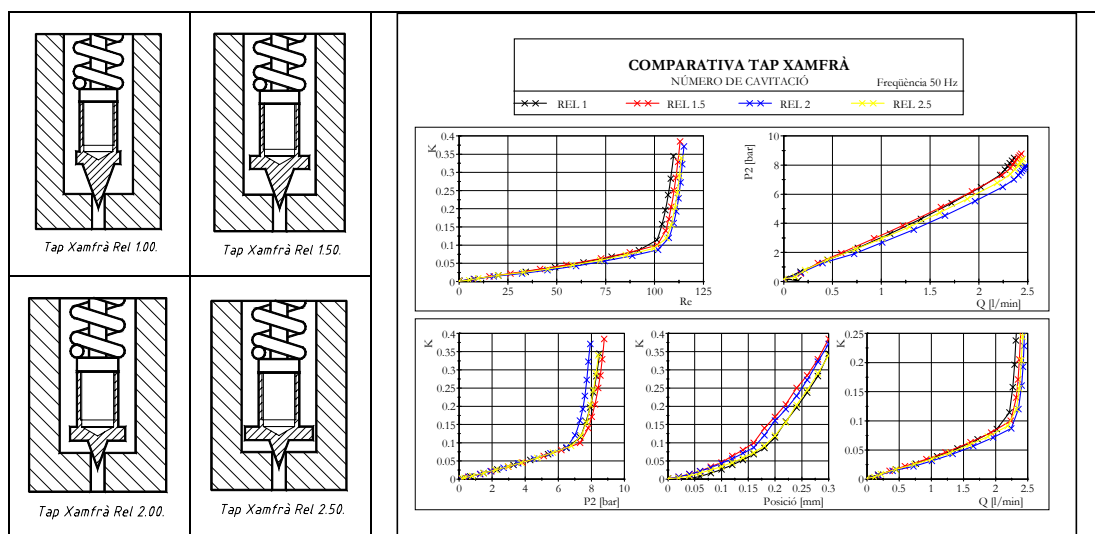


Fig 6. 25 Comparativa número de cavitació geometries xamfrà. Id. 5.

El comportament del número de cavitació presenta un comportament clarament diferenciable en dues parts. La primera part correspon a una zona en la que el número de cavitació presenta un creixement sostingut no molt acusat. Aquesta zona queda acotada entre els valors de posició de θ i $0.12 [mm]$. Es tracta d'una zona a on es produeix cavitació, concretament es pot observar en les fotografies preses durant la realització de la prova estàtica. Correspon aquesta zona a la zona a en la que la pressió d'entrada p_1 manté un valor constant.

En el moment en que la pressió d'entrada p_1 disminueix el número de cavitació pateix un canvi de tendència creixent de manera acusada. És en aquesta segona part en la que no es produeix cavitació, el número de cavitació ha augmentat. Es pot observar aquest fet en les fotografies preses durant la realització de la prova estàtica, en les que no s'observa cavitació en la zona de l'orifici, si bé, es destaca l'aparició de grans vòrtex a sota de la geometria del tap.

No es destaca cap variació del comportament entre la prova realitzada Id. 3 ($Q=1.78 [l/min]$), o la prova realitzada Id. 5 ($Q=2.96 [l/min]$). Les zones en les que es produeix cavitació són evidentment diferents deguts al canvi en el cabal que circula per la mini VLP

6.1.6.2 Mini VLP tap cònic. Comparativa número de cavitació.

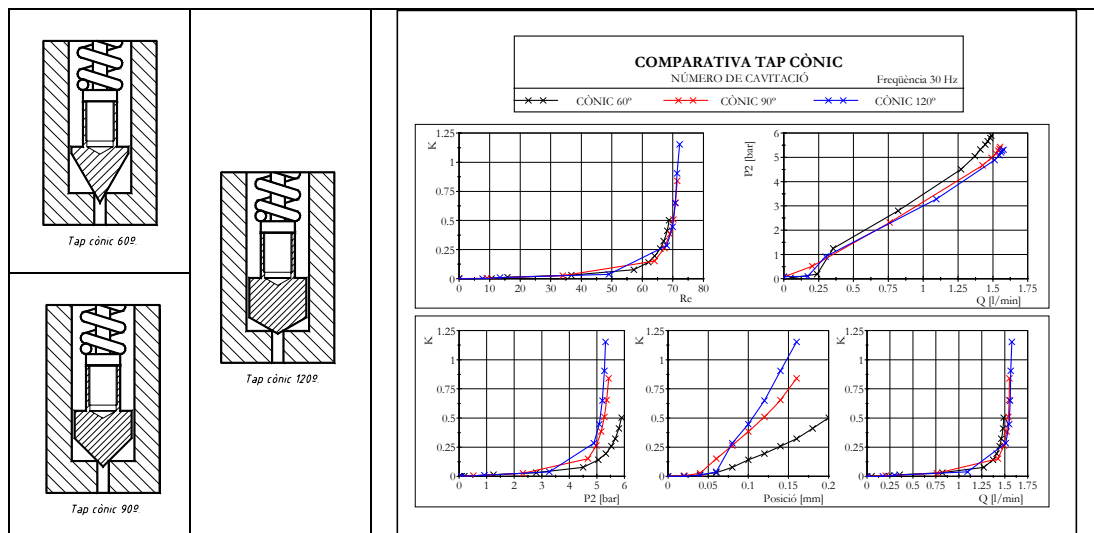


Fig 6. 26 Comparativa número de cavitació geometries còniques. Id. 3.

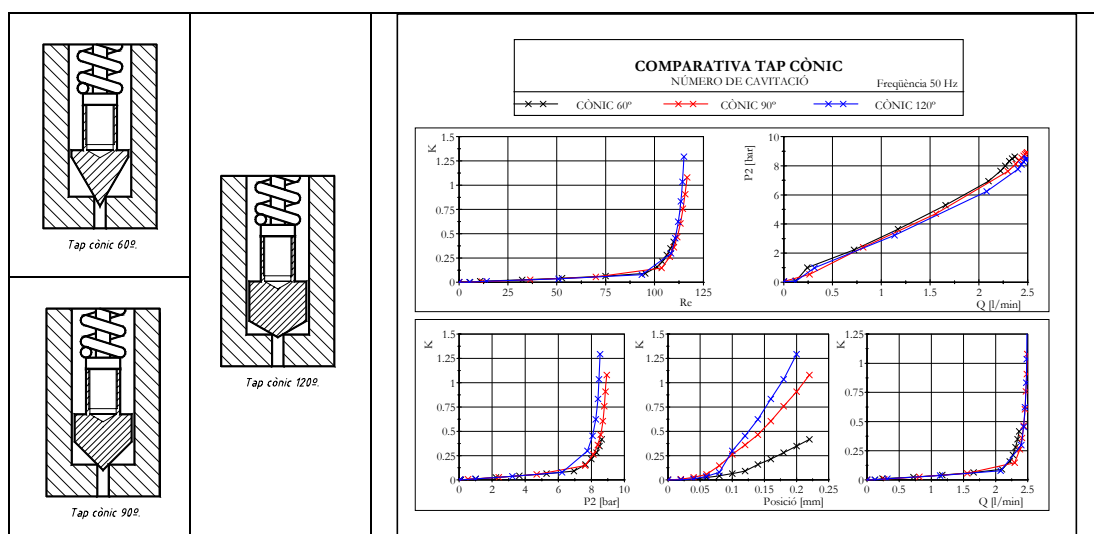


Fig 6. 27 Comparativa número de cavitació geometries còniques. Id. 5.

6.1.7 Resultats experimentals. Proves estàtiques mesures Kistler.

6.1.7.1 Mini VLP Xamfrà Rel. 1.5. 50 Hz.

S’ha realitzat l’assaig de la geometria del tap amb xamfrà relació 1.5 mitjançant els transductors de pressió dinàmica Kistler. La corba de funcionament estàtica que s’obté es presenta a la Fig. 6.28. Aquesta prova s’ha realitzat amb una freqüència d’excitació del motor elèctric corresponent a Id, 5, 50 [Hz], derivant-se un cabal de 2.96 [l/min].

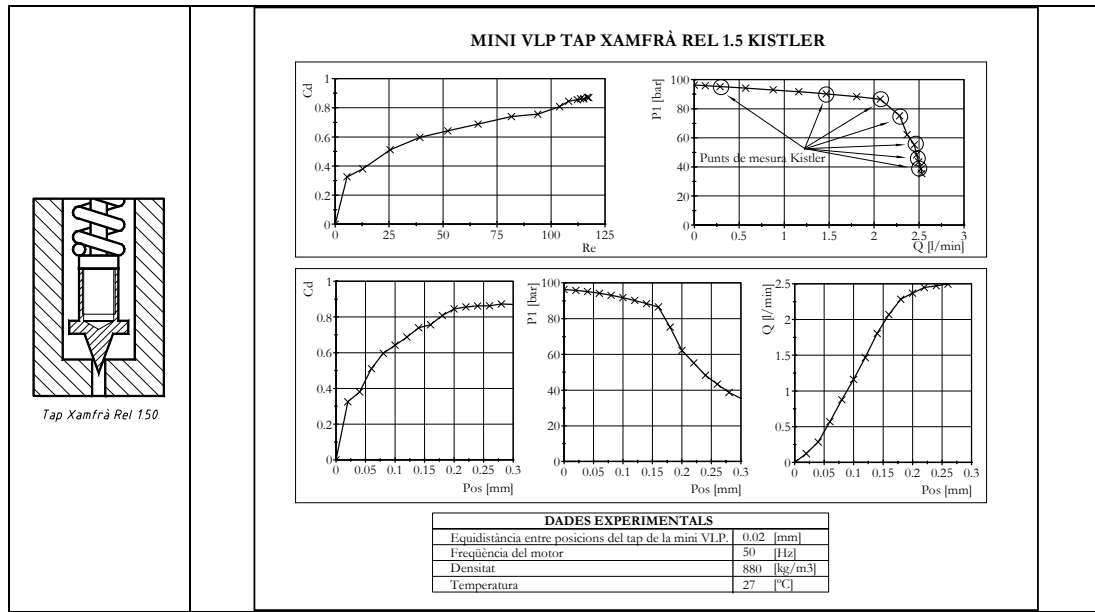


Fig 6. 28 Corbes funcionalitat xamfrà rel 1.5. Mesura kistler.

Els punts de mesura Kistler són els que es mostren encerclats a la corba Pressió cabal. A continuació es detallen els valors de les variables de funcionament sota les condicions de mesura Kistler.

CARACTERÍSTIQUES FUNCIONAMENT MESURA KISTLER. MINI VLP TAP XAMFRÀ REL.1.5							
Identificador puntual.	Posició [mm]	p ₁ [bar]	Q [l/min]	p ₂ [bar]	C _d	Re	K
1	0.04	95.2	0.29	1.32	0.38	12.75	0.014
2	0.12	90.2	1.47	4.32	0.69	66.20	0.05
3	0.16	86.6	2.07	6.17	0.76	93.89	0.076
4	0.18	75.2	2.28	7.00	0.81	104.00	0.102
5	0.22	55.3	2.48	7.85	0.86	112.20	0.165
6	0.26	43.6	2.50	8.07	0.86	115.90	0.229
7	0.3	35.4	2.53	8.26	0.87	117.53	0.304

Taula 6. 3 Quadre resum punts de mesura Kistler. Xamfrà rel 1.5.

Identificador puntual 3. Posició 0.16 [mm].

La figura que es presenta a continuació mostra les freqüències en les que es produeixen els pics de màxima amplitud en cada un dels assaigs. Es presenta un valor màxim d’amplitud màxima per valors de freqüències intermitges al voltant dels 315 [Hz], es destaca l’obtenció del segon harmònic d’aquesta freqüència. S’obté per a altes freqüències, 4800-5400 [Hz], tres pics d’amplituds destacables.

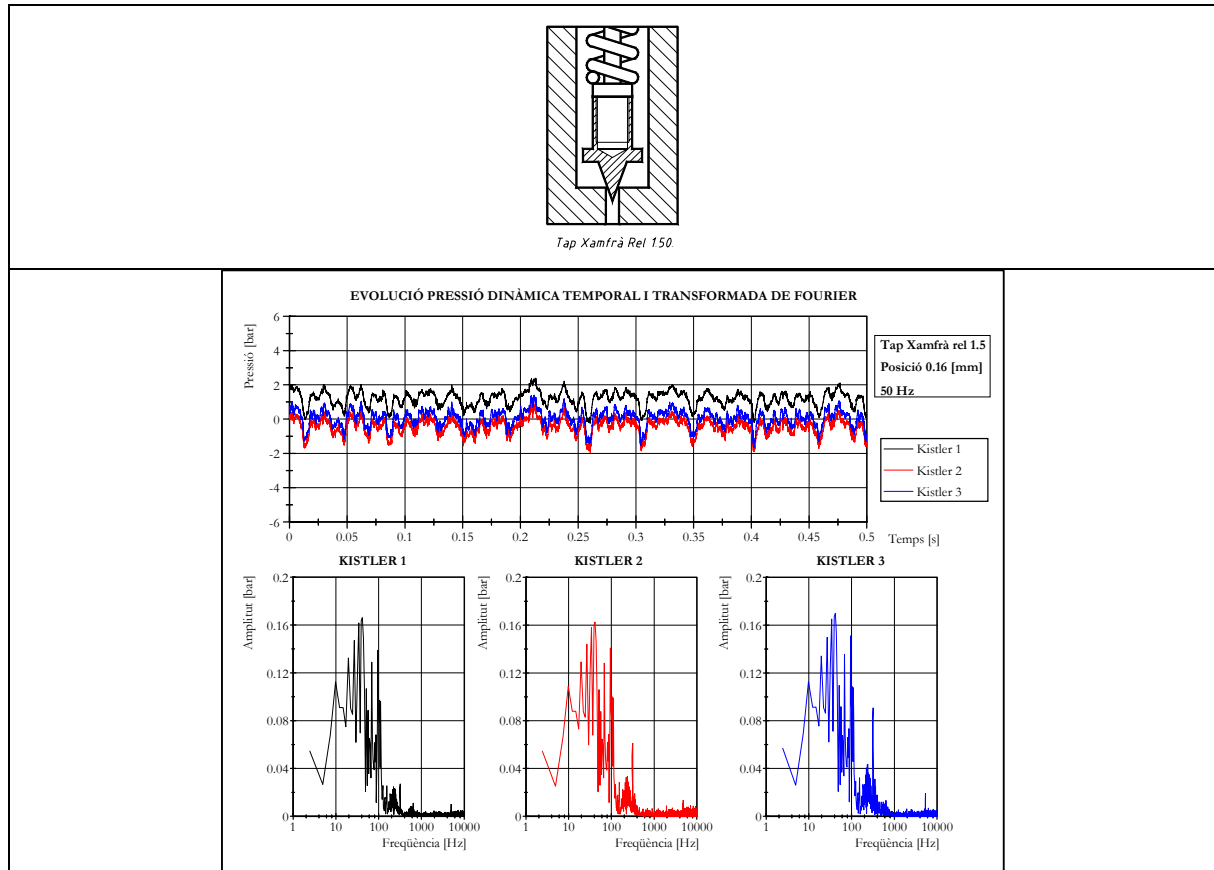


Fig 6. 29 Xamfrà rel 1.5. Id.3. Evolució pressió dinàmica i FFT.

6.1.7.2 Mini VLP tap cònic 60°. 50 Hz

S'ha realitzat l'assaig de la geometria del tap cònic de 60° mitjançant els transductors de pressió dinàmica Kistler. La corba de funcionament estàtica que s'obté es presenta a la Fig. 6.30.

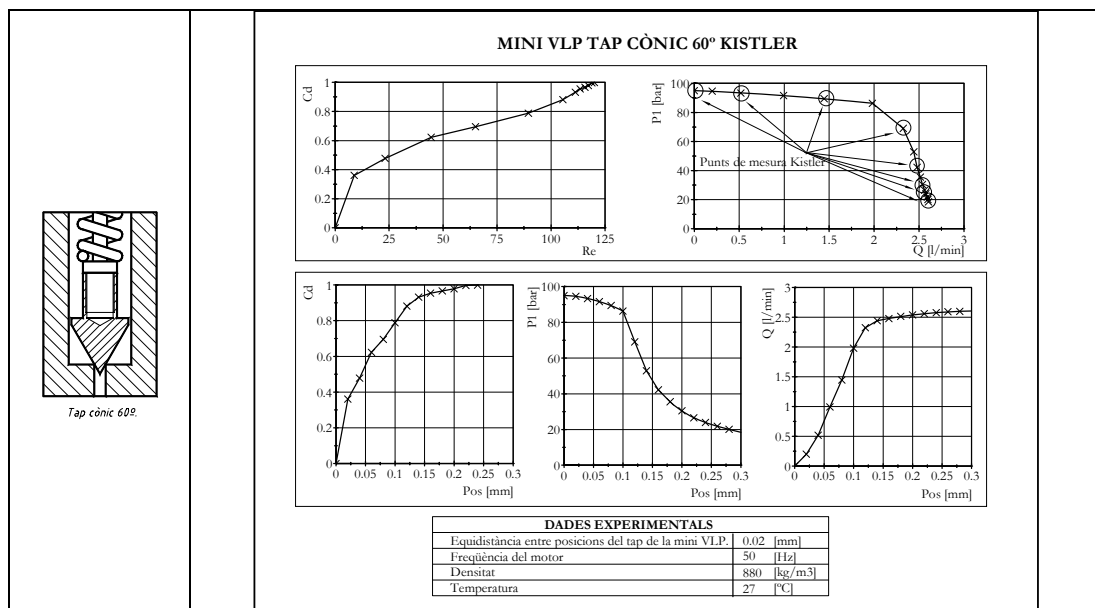


Fig 6. 30 Corbes funcionalitat cònic 60°. Mesura kistler.

Els punts de mesura Kistler són els que es mostren encerclats a la corba Pressió-Cabal. A continuació es detallen els valors de les variables de funcionament sota les condicions de mesura Kistler.

CARACTERÍSTIQUES FUNCIONAMENT MESURA KISTLER.							
Identificador puntual.	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re	K
1	0	95	0	0.34	0	0	0.0036
2	0.04	93.36	0.52	1.72	0.47	23.13	0.018
3	0.08	89.44	1.44	4.07	0.69	65	0.047
4	0.12	69.08	2.34	6.83	0.88	105.48	0.11
5	0.16	42.2	2.48	7.65	0.95	113.5	0.221
6	0.20	30.5	2.54	8.04	0.98	117.27	0.358
7	0.24	23.97	2.57	8.29	1	120.1	0.528
8	0.28	20.11	2.6	8.37	1.008	122.35	0.71

Taula 6. 4 Quadre resum punts de mesura Kistler. Cònic 60°.

Identificador puntual 8. Posició 0.28 [mm].

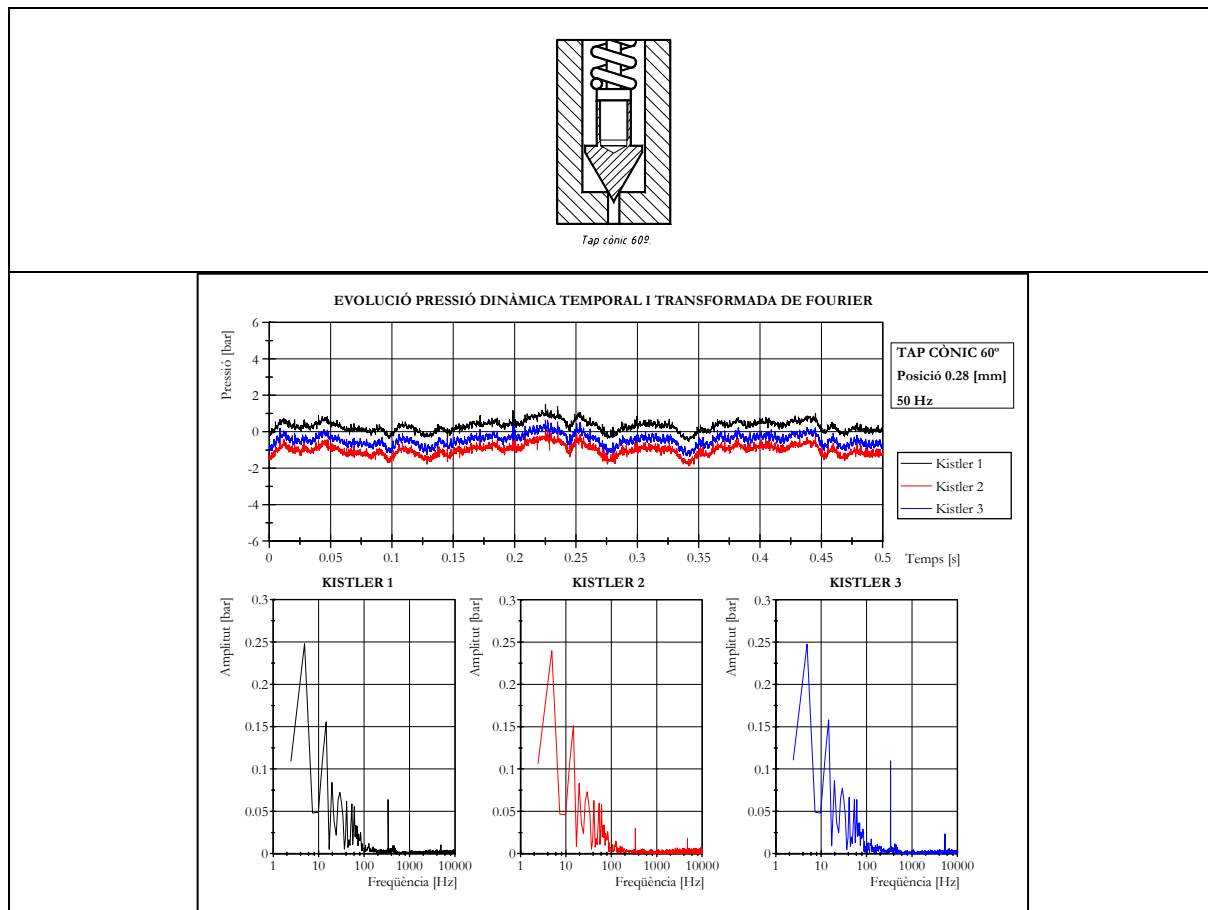


Fig 6. 31 Cònic 60°. Id.8. Evolució pressió dinàmica i FFT.

La figura que es presenta a continuació mostra les freqüències en les que es produeixen els pics de màxima amplitud en cada un dels assaigs. Es presenta un valor màxim d'amplitud màxima per valors de freqüències intermitges al voltant dels 315 [Hz], es destaca l'obtenció del segon harmònic d'aquesta freqüència. S'obté per a altes freqüències, 4800-5400 [Hz], tres pics d'amplituds destacables.

6.1.8 Conclusions proves experimentals estàtiques.

Observant els resultats obtinguts en la simulació estàtica es desprèn que les prestacions en geometries del tipus xamfrà presenten comportaments molt semblants. No es destaca una variació important de les prestacions en funció de la variació de la relació $\frac{\phi d}{Y}$.

Es destaca la disparitat de resultats a baixos cabals. Les tendències en el comportament són molt similars, però la relació quantitativa presenta discrepàncies essent els valors en les relacions Cd vs Re , o Cd vs pos , els més destacables.

El comportament de la mini VLP presenta dues zones clares de funcionament que es destaquen en el gràfic P vs Q . En un 65-90 % del cabal la pressió disminueix un 20 % aproximadament essent en el restant 20 % del cabal la disminució del 80 % restant de la pressió. La pendent d'ambdues zones de decreixement presenten valors molt similars.

L'ordre de magnitud del número de Reynolds indica una equivalència entre els termes inercials i els de viscositat.

Existeix una variació del Cd en funció de la pressió de taratge. La pressió de taratge determina el model de fluxe derivat en el comportament de la mini VLP. La pressió de taratge modifica la forma de la vena contracta i per tan el Cd obtingut. Per a cada geometria l'afectació de la variació de la vena contracta és diferent. Aquesta distorsió de la vena contracta resulta amplificada degut a l'aparició de cavitació.

6.1.8.1 Conclusions fotografies proves experimentals estàtiques.

Observant la fenomenologia que es presenta a les mini VLP és possible destacar tres zones de funcionament clares. Aquestes zones s'han obtingut per mitjà de l'observació del fenomen de descàrrega de fluxe de la mini VLP a través de la carcassa de metacrilat. Aquest fenomen ha estat documentat fidelment a través de fotografies i gravacions.

Les zones que es presenten són,

- Zona espuma.
 - Esdevé en el 10 % de la descàrrega del cabal i es degut a la poca obertura del tap, aproximadament es presenta en obertures de 0.02 a 0.04 [mm]. Es tracta d'una gran densitat de bombolles que circulen a poca velocitat. No es notòria la sensació acústica de la cavitació.
- Zona de cavitació violenta.
 - A mesura que la obertura del tap es fa més gran, l'espuma generada es difumina donant lloc a l'aparició de la cavitació violenta. Segons els gràfics experimentals aquesta zona presenta una pressió d'entrada al voltant del 100 % de la pressió inicial i un cabal que varia del 10 al 60-80 % del cabal final. En aquesta zona la sensació acústica de cavitació es francament destacable per l'espetec que fan les bombolles al xocar contra la carcassa de metacrilat. La configuració de fluxe que esdevé és la definida per la posició de la vàlvula en cada moment podent-se presentar les tres configuracions presentades a l'estat de l'art.
- Zona de transició.
 - Zona intermitja entre la zona de cavitació violenta i la de grans vòrtex a on és possible l'aparició del fenomen de cavitació violenta com l'inici de l'aparició de grans vòrtex.

- Zona de grans vòrtex.
 - A mesura que l'obertura del tap de la mini VLP s'ha fet més gran, la geometria del tap imposa una configuració de fluxe que genera unes zones de recirculació a l'interior de les quals es genera una gran bombolla de vapor. Aquesta cavitació presenta una característica menys violenta al esdevenir per a pressions no tan elevades. Els impactes de les bombolles contra la carcassa de metacrilat no són destacables en aquesta zona.

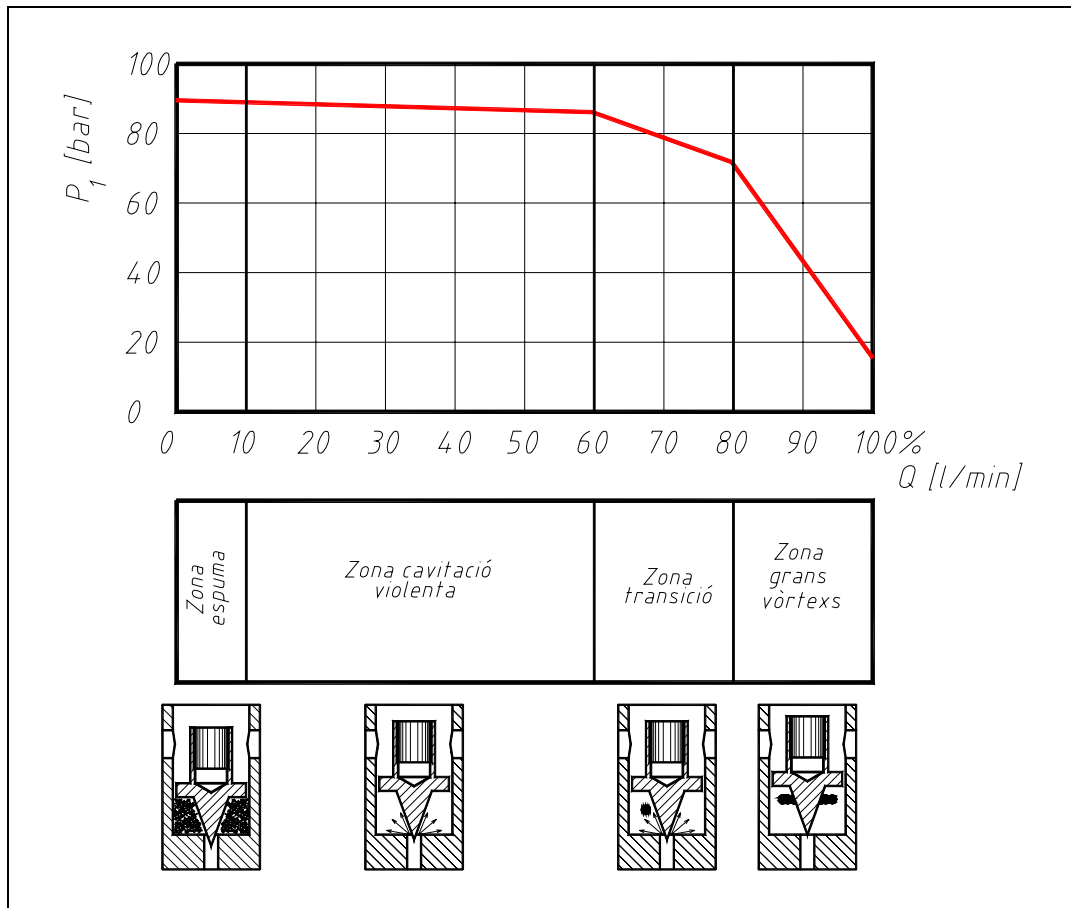


Fig 6. 32 Zones de funcionament. Cavitació

Els eixos del forat de la entrada de fluid de la mini VLP i l'eix del tap de la mini VLP no són perfectament concèntrics, de manera que el moviment que descriu el tap de la mini VLP és helicoidal. Realitza un moviment circular a mesura que augmenta l'alçada proporcionada pel micròmetre de posició.

En posicions molt properes al tancament el descentratge presenta una influència primordial al generar una configuració de fluxe tipus jet, derivada de la variació de la secció de pas. D'aquesta manera en zones properes al tancament $0-0.04$ [mm] apareix un jet turbulent de molta intensitat que genera al voltant seu desprendiments de petit tamany a l'interior del qual es generen bombolles de cavitació. La distorsió creada per la cavitació a la vena contracta deriva en una ampliació d'aquest fenomen.

A mesura que la posició del tap de la mini VLP augmenta, l'influència del descentratge disminueix i es passa a tenir una configuració de fluxe, quasi axisimètrica. El salt de pressions derivat de l'estrangulament provoca l'aparició de cavitació.

Amb posicions d'obertura grans l'estructura del fluxe ve directament determinada per la geometria del tap. El fluxe esdevé perfectament adherit a la superfície del tap de la mini VLP de manera que es genera una zona amb un gran vòrtex just en la zona de canvi de direcció del fluxe. En les geometries amb xamfrà aquesta zona apareix degut a l'efecte del canvi de curvatura del fluxe al passar del con al xamfrà del tap de la mini VLP.

6.1.9 Conclusions anàlisis número de cavitació.

Per la geometria cònica es presenta el mateix comportament que s'ha presentat per la geometria xamfrà. Es destaquen dues zones clarament diferenciades que separen l'aparició de cavitació. La primera zona defineix el interval de cavitació entre les posicions 0 i 0.05 [mm], concordant amb les fotografies preses durant la realització de la prova experimental. De la mateixa manera la segona zona presenta el creixement del número de cavitació més acusat, corresponent a la desaparició de la cavitació en la zona d'estrangulament. No es destaca cap variació del comportament entre la prova realitzada Id. 3 ($Q=1.78$ [l/min]), o la prova realitzada Id. 5 ($Q=2.96$ [l/min]). Les zones en les que es produeix cavitació són evidentment diferents deguts al canvi en el cabal que circula per la mini VLP.

6.1.10 Conclusions resultats experimentals. Proves estàtiques mesures Kistler.

Els punts de mesura 1 i 2 corresponen a zones de cavitació lleu i incipient. La pressió presenta una tendència decreixent lleu. Entre el punt 3 i el punt 4 es troba el punt d'inflexió entre la zona de pressió constant i la zona de cabal constant. És justament en el punt 4 on es presenta la fluctuació de la pressió dinàmica de manera més violenta. Correspon en el moment en que la cavitació presentava un perfil més violent. Els punts de mesura 5, 6 i 7 corresponen a la zona de cabal constant i variació de la pressió de forma notòria. En aquests punts la cavitació es produeix a resultes de la configuració de fluxe al voltant del tap de la mini VLP. El perfil de la cavitació en aquests punts no és completament violent. Les fluctuacions de la pressió dinàmica presenten un comportament no tan violent com al punt 4 essent però més destacat que en els punts inicials. Els resultats experimentals que es presenten a continuació mostren l'evolució temporal de la fluctuació de la pressió sota un gràfic que manté constant el rang de pressió de l'amplitud de la fluctuació per tal de poder ser comparat, i la transformada de Fourier per cada un dels tres transductors Kistler de la senyal temporal. El següent gràfic mostra un processat matemàtic de les senyals dels Kistler per tal de poder identificar les freqüències a on es produeixen els pics d'amplitud.

Es presenta a continuació una mostra dels resultats experimentals obtinguts, la resta de corbes experimentals es pot consultar a l'annex.

Tal i com s'ha mostrat en les Fig. 6.29 i Fig. 6.31 es destaca un valor, tan en l'assaig amb tap cònic a 60°, com en tap xamfrà relació 1.5 i sigui quina sigui la posició del tap, un valor de freqüència al voltant de 315-320 [Hz] en el que l'amplitud de la FFT de posició presenta un valor màxim. Aquesta freqüència intermitja és deguda a la pulsació de pressió de la bomba oleohidràulica de la instal·lació, $f_{pulsació} (50 \text{ [Hz]}) = 345.1 \text{ [Hz]}$. La variació entre el valor mesurat en els Kistlers, 315-320 [Hz] el valor teòric 345 [Hz], es deu a una disminució del 8% del règim de voltes del motor elèctric per efectes de la càrrega. Destacar les altes freqüències obtingudes al voltant dels 4800-5400 [Hz], produïdes per a propagacions de fenòmens d'inestabilització dins de la mini VLP.

6.2 Proves experimentals obturador moviment axial. Un grau de llibertat.

Aquestes proves han estat obtingudes per mitjà dels muntatges experimentals que es mostren a la Fig. 6.33 i Fig. 6.34.

Proves experimentals de posició.

Tal i com s'ha presentat en els capítols anteriors la determinació experimental de la posició del tap de la mini VLP es realitza amb un sensor de desplaçament situat a la part superior de la carcassa de la mini VLP. Els resultats experimentals que s'obtenen en aquesta tipologia de proves experimentals són,

- Pressió a l'entrada p_1 .
- Pressió a la sortida p_2 .
- Cabal Q .
- Posició x .
- Pressió dels transductors Kistler.

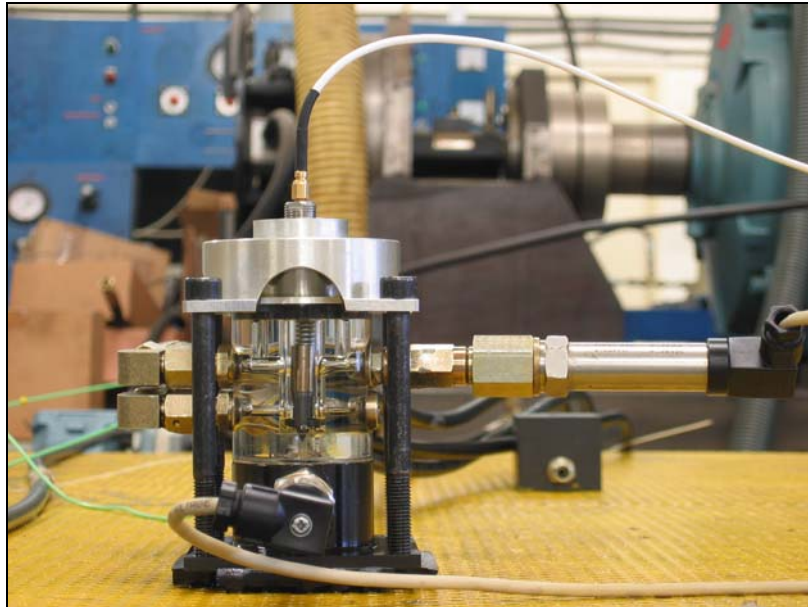


Fig 6. 33 Muntatge proves experimental de posició.

Els resultats experimentals obtinguts que es mostren en aquest capítol estan agrupats de la manera següent.

- **Resultats experimentals. Estat permanent.**
En aquest apartat es mostra el comportament de la mini VLP en estat permanent. Prenent com a valor la mitja dels valors un cop el transitori s'ha extingit. S'obté en aquest punt les corbes de funcionament de la mini VLP.
- **Resultats experimentals. Estat transitori.**
Es mostra en aquest punt l'evolució temporal de les diferents variables de funcionament de la mini VLP. Els resultats temporals de les diferents variables de funcionament, p_1 , Q i *posició*, es mostren en funció del règim assajat. Són comparats i s'obté el gràfic que mostra la zona d'estabilitat d'ambdós components. Es centra l'anàlisi dinàmic en la corba de la posició sobre la que es realitza un suavitzat per observar la tendència i la FFT per tal de poder determinar freqüències de vibració. S'obté al mateix temps l'evolució de la pressió dinàmica a la tuberia kistler, es grafiquen els valors de la pressió dinàmica en funció del temps i es realitza la FFT per tal de poder determinar la freqüència de la pulsació de la pressió i si aquesta manté alguna relació amb la freqüència obtinguda per la posició.

Proves experimentals de força.

Es presenta a la Fig. 6.34, el muntatge experimental utilitzat per a dur a terme aquesta tipologia de proves.

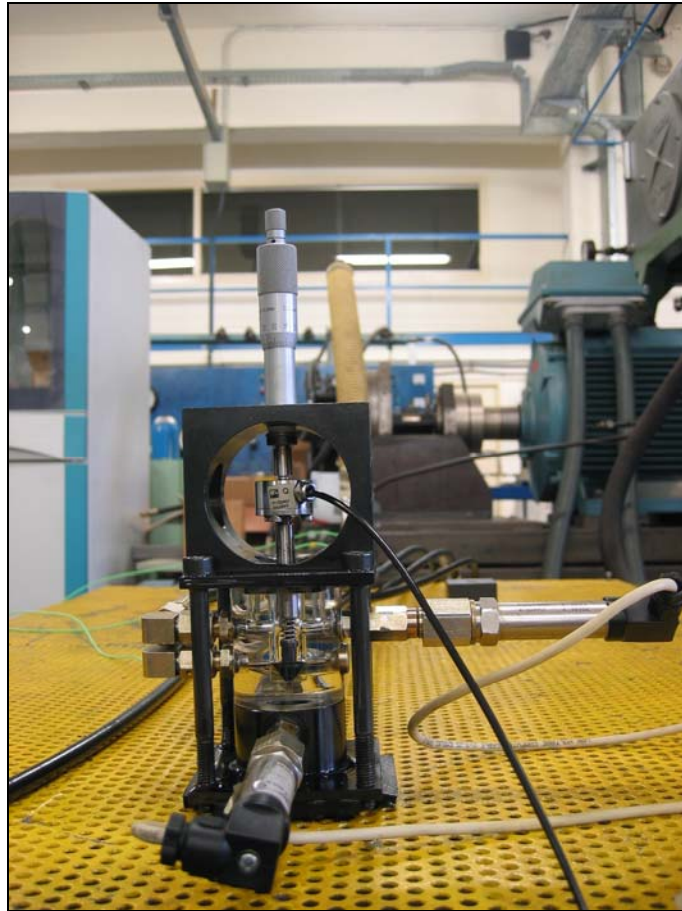


Fig 6. 34 Muntatge proves experimentals de força.

Aquestes proves experimentals presenten la particularitat que s'incorpora una cèl·lula de càrrega, per tal de mesurar la força que realitza el fluid contra la geometria del tap de la mini VLP. S'obté per aquesta tipologia de proves les següents variables,

- Pressió a l'entrada p_1 .
- Pressió a la sortida p_2 .
- Cabal Q .
- Força F_m .

Es pot observar en aquesta fotografia del muntatge experimental la ubicació de la cèl·lula de càrrega entre la molla i el micròmetre encarregat d'aplicar la pre compressió a la mini VLP. Els resultats experimentals que s'obtenen a partir d'aquest muntatge s'agrupen de la següent manera.

- **Resultats experimentals. Estat permanent.**
En aquest apartat es mostra el comportament de la mini VLP en estat permanent. Prenent com a valor la mitja dels valors un cop el transitori s'ha extingit. S'obté en aquest punt les corbes de funcionament de la mini VLP.
- **Resultats experimentals. Estat transitori.**
Es mostra en aquest punt l'evolució temporal de les diferents variables de funcionament de la mini VLP. Els resultats temporals de les diferents variables de funcionament, p_1 , Q i força, es mostren en funció del règim assajat.

Els gràfics que es mostraran en aquest apartat de resultats són,

Resultats proves de posició.

Molla $K=3.5$ [N/mm]

- Taps xamfrà.
 - Corbes funcionalitat en règim permanent. C_d vs Re , p_1 - Q , C_d vs posició, p_1 vs posició, Q -posició.
 - Procés obertura de la vàlvula. $p_1(t)$, posició(t), $Q(t)$.
 - FFT corba posició en tancament i en obertura de la mini VLP.
- Taps cònic.
 - Corbes funcionalitat en règim permanent. C_d vs Re , p_1 - Q , C_d vs posició, p_1 vs posició, Q -posició.
 - Procés obertura de la vàlvula. $p_1(t)$, posició(t), $Q(t)$.
 - FFT corba posició en tancament i en obertura de la mini VLP.

Molla $K=8.6$ [N/mm]

- Taps xamfrà.
 - Corbes funcionalitat en règim permanent. C_d vs Re , p_1 - Q , C_d vs posició, p_1 vs posició, Q -posició.
 - Procés obertura de la vàlvula. $p_1(t)$, posició(t), $Q(t)$.
 - FFT corba posició en tancament i en obertura de la mini VLP.
 - Resultats experimentals. Mesures Kistler.
- Taps cònic.
 - Corbes funcionalitat en règim permanent. C_d vs Re , p_1 - Q , C_d vs posició, p_1 vs posició, Q -posició.
 - Procés obertura de la vàlvula. $p_1(t)$, posició(t), $Q(t)$.
 - FFT corba posició en tancament i en obertura de la mini VLP.
 - Resultats experimentals. Mesures Kistler.

Comparativa geomètrica.

- Diferents relacions del tap xamfrà
- Diferents angles del tap cònic.

Comparativa rigidesa molla. $K=3.5$ [N/mm] i $K=8.6$ [N/mm]

Resultats proves de força.

Molla $K=8.6$ [N/mm]

- Taps xamfrà.
 - Corbes funcionalitat en règim permanent. p_1 - Q , F_m vs Q , F_m vs p_1 , F_f vs Q .
 - Procés obertura de la vàlvula. $p_1(t)$, $F_m(t)$, $Q(t)$.
- Taps cònic.
 - Corbes funcionalitat en règim permanent. p_1 - Q , F_m vs Q , F_m vs p_1 , F_f vs Q .
 - Procés obertura de la vàlvula. $p_1(t)$, $F_m(t)$, $Q(t)$.

6.2.1 Proves de experimentals de posició.

6.2.1.1 $K=3.5$ [N/mm].

Dades de la molla.

La següent taula mostra els valors de la molla que s'ha utilitzat per a realitzar els assajos dinàmics de les proves de posició.

DADES DE LA MOLLA			
Característiques de la molla	Símbols	Mesures	
Número de espires	n	9	
Diàmetre del filferro	d	1 ± 0.02 [mm]	
Diàmetre exterior	D	8.1 ± 0.02 [mm]	
Diàmetre interior	D_i	6 ± 0.02 [mm]	
Longitud lliure	L	17.4 ± 0.02 [mm]	
Longitud mínima teòrica	L_{-b}	9.3 ± 0.02 [mm]	
Constant de la molla	K	3.5 $\left[\frac{N}{mm} \right]$	

Taula 6. 5 Dades de la molla.

Cilindre o casquillo de pre compressió.

Cada una de les proves experimentals es realitza per mitjà d'un cilindre o casquillo de pre càrrega ubicat entre el tap de la mini VLP i la molla realitzant tasques d'element pre compressor. Aquest element presenta mesures diferents en funció del tap que s'assagi. En els següents esquemes i taules es mostra la pre càrrega [N] i la pre compressió [bar], realitzada per a cada element cilindre de precàrrega.

Pre càrrega en mini VLP TAP XAMFRÀ REL. 1.

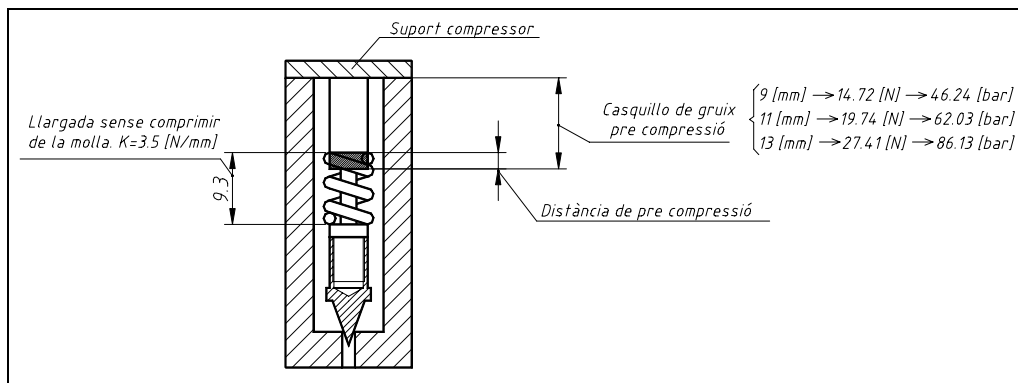


Fig 6. 35 Pre càrrega mini VLP tap xamfrà rel.1.

TAP XAMFRÀ REL 1. (40°)		
Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
9	14.72	46.24
11	19.74	62.03
13	27.41	86.13

Taula 6. 6 Pre càrrega cònic 60°.

Pre càrrega en mini VLP TAP XAMFRÀ REL. 1.5.

TAP XAMFRÀ REL 1.5 (40°)		
Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
10	14.38	45.17
12	21.68	68.12
13	25.48	80.07

Taula 6. 7 Pre càrrega xamfrà rel. 1.5.

Pre càrrega en mini VLP TAP XAMFRÀ REL. 2.

TAP XAMFRÀ REL 2 (40°)		
Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
8	13.48	42.35
10	19.74	62.02
12	27.14	85.28

Taula 6. 8 Pre càrrega xamfrà rel. 2.

Pre càrrega en mini VLP TAP XAMFRÀ REL. 2.5.

TAP XAMFRÀ REL 2.5 (40°)		
Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
8	13.34	41.91
10	19.68	61.83
12	28.28	88.87

Taula 6. 9 Pre càrrega xamfrà rel. 2.5

Pre càrrega en mini VLP TAP CÒNIC de 60°

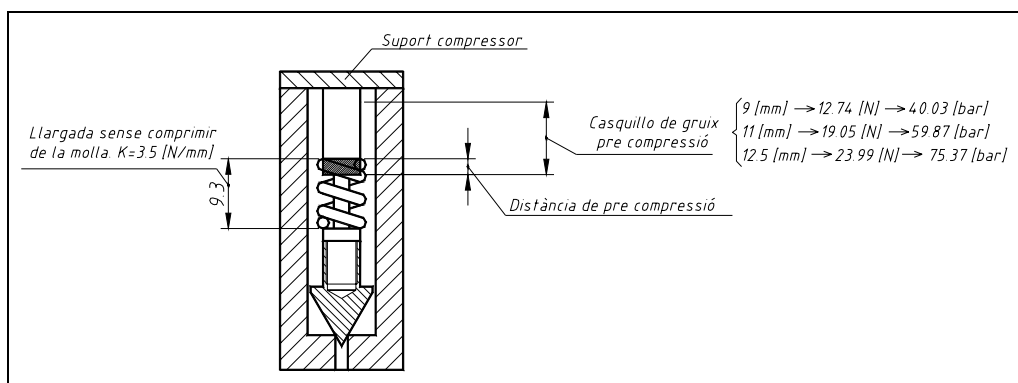


Fig 6. 36 Pre càrrega mini VLP tap cònic 60°.

TAP CÒNIC 60° Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
9	12.74	40.03
11	19.05	59.87
12.5	23.99	75.37

Taula 6. 10 Pre càrrega cònic 60°.

Pre càrrega en mini VLP TAP CÒNIC de 90°.

TAP CÒNIC 90° Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
8	11.69	36.72
11	16.26	51.09
12	23.75	74.63

Taula 6. 11 Pre càrrega cònic 90°.

Pre càrrega en mini VLP TAP CÒNIC de 120°

TAP CÒNIC 120° Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
8.5	10.41	32.71
10.5	14.40	45.26
11.5	18.43	57.92

Taula 6. 12 Pre càrrega cònic 120°.

Es realitza una bateria de proves amb set configuracions de tap. Els taps assajats són, tap cònic a 60°, 90° i 120° i tap xamfrà de relació 1, 1.5, 2 i 2.5 Cada un d'aquests taps és assajat utilitzant tres mides diferents del cilindre de pre càrrega, i cada una d'aquestes configuracions és assajada per freqüències de 20 [Hz] fins a 60 [Hz] que corresponen als cabals que s'indiquen a la Fig. 6.37.

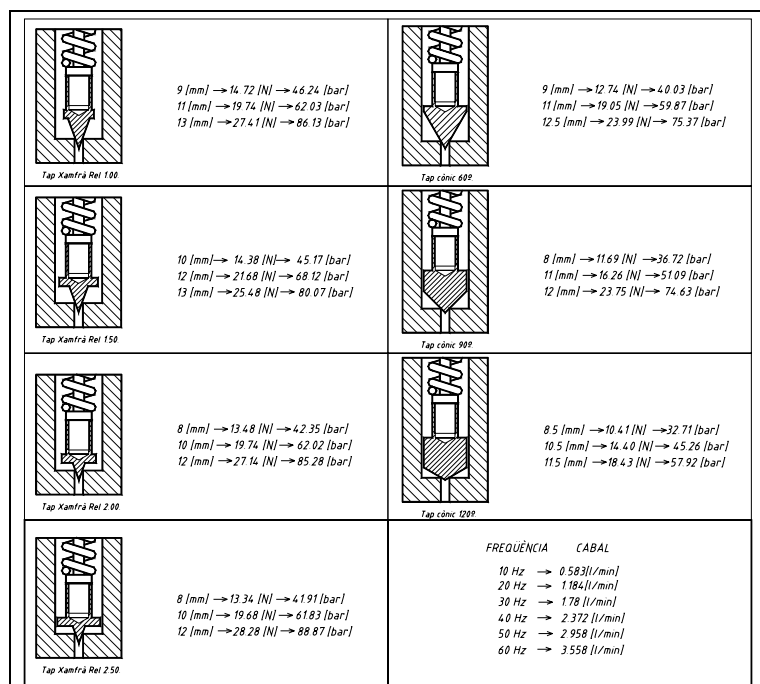


Fig 6. 37 Resum pre compressions, pre càrregues aplicades i cabals.

6.2.1.2 Resultats experimentals. Estat permanent. Molla K=3.5 [N/mm].

Per l'obtenció dels valors en règim permanent es realitza una mitja dels valors corresponents al període d'obertura i de tancament. En el cas de la posició és necessari el valor de la posició en el tancament a efectes d'obtenir l'increment de la posició.

Es presenten en aquest apartat els resultats experimentals en règim permanent. S'estructuren les taules de resultats adjuntes en funció dels tres cilindres de pre càrrega associats. Per a cada una de les freqüències es calcula el C_d i el Re corresponent en estat permanent, en base a les fórmules presentades al capítol d'estat de l'art.

Les proves experimentals han estat realitzades amb un total de dues sèries de tres repeticions realitzades en dies diferents, obtenint-se un comportament i una tendència completament similar.

Totes aquestes proves experimentals es realitzen amb el valor de la temperatura de l'oli de 28 [°C] constant, un valor de la densitat de l'oli de 870 [kg/m³], un valor de la viscositat cinemàtica de 0.00006 [m²/s].

Tap Xamfrà Rel 1.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1 Pre càrrega 9 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,1463	46,95	0,960	0,194	0,500	43,48
3	30	0,1798	47,96	1,418	0,435	0,599	64,57
4	40	0,2194	49,41	1,919	0,606	0,660	87,96
5	50	0,2554	50,38	2,395	0,765	0,705	110,40
6	60	0,2981	51,29	2,888	0,937	0,729	134,11

Taula 6. 13 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 9 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1 Pre càrrega 11 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,1285	66,15	0,911	0,237	0,453	41,11
3	30	0,1612	67,60	1,345	0,436	0,531	61,04
4	40	0,1933	69,74	1,841	0,671	0,601	84,00
5	50	0,2220	71,29	2,318	0,835	0,656	106,26
6	60	0,2546	71,95	2,773	0,983	0,685	127,82

Taula 6. 14 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 11 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1 Pre càrrega 13 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,110	88,49	0,753	0,085	0,308	36,82
3	30	0,1381	88,87	0,936	0,137	0,374	42,34
4	40	0,1433	89,17	1,025	0,150	0,395	46,40
5	50	0,1465	89,35	1,099	0,160	0,413	49,74
6	60	0,1507	89,74	1,153	0,178	0,421	52,22

Taula 6. 15 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 13 [mm].

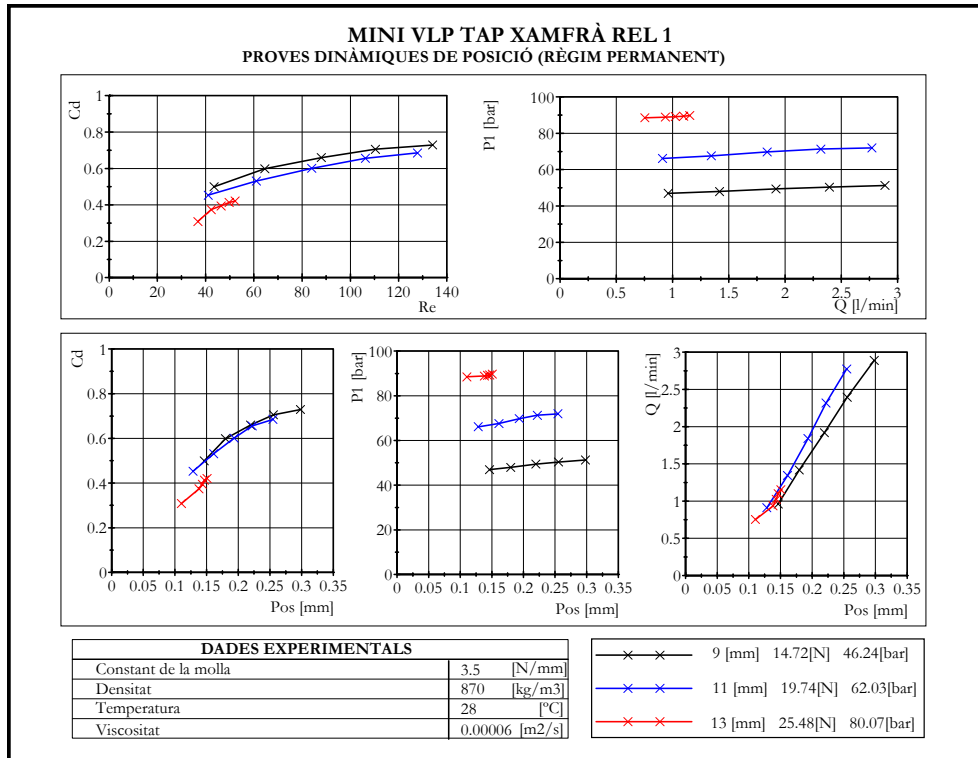


Fig 6. 38 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap xamfrà rel. 1. Règim permanent.

Tap Xamfrà Rel 1.5.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5 Pre càrrega 10 mm							
PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor[Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,150	46,59	0,946	0,207	0,482	42,85
3	30	0,189	47,35	1,401	0,447	0,567	63,86
4	40	0,229	47,72	1,909	0,612	0,640	87,61
5	50	0,266	48,02	2,361	0,757	0,685	109,04
6	60	0,311	48,43	2,803	0,918	0,700	130,42

Taula 6. 16 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 10 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5 Pre càrrega 12 mm							
PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor[Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,128	70,40	0,897	0,079	0,432	40,48
3	30	0,158	71,54	1,318	0,270	0,515	59,78
4	40	0,191	72,65	1,804	0,405	0,582	82,29
5	50	0,221	73,95	2,246	0,523	0,624	102,96
6	60	0,240	74,25	2,553	0,614	0,655	117,39

Taula 6. 17 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 12 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5 Pre càrrega 13 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,128	82,25	0,888	0,015	0,397	40,07
3	30	0,152	83,45	1,256	0,181	0,471	56,93
4	40	0,164	83,99	1,481	0,248	0,514	67,27
5	50	0,170	84,18	1,571	0,267	0,528	71,41
6	60	0,174	84,38	1,648	0,294	0,541	74,97

Taula 6. 18 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 13 [mm].

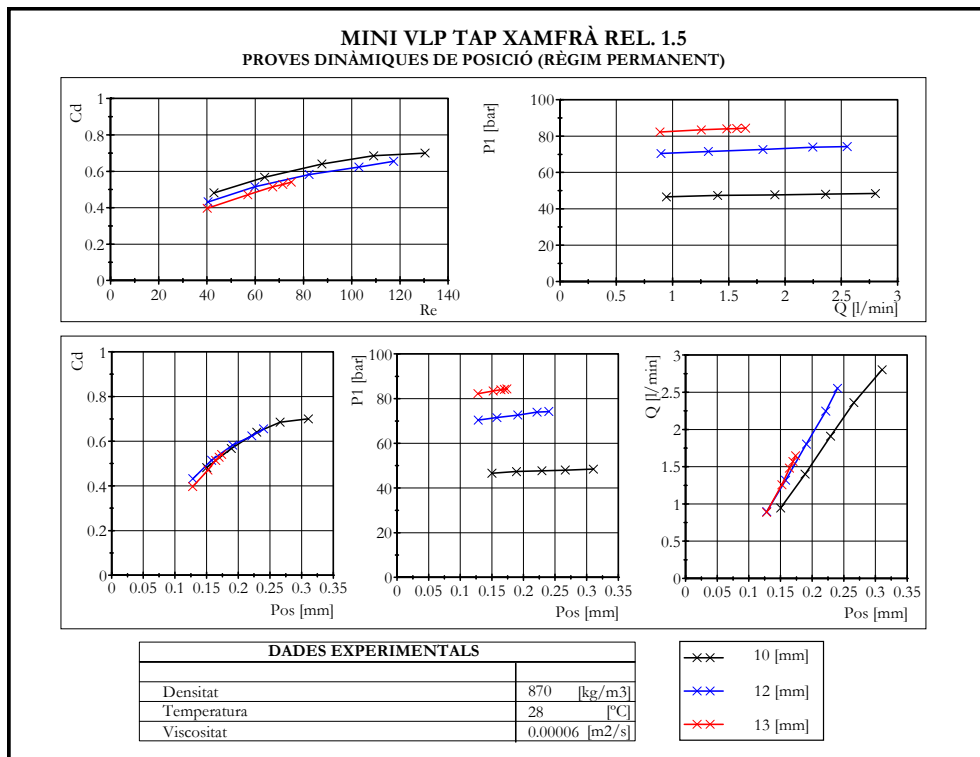


Fig 6. 39 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap xamfrà rel. 1.5. Règim permanent.

Tap Xamfrà Rel 2.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 2 Pre càrrega 8 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,161	44,20	0,967	0,273	0,471	43,88
3	30	0,203	44,85	1,419	0,515	0,551	64,83
4	40	0,238	45,13	1,924	0,671	0,642	88,45
5	50	0,284	44,40	2,403	0,847	0,684	111,31
6	60	0,313	43,60	2,867	1,021	0,751	133,47

Taula 6. 19 Valors estat permanent. Xamfrà rel 2. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 8 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 2 Pre càrrega 10 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,128	63,92	0,918	0,168	0,466	41,43
3	30	0,165	64,97	1,341	0,368	0,527	60,89
4	40	0,202	65,70	1,847	0,487	0,594	84,41
5	50	0,240	63,90	2,312	0,605	0,641	106,29
6	60	0,279	62,55	2,789	0,766	0,676	129,07

Taula 6. 20 Valors estat permanent. Xamfrà rel 2. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 10 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 2 Pre càrrega 12 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,123	87,27	0,817	0,059	0,318	36,96
3	30	0,141	87,94	1,016	0,136	0,400	45,94
4	40	0,145	88,15	1,126	0,157	0,431	50,99
5	50	0,148	88,33	1,192	0,158	0,447	53,98
6	60	0,151	88,72	1,260	0,186	0,461	57,07

Taula 6. 21 Valors estat permanent. Xamfrà rel 2. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 12 [mm].

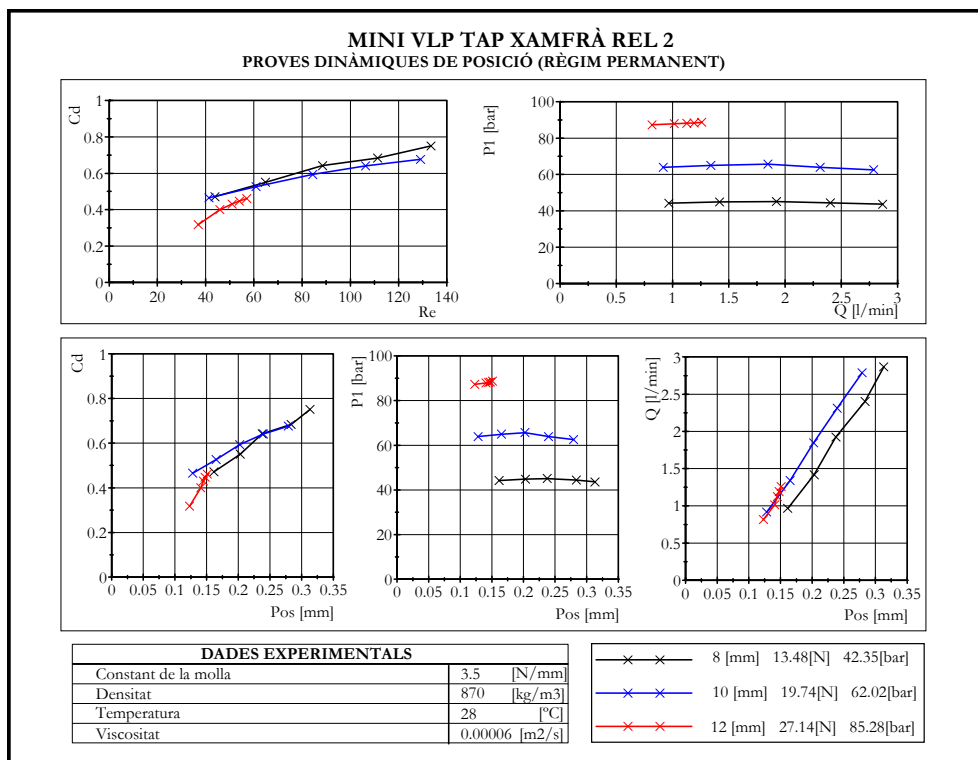


Fig 6. 40 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap xamfrà rel. 2. Règim permanent.

Tap Xamfrà Rel 2.5.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 2.5 Pre càrrega 8 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,161	44,20	0,967	0,273	0,471	43,88
3	30	0,203	44,85	1,419	0,515	0,551	64,83
4	40	0,238	45,13	1,924	0,671	0,642	88,45
5	50	0,284	44,40	2,403	0,847	0,684	111,31
6	60	0,313	43,60	2,867	1,021	0,751	133,47

Taula 6. 22 Valors estat permanent. Xamfrà rel 2.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 8 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 2.5 Pre càrrega 10 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,137	63,56	0,916	0,205	0,437	41,40
3	30	0,170	64,48	1,347	0,384	0,517	61,21
4	40	0,205	65,63	1,846	0,507	0,588	84,39
5	50	0,238	65,56	2,322	0,621	0,639	106,74
6	60	0,270	65,38	2,782	0,775	0,680	128,57

Taula 6. 23 Valors estat permanent. Xamfrà rel 2.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 10 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 2.5 Pre càrrega 12 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,120	89,84	0,721	0,086	0,329	32,51
3	30	0,127	90,16	0,814	0,122	0,351	36,74
4	40	0,130	90,57	0,881	0,137	0,369	39,80
5	50	0,135	90,89	0,930	0,140	0,377	42,02
6	60	0,138	91,19	0,987	0,146	0,390	44,63

Taula 6. 24 Valors estat permanent. Xamfrà rel 2.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 12 [mm].

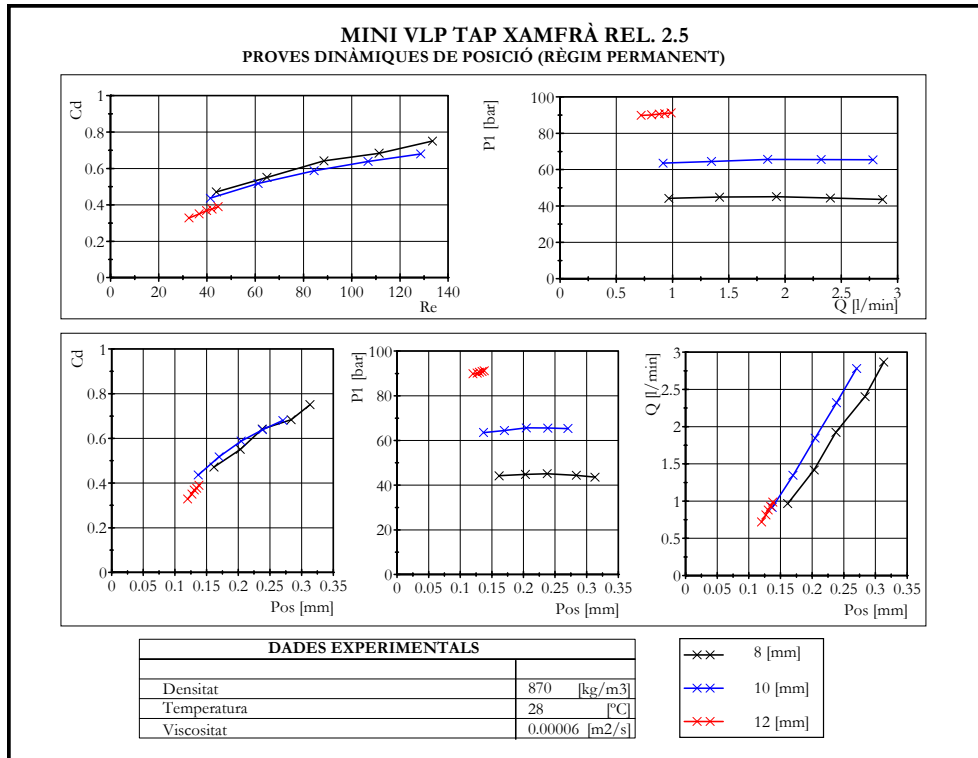


Fig 6. 41 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap xamfrà rel. 2.5. Règim permanent.

Tap cònic 60°.

MINI VLP TAP CÒNIC 60° Pre càrrega 9 mm							
PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,096	43,71	0,945	0,238	0,531	42,66
3	30	0,116	45,63	1,397	0,466	0,637	63,37
4	40	0,140	47,46	1,882	0,632	0,702	85,82
5	50	0,162	49,38	2,344	0,789	0,749	107,37
6	60	0,179	51,92	2,784	0,942	0,788	128,06

Taula 6. 25 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 9 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 60° Pre càrrega 11 mm							
PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,097	64,83	0,883	0,119	0,403	39,87
3	30	0,109	67,55	1,311	0,339	0,521	59,34
4	40	0,126	70,27	1,791	0,499	0,607	81,40
5	50	0,142	73,27	2,232	0,615	0,662	101,79
6	60	0,162	77,21	2,695	0,785	0,726	123,47

Taula 6. 26 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 11 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 60° Pre càrrega 11 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,096	81,01	0,853	0,118	0,352	38,49
3	30	0,111	84,80	1,232	0,275	0,429	55,82
4	40	0,115	85,23	1,356	0,321	0,455	61,46
5	50	0,117	86,10	1,398	0,308	0,461	63,39
6	60	0,118	86,61	1,433	0,312	0,468	65,03

Taula 6. 27 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 12.5 [mm].

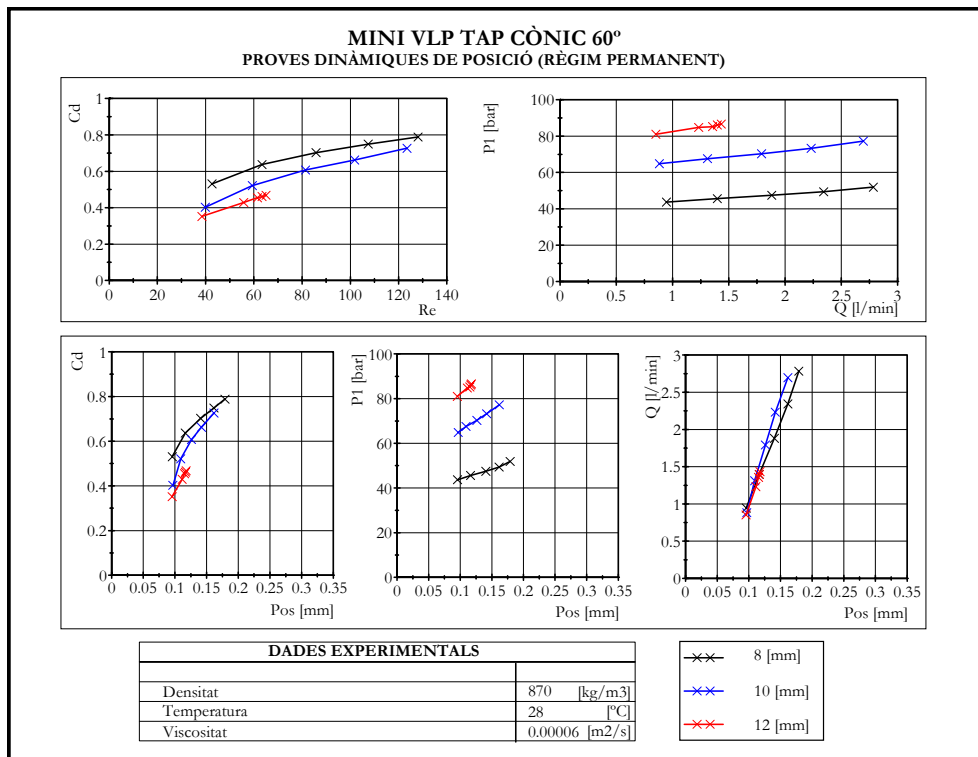


Fig 6. 42 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap cònic 60°. Règim permanent.

Tap cònic 90°.

MINI VLP TAP CÒNIC 90° Pre càrrega 8 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,078	40,35	0,988	0,207	0,498	44,55
3	30	0,092	41,67	1,446	0,486	0,614	65,42
4	40	0,104	43,23	1,949	0,664	0,722	88,47
5	50	0,117	45,40	2,427	0,835	0,787	110,51
6	60	0,122	48,04	2,909	0,993	0,882	132,65

Taula 6. 28 Valors estat permanent. Cònic 90°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 8 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 90° Pre càrrega 11 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,081	57,20	0,947	0,177	0,388	42,72
3	30	0,094	59,39	1,373	0,400	0,481	62,16
4	40	0,109	62,85	1,883	0,537	0,555	85,55
5	50	0,120	65,09	2,348	0,637	0,619	107,00
6	60	0,131	68,99	2,813	0,767	0,659	128,56

Taula 6. 29 Valors estat permanent. Cònic 90°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 11 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 90° Pre càrrega 12 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,080	75,31	0,888	0,136	0,321	40,08
3	30	0,092	78,97	1,312	0,346	0,406	59,37
4	40	0,105	82,43	1,687	0,445	0,448	76,59
5	50	0,124	82,64	1,811	0,468	0,503	81,84
6	60	0,135	83,31	1,874	0,485	0,516	84,97

Taula 6. 30 Valors estat permanent. Cònic 90°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 12 [mm].

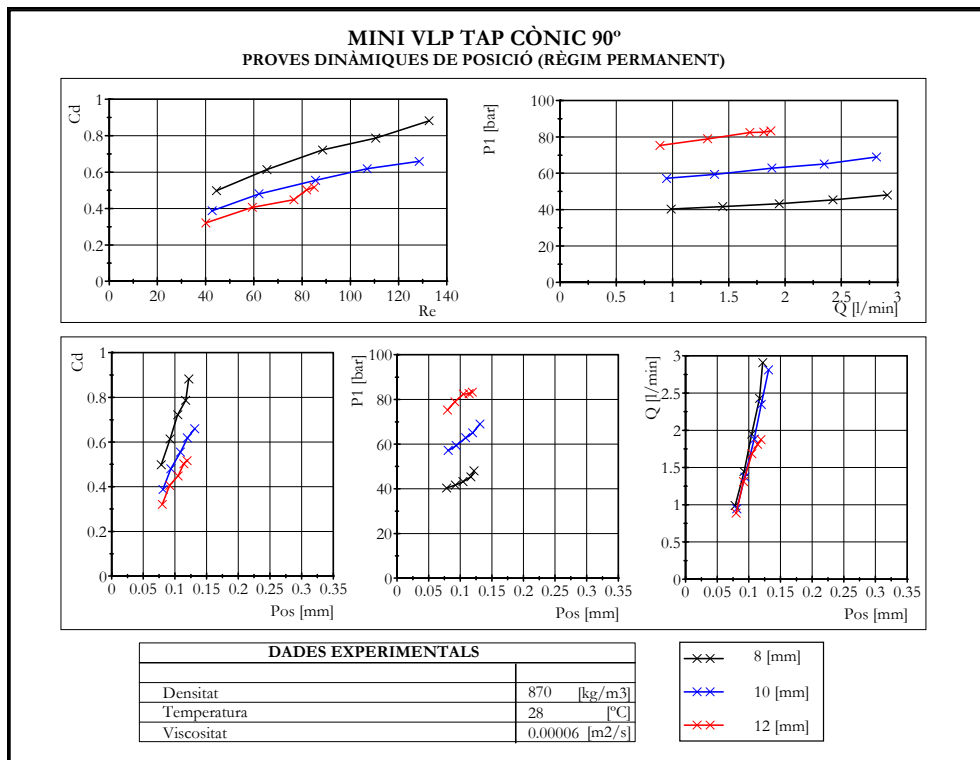


Fig 6. 43 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap cònic 90°. Règim permanent.

Tap cònic 120°.

MINI VLP TAP CÒNIC 120° Pre càrrega 8.5 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,058	38,57	0,986	0,239	0,563	44,14
3	30	0,069	41,28	1,428	0,453	0,658	64,09
4	40	0,079	43,80	1,937	0,614	0,758	87,15
5	50	0,089	46,34	2,407	0,747	0,816	108,52
6	60	0,100	49,15	2,882	0,882	0,852	130,22

Taula 6. 31 Valors estat permanent. Cònic 120°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 8.5 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 120° Pre càrrega 10.5 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,060	51,08	0,944	0,126	0,450	42,27
3	30	0,071	53,15	1,391	0,354	0,553	62,44
4	40	0,081	56,49	1,890	0,501	0,637	85,06
5	50	0,093	59,85	2,351	0,611	0,675	106,08
6	60	0,105	63,70	2,820	0,757	0,697	127,58

Taula 6. 32 Valors estat permanent. Cònic 120°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 10.5 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 120° Pre càrrega 11.5 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0,102	65,04	0,911	0,081	0,228	41,20
3	30	0,110	68,50	1,336	0,266	0,304	60,49
4	40	0,121	72,42	1,838	0,398	0,370	83,44
5	50	0,132	77,60	2,222	0,433	0,395	101,12
6	60	0,133	78,31	2,331	0,447	0,410	106,12

Taula 6. 33 Valors estat permanent. Cònic 120°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 11.5 [mm].

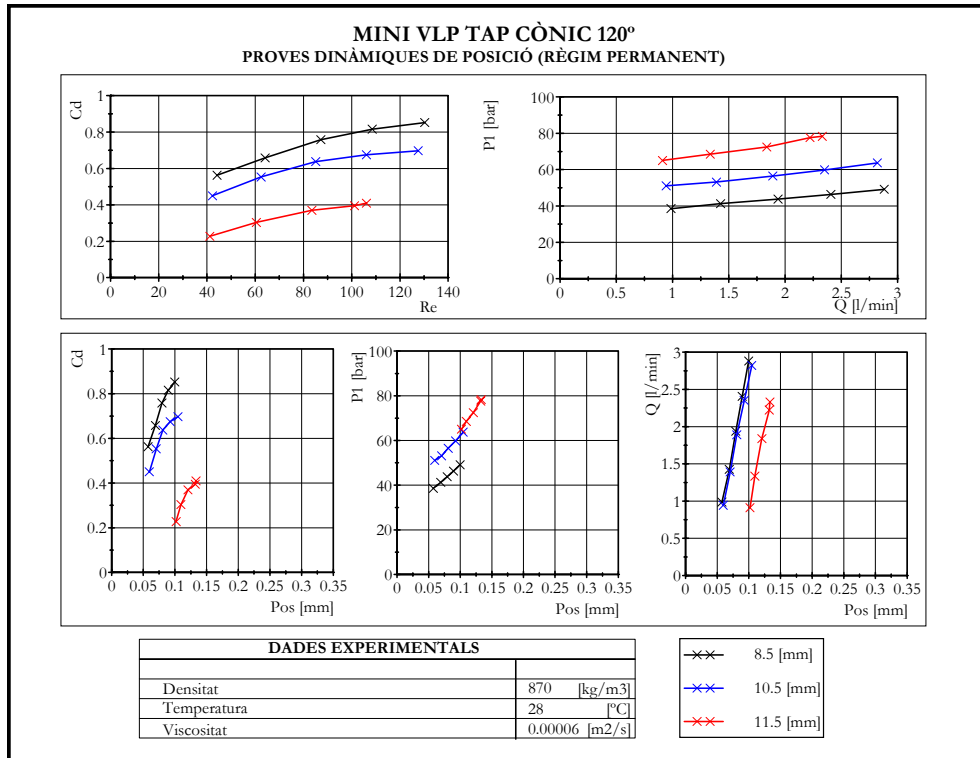


Fig 6. 44 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap cònic 120°. Règim permanent.

6.2.1.3 Molla K=8.6 [N/mm].

Dades de la molla.

La següent taula mostra els valors de la molla que s’ha utilitzat per a realitzar els assajos dinàmics de les proves de posició.

DADES DE LA MOLLA			
	Característiques de la molla	Símbols	Mesures
	Número de espires	n	8
	Diàmetre del filferro	d	$1 \pm 0.02 [mm]$
	Diàmetre exterior	D	$8.1 \pm 0.02 [mm]$
	Diàmetre interior	D_i	$6 \pm 0.02 [mm]$
	Longitud lliure	L	$11.3 \pm 0.02 [mm]$
	Longitud mínima teòrica	L_b	$7 \pm 0.02 [mm]$
	Constant de la molla	K	$8.6 \left[\frac{N}{mm} \right]$

Taula 6. 34 Dades molla

Cilindre o casquillo de pre compressió.

Cada una de les proves experimentals es realitza per mitjà d'un cilindre o casquillo de pre càrrega ubicat entre el tap de la min VLP i la molla realitzant tasques d'element pre compressor. Aquest element presenta mesures diferents en funció del tap que s'assagi. En els següents esquemes i taules es mostra la pre càrrega [N] i la pre compressió [bar], realitzada per a cada element cilindre de precàrrega.

Pre càrrega en mini VLP TAP CÒNIC de 60°

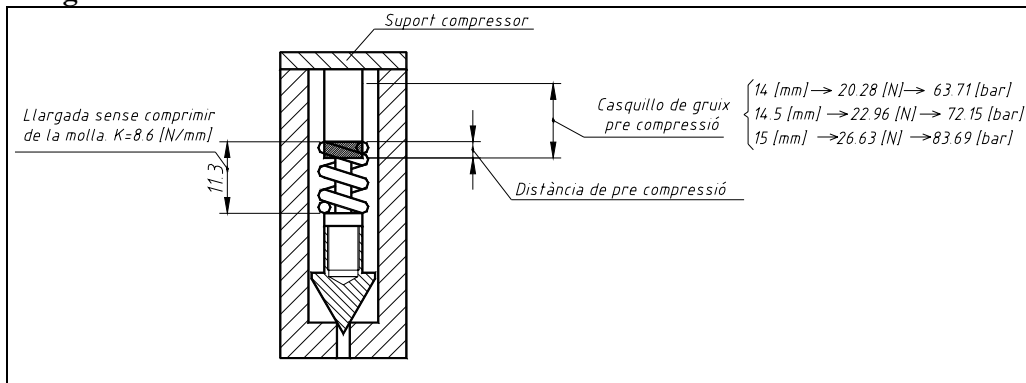


Fig 6. 45 Pre càrrega mini VLP tap cònic 60°

TAP CÒNIC 60° Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
14	20.28	63.71
14.5	22.96	72.15
15	26.63	83.69

Taula 6. 35 Pre càrrega cònic 60°.

Pre càrrega en mini VLP TAP XAMFRÀ REL. 1.5.

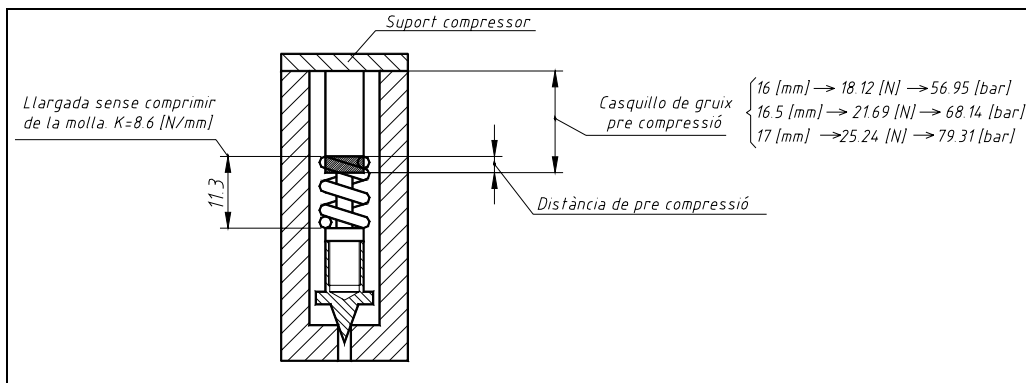


Fig 6. 46 Pre càrrega mini VLP tap xamfrà rel. 1.5.

TAP XAMFRÀ REL 1.5 (40°) Dimensions element pre càrrega.		
Dimensions [mm]	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
16	18.12	56.95
16.5	21.69	68.14
17	25.24	79.31

Taula 6. 36 Pre càrrega xamfrà rel. 1.5.

Es realitza una bateria de proves amb dues configuracions de tap. Els taps assajats són, tap cònic a 60° i tap xamfrà de relació 1.5. Cada un d'aquests taps és assajat utilitzant tres mides diferents del cilindre de pre càrrega, i cada una d'aquestes configuracions és assajada per freqüències de 20 Hz fins a 60 Hz a la Fig 6. 47 Resum pre compressions, pre càrregues aplicades i cabals.

es mostra l'equivalència en cabal.

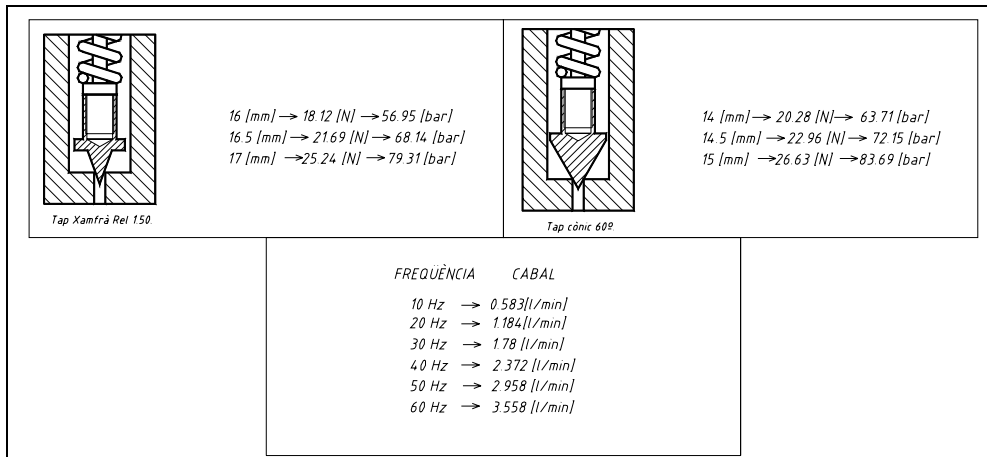


Fig 6. 47 Resum pre compressions, pre càrregues aplicades i cabals.

6.2.1.4 Resultats experimentals. Estat permanent. Molla K=8.6 [N/mm].

Per l'obtenció dels valors en règim permanent es realitza una mitja dels valors corresponents al període d'obertura i de tancament. En el cas de la posició és necessari el valor de la posició en el tancament a efectes d'obtenir l'increment de la posició.

Es presenten en aquest apartat els resultats experimentals en règim permanent. S'estructuren les taules de resultats adjuntes en funció dels tres cilindres de pre càrrega associats. Per a cada una de les freqüències es calcula el C_d i el Re corresponent en estat permanent, en base a les fórmules presentades al capítol d'estat de l'art.

Les proves experimentals han estat realitzades amb un total de dues sèries de tres repeticions realitzades en dies diferents, obtenint-se un comportament i una tendència completament similar. Tap Xamfrà Rel 1.5.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5 Pre càrrega 16 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0.141	57.43	1.035	0.285	0.504	46.82
3	30	0.172	58.25	1.486	0.315	0.592	67.60
4	40	0.214	58.19	1.966	0.357	0.635	90.05
5	50	0.255	58.62	2.456	0.405	0.666	113.27
6	60	0.310	58.63	2.922	0.443	0.660	135.97

Taula 6. 37 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 16 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5 Pre càrrega 16.5 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0.098	66.58	0.998	0.235	0.641	44.83
3	30	0.131	68.47	1.435	0.268	0.686	64.84
4	40	0.168	68.51	1.929	0.290	0.725	87.64
5	50	0.215	68.23	2.419	0.341	0.716	110.78
6	60	0.269	68.29	2.860	0.400	0.684	132.16

Taula 6. 38 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 16.5 [mm].

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5 Pre càrrega 17 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0.101	83.29	0.922	0.183	0.517	41.45
3	30	0.129	85.21	1.345	0.207	0.586	60.75
4	40	0.144	85.81	1.549	0.222	0.604	70.11
5	50	0.149	86.12	1.645	0.221	0.618	74.53
6	60	0.153	86.26	1.720	0.238	0.629	77.98

Taula 6. 39 Valors estat permanent. Xamfrà rel 1.5. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 17 [mm].

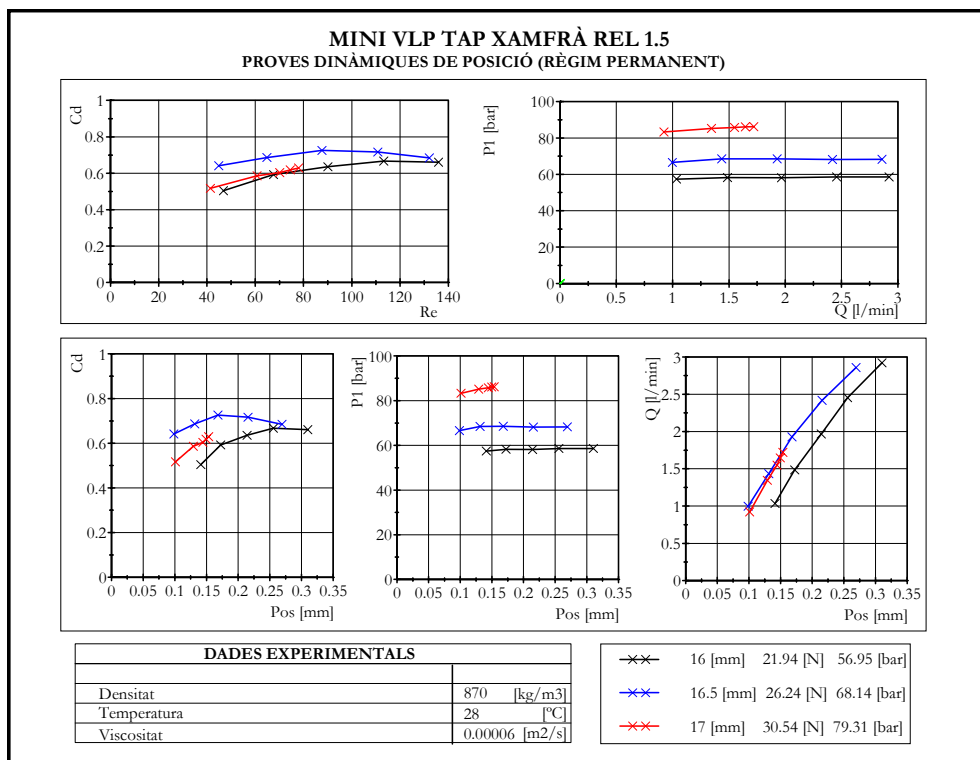


Fig 6. 48 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap xamfrà rel. 1.5. Règim permanent.

Tap cònic 60°.

MINI VLP TAP CÒNIC 60° Pre càrrega 14 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0.083	71.09	0.971	0.191	0.493	43.71
3	30	0.096	74.35	1.422	0.216	0.611	64.22
4	40	0.112	79.13	1.874	0.259	0.671	84.92
5	50	0.125	80.52	2.194	0.279	0.698	99.71
6	60	0.160	80.98	2.515	0.275	0.723	104.64

Taula 6. 40 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 14 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 60° Pre càrrega 14.5 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0.093	79.42	0.942	0.086	0.403	42.50
3	30	0.104	81.28	1.357	0.115	0.514	61.38
4	40	0.120	84.41	1.662	0.146	0.537	75.45
5	50	0.123	84.90	1.759	0.154	0.555	79.91
6	60	0.126	85.21	1.825	0.193	0.560	82.94

Taula 6. 41 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 14.5 [mm].

MINI VLP TAP CÒNIC 60° Pre càrrega 15 mm PROVES DINÀMIQUES DE POSICIÓ. RÈGIM PERMANENT.							
Identificador	Freqüència motor [Hz]	Posició [mm]	p_1 [bar]	Q [l/min]	p_2 [bar]	C_d	Re
2	20	0.0702	91.21	0.593	0.160	0.312	26.64
3	30	0.0710	91.80	0.641	0.171	0.333	28.77
4	40	0.0715	92.35	0.692	0.168	0.356	31.07
5	50	0.0745	92.85	0.733	0.159	0.361	32.94
6	60	0.0752	93.26	0.759	0.176	0.370	34.11

Taula 6. 42 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques posició. Pre càrrega 15 [mm].

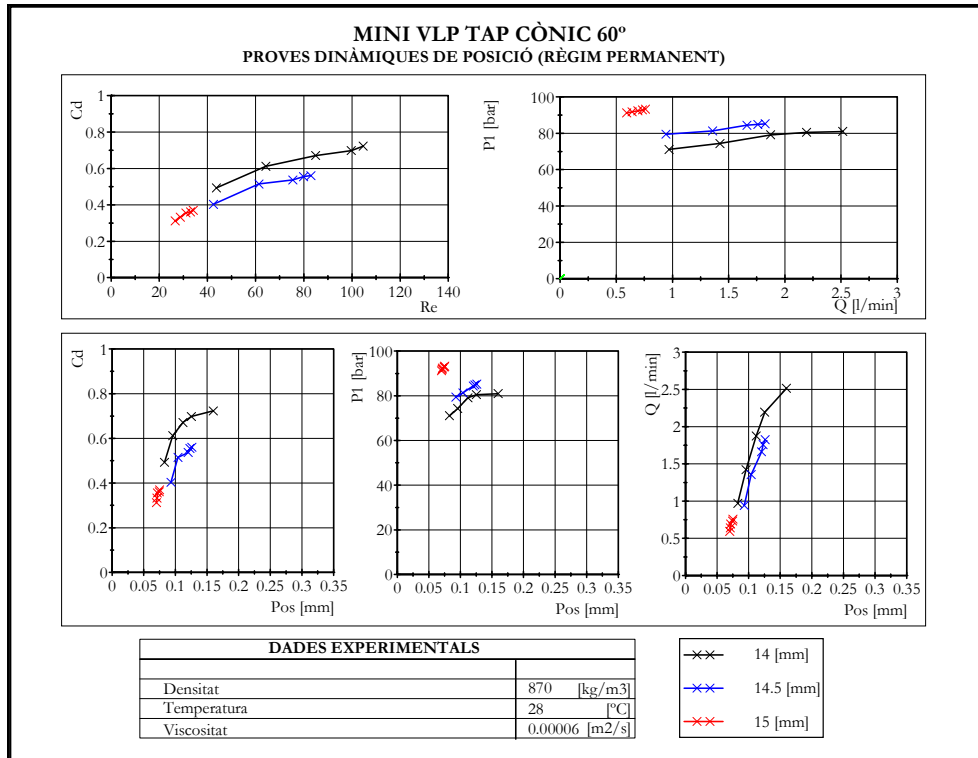


Fig 6. 49 Resultats mini VLP. Proves posició. Tap cònic 60°. Règim permanent.

Comparativa geomètrica. Estat permanent.

Es presenta en aquestes corbes els resultats en estat permanent agrupats per les pre compressions aplicades. Les corbes que es presenten són C_d vs Re , P vs Q , P vs $Posició$.

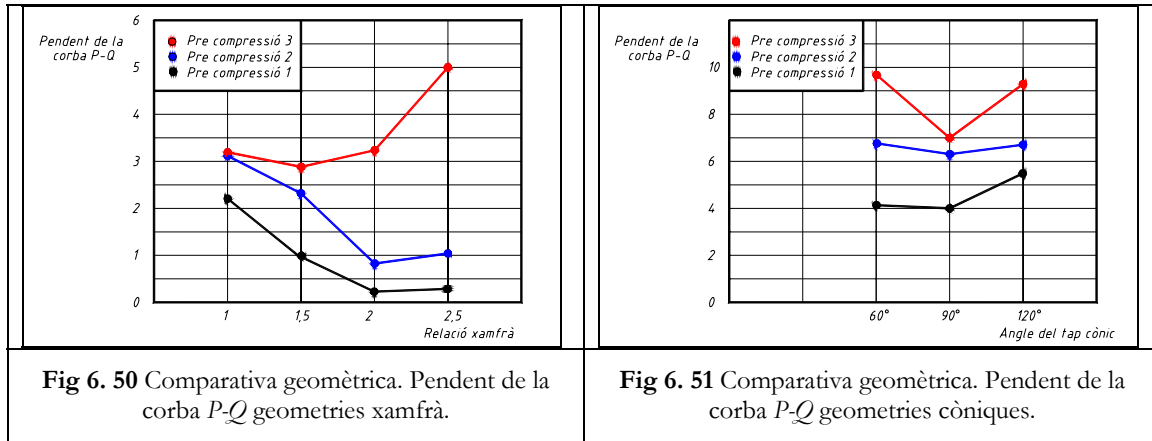
Les corbes de C_d vs Re , presenten un comportament molt igual en les geometries xamfrà, no es destaca cap variació en funció de la relació geomètrica $\frac{\varnothing}{d}$. Els resultats es troben ubicats a la zona de creixement de la corba teòrica C_d vs Re . En canvi si que es presenta una certa discrepància de resultats en funció de l'angle del tap cònic, sense obtenir-se una relació directa en funció de la precompressió.

Les corbes P vs Q si presenten una tendència en funció de la geometria del tap veure Fig. 6.50 i Fig. 6.51; les geometries xamfrà presenten una pendent de la corba P vs Q de valor inferior a la pendent presentada per les geometries còniques pures. La incorporació de la valona fa que aquesta pendent sigui més lleu.

En totes les geometries assajades es presenta un augment de la pendent de la corba P vs Q , en funció de la pre compressió aplicada.

Per a geometries xamfrà la pendent presenta una tendència de disminució del seu valor en funció de l'augment de la relació $\frac{\varnothing}{d}$, aquesta tendència es veu trencada per a la relació $\frac{\varnothing}{d} = 2.5$ en que la pendent augmenta.

Per a geometries còniques la pendent mínima es presenta per a taps cònic de 90°, essent majors en les altres configuracions de 60° i 120°.



El valor de l'interval d'obertura, en el cas de variació de l'angle del tap cònic, és àmpliament dependent amb la geometria del tap de la mini VLP. Per a valors de l'angle petit (40°, 60°) l'interval d'obertura és màxim, mentres que per a valors de l'angle del tap cònic grans (90°, 120°) aquest valor és més petit.

Per a geometries xamfrà l'interval d'obertura és semblant sigui quin sigui el valor de la relació $\frac{\varnothing}{d}$.

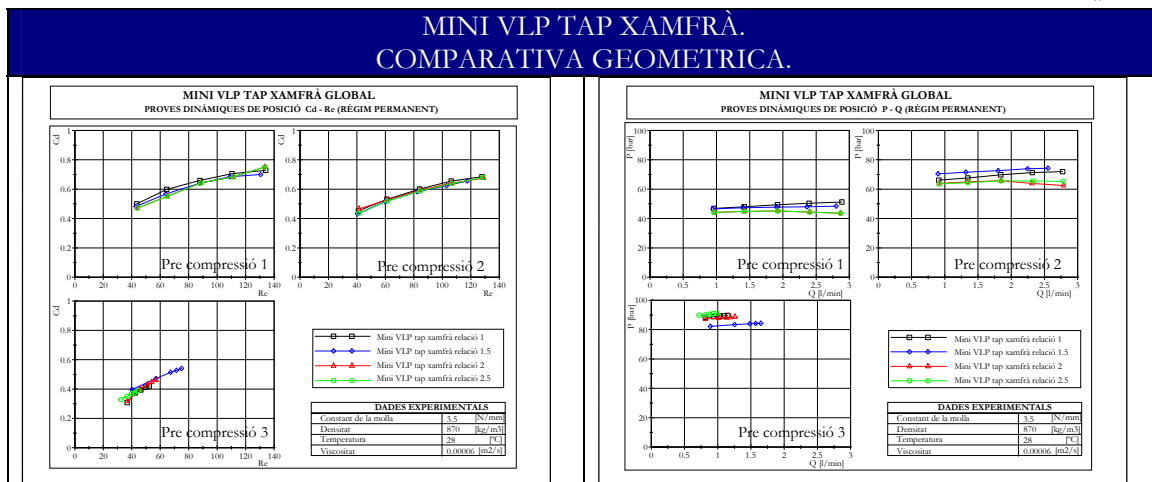


Fig 6. 52 Comparativa geomètrica. Corbes C_d-Re . Taps xamfrà.

Fig 6. 53 Comparativa geomètrica. Corbes $P-Q$. Taps xamfrà.

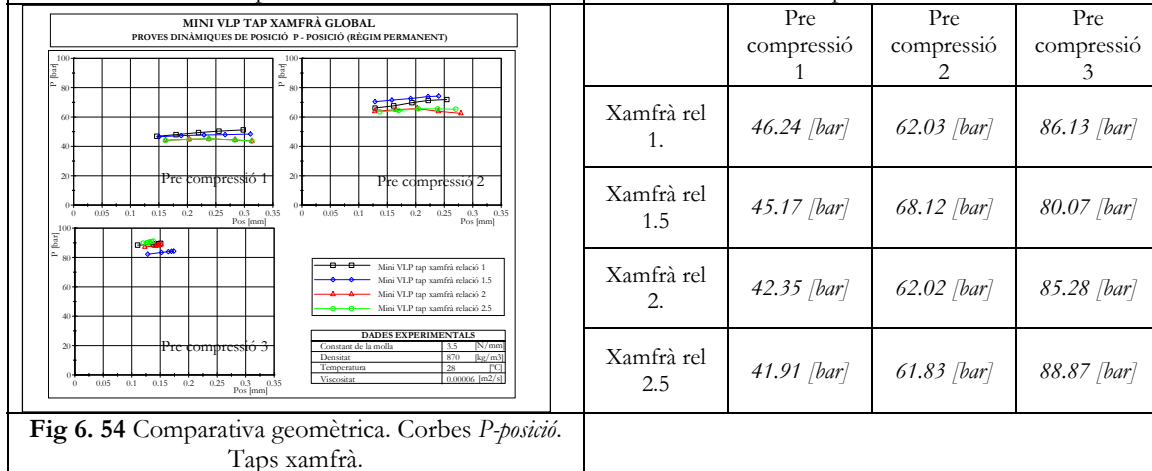


Fig 6. 54 Comparativa geomètrica. Corbes $P-posició$. Taps xamfrà.

MINI VLP TAP CÒNIC
COMPARATIVA GEOMETRICA.

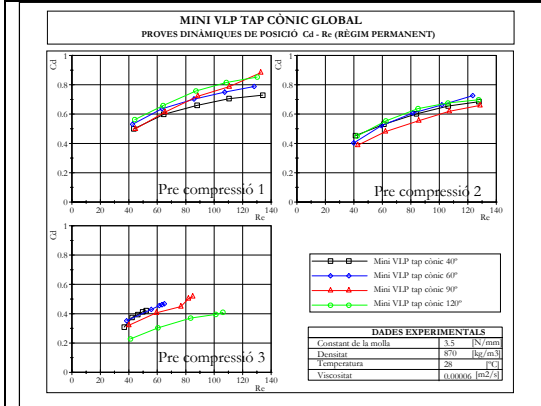


Fig 6.55 Comparativa geomètrica. Corbes C_d - Re . Taps cònics.

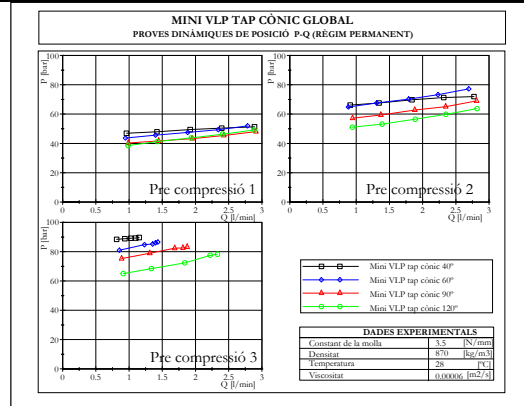


Fig 6.56 Comparativa geomètrica. Corbes P - Q . Taps cònics.

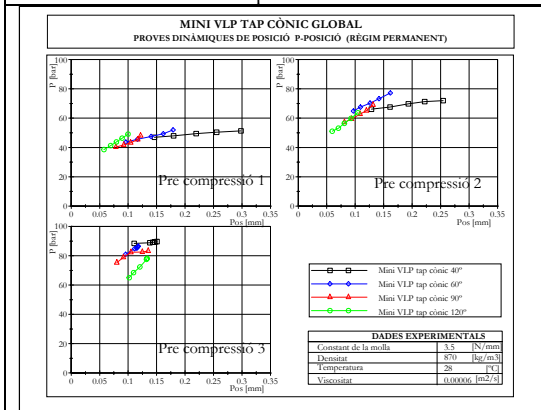


Fig 6.57 Comparativa geomètrica. Corbes P -posició. Taps cònics.

	Pre compressió 1	Pre compressió 2	Pre compressió 3
Cònic 40° Xamfrà rel 1.	46,24 [bar]	62,03 [bar]	86,13 [bar]
Cònic 60°	40.03 [bar]	59.87 [bar]	75.73 [bar]
Cònic 90°	36.72 [bar]	51.09 [bar]	74.63 [bar]
Cònic 120°	32.71 [bar]	45.26 [bar]	57.92 [bar]

6.2.2 Comparativa rigidesa molla.

L'assaig de les geometries tap cònic de 60° i tap xamfrà de relació 1.5, amb diferents molles, permet establir relacions sobre la resposta dinàmica i estàtica del component.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5
COMPARATIVA MOLLES 3.5 [N/mm], 8.6 [N/mm]

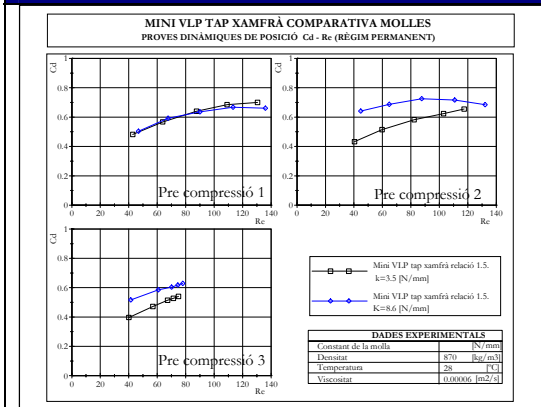


Fig 6.58 Comparativa molles. Corbes C_d - Re . Tap xamfrà rel 1.5.

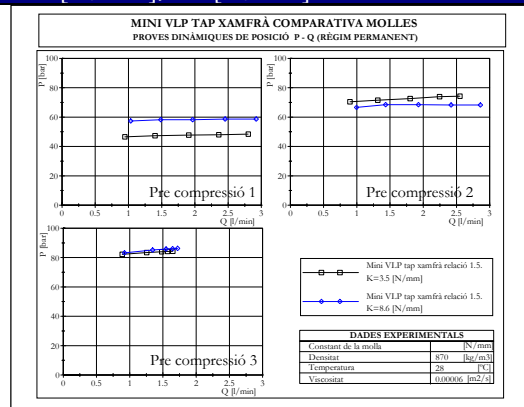


Fig 6.59 Comparativa molles. Corbes P - Q . Tap xamfrà rel 1.5.

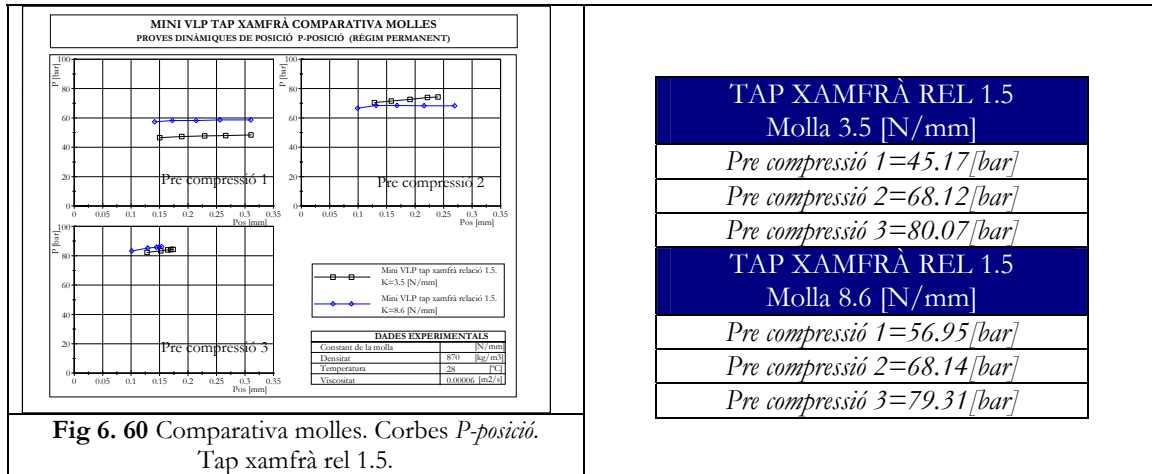


Fig 6. 60 Comparativa molles. Corbes P-posició. Tap xamfrà rel 1.5.

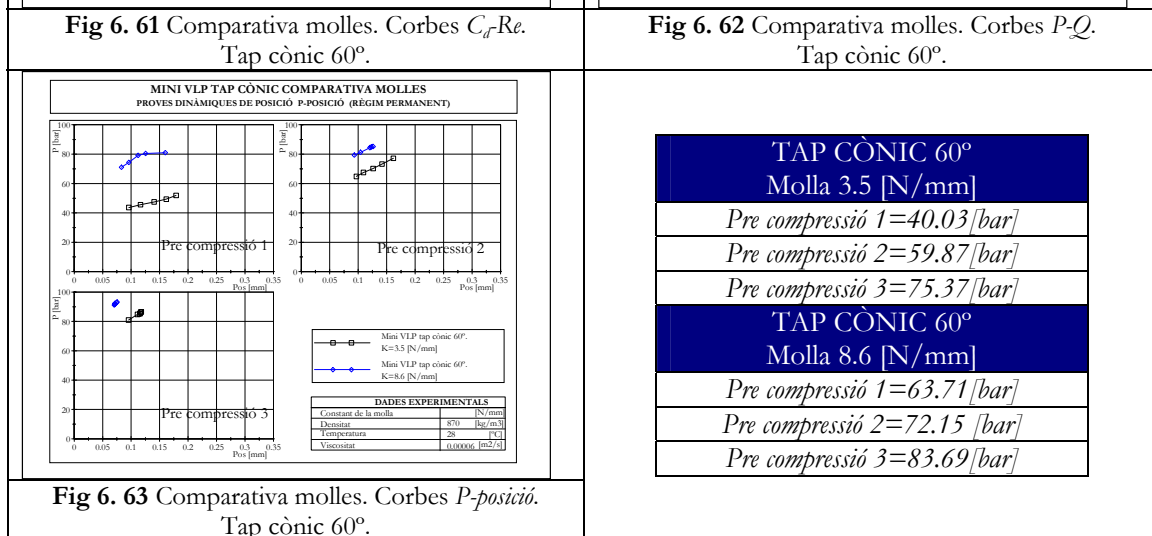
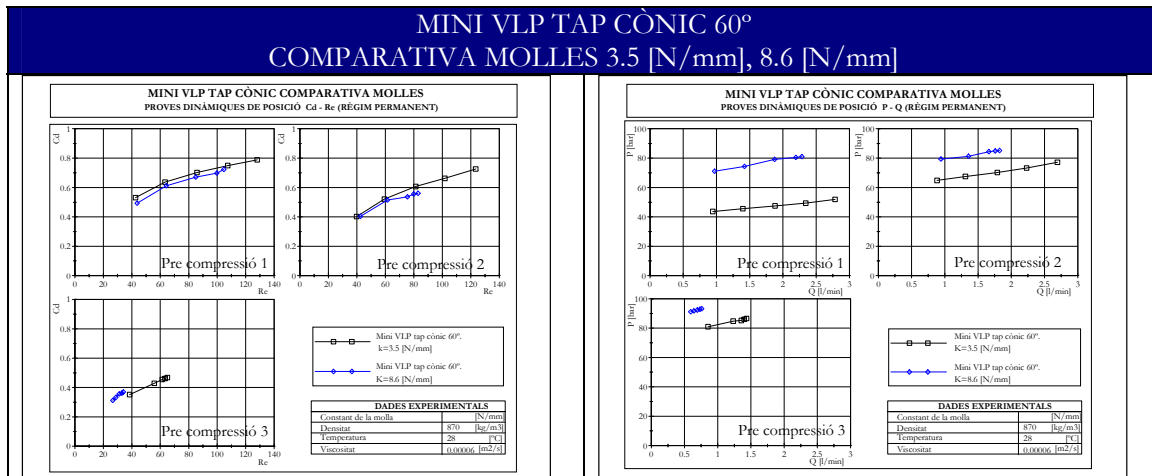
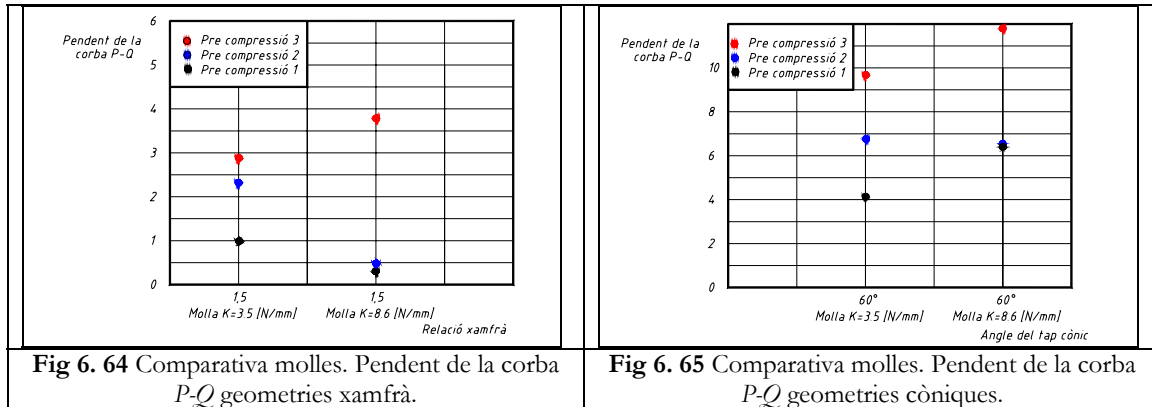


Fig 6. 63 Comparativa molles. Corbes P-posició. Tap cònic 60°.

No es presenta una diferència de comportament entre el temps de resposta de les corbes dinàmiques, en l'establiment del règim permanent, en funció de la rigidesa de la molla veure resultats experimentals dinàmics. L'amplitud de la inestabilitat augmenta per a molles amb rigidesa majors, tal i com s'ha apuntat en el capítol de simulació per equacions governants.



La pendent de la corba $P vs Q$ no presenta un comportament definit en geometries xamfrà. S’obté un valor de la pendent més petit per a compressions baixes i intermitjies en el cas de molles amb rigidesa mes elevada, i un valor més gran per a valors de la pre compressió més grans i rigidesa també grans. Altrament per a geometries còniques es pot concloure que la pendent de la corba $P vs Q$ és més gran per a valors de la rigidesa de la molla majors.

6.2.2.1 Proves experimentals de força.

Per l’obtenció dels valors en règim permanent es realitza una mitja dels valors corresponents al període d’obertura i de tancament. Es presenten en aquest apartat els resultats experimentals en règim permanent. S’estructuren les taules de resultats adjuntes en funció de les tres pre càrregues aplicades. Per a cada una de les freqüències es calcula la força de fluxe, F_f , corresponent en estat permanent, en base a les fórmules presentades al capítol d’estat de l’art. Les proves experimentals han estat realitzades amb un total de dues sèries de tres repeticions realitzades en dies diferents, obtenint-se un comportament i una tendència completament similar.

Variació de l’àrea de l’orifici de sortida.

A resultes de les diferents proves realitzades sobre la carcassa de metacrilat i degut al contacte entre seient i tap de la mini VLP s’ha generat un arrodoniment del canto de l’orifici a on es recolza el tap de la mini VLP, es produeix per tan la deformació de la carcassa de metacrilat. La següent figura mostra aquesta deformació en funció de la tipologia de geometria del tap de la mini VLP

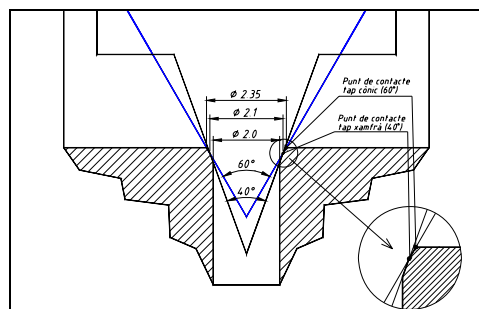


Fig 6. 66 Variació de l’àrea de l’orifici de sortida.

DEFORMACIÓ ORIFICI DE SORTIDA.	
Tap cònic 60°	$\phi_{inicial} = 2 \times 10^{-3} [m] \rightarrow \phi_{inicial} = 2.35 \times 10^{-3} [m]$
Tap xamfrà 40°	$\phi_{inicial} = 2 \times 10^{-3} [m] \rightarrow \phi_{inicial} = 2.1 \times 10^{-3} [m]$

Taula 6. 43 Deformació orifici de sortida.

S'utilitza la molla de constant $K=8.6 \text{ [N/mm]}$. Es realitza una bateria de proves amb dues configuracions de tap. Els taps assajats són, tap xamfrà de relació 1.5 i tap cònic a 60° . Cada un d'aquests taps és assajat utilitzant tres pre càrregues diferents aplicades amb el micròmetre, i cada una d'aquestes configuracions és assajada per freqüències del motor elèctric de 20 [Hz] fins a 60 [Hz] obtenint-se diferents cabals d'alimentació a la mini VLP.

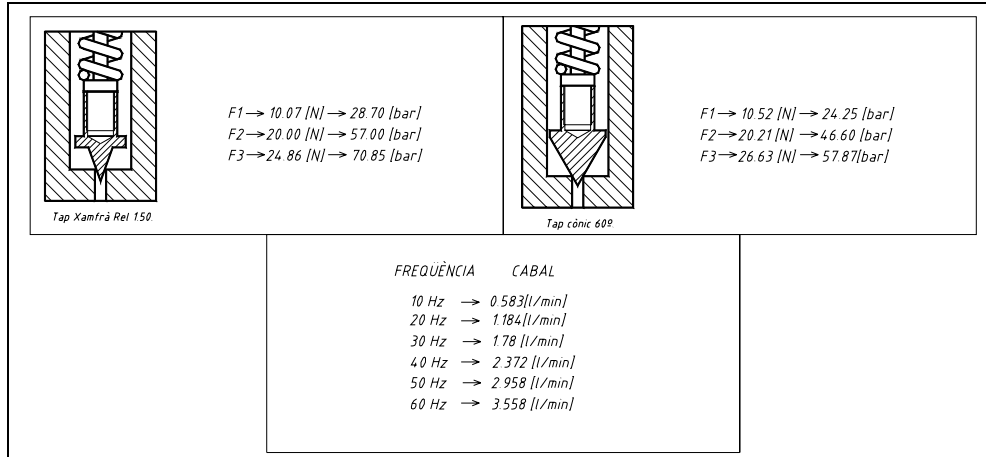


Fig 6. 67 Esquema valor pre càrregues, pre compressió i cabal.

Pre càrrega en mini VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5.

TAP XAMFRÀ REL 1.5 (40°)		
Pre càrrega – Pre compressió		
Identificador	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
F1	10.07	28.7
F2	20.00	57.00
F3	24.86	70.85

Taula 6. 44 Pre càrrega. Pre compressió. Prova força. Xamfrà rel. 1.5.

Pre càrrega en mini VLP TAP CÒNIC de 60°

TAP CÒNIC 60°		
Pre càrrega – Pre compressió		
Identificador	Pre càrrega [N]	Pre compressió [bar]
F1	10.52	24.25
F2	20.21	46.60
F3	25.1	57.87

Taula 6. 45 Pre càrrega. Pre compressió. Prova força. Cònic 60°.

6.2.2.2 Tap Xamfrà Rel 1.5.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5. Pre càrrega F1						
PROVES DINÀMIQUES DE FORÇA. RÈGIM PERMANENT.						
Identificador	Freqüència motor [Hz]	p_1 [bar]	Q [l/min]	F_m [N]	F_f [N]	p_2 [bar]
2	20	34,59	1,09	11,58	-0,074	0,10
3	30	35,74	1,53	11,88	-0,145	0,09
4	40	37,55	2,02	12,22	-0,253	0,10
5	50	38,83	2,49	12,57	-0,385	0,10
6	60	39,90	2,96	12,92	-0,544	0,10

Taula 6. 46 Valors estat permanent. Xamfrà rel. 1.5. Proves dinàmiques força. Pre càrrega F1.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5. Pre càrrega F2 PROVES DINÀMIQUES DE FORÇA. RÈGIM PERMANENT.						
Identificador	Freqüència motor [Hz]	p_1 [bar]	Q [l/min]	F_m [N]	F_f [N]	p_2 [bar]
2	20	60,65	0,96	21,20	-0,057	0,08
3	30	61,68	1,40	21,43	-0,121	0,08
4	40	62,71	1,89	21,76	-0,221	0,09
5	50	63,45	2,39	22,07	-0,354	0,10
6	60	65,55	2,87	22,34	-0,511	0,10

Taula 6. 47 Valors estat permanent. Xamfrà rel. 1.5. Proves dinàmiques força. Pre càrrega F2.

MINI VLP TAP XAMFRÀ REL 1.5. Pre càrrega F3 PROVES DINÀMIQUES DE FORÇA. RÈGIM PERMANENT.						
Identificador	Freqüència motor [Hz]	p_1 [bar]	Q [l/min]	F_m [N]	F_f [N]	p_2 [bar]
2	20	73,13	0,97	26,22	-0,058	0,08
3	30	74,80	1,40	26,44	-0,121	0,09
4	40	75,89	1,85	26,77	-0,212	0,08
5	50	77,13	2,31	27,03	-0,331	0,07
6	60	77,99	2,52	27,22	-0,394	0,07

Taula 6. 48 Valors estat permanent. Xamfrà rel. 1.5. Proves dinàmiques força. Pre càrrega F3.

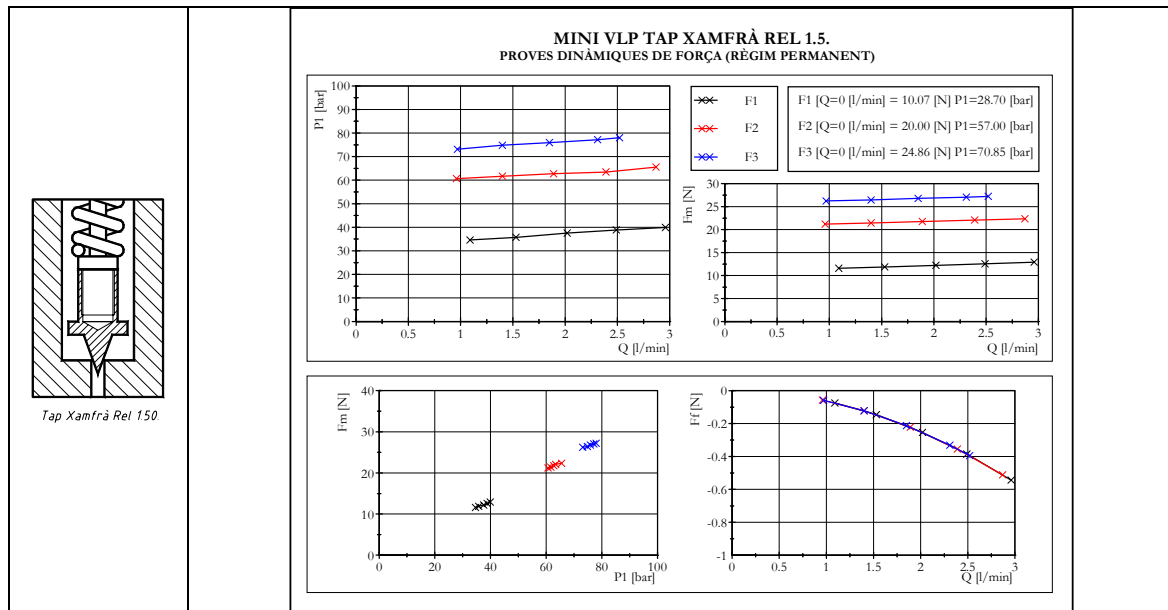


Fig 6. 68 Resultats mini VLP. Proves força .Tap xamfrà rel.1.5. Règim permanent.

6.2.2.3 Tap Cònic 60°.

MINI VLP TAP CÒNIC 60°. Pre càrrega F1 PROVES DINÀMIQUES DE FORÇA. RÈGIM PERMANENT.						
Identificador	Freqüència motor [Hz]	p_1 [bar]	Q [l/min]	F_m [N]	F_f [N]	p_2 [bar]
2	20	29,05	1,09	11,24	-0,073	0,14
3	30	29,80	1,56	11,52	-0,151	0,13
4	40	30,95	2,05	11,80	-0,261	0,12
5	50	31,74	2,53	12,08	-0,397	0,12
6	60	33,56	2,99	12,44	-0,555	0,12

Taula 6. 49 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques força. Pre càrrega F1.

MINI VLP TAP CÒNIC 60°. Pre càrrega F2 PROVES DINÀMIQUES DE FORÇA. RÈGIM PERMANENT.						
Identificador	Freqüència motor [Hz]	p_1 [bar]	Q [l/min]	F_m [N]	F_f [N]	p_2 [bar]
2	20	49,77	0,99	20,80	-0,060	0,12
3	30	50,26	1,44	21,02	-0,128	0,12
4	40	51,05	1,95	21,24	-0,236	0,12
5	50	51,69	2,44	21,39	-0,369	0,12
6	60	52,81	2,93	21,58	-0,533	0,12

Taula 6. 50 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques força. Pre càrrega F2.

MINI VLP TAP CÒNIC 60°. Pre càrrega F3 PROVES DINÀMIQUES DE FORÇA. RÈGIM PERMANENT.						
Identificador	Freqüència motor [Hz]	p_1 [bar]	Q [l/min]	F_m [N]	F_f [N]	p_2 [bar]
2	20	57,09	0,96	25,70	-0,057	0,12
3	30	60,02	1,39	25,89	-0,120	0,12
4	40	61,90	1,90	26,10	-0,224	0,12
5	50	62,51	2,40	26,27	-0,357	0,11
6	60	63,86	2,87	26,47	-0,511	0,11

Taula 6. 51 Valors estat permanent. Cònic 60°. Proves dinàmiques força. Pre càrrega F3.

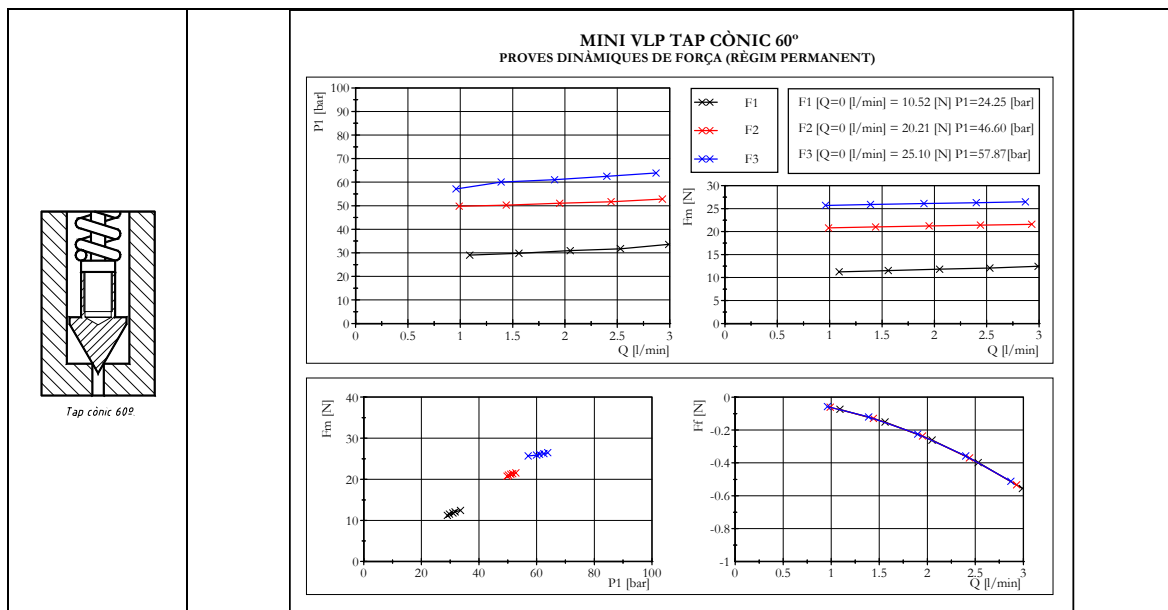


Fig 6. 69 Resultats mini VLP. Proves força .Tap cònic 60. Règim permanent.

Es realitzen totes les proves experimentals amb la temperatura de l'oli de 28 [°C] constant i un valor de la densitat de l'oli de 870 [kg/m³].

6.2.3 Proves de posició. Procés obertura de la vàlvula.

Els gràfics que es mostren a continuació han estat obtinguts en una prova experimental de $10[s]$ realitzant l'adquisició de les variables clau a una freqüència d'adquisició de $10 [kHz]$. Es presenten dues gràfiques corresponents a l'evolució de les variables bàsiques de funcionament, i posició, pressió aigües amunt i cabal, durant tot l'interval d'assaig (gràfic superior) i durant un període de 1 segon centrat a l'etapa del transitori (gràfic inferior). D'aquesta manera és possible observar l'evolució global i la particularitat del canvi d'estat de mini VLP tancada a oberta. La corba de posició que es presenta en aquests gràfics està suavitzada, la corba real es troba a l'apartat d'estabilitat de la mini VLP. Aquest capítol mostra les formes de la corba dinàmica i es compara la corba transitòria de cada una de les variables de l'experimentació. El suavitzat es realitza calculant la mitja dels n valors que rodegen al punt a suavitzar, en aquesta cas $n=12$.

S'adjunta en el gràfic inferior les relaciona abans mencionades amb la particularitat que han estat relativitzades al valor en permanent de les variables en qüestió, en aquest cas P_i , Q i $posició$. Aquests gràfics es presenten en un interval de $2[s]$. S'han assajat les següents geometries,

GEOMETRIES TAP XAMFRÀ ASSAJADES.		
Relació $\frac{\varnothing d}{Y}$	Pre compressió [mm]	Pre compressió [bar]
Tap Xamfrà Rel 1.	9 [mm]	46.24 [bar]
	11 [mm]	62.03 [bar]
	13 [mm]	86.13 [bar]
Tap Xamfrà Rel 1.5.	10 [mm]	45.17 [bar]
	12 [mm]	68.12 [bar]
	13 [mm]	80.07 [bar]
Tap Xamfrà Rel 2.	8 [mm]	42.35 [bar]
	10 [mm]	62.02 [bar]
	12 [mm]	85.28 [bar]
Tap Xamfrà Rel 2.5.	8 [mm]	41.91 [bar]
	10 [mm]	61.83 [bar]
	12 [mm]	88.87 [bar]

Taula 6. 52 Geometries tap xamfrà assajades. Estudi transitori. $K=3.5 [N/mm]$

GEOMETRIES TAP CÒNIC ASSAJADES.		
	Pre compressió [mm]	Pre compressió [bar]
Tap Cònic 60°.	9 [mm]	40.03 [bar]
	11 [mm]	59.87 [bar]
	12.5 [mm]	75.37 [bar]
Tap Cònic 90°.	8 [mm]	36.72 [bar]
	11 [mm]	51.09 [bar]
	12 [mm]	74.63 [bar]
Tap Cònic 120°.	8.5 [mm]	32.71 [bar]
	10.5 [mm]	45.26 [bar]
	11.5 [mm]	57.92 [bar]

Taula 6. 53 Geometries tap cònic assajades. Estudi transitori. $K=3.5 [N/mm]$

Es mostren a continuació els resultats representatius de tots els casos obtinguts. Es marquen en negra a les taules anteriors.

6.2.3.1 Molla K=3.5 [N/mm]. Resultats experimentals. Evolució de la posició, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.

Tap Xamfrà Rel 1. Pre compressió 9 [mm].

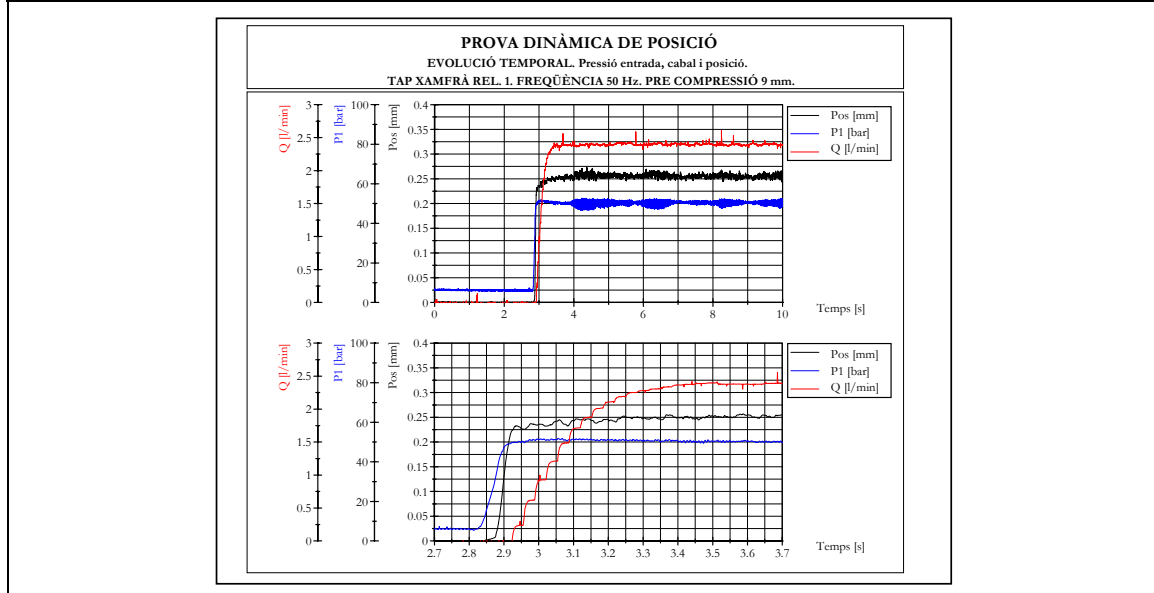
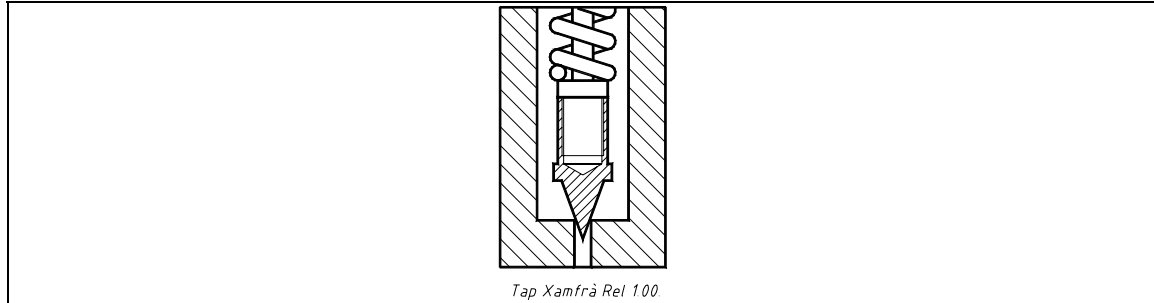


Fig 6. 70 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 1. Pre compressió 9[mm]. Règim transitori. Id. 5.

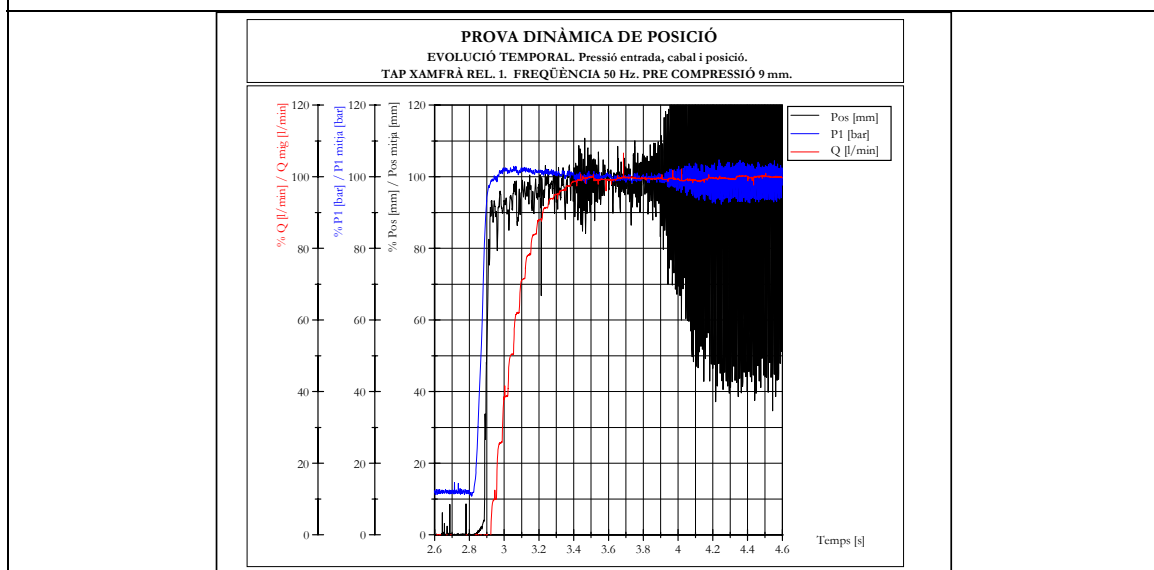


Fig 6. 71 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 1. Pre compressió 9[mm]. Règim transitori. Id. 5.

Tap Xamfrà Rel 2. Pre compressió 10 [mm].

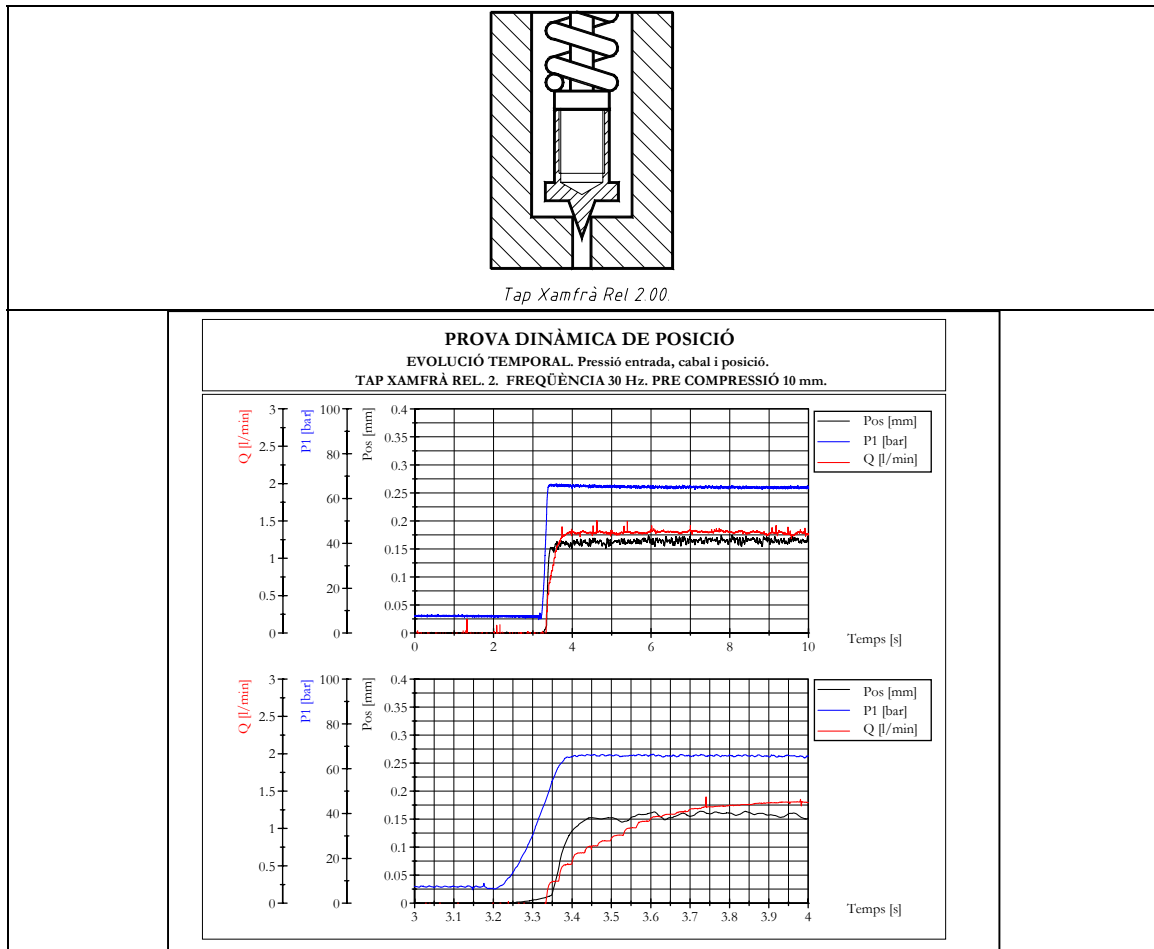


Fig 6. 72 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 2. Pre compressió 10[mm]. Règim transitori. Id. 3.

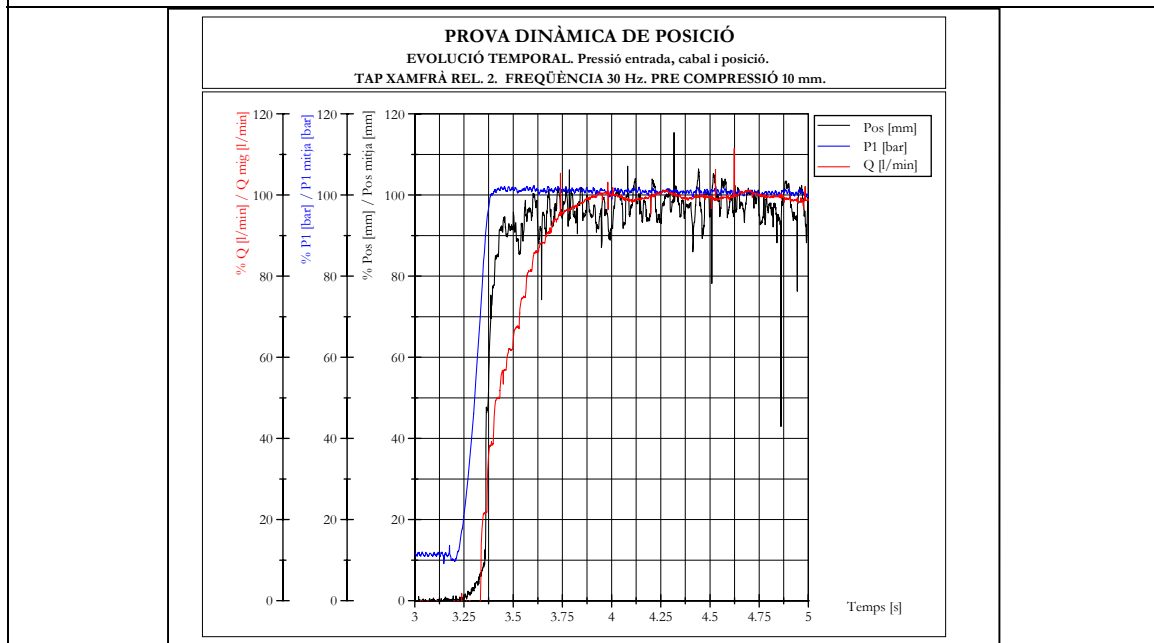


Fig 6. 73 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 2. Pre compressió 10[mm]. Règim transitori. Id. 3.

Tap Cònic 60°. Pre compressió 11 [mm].

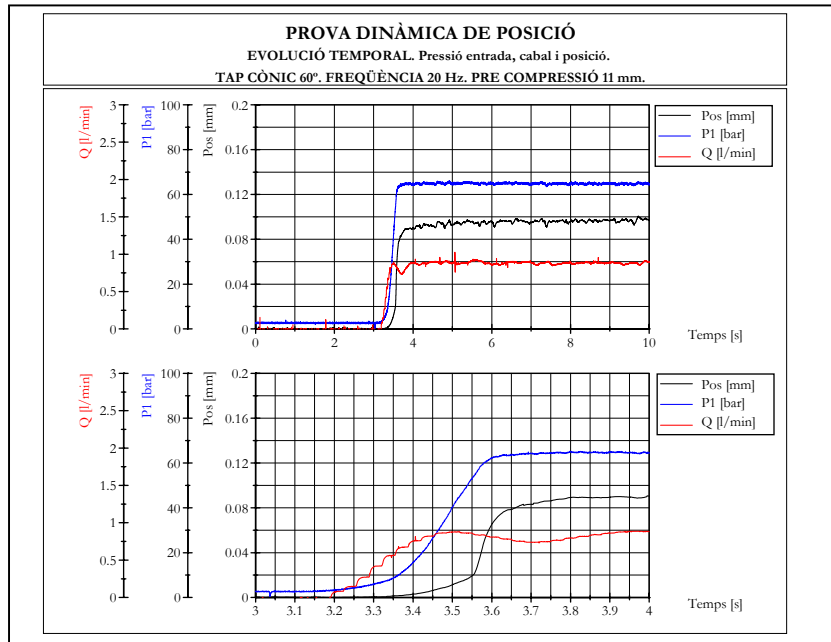
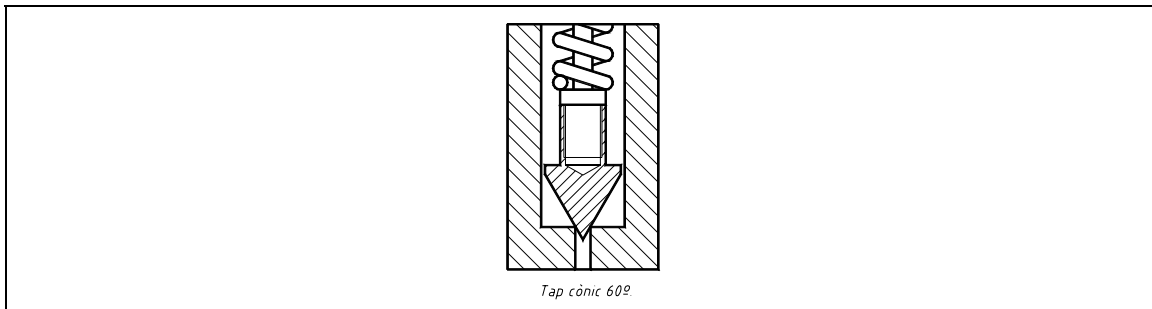


Fig 6. 74 Resultats mini VLP. Tap cònic 60°. Pre compressió 11 [mm]. Règim transitori. Id. 2.

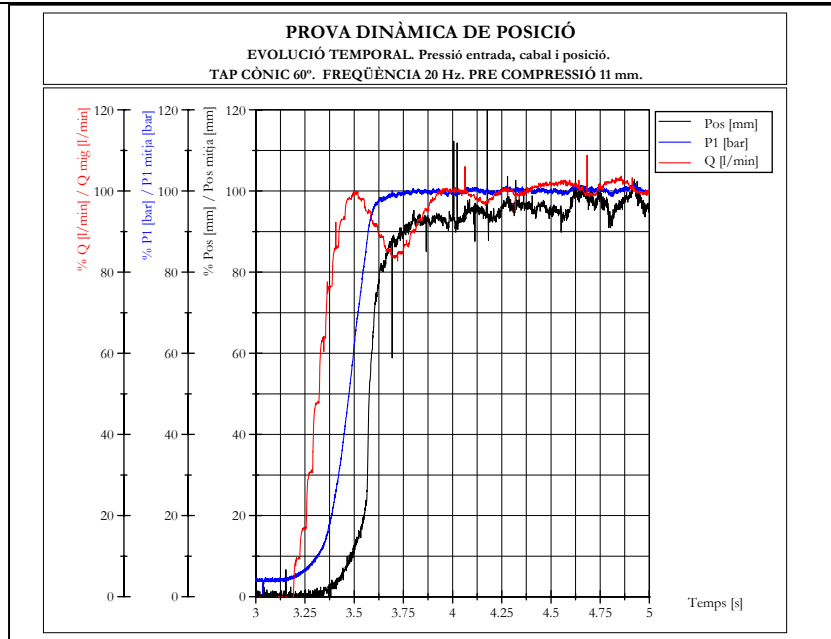


Fig 6. 75 Resultats mini VLP. Tap cònic 60°. Pre compressió 11 [mm]. Règim transitori. Id. 2.

Tap Cònic 90°. Pre compressió 11 [mm].

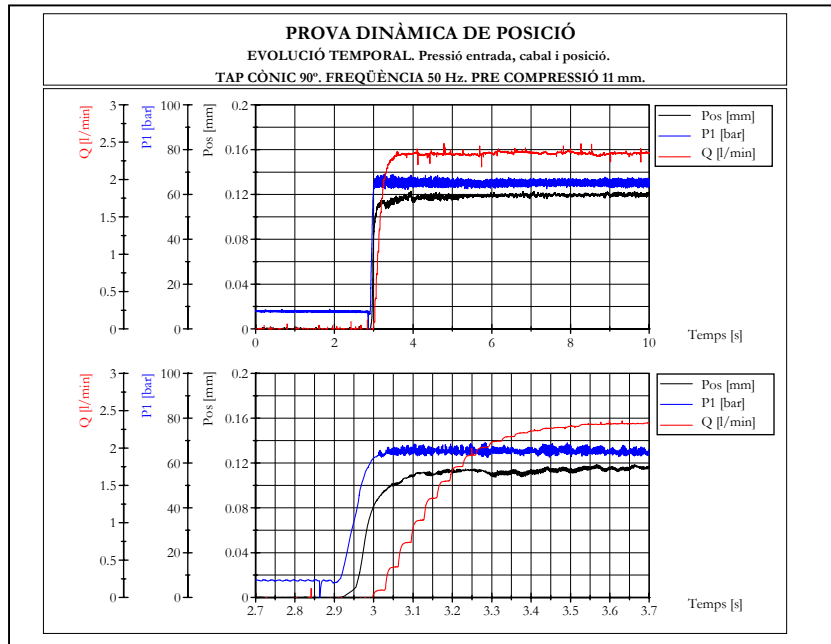
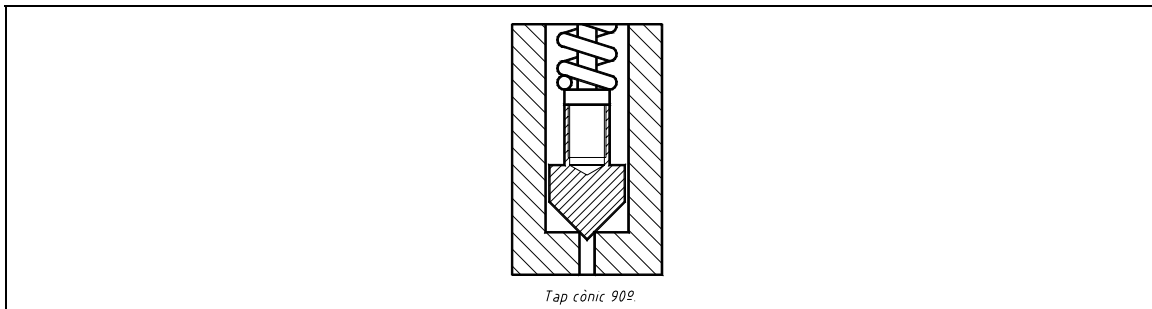


Fig 6. 76 Resultats mini VLP. Tap cònic 90°. Pre compressió 11 [mm]. Règim transitori. Id. 5.

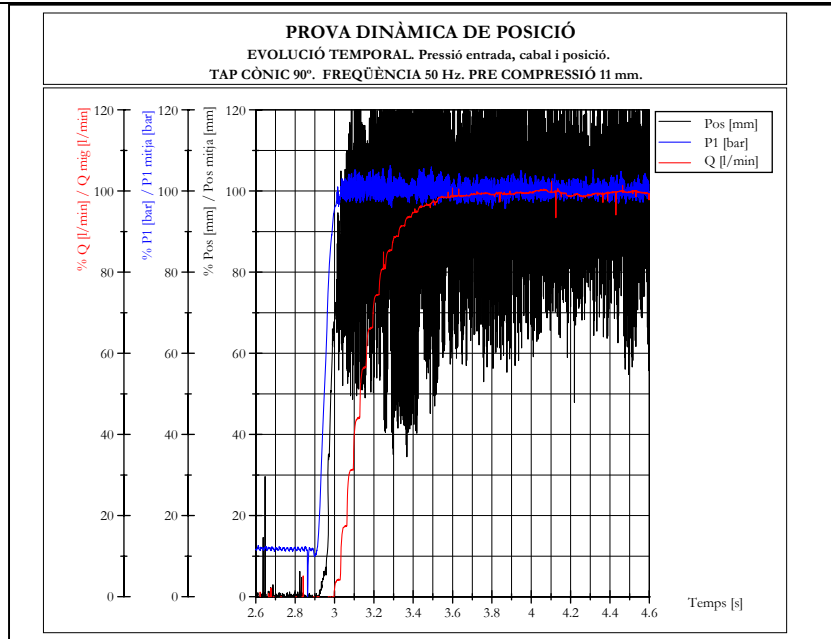


Fig 6. 77 Resultats mini VLP. Tap cònic 90°. Pre compressió 11 [mm]. Règim transitori. Id. 5.

Els resultats presentats fan referència a tres variants de comportament.

VARIANTS DE COMPORTAMENT			
Tipus de comportament	Tipus de tap	Pre compressió [bar]	Identificador / Freqüència d'excitació del motor elèctric.
Estable	<i>Xamfrà rel. 2</i>	<i>62.02 [bar]</i>	<i>Id. 3. / 30 [Hz]</i>
	<i>Cònic 60°</i>	<i>59.87 [bar]</i>	<i>Id. 2. / 20 [Hz]</i>
Estable-Inestable	<i>Xamfrà rel. 1</i>	<i>46.24 [bar]</i>	<i>Id. 5. / 50 [Hz]</i>
Inestable	<i>Cònic 90°</i>	<i>51.09 [bar]</i>	<i>Id. 5. / 50 [Hz]</i>

Taula 6. 54 Variants de comportament

6.2.3.2 Molla K=8.6 [N/mm]. Resultats experimentals. Evolució de la posició, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.

De la mateixa es mostren els resultats experimentals de l'estudi transitori utilitzant una molla amb rigidesa K=8.6 [N/mm]. S'han assajat les següents geometries.

GEOMETRIES TAP XAMFRÀ ASSAJADES.		
Relació $\frac{\varnothing d}{Y}$	Pre compressió [mm]	Pre compressió [bar]
Tap Xamfrà Rel 1.5.	<i>16 [mm]</i>	<i>56.95 [bar]</i>
	<i>16.5 [mm]</i>	<i>68.14 [bar]</i>
	<i>17 [mm]</i>	<i>79.31 [bar]</i>

Taula 6. 55 Geometries tap xamfrà assajades. Estudi transitori. K=8.6 [N/mm]

GEOMETRIES TAP CÒNIC ASSAJADES.		
	Pre compressió [mm]	Pre compressió [bar]
Tap Cònic 60°.	<i>14 [mm]</i>	<i>63.71 [bar]</i>
	<i>14.5 [mm]</i>	<i>72.15 [bar]</i>
	<i>15 [mm]</i>	<i>83.69 [bar]</i>

Taula 6. 56 Geometries tap cònic assajades. Estudi transitori. K=8.6 [N/mm]

Es mostren a continuació els resultats representatius de tots els casos obtinguts. Es marquen en negra a les taules anteriors. En aquest cas ambdós resultats mostren una configuració estable. Es marquen amb negra a la les taules anteriors.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 16.5 [mm].

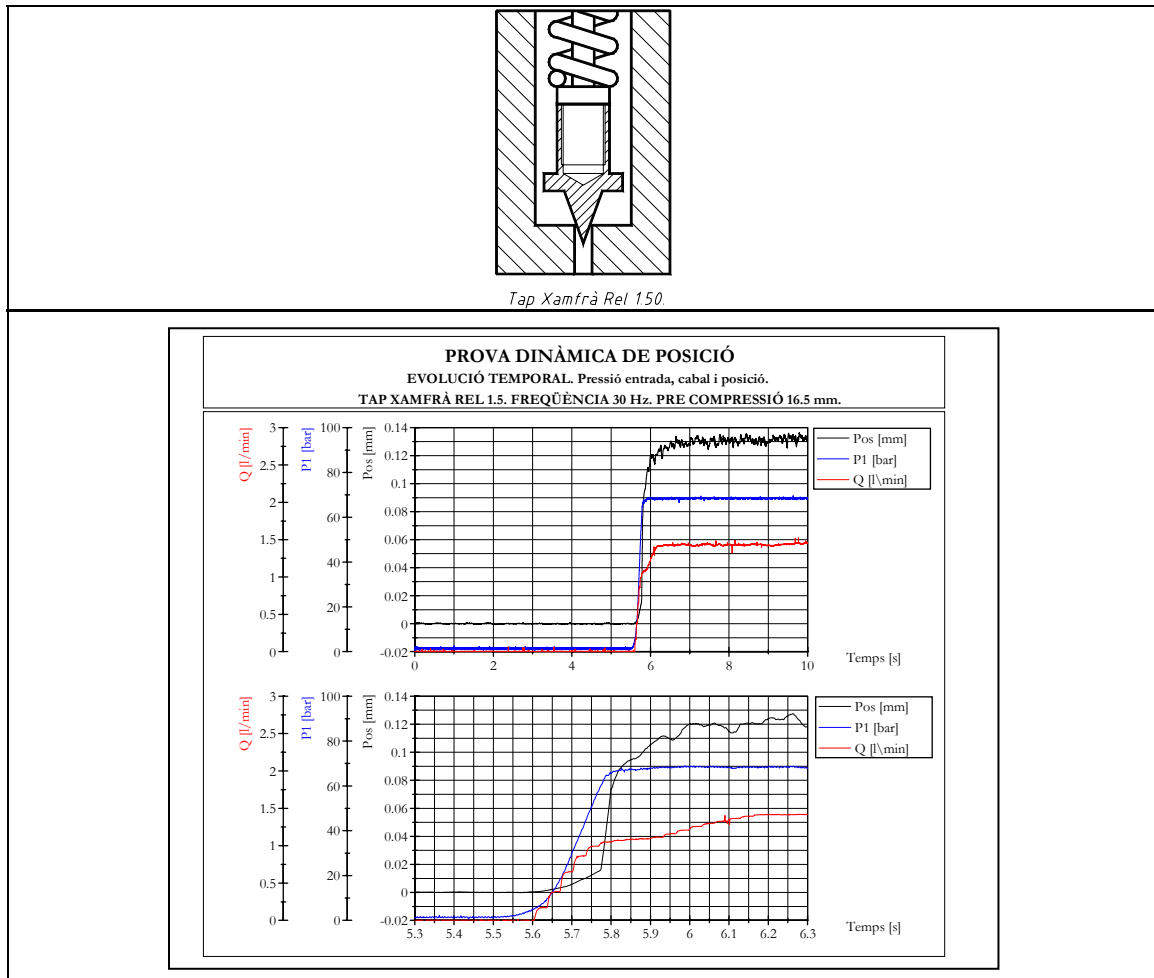


Fig 6. 78 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 1.5. Pre compressió 16.5 [mm]. Règim transitori. Id. 3.

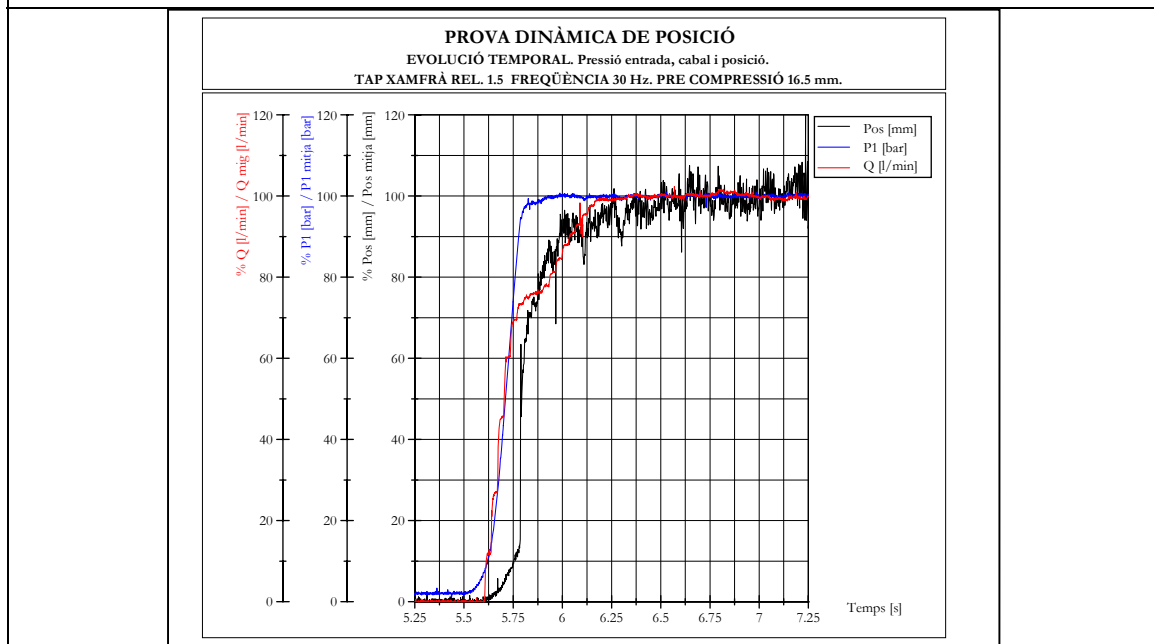


Fig 6. 79 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 1.5. Pre compressió 16.5 [mm]. Règim transitori. Id. 3.

Tap Cònic 60°. Pre compressió 14.5 [mm].

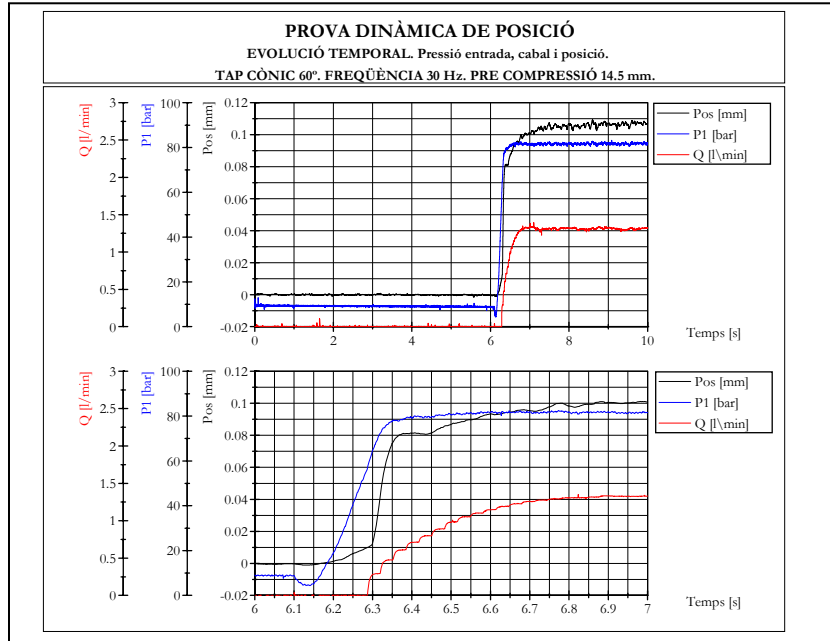
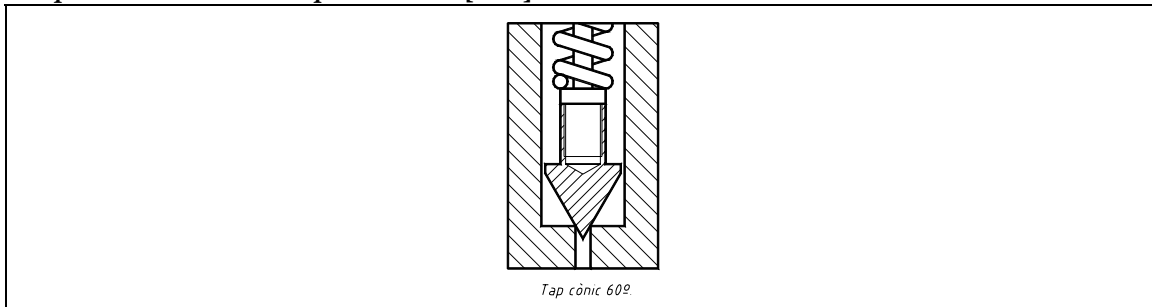


Fig 6. 80 Resultats mini VLP. Tap cònic 60°. Pre compressió 14.5[mm]. Règim transitori. Id. 3.

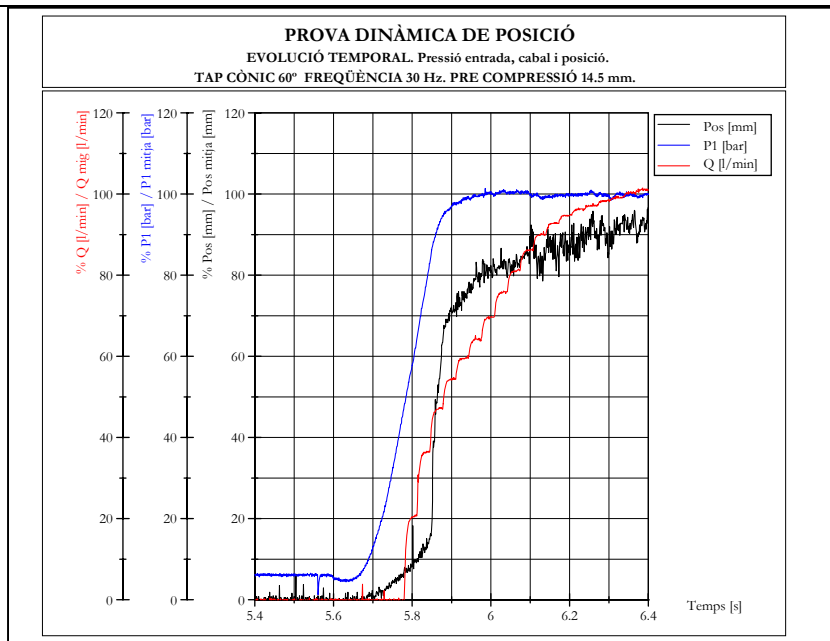


Fig 6. 81 Resultats mini VLP. Tap cònic 60°. Pre compressió 14.5[mm]. Règim transitori. Id. 3.

6.2.4 Proves experimentals de força.

6.2.4.1 Resultats experimentals. Evolució de la força, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.

El procediment que s'utilitza és completament anàleg al que s'ha presentat en els casos anteriors amb la particularitat que el sensor de posició es substitueix per una cèl·lula de càrrega. En aquest cas no es presenta la relativització de les corbes P_1 , Q i força molla. S'utilitza la molla $K=8.6$ [N/mm]

S'han assajat les següents geometries.

GEOMETRIES TAP XAMFRÀ ASSAJADES.		
Relació $\frac{\varnothing d}{Y}$	Pre compressió [N]	Pre compressió [bar]
Tap Xamfrà Rel 1.5.	10.07	28.7
	20.00	57.00
	24.86	70.85

Taula 6. 57 Geometries tap xamfrà assajades. Estudi transitori. $K=8.6$ [N/mm]

GEOMETRIES TAP CÒNIC ASSAJADES.		
	Pre compressió [N]	Pre compressió [bar]
Tap Cònic 60°.	10.52	24.25
	20.21	46.60
	25.1	57.87

Taula 6. 58 Geometries tap cònic assajades. Estudi transitori. $K=8.6$ [N/mm]

A continuació es presenta una mostra dels resultats obtinguts.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre càrrega $F_2=20.00$ [N]

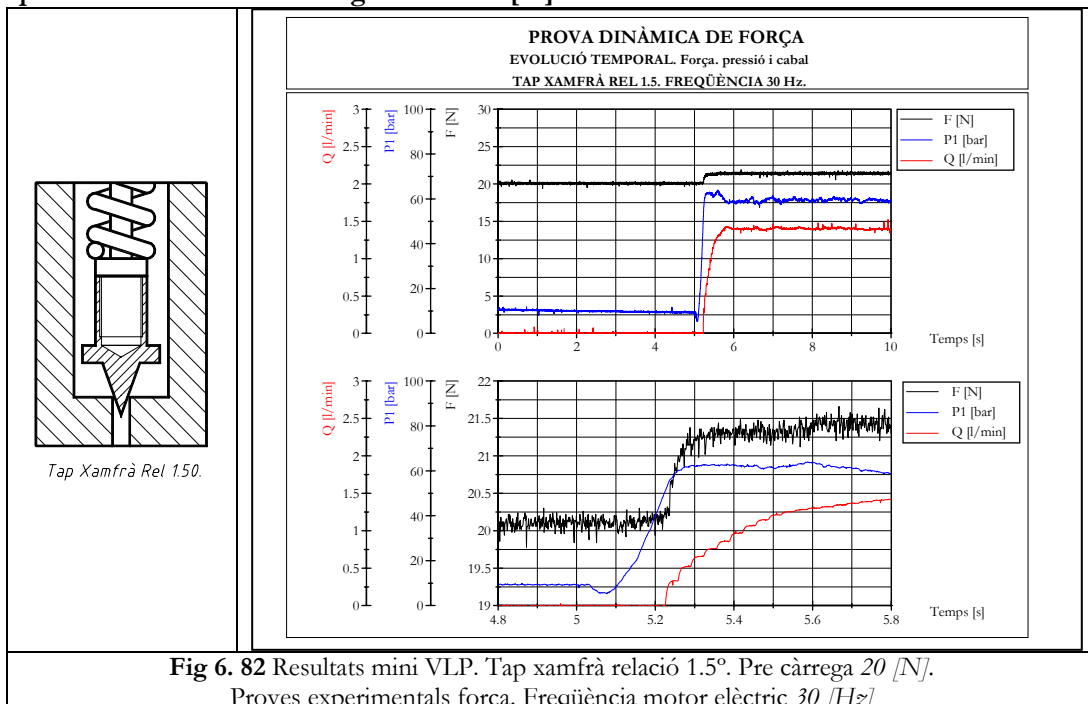


Fig 6. 82 Resultats mini VLP. Tap xamfrà relació 1.5°. Pre càrrega 20 [N]. Proves experimentals força. Freqüència motor elèctric 30 [Hz]

Tap Cònic 60°. Pre càrrega F3=25.1[N]

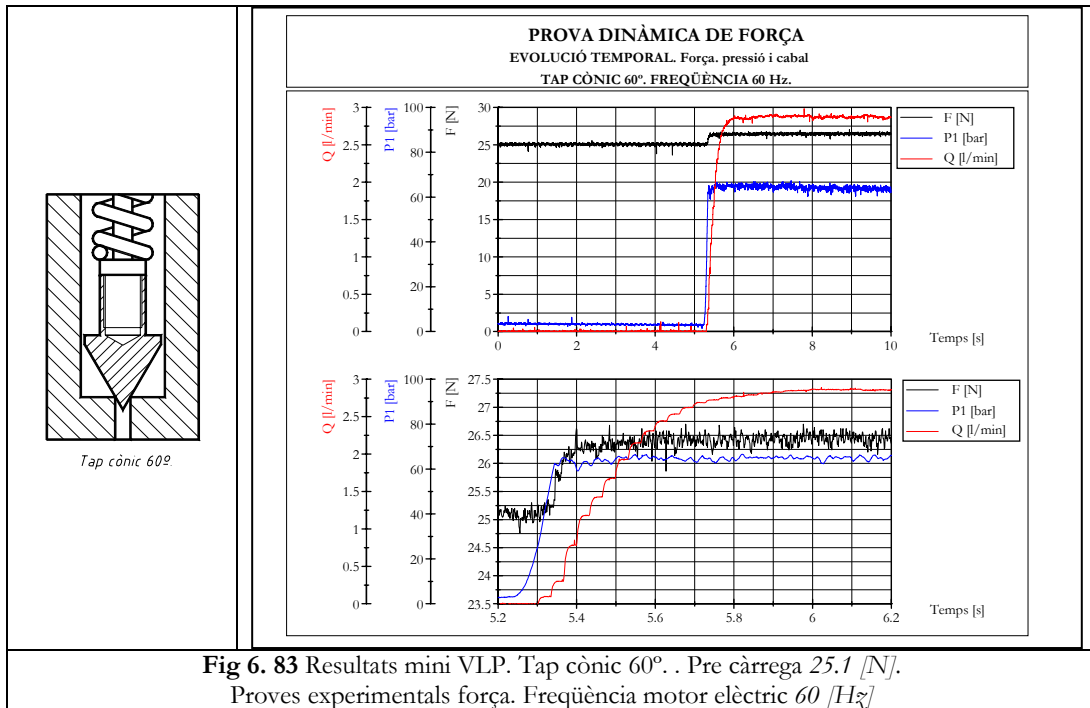


Fig 6. 83 Resultats mini VLP. Tap cònic 60°. . Pre càrrega 25.1 [N].
Proves experimentals força. Freqüència motor elèctric 60 [Hz]

6.2.4.2 Resultats experimentals. Evolució de la posició.

Els gràfics que es mostren a continuació presenten la corba de posició experimental obtinguda durant els 10 segons que dura l'assaig. Aquesta corba s'acompanya per,

- Corba suavitzada. Emprada pel càlcul de la posició en resposta temporal fins a arribar al règim permanent.
- FFT de la corba posició en obertura.
- FFT de la corba posició en tancament.

S'estructuren els resultats en funció de la pre compressió aplicada a la mini VLP.

6.2.4.3 Molla K=3.5 [N/mm]

La freqüència pròpia del sistema que forma el tap de la mini VLP i la molla presenta una freqüència pròpia al voltant dels $f=94$ [Hz]. Les diferents formes geomètriques assajades presenten una variació en la massa del component del 5% pel que s'estableix un rang de freqüències pròpies de ± 2.5 [Hz].

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 10 [mm]

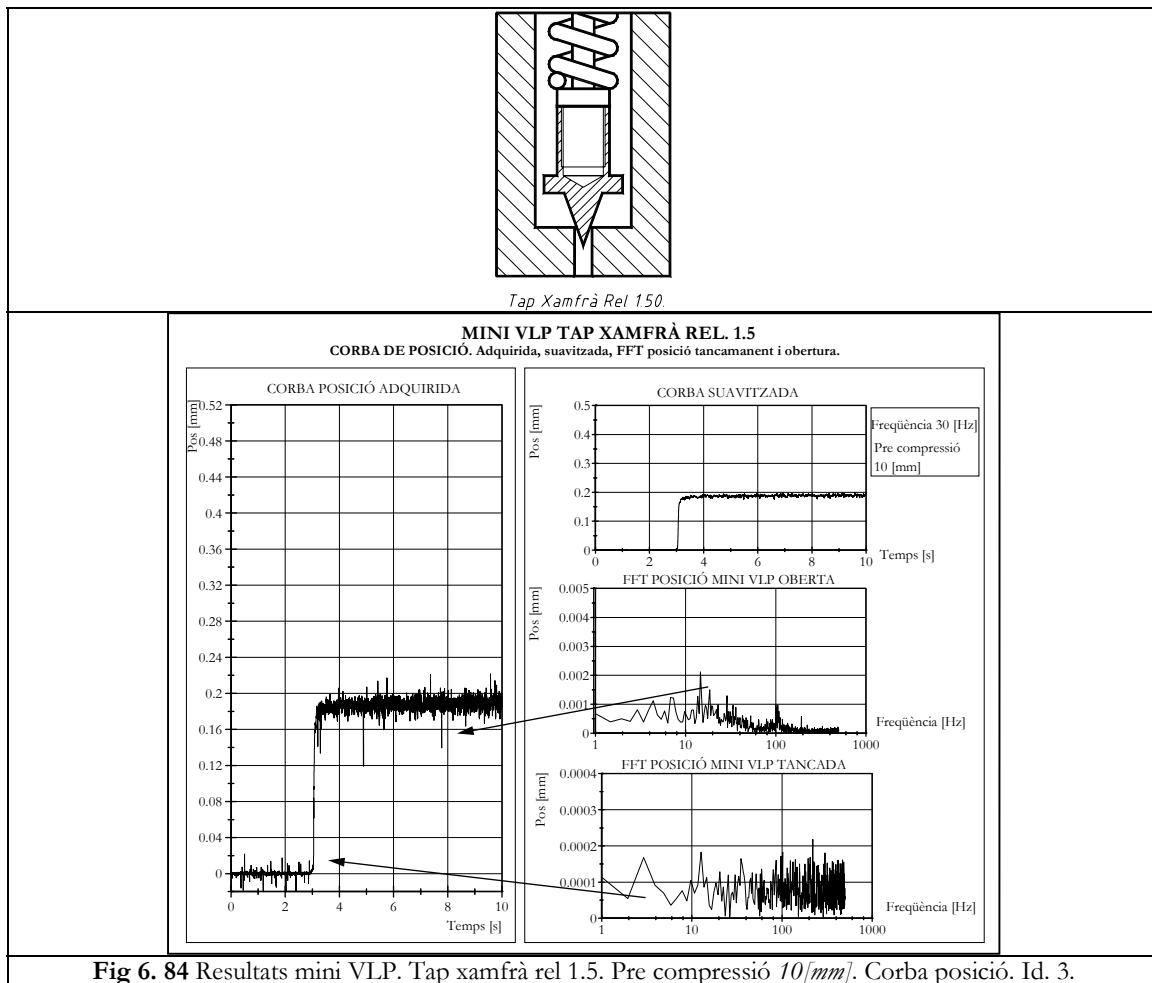
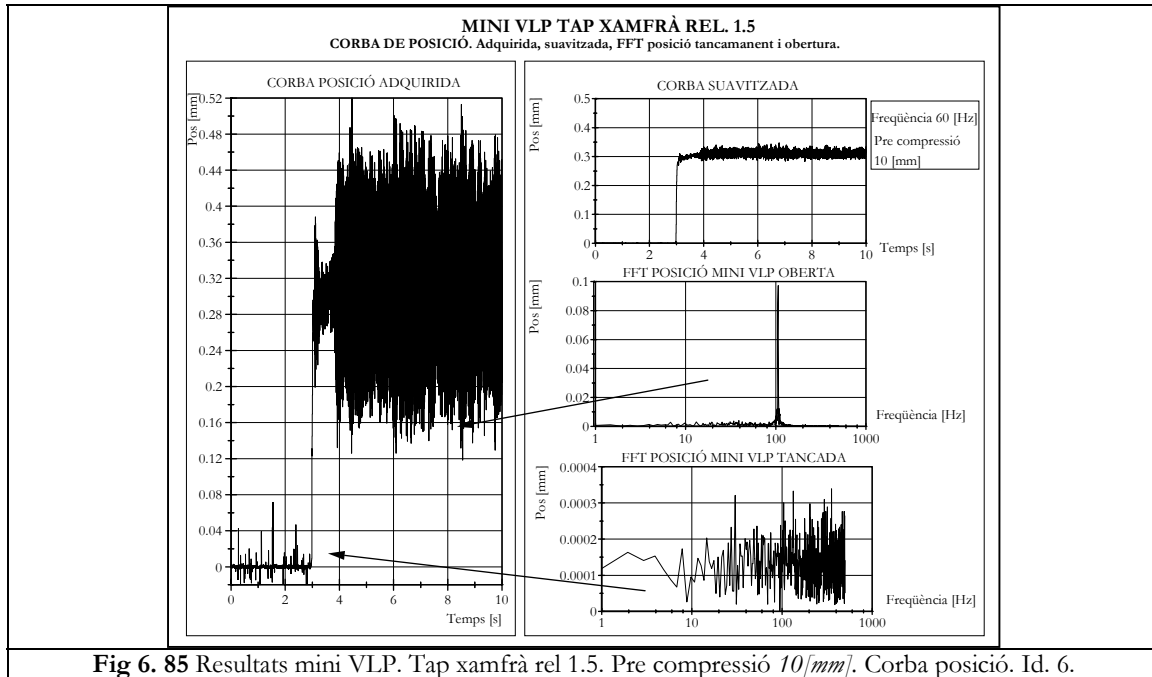
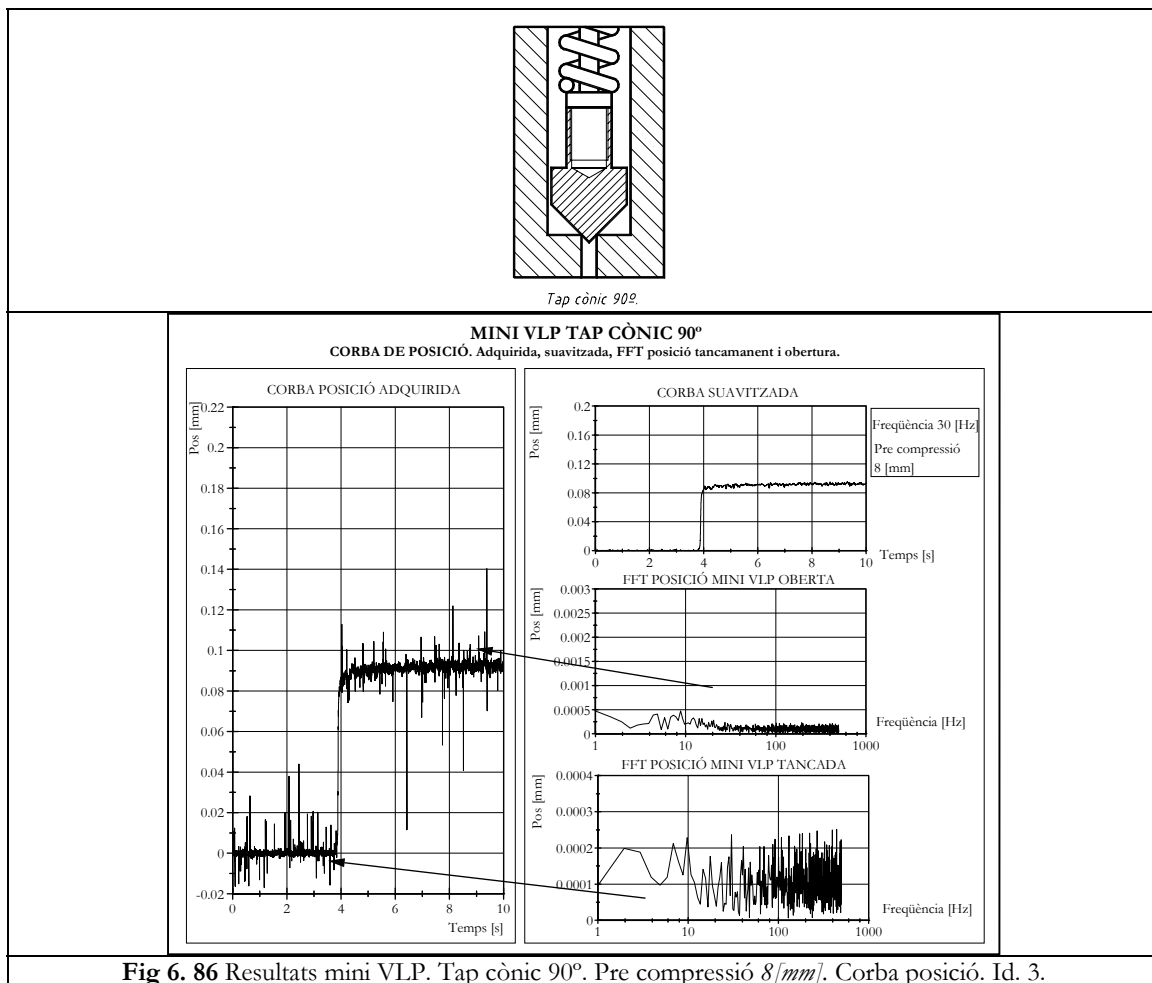
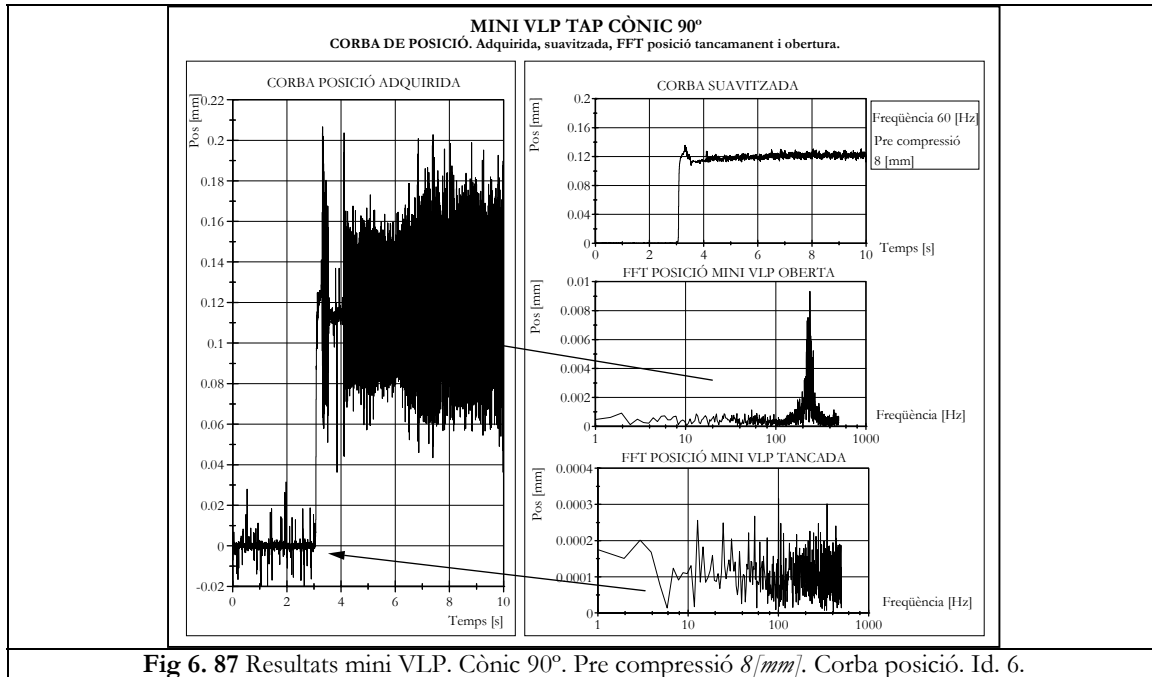


Fig 6. 84 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 1.5. Pre compressió 10[mm]. Corba posició. Id. 3.



Tap Cònic 90°. Pre compressió 8 [mm]

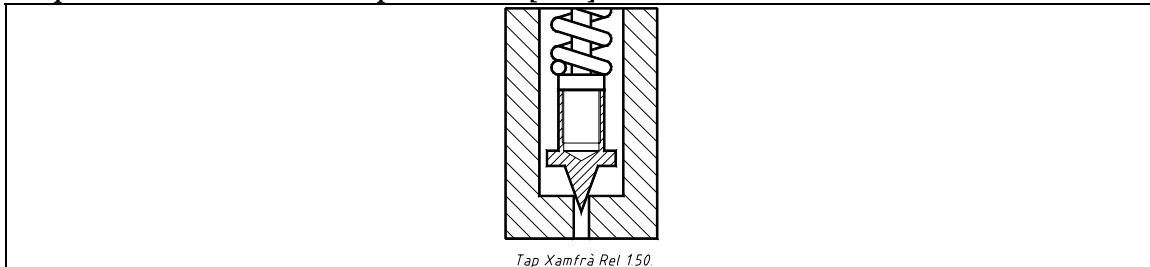




6.2.4.4 Molla K=8.6 [N/mm]

La freqüència pròpia del sistema que forma el tap de la mini VLP i la molla presenta una freqüència pròpia al voltant dels $f=147$ [Hz]. Les diferents formes geomètriques assajades presenten una variació en la massa del component del 5% pel que s'estableix un rang de freqüències pròpies de ± 4 [Hz].

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 16.5 [mm]



Tap Xamfrà Rel 1.50

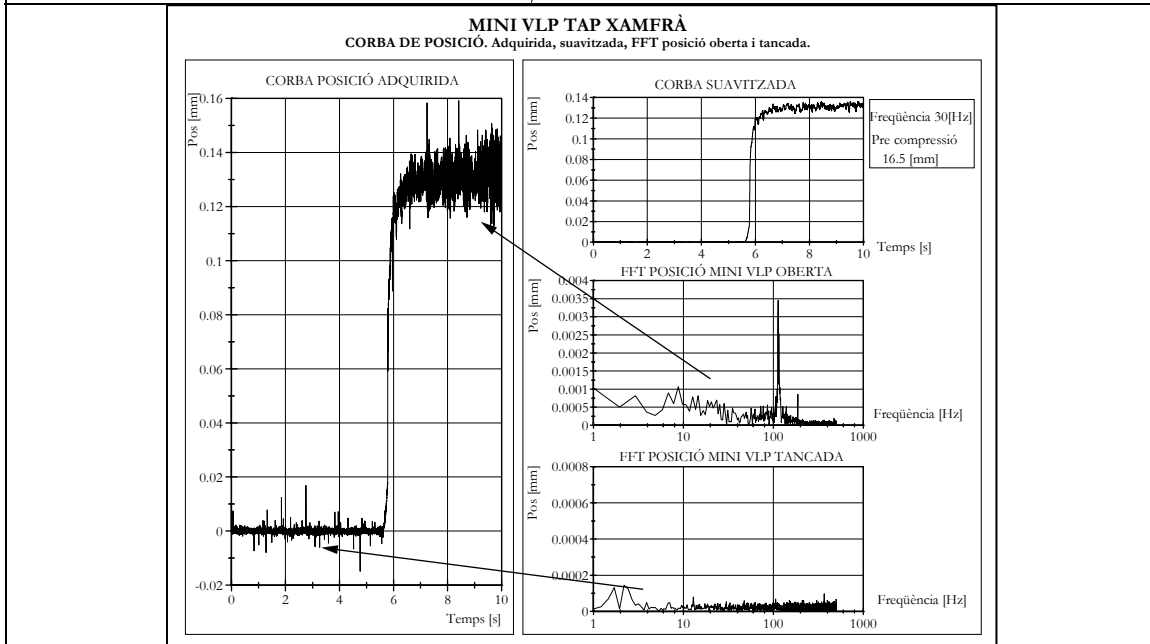


Fig 6. 88 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel. 1.5.Pre compressió 16.5[mm]. Corba posició. Id. 3.

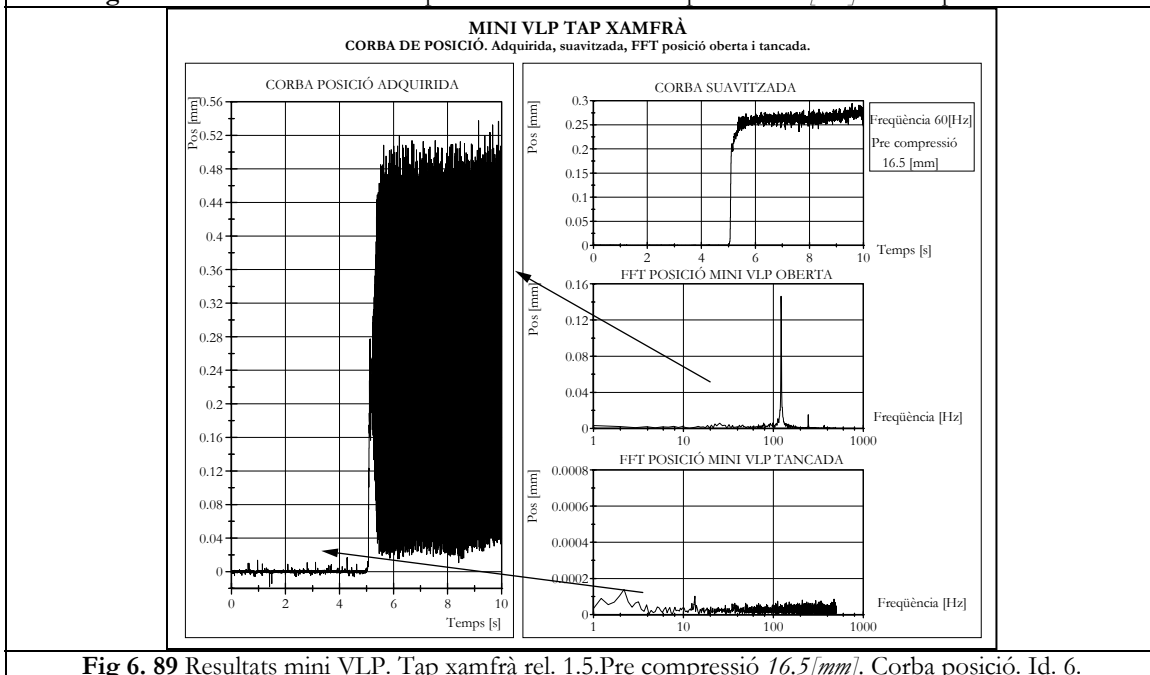


Fig 6. 89 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel. 1.5.Pre compressió 16.5[mm]. Corba posició. Id. 6.

Tap Cònic 60°. Pre compressió 14.5 [mm]

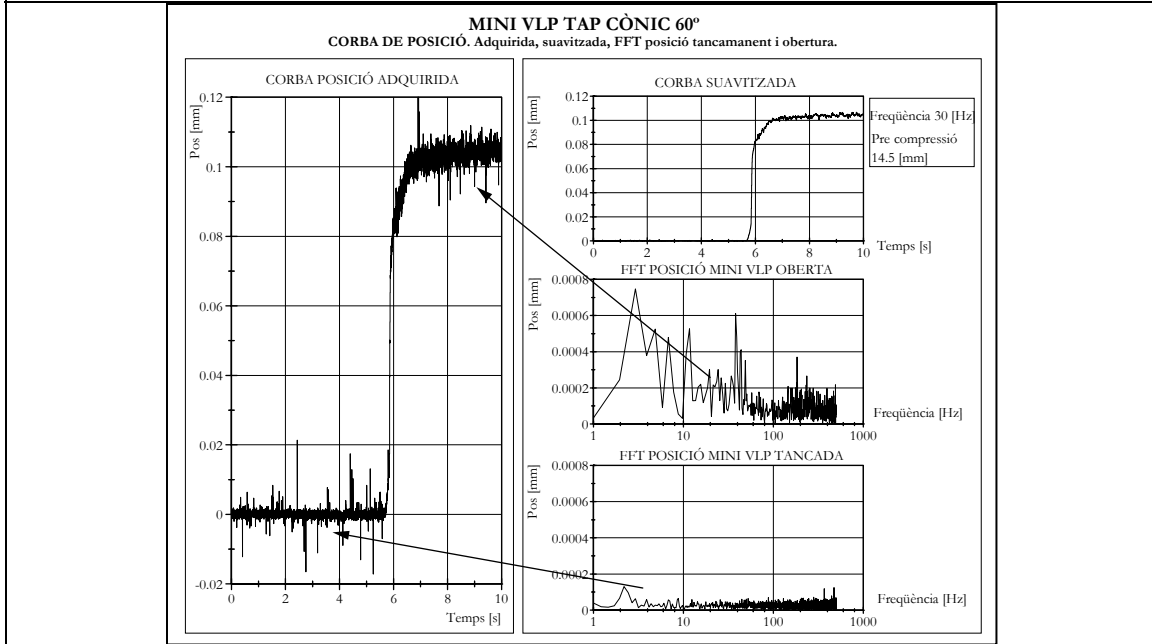
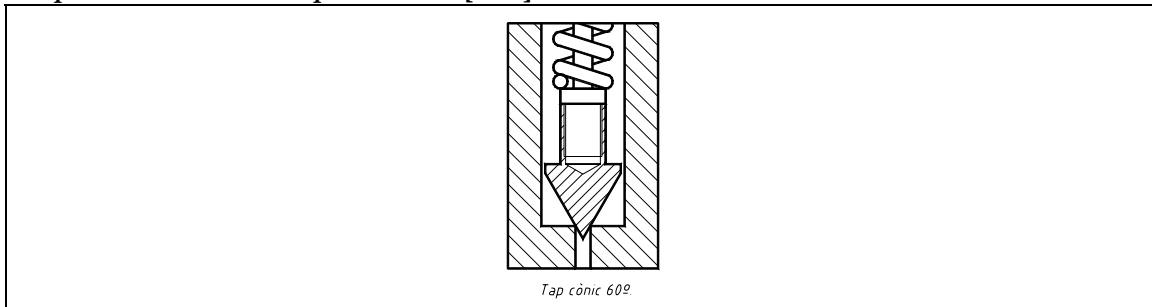


Fig 6. 90 Resultats mini VLP. Tap cònic 60°. Pre compressió 14.5 [mm]. Corba posició. Id. 3.

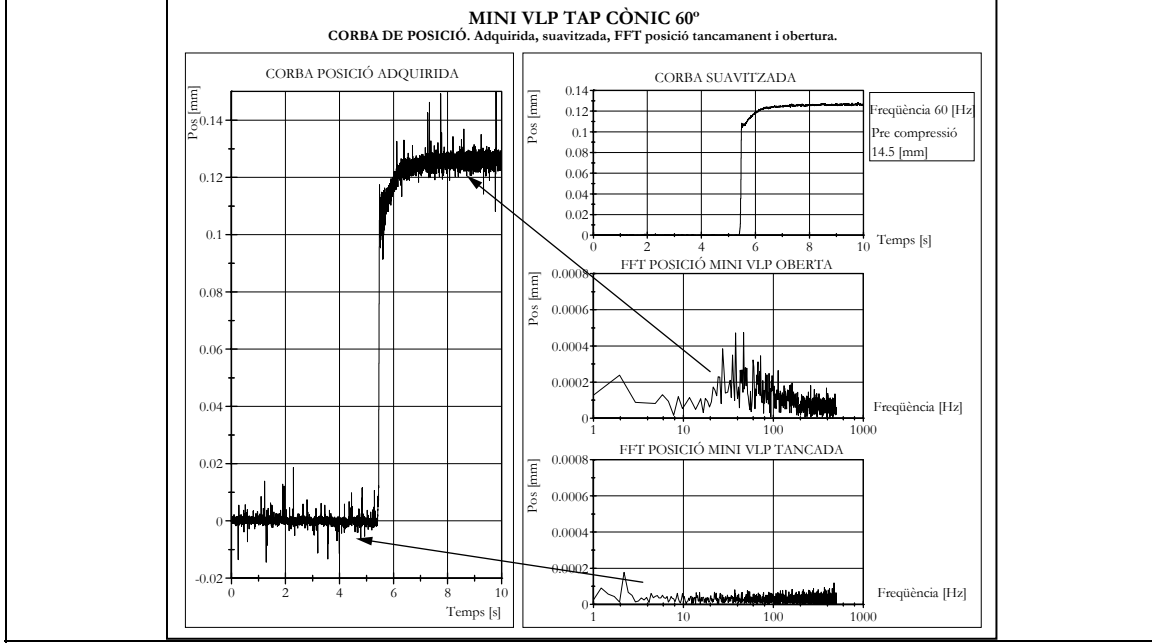


Fig 6. 91 Resultats mini VLP. Tap cònic 60°. Pre compressió 14.5 [mm]. Corba posició. Id. 6.

6.2.4.5 Resultats experimentals. Pressió dinàmica obtinguda amb transductors Kistler. Molla K=8.6 [N/mm]

Els gràfics que es mostren a continuació presenten la pressió dinàmica obtinguda amb tres transductors Kistler ubicats a la tuberia Kistler. Aquesta pressió dinàmica ha estat obtinguda durant $0.5 [s]$ en el període d'obertura de la mini VLP. Els resultats que es presenten són els següents.

- Evolució de la pressió dinàmica en funció del temps, per a cada un dels transductors Kistler.
- FFT de la pressió dinàmica per a cada un dels Kistler.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 16 [mm]

Es produeix una repetició quasi exacta del perfil de la FFT en tots tres Kistler. Es destaca l'obtenció d'una freqüència de $244 [Hz]$ de la qual s'obtenen varies freqüències harmòniques en diferents proves experimentals. Aquest fet és més destacable per a proves amb identificador majors a 4.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 16.5 [mm]

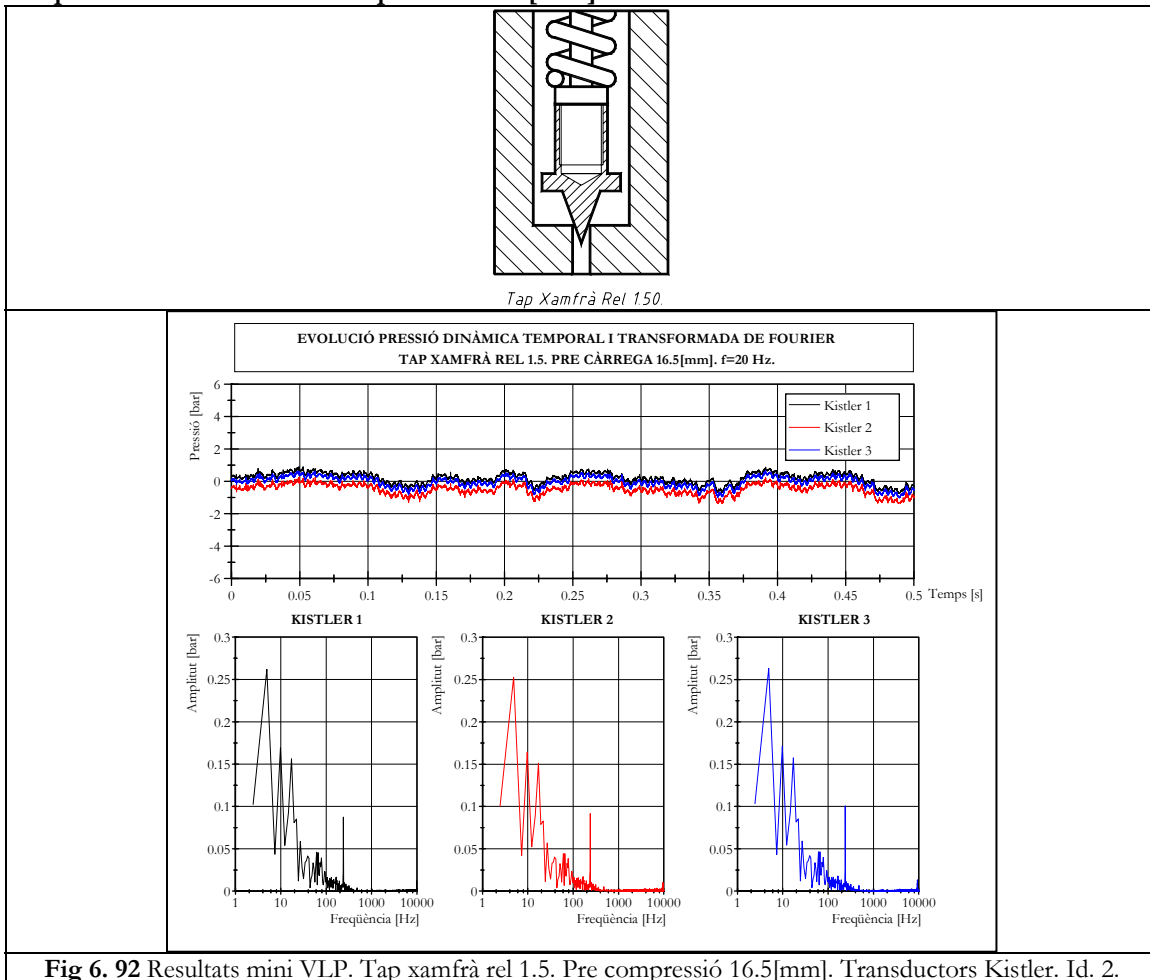


Fig 6. 92 Resultats mini VLP. Tap xamfrà rel 1.5. Pre compressió 16.5[mm]. Transductors Kistler. Id. 2.

De la mateixa manera que en el cas anterior s'obté una freqüència de $244 [Hz]$ de la que es deriven varies freqüències harmòniques, sobretot destacades per proves amb identificador superior a 4.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 17 [mm]

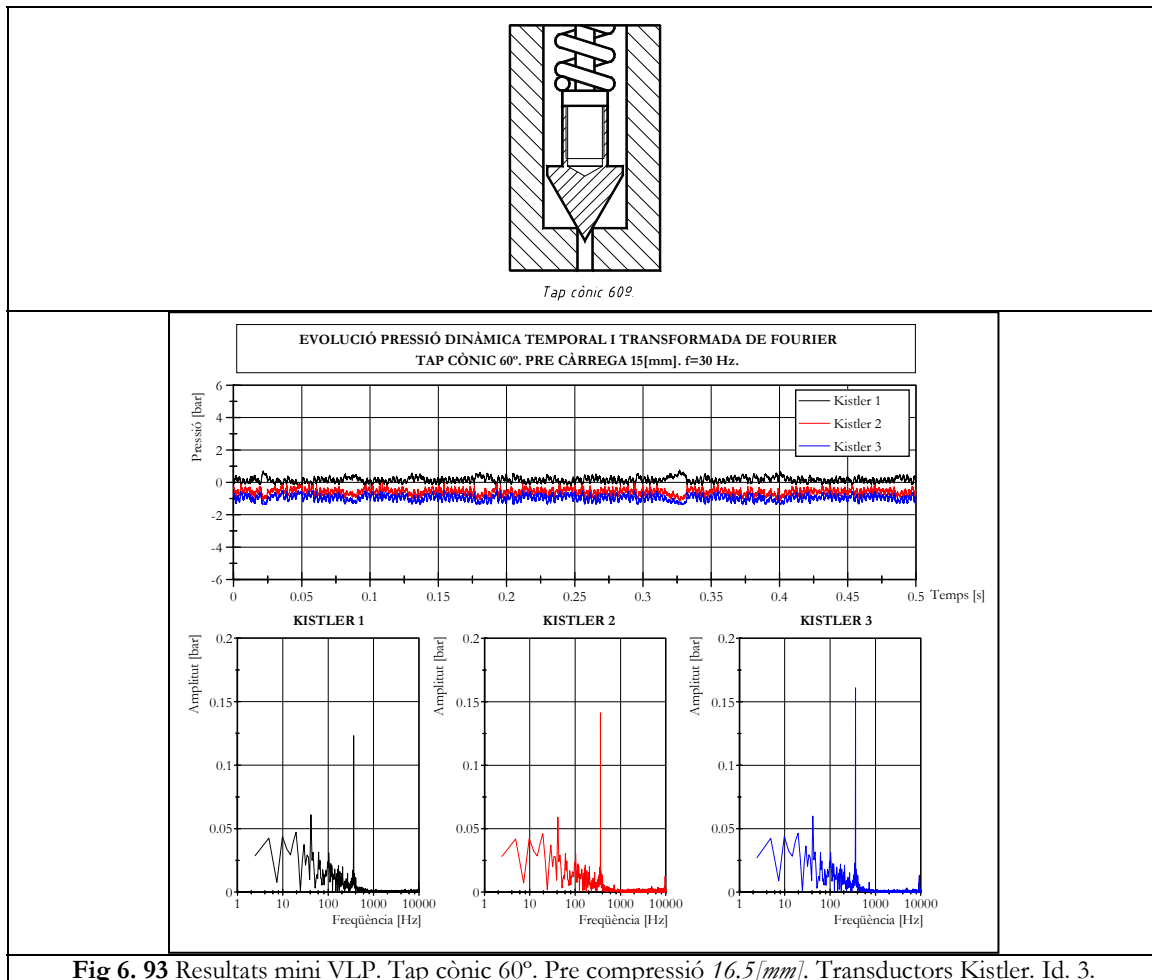
No es pot destacar una tendència clara pel que fa a les freqüències. No existeix una repetibilitat en la fenomenologia entre les diferents proves assajades. El màxim d'amplitud per aquesta compressió es troba a per una freqüència de 269 [Hz].

Tap Cònic 60°. Pre compressió 14 [mm]

No es pot destacar una tendència clara pel que fa a les freqüències. No existeix una repetibilitat en la fenomenologia entre les diferents proves assajades. El màxim d'amplitud per aquesta compressió es troba a per una freqüència de 445 [Hz].

Tap Cònic 60°. Pre compressió 14.5 [mm]

No es pot destacar una tendència clara pel que fa a les freqüències. No existeix una repetibilitat en la fenomenologia entre les diferents proves assajades. El màxim d'amplitud per aquesta compressió es troba a per a baixes freqüències.

Tap Cònic 60°. Pre compressió 15 [mm]

6.2.4.6 Comparativa FFT entre els resultats obtinguts pel sensor de posició i pels transductors Kistler de pressió dinàmica. Molla K=8.6 [N/mm].

El present sub apartat mostra la relació entre les FFT de la posició i de la pressió dinàmica obtinguda pels transductors Kistler.

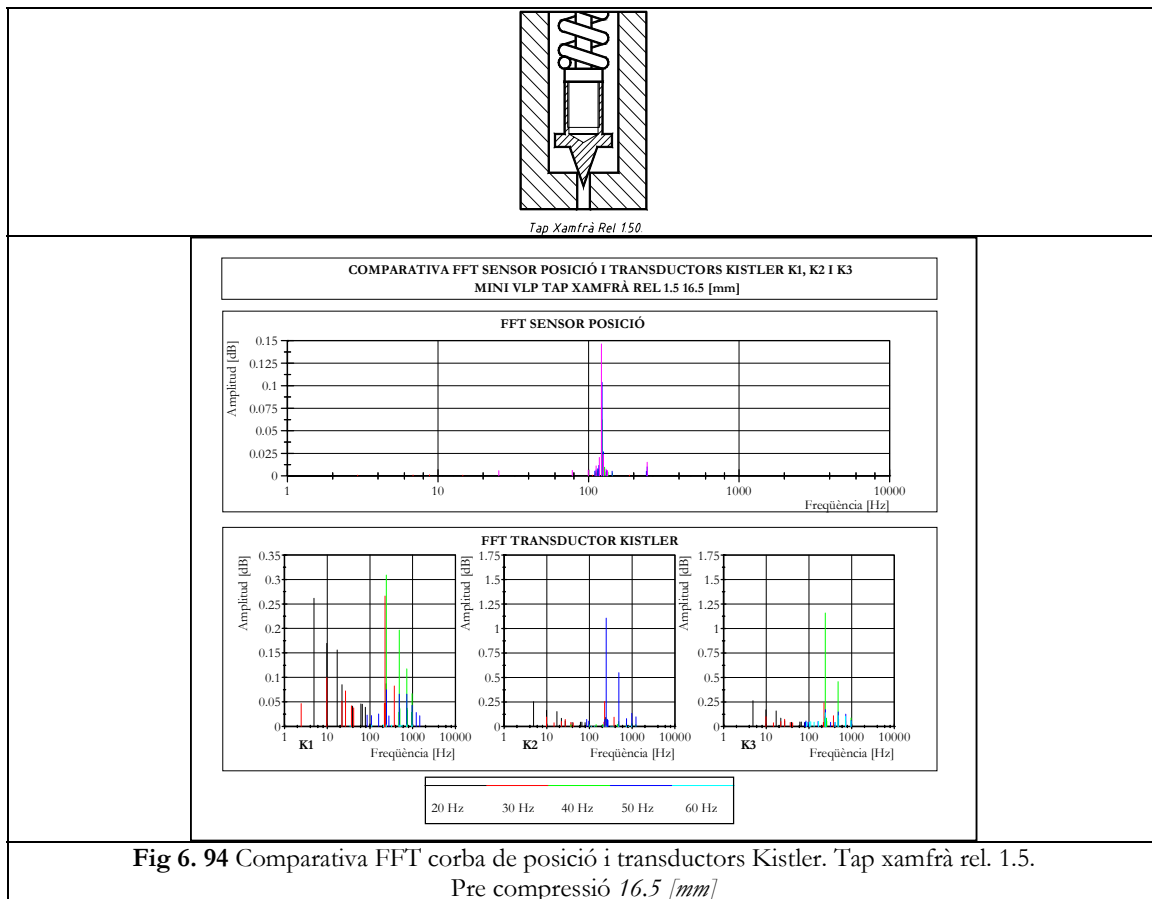
S'adjunta als resultats en format gràfic una taula de resultats en la que es mostra numèricament el valor en freqüència dels 10 màxims valors d'amplitud. Es mostra aquesta informació en funció de la freqüència d'excitació del motor.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 16 [mm]

Els valors de les freqüències associats als màxims d'amplitud de la FFT de posició estan ubicats a l'interval 110-140 [Hz], destacant-se els valors màxims per a proves amb identificador 5, 6. Tots els punts assajats experimentalment es troben a la zona inestable de comportament. Es per això que es destaca aquest pic tan important de freqüència.

Per a totes les freqüències d'excitació del motor, es presenta un valor dins de l'interval de màxima amplitud.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 16.5 [mm]



Els valors de les freqüències associats als màxims d'amplitud de la FFT de posició estan ubicats a l'interval 110-140 [Hz], destacant-se els valors màxims per a proves amb identificador 3, 4, 5 i 6. Els punts corresponents a les proves abans esmentades corresponen a la zona inestable de comportament. Altrament els valors obtinguts per la prova Id. 2 no presenta valors de freqüència dins de l'interval entre 110 i 140 [Hz]; aquest punt es troba a la zona estable de comportament.

Tap Xamfrà Rel 1.5. Pre compressió 17 [mm]

Es destaca l'interval de freqüència entre 110 i 140 [Hz] com a zona a on s'ubiquen els màxims d'amplitud de la FFT de la posició. Aquests valors són els que corresponen a les proves Id 5 i 6, corresponents a la zona inestable del comportament de la mini VLP. Altrament els valors de freqüència obtinguts per a valors de prova 2, 3 i 4 no estan presents en aquest interval, es troben dins la zona estable de comportament de la mini VLP.

Tap Cònic 60°. Pre compressió 14 [mm]

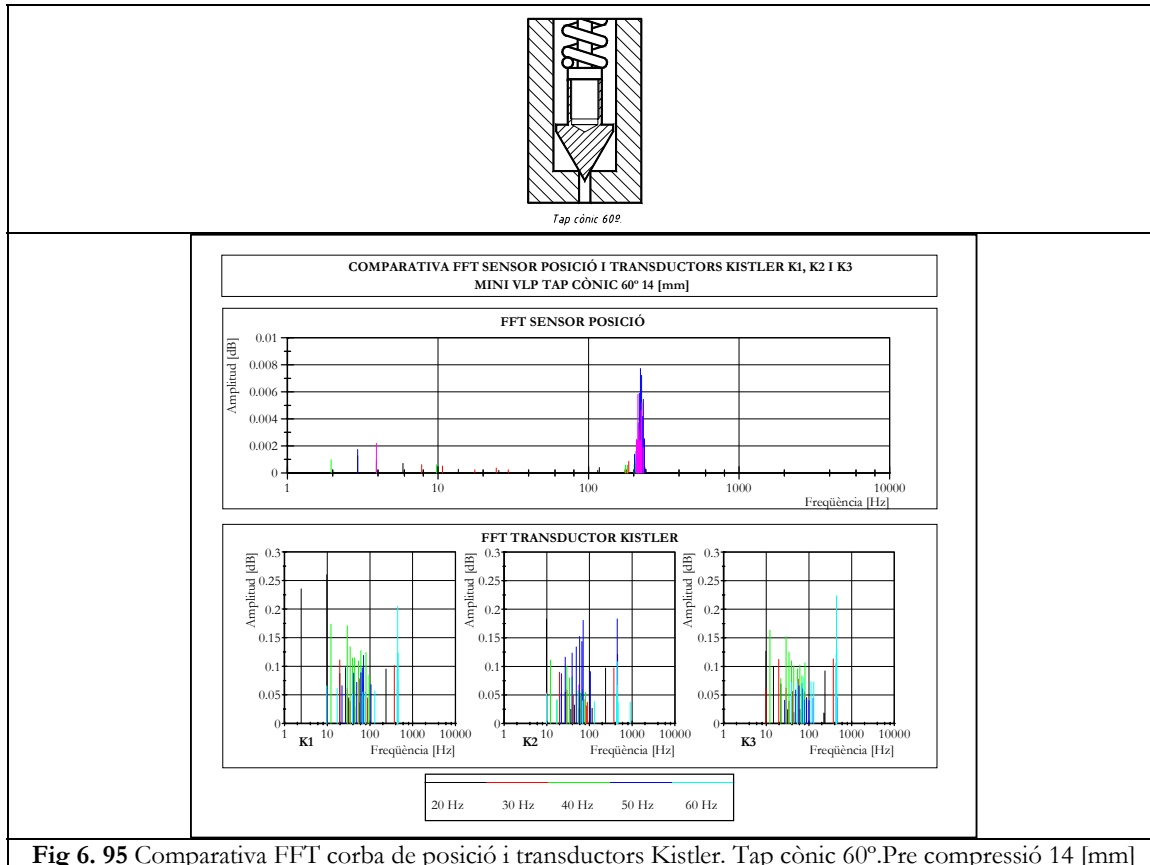


Fig. 6.95 Comparativa FFT corba de posició i transductors Kistler. Tap cònic 60°. Pre compressió 14 [mm]

Es destaca l'interval de freqüència entre 200 i 220 [Hz] com a zona a on s'ubiquen els màxims d'amplitud de la FFT de la posició. Aquests valors són els que corresponen a les proves Id 5 i 6, corresponents a la zona inestable del comportament de la mini VLP. Altrament els valors de freqüència obtinguts per a valors de prova 2, 3 i 4 no estan presents en aquest interval, es troben dins la zona estable de comportament de la mini VLP.

Tap Cònic 60°. Pre compressió 14.5 [mm]

No es destaca cap interval de freqüència al que li correspongui una amplitud superior que la que s'obté als altres punts assajats. Cal emfatitzar que la major part dels punts assajats corresponen a la zona estable de comportament.

Tap Cònic 60°. Pre compressió 15 [mm]

Destacar en aquests resultats dues zones de concentració de freqüències, al voltant de $60, 70$ [Hz] i al voltant de $300-400$ [Hz], no es destaquen aquestes zones de concentració per a cap freqüència d'excitació del motor determinada.

6.2.5 Conclusions proves experimentals.

6.2.5.1 Conclusions experimentals estat permanent.

Per al grup de resultats d'experimentació amb un molla de rigidesa 3.5 [N/mm].

Per a valors de la pre càrrega o pre compressió alt, o sigui règims de treball alts de la mini VLP sigui quina sigui la configuració de l'obturador, el C_d en funció del Re presenta uns valors inferiors que en casos que la pre càrrega sigui alta.

Els resultats del C_d en funció del número de Reynolds, es troben ubicats en la zona de creixement de la corba teòrica C_d vs Re . Veure Fig. 6.96. La corba P - Q presenta un comportament més pla per a les configuracions amb xamfrà, destacant-se una lleugera disminució de la pressió per a cabals de circulació elevats.

Els obturadors amb configuració xamfrà presenten un interval d'obertura més gran que els valors que s'obtenen per a obturadors cònics. El primer valor d'obertura en obturadors cònics té un valor igual per a totes les pre càrregues assajades.

Per a qualsevol obturador amb configuració xamfrà, a mesura que augmenta la pre càrrega o pre compressió el valor d'obertura de la mini VLP disminueix.

Les geometries xamfrà relació 2 i 2.5 presenten una corba P - Q i P - $Posició$ més plana que les que presenten els taps xamfrà relació 1 i 1.5. Comparant pendents de corba P - Q i P - $Posició$, i ordenant-los de major a menor pendent resulta, xamfrà relació 1, 1.5, 2 i 2.5. Aquestes pendents augmenten en funció d'un augment de la pre càrrega o pre compressió de la mini VLP.

Els possibles desajustos dels punts que formen les corbes de funcionament en estat permanent són deguts a fenòmens d'inestabilitat que es produeixen.

Pel grup de resultats d'experimentació amb un molla de rigidesa 8.6 [N/mm].

La corba P - Q que es presenta per l'obturador xamfrà rel 1.5 presenta una corba completament plana mentre que la que s'obté amb el tap cònic de 60°.

El règim de cabals obtinguts sota les mateixes característiques d'assaig són superiors per la geometria xamfrà rel 1.5.

El càlcul del coeficient de descàrrega presenta una relació entre el cabal, la diferència de pressions aigües amunt i aigües avall i la secció de pas.

$$C_d = \frac{Q}{S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}} \quad (5.2)$$

Per tan si la pressió es manté constant mentre hi circula cabal, premissa de disseny de les VLP, augmentant el cabal i la secció, el coeficient de descàrrega hauria de presentar un valor constant. Aquesta característica es compleix

Pel tap cònic de 60° la relació C_d vs Re , no presenta una corba plana degut a que es troba ubicada en la part de creixement de la relació C_d vs Re . En canvi la que s'obté pel tap xamfrà relació 1.5, es troba ubicada a la zona de màxim i de decreixement de la relació C_d vs Re , i presenta una certa tendència al decrement per a valors de Re grans.

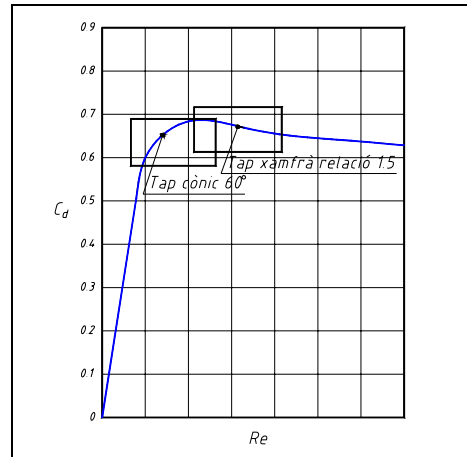


Fig 6. 96 Ubicació del resultats experimentals dins de la corba teòrica C_d vs Re .

Per a números de Reynolds alts el coeficient de descàrrega presenta un lleu descens en l'obturador xamfrà rel 1.5 i una variació del ritme de creixement en el tap cònic de 60° . La tendència mostra una estabilització del C_d al voltant de 0.7.

Els coeficients de descàrrega no presenten una dependència clara respecte la pre compressió. A més pre compressió no es deriva un valor més gran del coeficient de descàrrega, al dependre de les tres variables abans mencionades.

L'últim punt de la corba de pre compressió 14 [mm] del tap cònic 60° , el que correspon a la freqüència de 60 [Hz], es troba dins de la zona d'instabilitat, de manera que la posició que s'obté no s'ajusta a la que realment hauria de tenir. És per això que presenta un cert desviament de la tendència natural de la corba.

6.2.5.2 Conclusions proves experimentals de força.

- Les forces de fluxe augmenten a mesura que augmenta el cabal i la pressió p_1 .
- L'ordre de magnitud de les forces de fluxe no supera el $\pm 2\%$ del valor de la $p_1 \cdot S_1$.
- La pressió a la sortida p_2 és despreciable.
- El valor de la F_m presenta una correlació quadràtica amb el cabal, de valor negatiu, o sigui que tendeixen a tancar la mini VLP, de totes maneres aquest valor se pot deure a la sensibilitat de la deformació de la secció útil del seient o a la precisió del transductor de força.
- Es pot establir una correlació lineal entre F_m , força mesurada, i la pressió p_1 , aquest fet ja ha estat demostrat per Washio (Washio, 1999), veure capítol d'estat de l'art.
- Les forces de fluxe són majors per a valors de la pre compressió menors.

6.2.5.3 Comparativa resultats experimentals de força.

- Les forces de fluxe en ambdues geometries són negatives, són forces que tendeixen a tancar la mini VLP.
- Els valors de la força mesurada amb el sensor de força són similars per ambdues geometries.
- Les forces de fluxe presenten una gran similitud en ambdues geometries
- El xamfrà no afecta, s'ha de col·locar més proper a la sortida per tal que realment es vegin afectades les forces de fluxe. Aquest fet es demostra en la simulació de les trajectòries dels centres dels vòrtex presentat al capítol 4.
- Els valors obtinguts per mitjà simulació de la força deguda a la pressió i presentats en el capítol 4 són perfectament coherents amb els valors que s'obtenen experimentalment.

6.2.5.4 Conclusions resultats experimentals. Evolució de la força, pressió i cabal en funció del temps. Estudi transitori.

- El comportament de les corbes dinàmiques de pressió i cabal presenta grans similituds amb el que es presenta a la bateria de proves experimentals de posició.
- A mesura que augmenta la pressió d'entrada l'amplitud de les inestabilitzacions es fa més gran, aquest fet també es produeix amb un augment de la pre compressió. L'amplitud de les oscil·lacions presenten un valor similar sigui quina sigui la geometria assajada.

Per al grup de resultats d'experimentació amb una molla de rigidesa $K=3.5$ [N/mm]

Es pot observar la diferencia de comportament dinàmic que existeix en els diferents modes de funcionament que s'han assajat.

- Per a valors de cabals proporcionats per la bomba baixos, s'obté una doble pendent de creixement de la corba de posició. Aquest fenomen es repeteix sigui quina sigui la configuració geomètrica que es presenta.

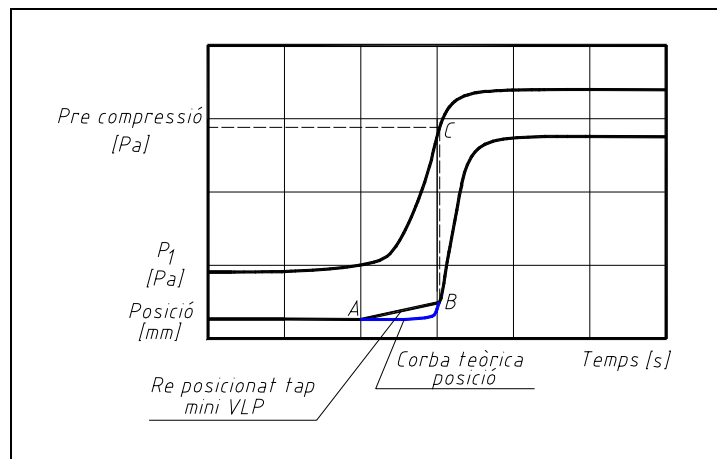


Fig 6. 97 Doble pendent de creixement de la corba de posició

L'increment de la pressió, per sota de la pressió de taratge o pre compressió, no provoca un desplaçament sinó un re posicionat angular del tap de la mini VLP, que es detectat pel sensor de posició. Aquest re posicionat és provocat per l'actuació de la pressió sobre al tap de la mini VLP que inicialment es troba inclinat degut al descentratge de la força de taratge de la molla que no actua de manera paral·lela a l'eix del tap de la mini VLP, degut a que el seu punt d'acció no està completament centrat.

Aquest canvi d'orientació, es detectat pel sensor de posició obtenint-se la recta A-B veure Fig. 6.97. En el cas del posicionat inicial perfectament centrat la Fig. 6.96, mostra la corba teòrica. Denotar que l'augment de la posició es dóna en el moment en que la força provocada per la pressió supera el valor de la pre compressió punt C.

- Es destaca la oscil·lació de la pressió i la posició en gairebé totes les proves en les que es conjuga una pre compressió baixa-intermitja amb un cabal de circulació alt.

El temps de resposta presenta una disminució en funció de l'augment de la pre compressió de la mini VLP i del cabal que hi circula. O sigui obre més ràpid quan més pre compressió hi està aplicada i quan més cabal hi circula. Aquest comportament és anàleg al que es produeix amb la resposta temporal de la pressió.

No es presenta una variació significativa del temps d'obertura ni de l'establiment de la pressió en funció de la geometria del component.

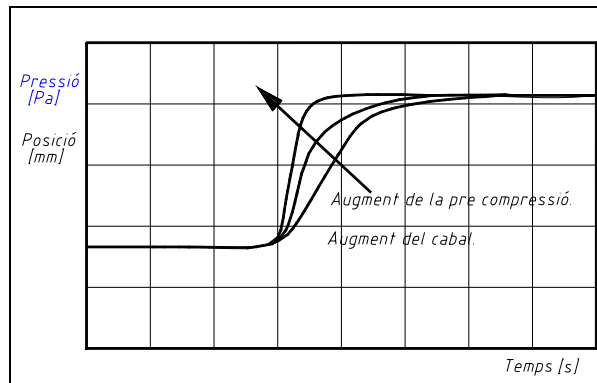


Fig 6. 98 Evolució temps d'obertura i pressió en funció de la pre compressió i el cabal.

- La forma de la corba de la resposta temporal de la corba de posició i de pressió s'assimilen a la resposta dels sistemes de primer ordre.

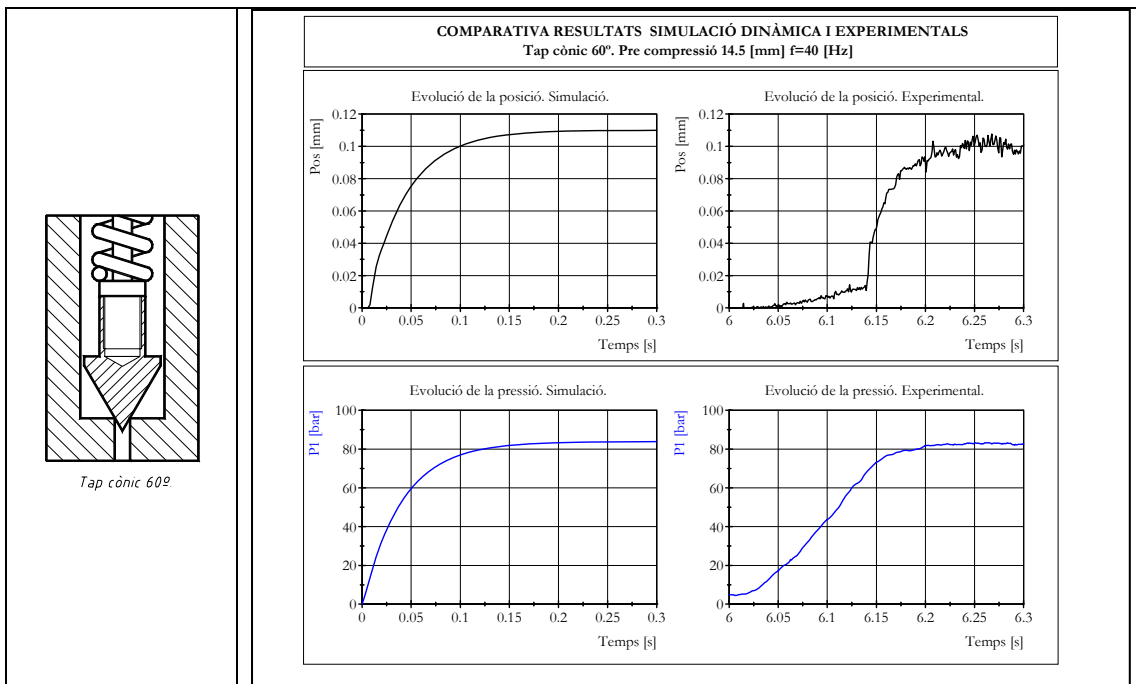


Fig 6. 99 Comparativa resultats simulació dinàmica amb resultats experimentals.

- El tap xamfrà rel 1.5 presenta més inestabilitats que el tap cònic 60° en les proves amb $K=8.6$ [N/mm].
- El cabal no presenta una afectació d'inestabilitats tan acusada com la pressió o la posició, possiblement degut a la resposta del cabalímetre.
- A mesura que la pre compressió augmenta és més difícil que s'inestabilitzi el component.
- A mesura que el cabal augmenta, i amb pre compressions baixes les inestabilitats augmenten.
- Existeix un retard entre el cabal i la pressió però aquest no es destaca amb la comparativa entre el cabal i la posició, degut a la resposta del cabalímetre.
- La pendent de la corba de pressió és més gran quan el cabal també ho és. Aquesta particularitat també es destaca per la corba de posició.
- Es poden destacar tres zones de variació de creixement en la corba de posició.

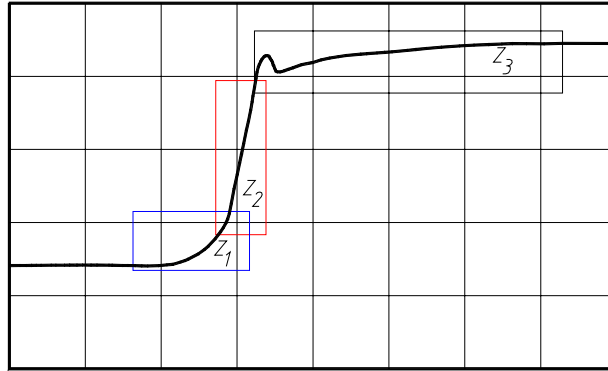


Fig 6. 100 Esquema corba de posició. Estat transitori.

- Z_1 . Increment de la corba de posició suau. Aquest valor és més important en els casos en que la pre compressió té un valor més gran.
- Z_2 . Zona de creixement fort.
- Z_3 . Pic de sobre esmorteïment i estat permanent, estable o inestable.

Nota. Les corbes de posició que es mostren en aquest sub apartat estan suavitzades, la forma real sense suavitzar es presenta en el capítol següent a on s'estudia el comportament vibracional de la mini VLP.

6.2.5.5 Conclusions resultats experimentals. Evolució de la posició.

Es presenta a continuació una taula amb les dades de funcionament experimental del motor elèctric i de la bomba oleohidràulica ordenades per mitjà d'un identificador de prova.

DADES FUNCIONAMENT MOTOR – BOMBA OLEOHIDRÀULICA.				
Identificador	Freqüència excitació motor. [Hz]	Règim de voltes motor. [rpm]	Cabal teòric bomba. Q [l/min]	Pulsació pressió bomba [Hz]
1	10	291.5	0.583	68.01
2	20	592.4	1.184	138.22
3	30	890	1.78	207.66
4	40	1186	2.372	276.73
5	50	1479	2.958	345.1
6	60	1779	3.558	415.1

Taula 6. 59 Dades funcionament motor-bomba.

Els valors que es presenten a continuació mostren els valors màxims de les freqüències de vibració i determinant en quina tipologia de proves es produeixen; la pre compressió aplicada i l'identificador corresponent.

Conclusions experimentals per al grup de resultats amb una molla de rigidesa $K=3.5$ [N/mm].

Resum Tap Xamfrà.

K=3.5 [N/mm]		
Tap xamfrà Rel. 1		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
9 [mm]	4, 5, 6	100 [Hz]
11 [mm]	5, 6	De 20 a 50 [Hz]
13 [mm]	6	50 [Hz]
Tap xamfrà Rel. 1.5		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
10 [mm]	6	100 [Hz]
12 [mm]	6	30 [Hz] - 60 [Hz]
13 [mm]	-	40 [Hz]
Tap xamfrà Rel. 2		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
8 [mm]	5, 6 2, 4	60 [Hz] - 80 [Hz] 10 [Hz] - 50 [Hz]
10 [mm]	5, 6	100 [Hz]
12 [mm]	5	400 [Hz]
Tap xamfrà Rel. 2.5		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
8 [mm]	5, 6	70 [Hz] - 80 [Hz]
10 [mm]	5, 6	100 [Hz]
12 [mm]	4, 5, 6	40 [Hz] - 50 [Hz]

Taula 6. 60 Resum valors freqüència vibració tap xamfrà. $K=3.5$ [N/mm]

Resum Tap Cònic.

K=3.5 [N/mm]		
Tap cònic 60°		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
9 [mm]	5, 6	290 [Hz]
11 [mm]	4, 5, 6	420 [Hz]
12.5 [mm]	Totes	450 [Hz]
Tap cònic 90°		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
8 [mm]	6	240 [Hz]
11 [mm]	Totes	260 [Hz] - 300 [Hz]
12 [mm]	Totes	260 [Hz] - 300 [Hz]
Tap cònic 120°		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
8.5 [mm]	Totes	No destacable
10.5 [mm]	Totes	No destacable
12.5 [mm]	Totes	No destacable

Taula 6. 61 Resum valors freqüència vibració tap cònic. $K=3.5$ [N/mm]

El gràfic que es mostra a continuació presenta els valors de l'amplitud de la inestabilitat de la mini VLP en funció de la freqüència d'excitació del motor, o sigui del cabal que circula i de la pre càrrega imposada. Es pot observar que les amplituds obtingudes pels obturadors xamfrà són molt més grans que les obtingudes pels obturadors cònics, i que aquestes es destaquen per valors de la pre compressió baixos i per a cabals grans.

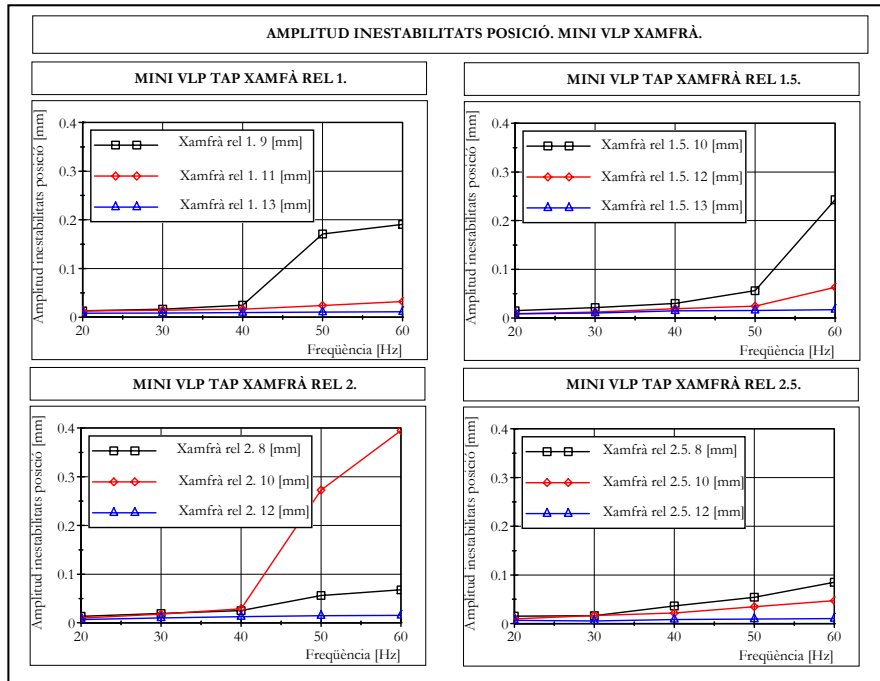


Fig 6. 101 Comparativa amplitud inestabilitats corba de posició. Taps xamfrà.

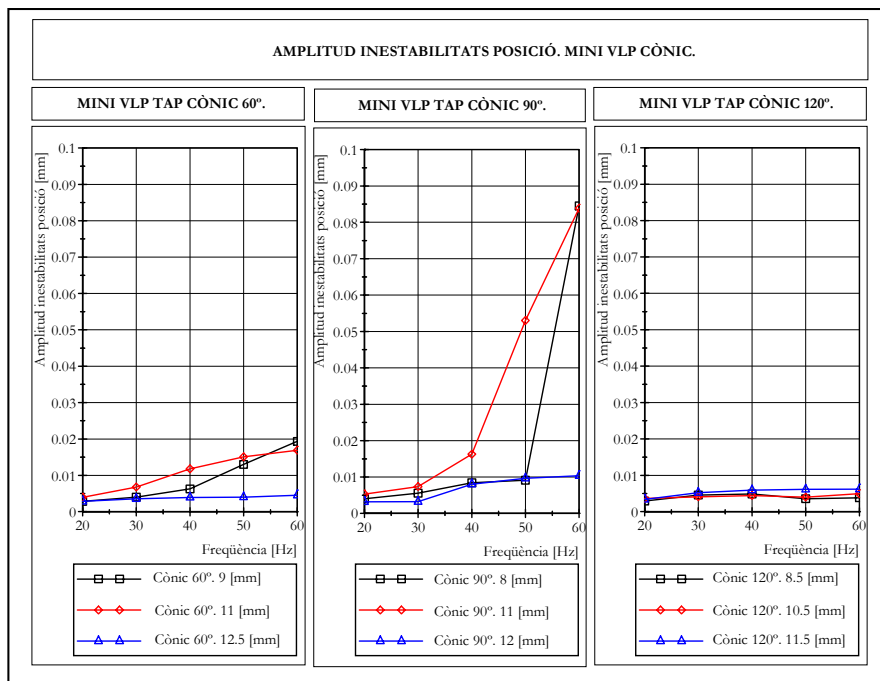


Fig 6. 102 Comparativa amplitud inestabilitats corba de posició. Taps cònics.

Conclusions experimentals per al grup de resultats amb una molla de rigidesa $K=8.6$ [N/mm]. Resum Tap Xamfrà.

K=8.6 [N/mm]		
Tap xamfrà Rel. 1.5		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
16 [mm]	Totes	120 [Hz]
16.5 [mm]	6	120 [Hz]
17 [mm]	6	120 [Hz]

Taula 6. 62 Resum valors freqüència vibració tap xamfrà. K=8.6 [N/mm]

Resum Tap Cònic.

K=8.6 [N/mm]		
Tap cònic 60°		
Pre compressió	Identificador de prova.	Freqüència [Hz]
9 [mm]	3, 4, 5, 6	220 [Hz]
11 [mm]	Totes	50 [Hz] – 100 [Hz]
12.5 [mm]	Totes	50 [Hz] – 100 [Hz]

Taula 6. 63 Resum valors freqüència vibració tap xamfrà. K=8.6 [N/mm]

El gràfic que es mostra a continuació presenta els valors de l'amplitud de la inestabilitat de la mini VLP en funció de la freqüència d'excitació del motor, o sigui del cabal que circula i de la pre càrrega imposada. Es pot observar que l'amplitud obtinguda per l'obturador xamfrà són molt més grans que les obtingudes per l'obturador cònic de 60°.

L'amplitud de les inestabilitats es produeix amb més intensitat per a pre compressions més intenses. El valor màxim d'amplitud es produeix per a la geometria xamfrà rel 1.5, en la que l'amplitud ha assolit un valor de 0.6 [mm].

Es destaca que si bé les pre compressions aplicades en ambdues geometries no són exactament iguals en valor, si són coincidents en rang, i per tan comparables.

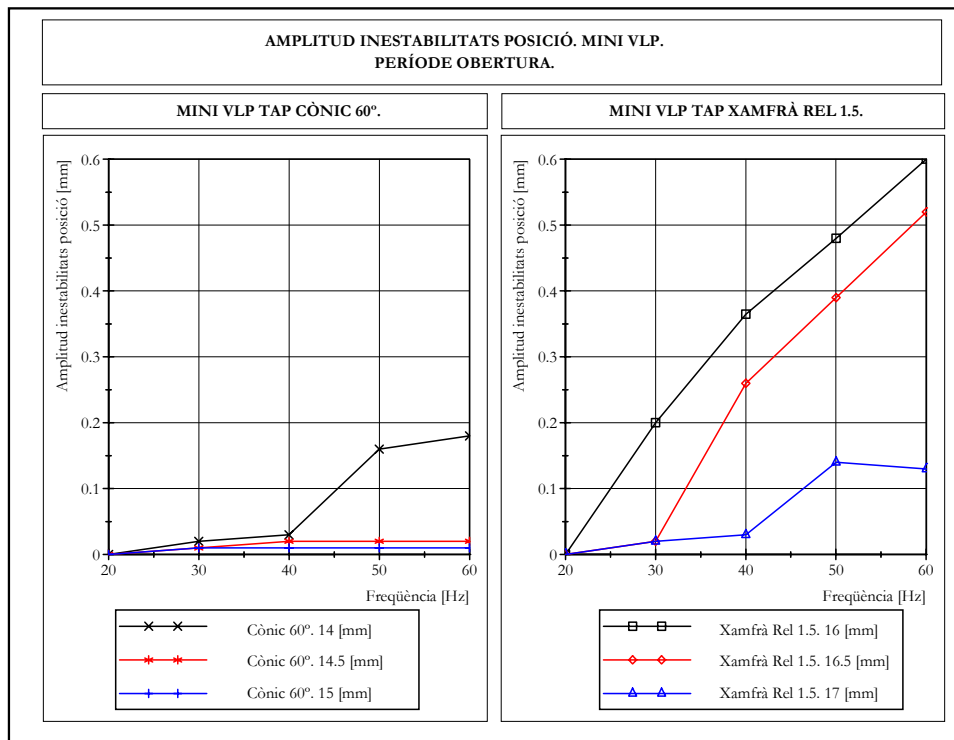


Fig 6. 103 Comparativa amplitud inestabilitats corba de posició

Com a conclusions per al grup de proves amb molla de rigidesa **8.6[N/mm]** cal destacar.

- La geometria cònica de 60° és molt més estable que la geometria xamfrà rel 1.5.
- El valor de la posició d'obertura de la geometria tap cònic 60° no és tan gran com el de la geometria xamfrà rel 1.5
- Per a valors de pre compressió baixos és més fàcil la inestabilització de la mini VLP.
- Es produeix la inestabilització del component per a valors de la obertura de la mini VLP superiors a $0.1 [mm]$. Per a valors menors la mini VLP mostra un comportament estable.
- A pressions altes, obtingudes amb pre compressions fortes, la mini VLP és més estable.

6.2.5.6 Conclusions globals.

TAULA RESUM ESTAT VIBRACIONAL				
Intervals de freqüència.				
TAP XAMFRÀ i TAP CÒNIC				
	10[Hz]-50[Hz]	51[Hz]-90[Hz]	91[Hz]-120 [Hz]	120[Hz]- ...
FENOMOLOGIA	Estructural. Baixa freqüència.	Fluid dinàmic.	Freqüència pròpia.	Fluid dinàmic + ressonàncies

Taula 5. 1 Taula resum estat vibracional

- $10[Hz]-50[Hz]$. Vibració de baixa freqüència que es transmet a través dels elements estructurals i que té la font en elements com ara la el motor elèctric o la bomba.
- $51[Hz]-90[Hz]$. Interval de freqüències de vibració que es produeix en gairebé totes les proves experimentals realitzades. S'associa aquest interval de freqüències a un fenomen fluid dinàmic.
- $91[Hz]-120 [Hz]$. Interval de freqüències ocupat per la freqüència pròpia. Es tracta de la vibració del sistema tap mini VLP molla en la seva freqüència de vibració natural. Aquest interval de freqüència és en el que s'obtenen els valors d'amplitud de vibració més grans, i per tan els que són més perjudicials pel correcte funcionament de la mini VLP.
- $120[Hz]- ...$ Interval de freqüències en el que es produeixen fenòmens fluid dinàmics als que s'hi associa una freqüència de vibració més alta i freqüències de ressonància de la freqüència natural del sistema tap mini VLP molla.

Per la configuració xamfrà es destaca la fenomologia de la freqüència pròpia com a principal degut a que és la que provoca les màximes amplituds de vibració. Com a secundària es trobaria l'interval de freqüències de $51 a 90 [Hz]$ degut a la fluid dinàmica. Per a l'interval de freqüències de $120 [Hz]$ en endavant són lleugerament destacables per a les configuracions xamfrà rel. 2 i xamfrà rel. 2.5. Altrament per a la configuració amb tap cònic els fenòmens destacables es troben per a intervals de freqüència de $120 [Hz]$ en endavant destacat en totes les configuracions còniques, i en segon terme l'interval de freqüències entre $51 a 90 [Hz]$.

Es pot concloure que la configuració xamfrà és més sensible a la freqüència pròpia mentre que les configuracions còniques ho són als fenòmens fluid dinàmics, essent la vibració associada als fenòmens de freqüència pròpia de més intensitat que l'associada als fenòmens fluidodinàmics.

6.2.5.7 Conclusions Pressió dinàmica obtinguda amb transductors Kistler. Molla $K=8.6$ [N/mm]

No es pot destacar una tendència clara pel que fa a les freqüències. No existeix una repetibilitat en la fenomenologia entre les diferents proves assajades. El màxim d'amplitud per aquesta compressió es troba a una freqüència de 364 [Hz].

Per a cabals de circulació de fluid a través de la mini VLP, els màxims d'amplitud es troben per a freqüències baixes, a mesura que el cabal augmenta, en forces casos les amplituds màximes es troben per a valors de freqüència intermitja, al voltant de 200 a 400 [Hz].

6.2.5.8 FFT entre els resultats obtinguts pel sensor de posició i pels transductors Kistler de pressió dinàmica.

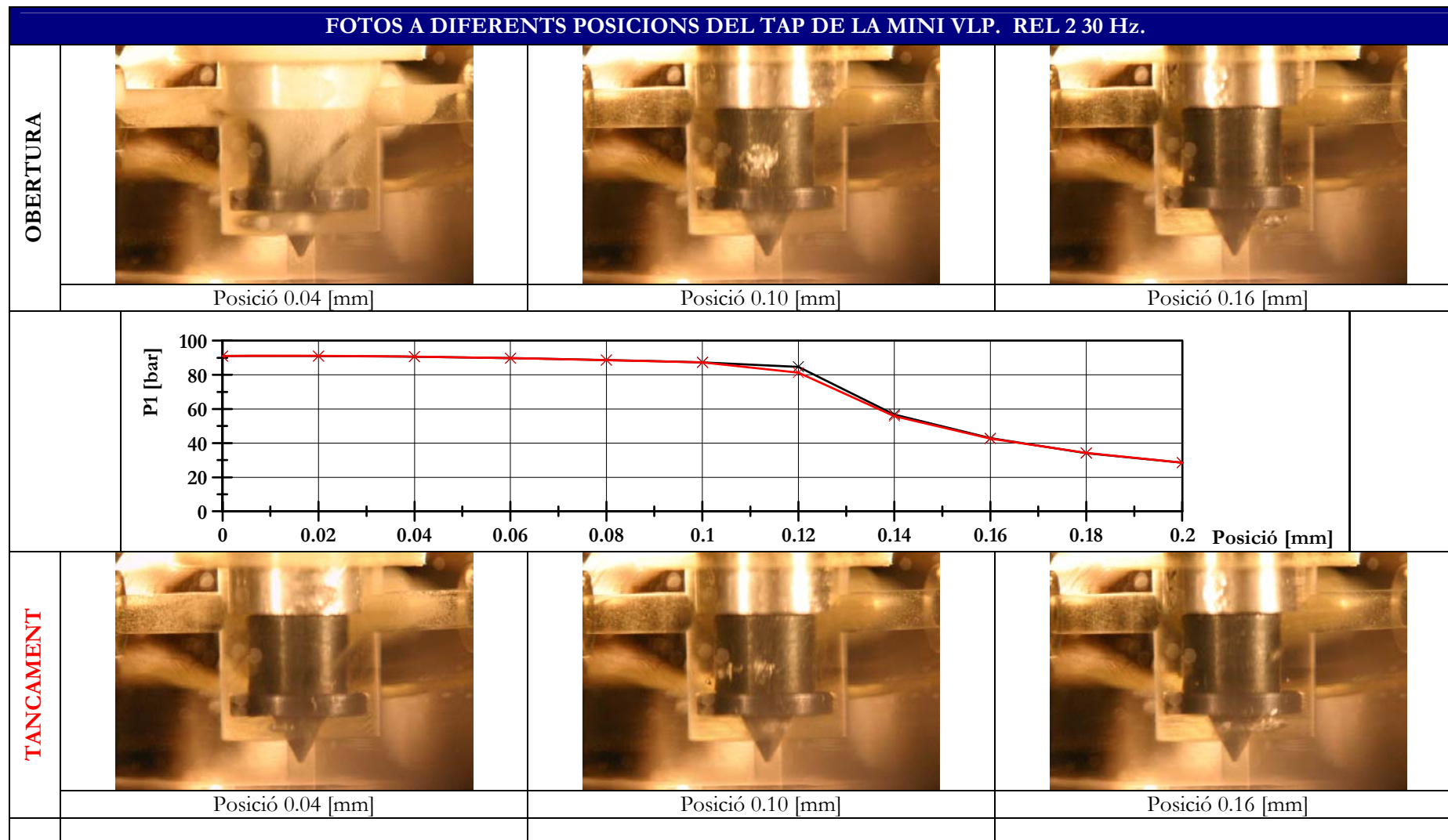
No s'ha pogut establir un comportament relacional entre la freqüència de la pressió dinàmica i la freqüència de la posició del tap de la mini VLP.

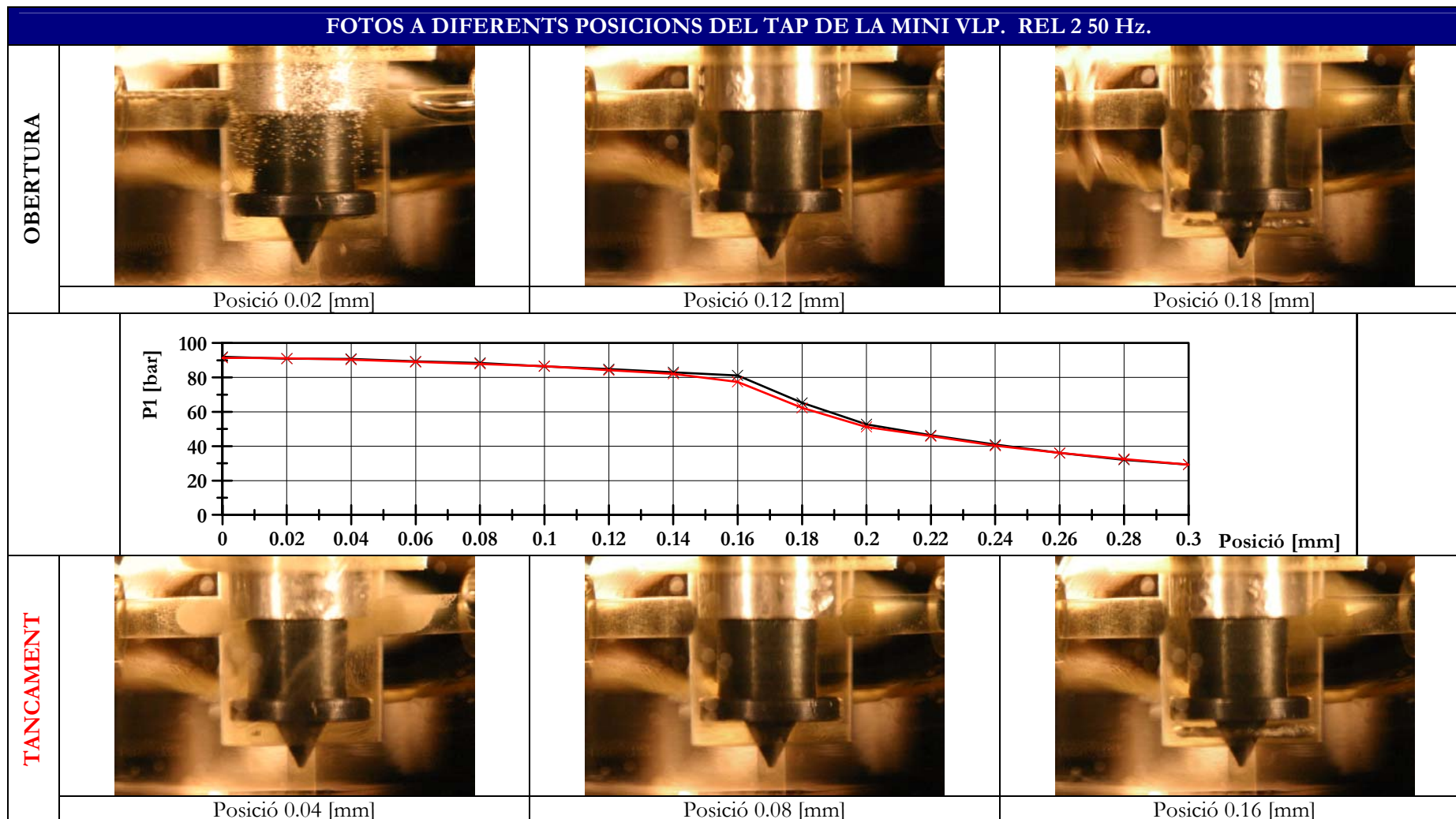
Es pot destacar que quan el comportament de la mini VLP és inestable es fixen uns valors de freqüència determinats, tan per a la posició com per a la pressió dinàmica.

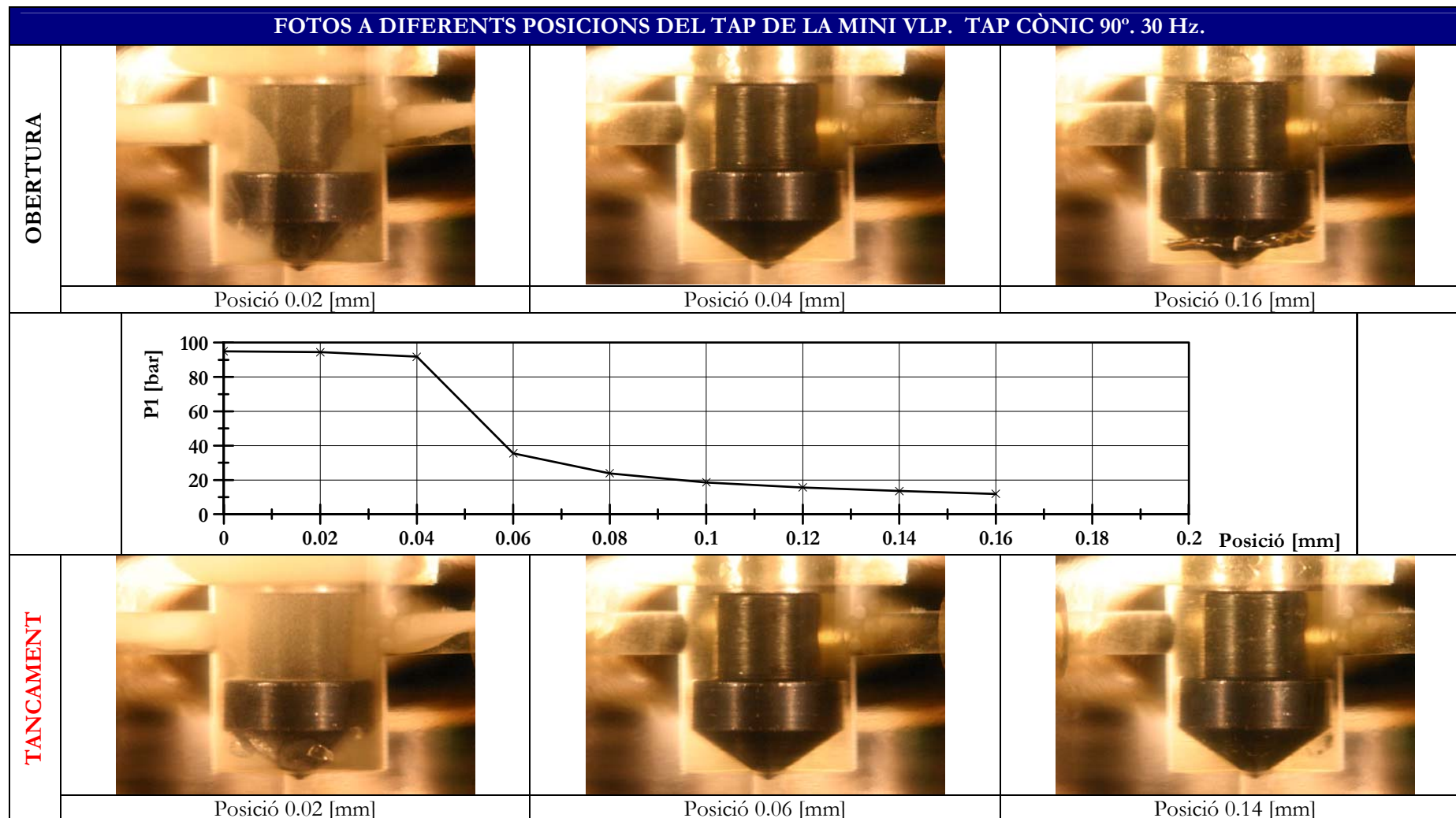
Els punts que es troben dins la zona de comportament inestable presenten pics d'amplitud destacable a una freqüència que es troba dins l'interval de 110 [Hz] i 140 [Hz]. Altrament els punts ubicats dins de la zona estable presenten una dispersió de freqüències i no s'ubiquen dins de la zona de 110 [Hz] i 140 [Hz].

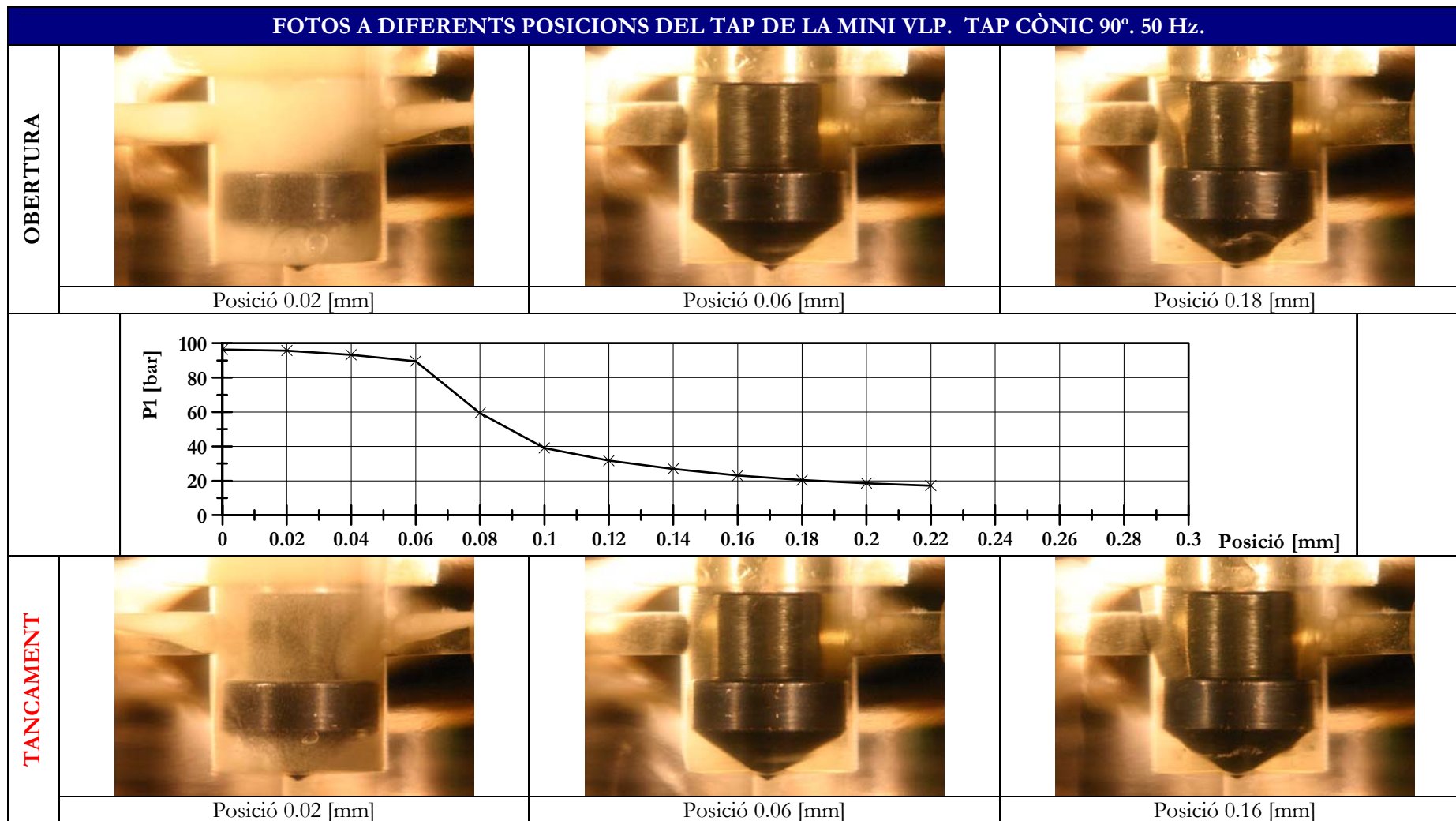
Els punts de funcionament que presenten un comportament inestable es destaquen en els gràfics de FFT per una amplitud superior a la dels punts de funcionament estable. Tal i com es presenta en el gràfic de les zones d'inestabilitat el tap cònic de 60° amb una relació de pre-compressió de 14 [mm], en l'assaig de Id 6 presenta un comportament inestable que es destaca en el gràfic temporal i que es veu perfectament reflectit en un pic d'amplitud 0.008 [dB] a una freqüència aproximada de 250 [Hz]. Els altres punts del mateix assaig a 14 [mm] presenten una amplitud molt més reduïda.

A la vista dels resultats experimentals i de les conclusions exposades sembla adequat aprofundir en la influència del guiat de l'obturador. A l'apartat següent es descriuen una sèrie d'experiències que posen de relleu aquest detall constructiu.









7. INFLUÈNCIA DEL GUIAT EN TAPS.

7	INFLUÈNCIA DEL GUIAT EN TAPS.	205
7.1	INTRODUCCIÓ.	205
7.2	TAP CÒNIC GUIAT	205
7.2.1	EXPERIMENTACIÓ TAP CÒNIC GUIAT.	205
7.2.2	SIMULACIÓ TAP CÒNIC GUIAT.	206
7.2.3	PRIMERES CONCLUSIONS.	209
7.3	ESTUDI MINI VLP GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	210
7.3.1	SIMULACIÓ MINI VLP GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	211
7.3.1.1	Configuració adherida i despresa.	211
7.3.1.2	Un o dos vòrtex.	212
7.3.1.3	Moviment del pistó.	213
7.3.1.4	Mini VLP geometria plana singular. Simulació malla dinàmica.	214
7.4	RESULTATS EXPERIMENTALS ASSOCIATS A LA GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	215
7.4.1	TÈCNiques DE VISUALITZACIÓ.	217
7.4.2	GUIAT DE LA GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	219
7.4.3	SIMULACIÓ DE LA GEOMETRIA PLANA SINGULAR.	220
7.4.4	NIVELL SONOR.	220
7.4.5	CONCLUSIONS.	221

7 Influència del guiat en taps.

7.1 Introducció.

Tal i com s'ha comentat en els capítols anteriors la influència del guiat en les geometries de tap és demostra com un factor clau per a l'establiment d'una determinada tipologia de configuració de fluxe que deriva en un comportament no desitjat. S'estudia la influència d'aquest guiat seguint la metodologia presentada en capítols anteriors. Concretament es realitza aquest estudi per a

- Geometries tap cònic guiat.
- Geometria plana singular.
 - Sense guiat.
 - Guiada

7.2 Tap cònic guiat

7.2.1 Experimentació tap cònic guiat.

La realització de les proves experimentals permeten la comparativa dels resultats experimentals amb els resultats obtinguts per simulació i d'aquesta manera poder contrastar la validesa dels mateixos.

Es mostra a continuació el muntatge de la geometria cònica de 60° a l'interior de la carcassa de metacrilat per a la observació dels fenòmens fluidodinàmics interns, i les diferents geometries còniques assajades experimentalment.

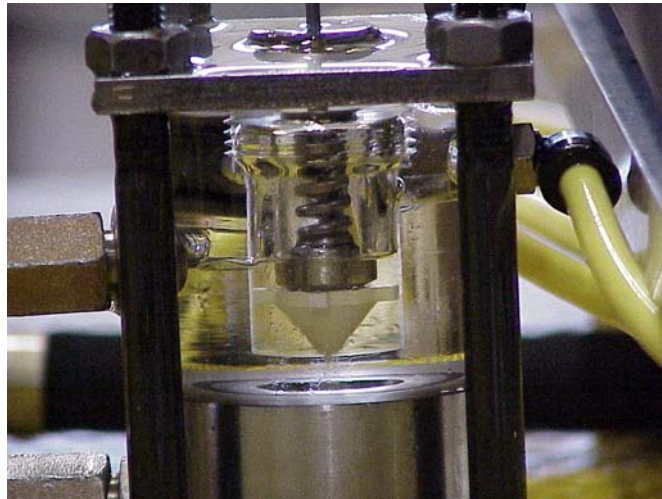


Fig 7. 1 Muntatge experimental tap cònic guiat

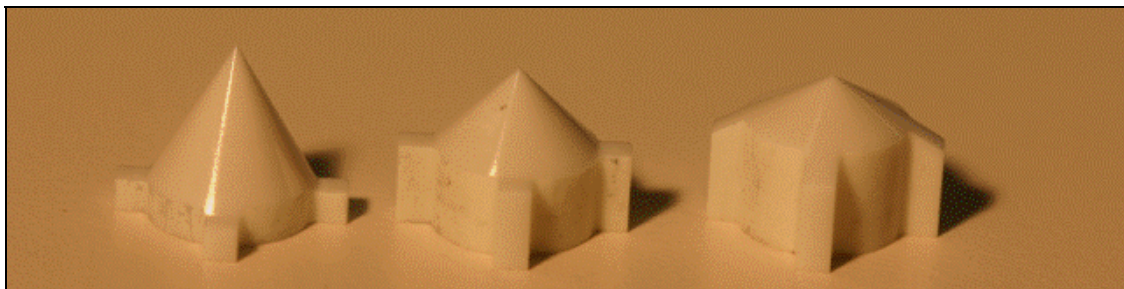


Fig 7. 2 Taps cònics guiats ceràmics. 60°, 90° i 120°.

7.2.2 Simulació tap cònic guiat.

A continuació es mostren els resultats obtinguts per simulació de diferents geometries còniques de 60, 90 i 120 °. Les proves es van realitzar sota entrades de $25 \times 10^5 [Pa]$ per a obertures de 0.1 [mm] i de $60 \times 10^5 [Pa]$ per a obertures de 0.5 [mm]. Els models implementats en aquestes simulacions són els mateixos que es presenten en el capítol 4 de simulació.

Valors de les condicions de contorn.		
	Valor de l'obertura 0.1 [mm]	Valor de l'obertura 0.5 [mm]
Pressió d'entrada $25 \times 10^5 [Pa]$	X	
Pressió d'entrada $60 \times 10^5 [Pa]$		X

Taula 7.1 Valors de la les condicions de contorn en les simulacions 3D còniques

La malla utilitzada per aquestes simulacions es la que es presenta a la Fig. 7.1.. La geometria ha estat dividida en quatre zones essent la zona del tancament del seient i la vàlvula a on s'ha intensificat. S'utilitza una malla no estructurada amb un número total d'aproximadament 1.5 milions d'elements.

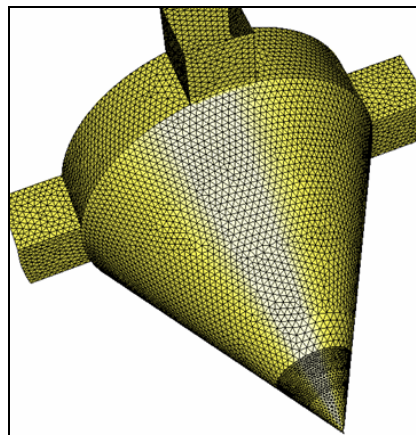


Fig 7. 1 Malla de la geometria cònica de 60° guiada

Geometria cònica 60° (Obertura de 0.1[mm])

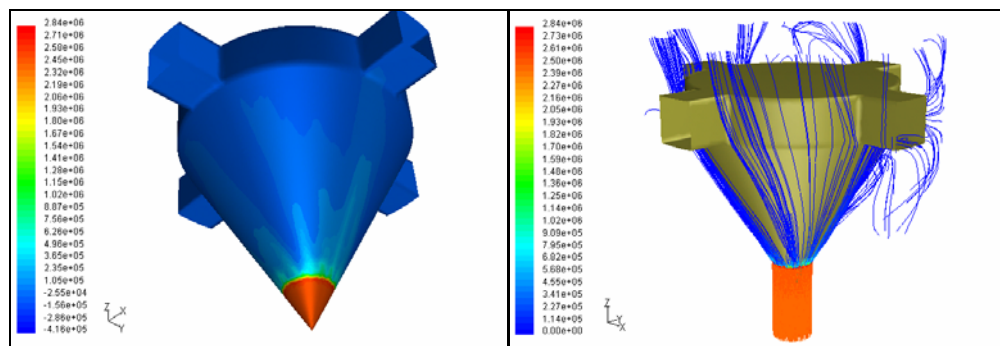


Fig 7. 2 (a)Distribució de pressió tap. (b)Línies de corrent colorades per pressió

Geometria cònica 60° (Obertura de 0.5[mm])

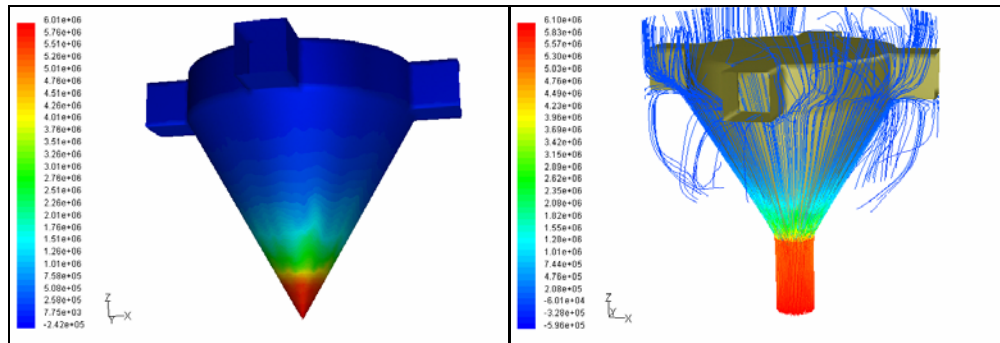


Fig 7. 3 (a)Distribució de pressió tap. (b)Línies de corrent colorades per pressió

La configuració obtinguda mostra una adherència total per part del fluid a la geometria de la mini VLP. Aquesta adherència es veu afectada per l'existència dels quatre elements de guiat presents a la geometria, aquests elements presenten en els resultats de la Fig. 7.2 una lleu discrepància amb l'axisimetricitat de fluxe.

A mesura que augmenta la distància d'obertura de la mini VLP el fluxe que s'obté presenta una zona de gradient de pressions sobre el tap de la mini VLP més àmplia.

Geometria cònica 90° (Obertura de 0.1[mm])

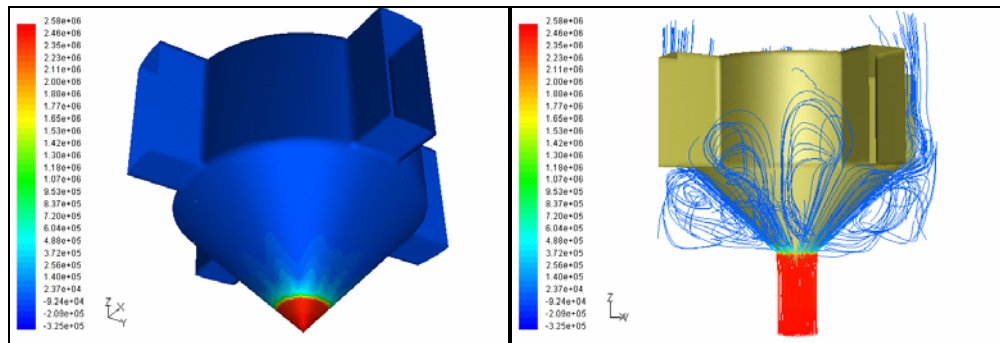


Fig 7. 4 (a)Distribució de pressió tap. (b)Línies de corrent colorades per pressió

Geometria cònica 90° (Obertura de 0.5[mm])

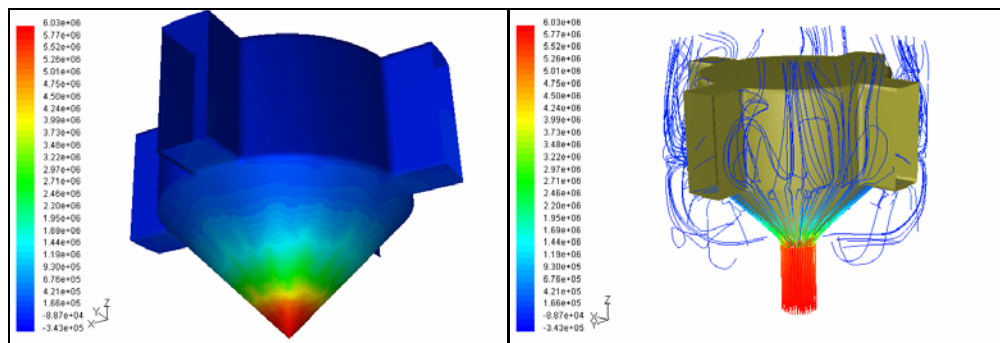


Fig 7. 5 (a)Distribució de pressió tap. (b)Línies de corrent colorades per pressió

La configuració cònica de 90°, si bé presenta una distribució de fluxe amb les línies de corrent adherides a la geometria del tap, destaca per una major intensificació de la zona de vòrtex. L'augment de l'angle deriva en un major efecte de la geometria sobre el fluxe que en el cas de la geometria cònica de 60°. Aquest fet es destaca a la simulació per a una obertura de 0.5 [mm], en que la distribució de pressions sobre la cara del tap de la mini VLP es presenta sobre la quasi totalitat del mateix. Veure la Fig. 7.5.

Simulacions realitzades en base a valors experimentals reals obtinguts en el banc experimental.

A continuació es mostra una comparativa entre els valors de cabals obtinguts de forma experimental i mitjançant simulació. Per tal de validar la bondat de la simulació.

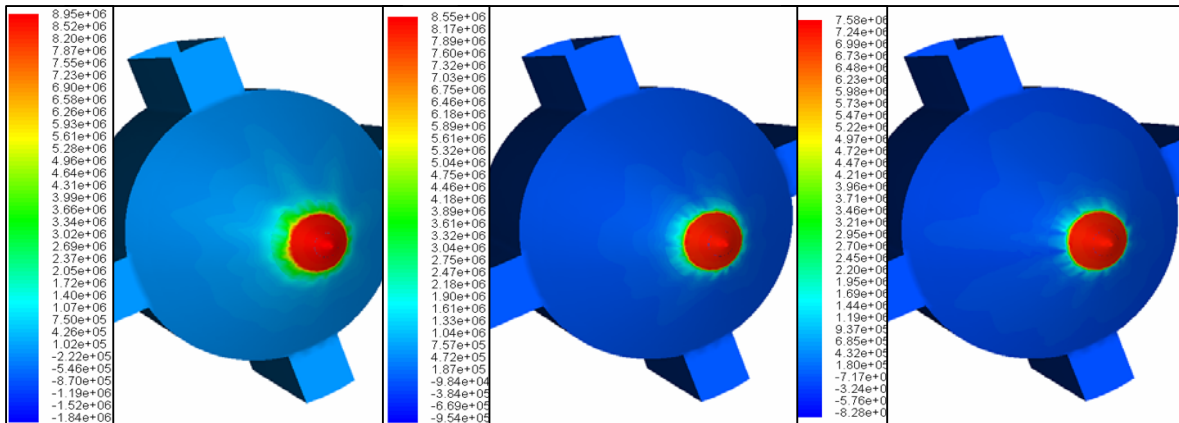


Fig 7. 6 Resultats de simulació. Distribució de pressions sobre la superfície d'un tap guiat de 90°

RESULTATS EXPERIMENTALS I SIMULACIÓ				
MINI VLP TAP CÒNIC GUIAT DE 90°.				
	p_1 [bar]	Posició [mm]	Cabal experimental [l/min]	Cabal simulat [l/min]
(a)	88.65	0.0953	1.68	1.75
(b)	82.77	0.0765	1.29	1.37
(c)	73.18	0.0667	0.66	0.71

Taula 7. 2 Comparativa resultats experimentals i simulació. Tap cònic 90°

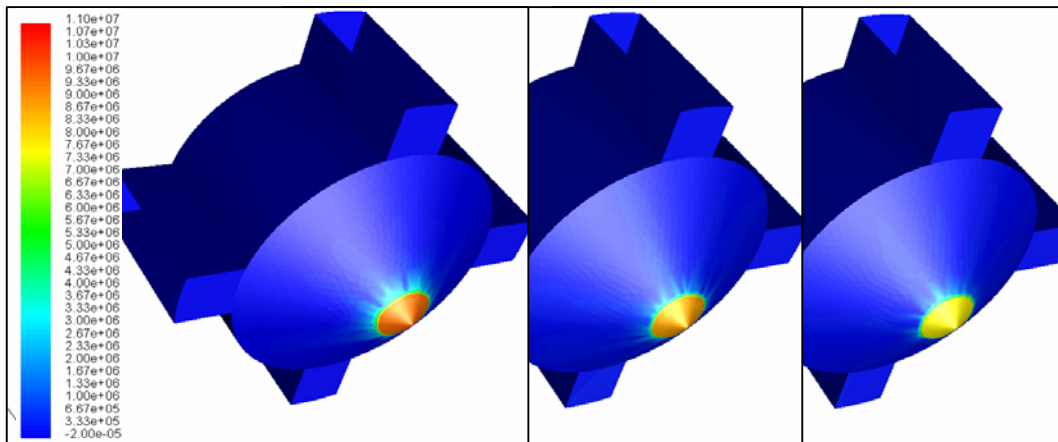


Fig 7. 7 Distribució de pressions sobre geometria tap cònic 120°. Tres posicions

RESULTATS EXPERIMENTALS I SIMULACIÓ				
MINI VLP TAP CÒNIC GUIAT DE 120°.				
	p_1 [bar]	Posició [mm]	Cabal experimental [l/min]	Cabal simulat [l/min]
(a)	95.74	0.0802	1.5	1.62
(b)	88.29	0.0707	1.17	1.27
(c)	77.52	0.0681	0.49	0.54

Taula 7.3 Comparativa resultats experimentals i simulació. Tap cònic 120°

Els resultats obtinguts per mitjà de la simulació presenten una variació màxima del 10% respecte els valors reals mesurats en el banc experimental, s'admet la discrepància com a vàlida.

Destacar l'aparició de zones sobre el tap de la mini VLP a on apareixen petites depressions a resultes de la separació del fluxe. Veure Fig. 7.6, a on a la zona en la que es realitza l'estrangulament és possible veure petites taques de depressió.

7.2.3 Primeres conclusions.

S'ha demostrat per mitjà de la simulació numèrica l'existència de configuracions de fluxe diferents depenent de les variables de funcionament de la mini VLP. Concretament s'ha establert que el valor de l'obertura és una de les variables clau per l'aparició d'aquestes configuracions de fluxe diferents.

En totes les figures en la que es mostra la configuració de pressions sobre les diferents geometries del tap de la mini VLP es mostra el gradient de pressions existent. El salt de pressions no es realitza en una zona concreta de la geometria sinó que, en funció de la geometria i de les condicions de funcionament el gradient de pressió pot esdevenir en un interval més ampli. Veure Fig. 7.5.

S'obté una distribució de pressions axi simètrica sobre el tap, únicament afectada per l'existència dels elements de guiat, de manera que el pas realitzat per a 2D es pot acceptar al no haver cap fenomen que es destaquí en un pla amb vector director perpendicular a l'eix de l'orifici d'entrada.

7.3 Estudi mini VLP geometria plana singular.

La geometria, que es presenta a continuació forma part de la família de les geometries planes, però amb la particularitat del doble canvi de la direcció del fluxe. El fluxe axial provinent de l'entrada incideix contra l'angle invertit de 120° de la geometria i es obligat a dirigir-se radialment cap a la sortida. L'estudi d'aquesta geometria es realitza degut a les particularitats de funcionament que se'n deriven.

Les simulacions i les proves experimentals realitzades en aquesta tipologia de banc responen a una problemàtica ocasionada per una determinada geometria d'obturador en la que per a determinades condicions de funcionament la vàlvula generava un soroll d'alta freqüència.

La Fig. 7.8 mostra un esquema de la mini VLP. El tap de la mini VLP està fabricat amb plàstic per tal d'estudiar el comportament de components realitzats amb plàstics en els components oleohidràulics.

Les característiques de treball de les mini VLP són menors que en el cas de l'oleohidràulica convencional, és per això que es proposa l'estudi del comportament d'aquest component mitjançant la realització d'obturadors de plàstic.

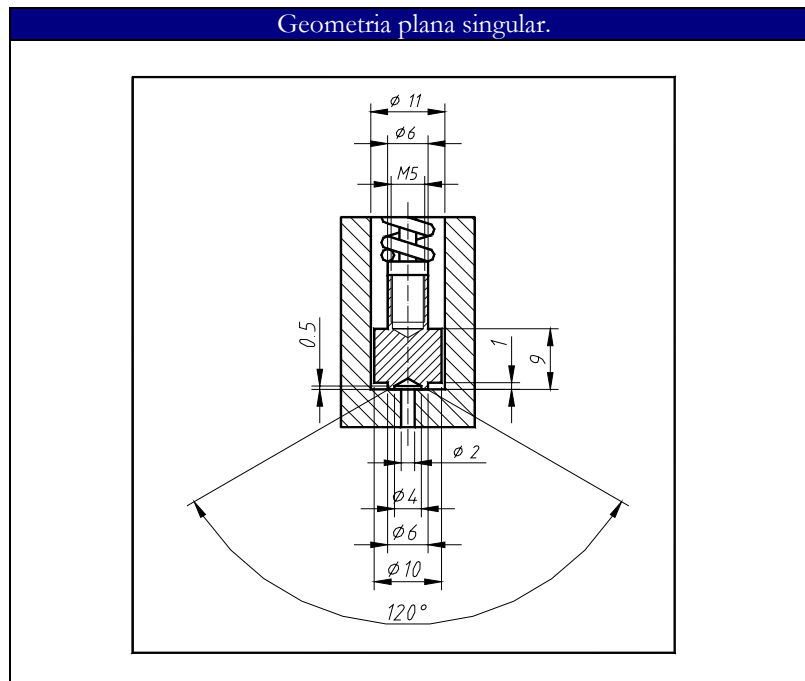


Fig 7. 8 Muntatge i cotes mini VLP geometria plana singular

Els reptes que es plantegen amb la utilització d'un tap de plàstic com a element obturador són,

- S'ha de dissenyar partint d'una geometria plana. Les geometries còniques presenten la possibilitat que es marquin amb el seient de la vàlvula i que per tan no siguin perfectament estanques.
- Aixafaments i pèrdues de forma degudes al repiqueteig contra el seient o elevades temperatures que possibilitin la deformació de la geometria.
- Fugues zero. Per tal d'evitar les fugues s'ha de comprimir l'element obturador amb una força elevada, per tan incrementant l'efecte anterior.

- Fabricació deficient. Impossibilitat de treballar amb toleràncies molt ajustades i acabats superficials fins. Concretament aquest element no presenta aquestes problemàtiques degut a que no influeixen en el seu funcionament.

7.3.1 Simulació mini VLP geometria plana singular.

La simulació de la geometria plana singular posa de manifest la necessitat de realitzar el guiat d'aquest tipus d'elements dins de les mini VLP. Es tracta d'una característica molt important al poder-se esdevenir una forta predominància del fluxe en una direcció determinada i a resultes d'aquest fet una amplificació dels fenòmens existents.

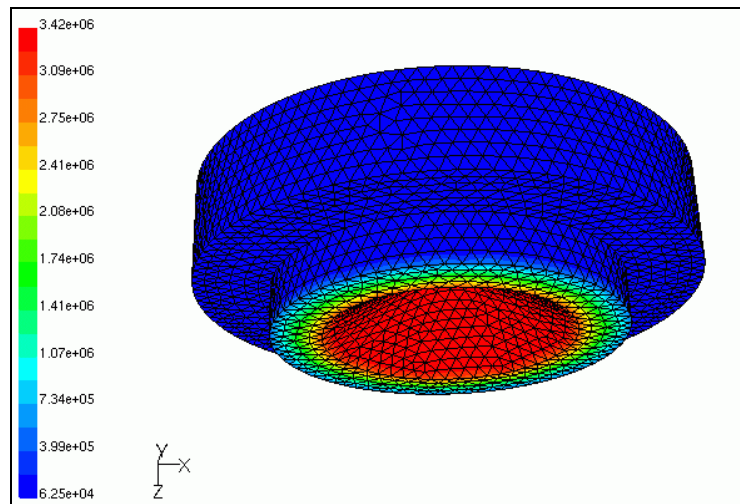


Fig 7. 9 Distribució de pressions i mallat per a geometria plana singular no guiada.

En aquest apartat es presenten els diferents resultats obtinguts per simulació. Es tracten tres configuracions de fluxe diferents.

- Configuració adherida i despresa.
- Un o dos vòrtex.
- Moviment lateral del pistó.

7.3.1.1 Configuració adherida i despresa.

La Fig. 7.10 mostra aquest fenomen amb més detall, ambdues imatges són visualitzacions del perfil de velocitats. La diferència entre una simulació i l'altra és la configuració de fluxe que permet l'aparició d'inestabilitats. Els gràfics obtinguts demostren la continua acceleració i la caiguda de pressió en el pas per la restricció veure Fig. 7.11.

Tot i que es tracta d'un problema molt important, els dissenyadors de vàlvules tracten amb magnituds globals com ara cabals, distribucions de pressió, forces de fluxe... per tal d'obtenir aquests valors s'utilitza la integració de la distribució de pressions a la cara inferior i superior i la distribució de velocitats.

Cal destacar que la variable clau per l'aparició del fenomen del fluxe adherit o després és la posició d'obertura del tap de la mini VLP. En el cas d'un comportament inestable la variació de la posició del tap de la mini VLP es pot ubicar dins de la zona de canvi entre fluxe adherit i separat, obtenint-se un comportament inestable accentuat.

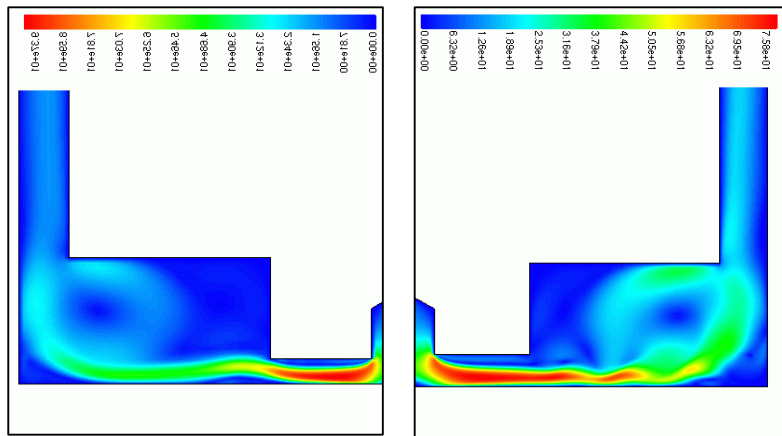


Fig 7. 10 (a) Fluxe adherit i (b) fluxe després

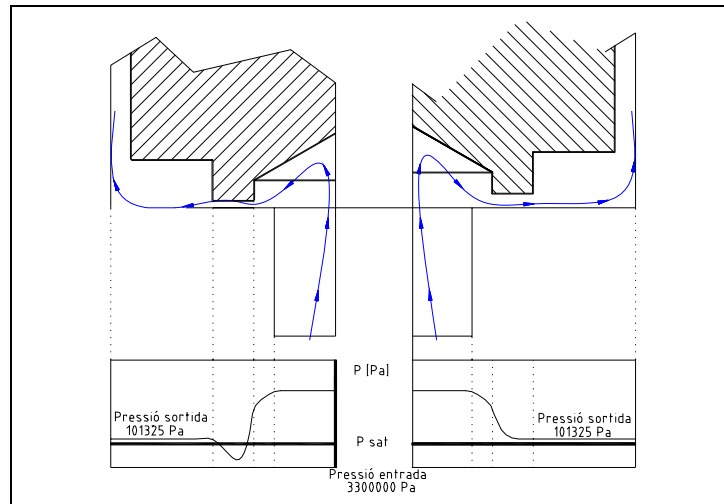


Fig 7. 11 Evolució de la pressió a la zona d'estrangulament

7.3.1.2 Un o dos vòrtex.

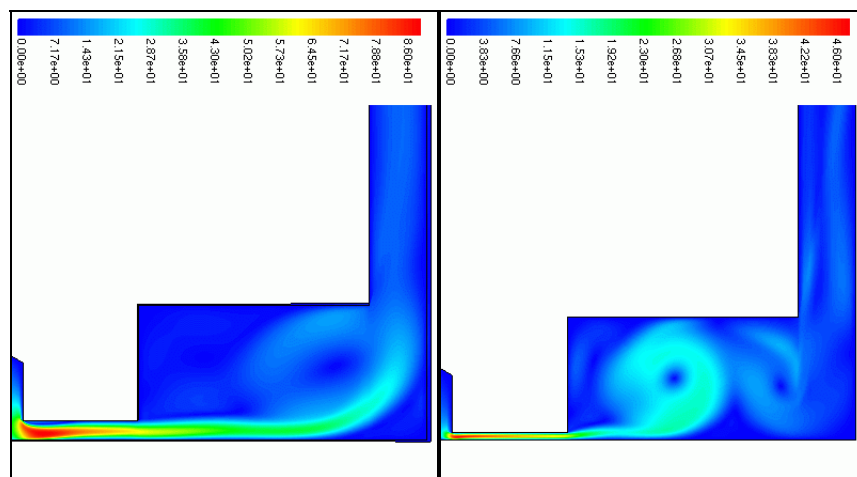


Fig 7. 12 (a) Un vòrtex i (b) dos vòrtex

Les Fig. 7.12 (a) i (b) presenten el perfil de velocitats d'ambdues configuracions. La configuració d'un vòrtex apareix a una distància de $0,25 [mm]$ mentre que la configuració de dos vòrtex apareix a una distància de $0,06 [mm]$ i a una pressió d'entrada de $34 [bar]$. La configuració de les línies de corrent passen entre ambdues estructures. Si aquesta distància augmenta només apareix una estructura vorticular. La variable clau per l'aparició d'una configuració o l'altre torna a ser la posició. Els resultats presentats a la Fig 7.10 (a) i (b) i a la Fig. 7.12 són obtinguts mitjançant simulació axisimètrica. Cal esmentar que la utilització de models axisimètrics presenten resultats similars a la simulació en 3D.

7.3.1.3 Moviment del pistó.

Tal i com s'explicarà en punts posteriors al donar precàrrega a la molla de la mini vàlvula limitadora de pressió, es genera un moviment lateral del pistó. Aquest cas va ser simulat. Per tal de poder observar la diferència entre el cas desplaçat i el cas centrat també es presenta el resultat de la simulació en el cas centrat. En ambdues simulacions les línies de corrent són colorades per distribució de pressions. La distància de moviment lateral del pistó és de $0.1 [mm]$. La diferència entre ambdues simulacions és clara. La simulació no centrada crea un gran vòrtex a la zona esquerra, s'ha observat experimentalment que en aquesta zona es presenten problemes de cavitació. Aquest gran vòrtex és la causa. Ambdues simulacions presenten també els problemes abans mencionats, fluxe separat o ajuntat, o un o dos vòrtex. Això implica que el moviment lateral del pistó presenta més inestabilitats.

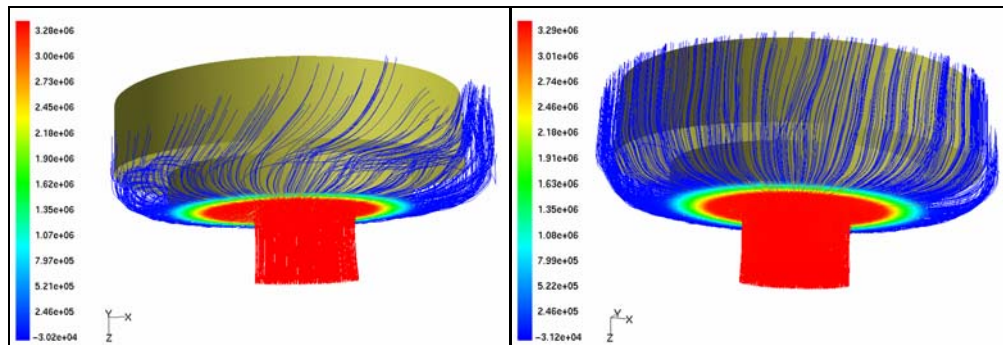


Fig 7.13 (a) Pistó desplaçat. (b) Pistó centrat.

El desplaçament del tap de la mini VLP en el moment de l'aplicació de la càrrega de pre càrrega presenta una configuració completament descentrada i per tan una inestabilització del component. El vòrtex que es genera al costat esquerra, juntament amb l'estretament del pas del fluxe entre la paret de la carcassa i la del tap de la mini VLP generen l'aparició del soroll d'alta freqüència mostrat a la Fig. 7.18.

7.3.1.4 Mini VLP geometria plana singular. Simulació malla dinàmica.

S'adjunta en aquest apartat els resultats obtinguts en la simulació amb malla dinàmica presentada en el capítol 4.

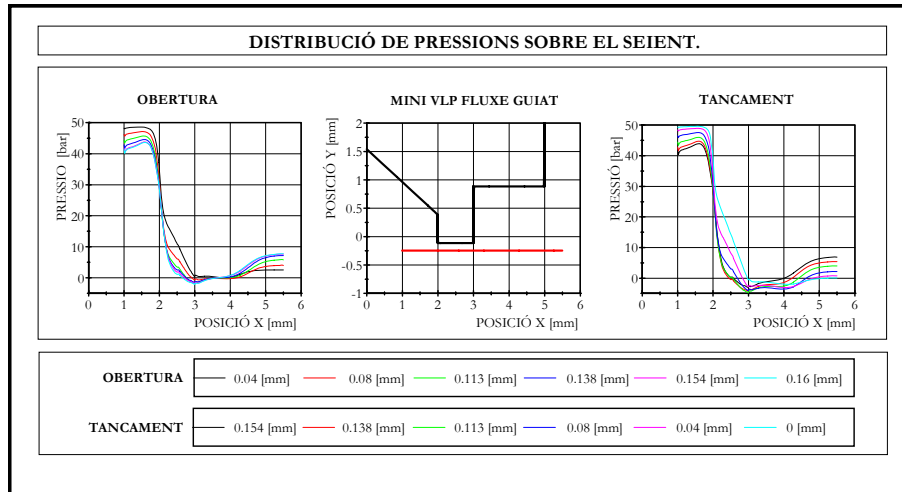


Fig 7. 14 Distribució de pressions sobre el seient. Mini VLP fluxe guiat

En configuracions planes es destaca la generació de depressions a la sortida del tancament pla concretament a la coordenada $x \ 3 \ [mm]$. L'estrangulament es realitza entre les posicions 2 i 3 $[mm]$ provocant al seient de la mini VLP una disminució amb la distància semblant a una paràbola..

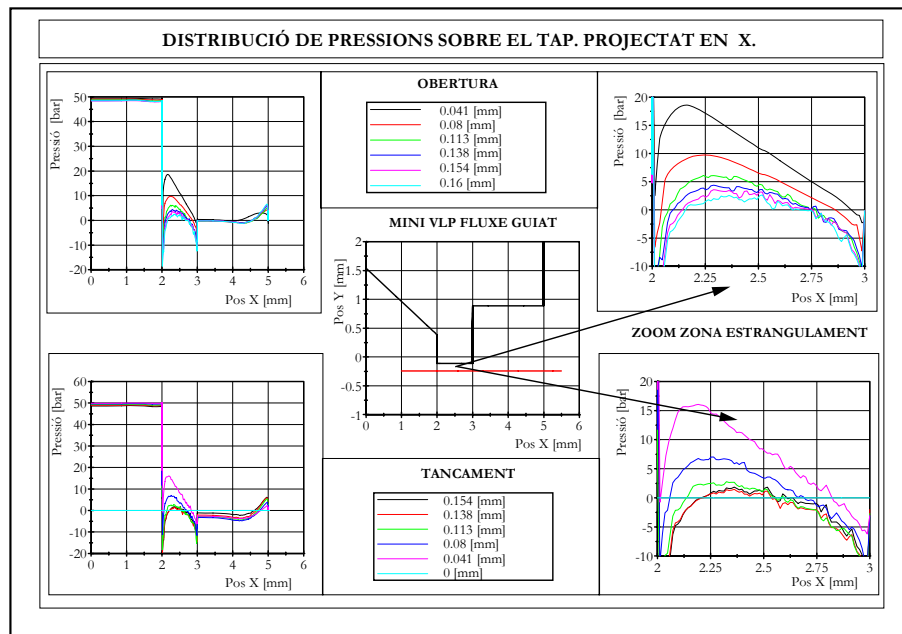


Fig 7. 15 Distribució de pressions sobre el tap. Mini VLP fluxe guiat. Component x

Es presenta una disminució de la pressió en dues zones de la geometria del tap de la mini VLP, i es troben concretament al vèrtex d'entrada de la zona d'estrangulament pla i a la sortida d'aquest estrangulament. La pèrdua durant la superfície d'estrangulament es genera en un perfil determinat,

destacant-se un augment de la pressió just a l'entrada, i una disminució lineal de la mateixa a mesura que augmenta la distància.

7.4 Resultats experimentals associats a la geometria plana singular.

D'entre totes les proves realitzades es destaca la prova a gairebé pressió i cabal constant tal i com es mostra a la Fig. 7.16. Es superposen les corbes de les proves realitzades, amb les corbes característiques de la mini VLP.

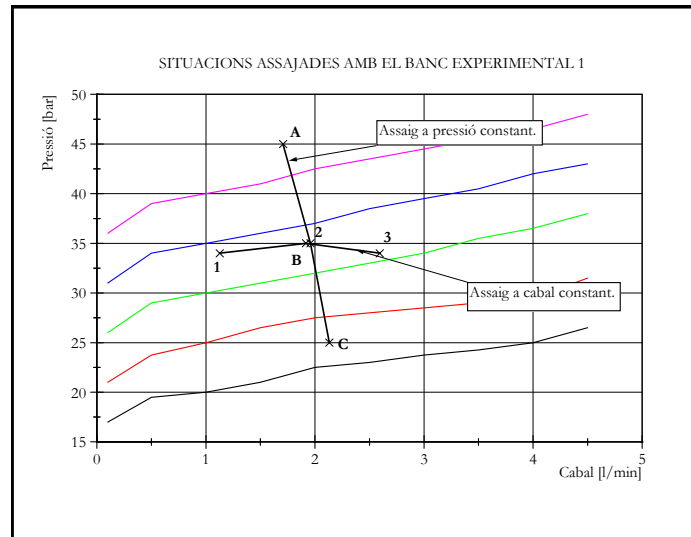


Fig 7. 16 Resultats experimentals. Punts de treball

Els resultats experimentals obtinguts són,

- Fluctuació de pressió adquirida amb els transductors Kistler.
- Nivell sonor adquirida amb el sonòmetre.
- Resultats de la FFT de les dades adquirides amb els transductors Kistler.
- Es destaca en aquests resultats la variació en les amplituds de les pressions dinàmiques adquirides amb els transductors de pressió dinàmica Kistler, de manera que s'intueix que la configuració de fluxe i el règim de treball influeixen en les característiques del cabal i la pressió.
- Quan el nivell d'oscil·lació de la pressió als transductors Kistler és alt, es presenta una configuració de nivell sonor d'un únic pic centrat a $4000 [Hz]$, mentre que quan l'oscil·lació de la pressió dinàmica adquirida pels transductors Kistler no és alt la configuració del nivell sonor presenta dos pics a $3150 [Hz]$ i $6300 [Hz]$, produint-se una lleugera disminució del nivell sonor a $4000 [Hz]$, veure Fig. 7.18.
- L'espectre de freqüència destaca un pic en totes les proves a $3150 [Hz]$ i $4000 [Hz]$ coincidint amb la configuració d'un pic o de dos pics.
- Es pot considerar que en aquestes mesures el fenomen del xiulet provocat pel tap de la mini VLP es propaga per la tuberia afectant les característiques del fluxe.

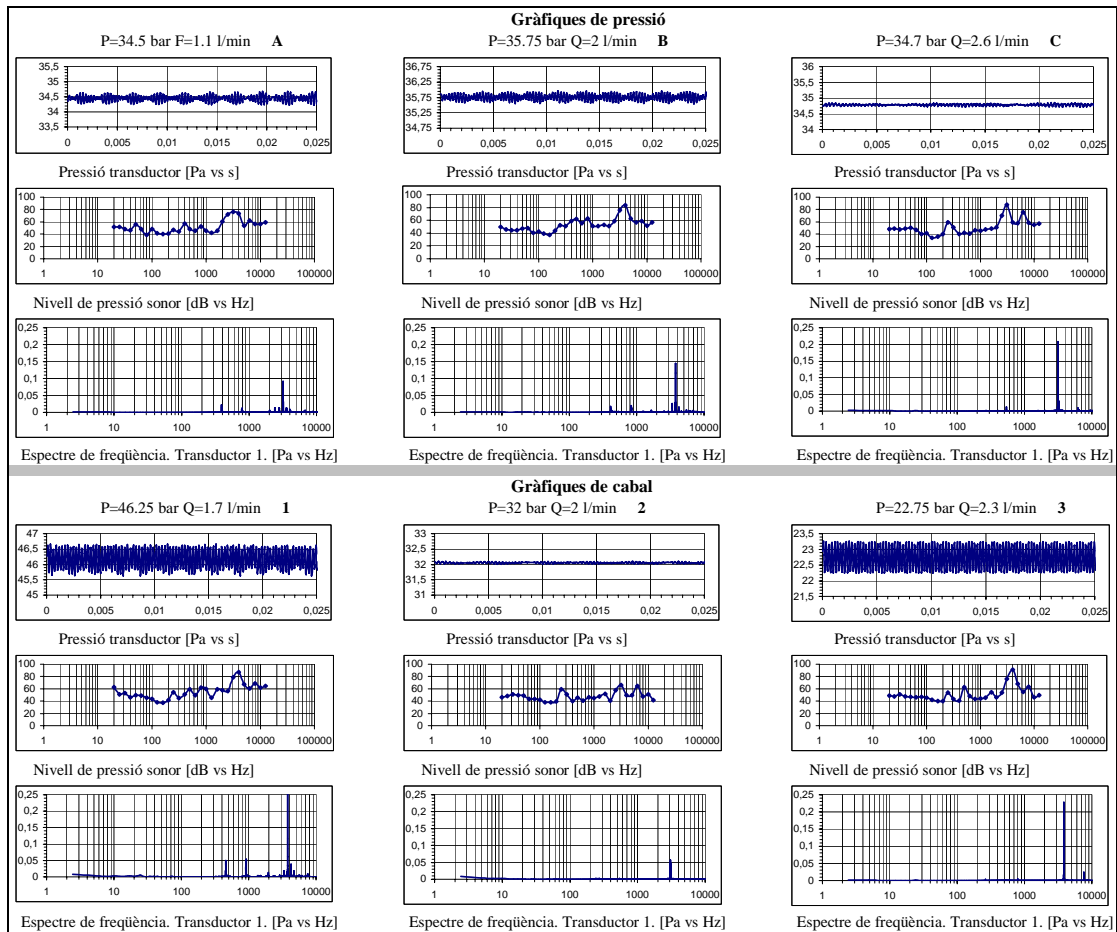


Fig 7. 17 Fluctuació de la pressió, nivell sonor i FFT dels punts de treball.

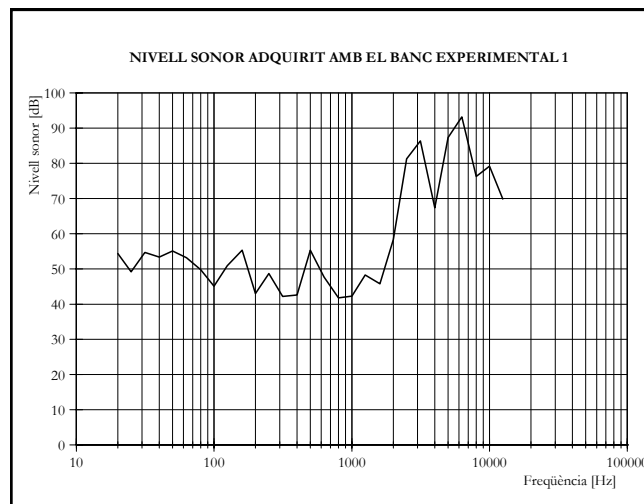


Fig 7. 18 Nivell sonor

7.4.1 Tècniques de visualització.

Per tal de poder observar el fenomen de la cavitació i la configuració de fluxe s'han emprat noves tècniques de visualització. En concret s'ha mecanitzat la carcassa de la mini VLP en metacrilat, de manera que fos possible la visualització de qualsevol fenomen produït a l'interior. Per tal de poder tenir testimoni dels fenòmens produïts s'utilitza una càmera CCD d'alta velocitat. La càmera que s'ha emprat per tal d'adquirir aquestes gravacions es basa en tecnologia d'alta velocitat i sensors CMOS. El sensor CMOS no permet el desbordament de píxels quan es genera una font de llum molt forta sobre l'objectiu de manera que la gravació sempre és nítida. Aquesta càmera permet la gravació de 10000 imatges per segon de format digital i amb tamany de 1536 x 1024 píxels. Amb aquesta extraordinària velocitat de gravació qualsevol fenomen transitori pot ser visualitzat i estudiat amb deteniment. El format digital de la gravació permet obtenir el comportament del pistó o de qualsevol zona mòbil de l'interior de la vàlvula.

Les fotos presentades a continuació són extretes de una pel·lícula .AVI obtinguda amb aquesta càmera. La utilització d'una llum apropiada és fonamental per tal de visualitzar amb perfecció qualsevol fenomen. En aquest cas es va utilitzar una llum posterior. Les zones fosques que apareixen al fluid són bombolles aparegudes per cavitació. Tal i com s'ha dit anteriorment, aquestes bombolles poden ser utilitzades com a traçadors per obtenir la configuració del fluxe. Fotos obtingudes amb la càmera CCD d'alta velocitat.

La foto n°1 de la Fig. 7.19 correspon a “ l'estat inicial ”, no es tracta de l'instant inicial a $1[ms]$, però ha estat presa com a $1[ms]$ com a referència pels altres estats. En aquesta imatge es pot observar la posició del tap de la mini VLP completament desplaçat a l'esquerra. Les zones inferiors del pistó no presenten cap estructura vorticular ni configuració de fluxe característica. A la foto n°4 de la Fig. 7.19, és possible observar com el fenomen de cavitació està completament desenvolupat ja que la zona inferior esquerra està completament enfosquida. En aquesta zona es pot veure una zona transparent que seria el centre del vòrtex. Tot i que no és possible veure el vòrtex de la part dreta, és possible intuir que hi és, degut a la configuració de fluxe que ens marquen les bombolles generades per cavitació.

L'aparició i desaparició del vòrtex a la zona esquerra (foto n°1, foto n°4, foto n°9) de la Fig. 7.19 és un fenomen pulsatori però que no s'ha estudiat cap tipus de relació amb altres dades. Aquestes fotografies permeten contrastar les simulacions realitzades i presentades a l'apartat sobre el moviment del pistó, en les que es pot destacar perfectament la zona de vòrtex intens present a la zona estrangulada degut al desplaçament del tap i la configuració de fluxe principal corresponent a la zona destapada.

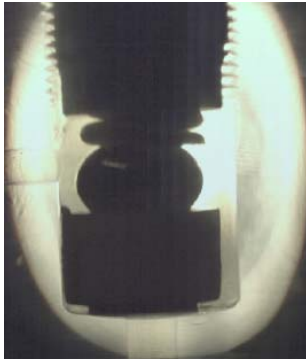


Foto 1. 1ms

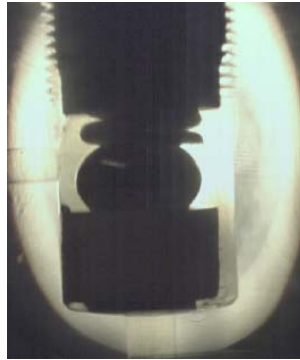


Foto 2. 2ms

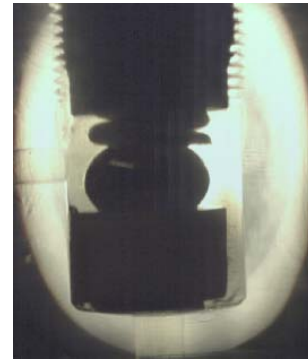


Foto 3. 3ms

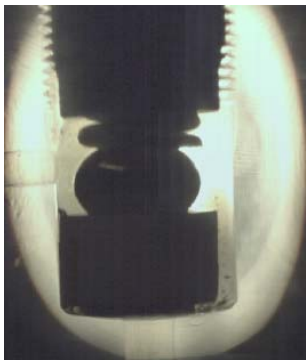


Foto 4. 4ms

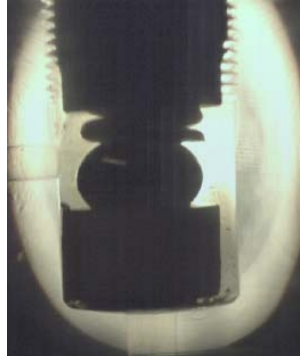


Foto 5. 5ms

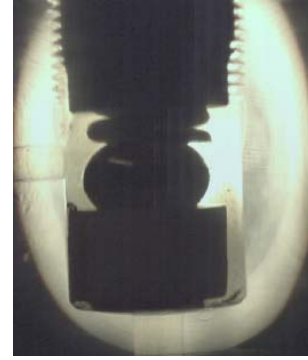


Foto 6. 6ms

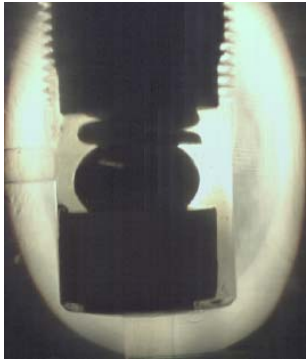


Foto 7. 7ms

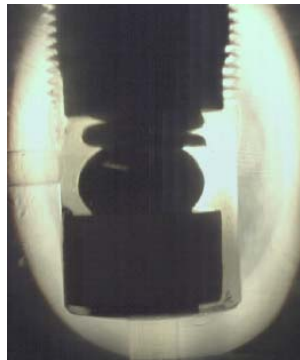


Foto 8. 8ms

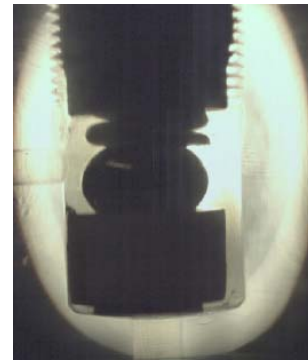


Foto 9. 9ms

Fig 7. 19 Fotos obtingudes amb càmera d'alta velocitat

La carcassa de metacrilat va permetre observar que en el moment d'ajustar la pre càrrega a la molla esdevenia un arrossegament lateral del tap, aquest es desplaçava; no restava completament centrat, veure Fig. 7.20. Aquest desplaçament lateral provoca una secció de pas de corona excèntrica i per tan una configuració de fluxe completament asimètrica. Sota aquestes circumstàncies la cavitació ja inherent en aquests tipus de components s'intensifica esdevenint en el xiulet definit amb anterioritat.

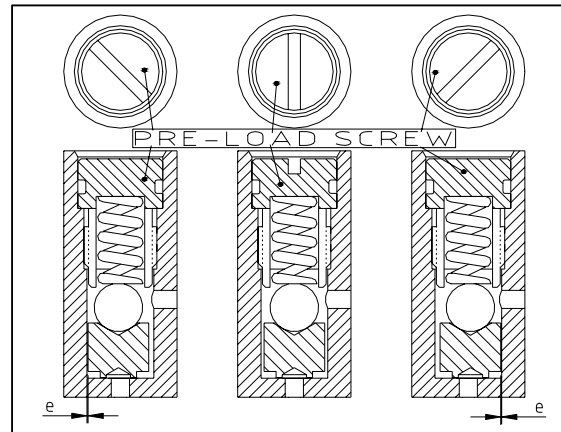


Fig 7. 20 Esquema moviment lateral. Aplicació pre càrrega.

De totes les proves experimentals dutes a terme es pot concloure que un dels fenòmens més importants que genera inestabilitat en aquesta mini VLP és la cavitació. Diferents investigadors han associat el fenomen de cavitació a un xiulet de freqüència alta, aquest fet es pot demostrar a la Fig. 7.18, on s'observen dos pics del voltant de $90 [dB]$ a freqüències de 3150 i $6000 [Hz]$ que correspondrien a cavitació. Aquesta cavitació ha esdevingut intensificada a resultes del moviment lateral del tap de la mini VLP quan a aquesta se li aplicava la pre càrrega de compressió.

7.4.2 Guiat de la geometria plana singular.

Es realitza de la mateixa manera que en el cas anterior i seguint la metodologia presentada la simulació i l'experimentació del tap amb geometria plana singular guiat.

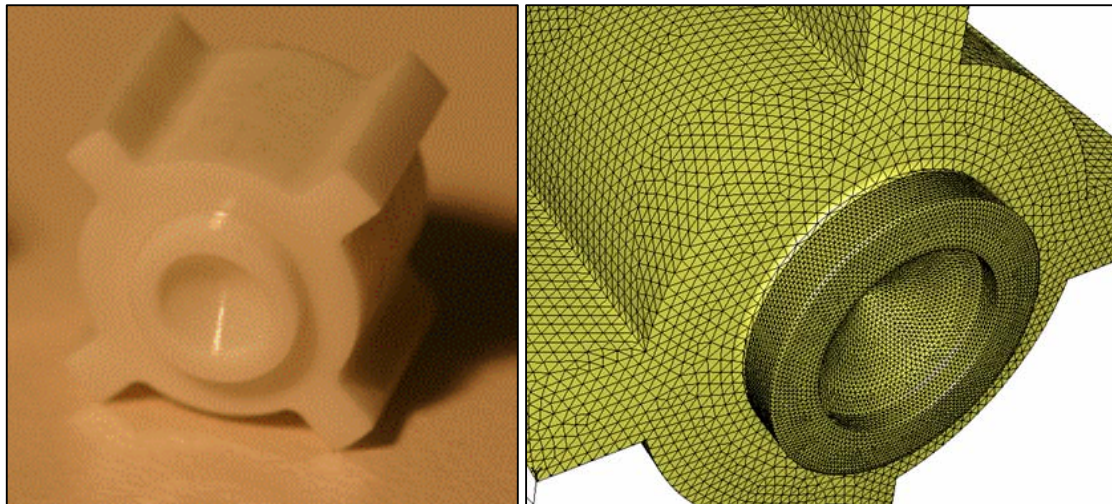


Fig 7. 21 (a) Geometria plana singular guiada. (b)Mallat de la geometria plana singular guiada.

7.4.3 Simulació de la geometria plana singular.

Seguint la metodologia presentada en els capítols anteriors, es realitza la simulació mitjançant volums finits de la geometria plana singular.

Les condicions de contorn que s'han emprat per a la realització d'aquesta simulació són les que es mostren a la taula següent,

RESULTATS EXPERIMENTALS I SIMULACIÓ MINI VLP TAP GEOMETRIA PLANA SINGULAR.				
	p_1 [bar]	Posició [mm]	Cabal experimental [l/min]	Cabal simulat [l/min]
	83.12	0.0902	1.6	1.73

Taula 7. 4 Comparativa resultats experimentals i simulació. Tap geometria singular plana.

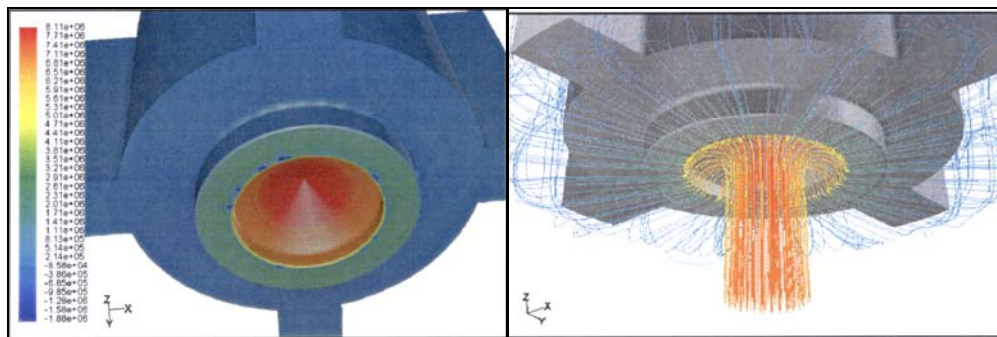


Fig 7. 22 Resultats simulació CFD geometria plana singular.
(a) Distribució de pressions. (b) Configuració de fluxe.

Els resultats que es mostren a la Fig. 7.22 mostren algunes de les configuracions fluidodinàmiques típiques presentades en capítols anteriors. Destacar les zones de baixa pressió sobre la superfície d'obturació plana del tap, mostrades amb un color blavós i indicadores d'una zona de separació del fluxe.

En aquest cas es destaca que el gradient important de pressions es realitza just a l'aresta entre la secció d'obturació plana i la zona cònica d'entrada de fluid. En aquesta tipologia de geometries cal assegurar l'aresta viva en tota la longitud de la mateixa per a evitar qualsevol axisimetricitat en la configuració del fluxe.

Respecte la configuració del fluxe es pot observar que la inclusió dels elements de guia al costat del tap afecten en la configuració del fluxe, però aquesta és de menor importància que la que es produïa en el cas de la no existència del guiat.

7.4.4 Nivell sonor.

Una de les problemàtiques que es presentava en el cas anterior, era el nivell sonor elevat que es produïa. Es va decidir realitzar les geometries del tap de manera guiada per evitar el descentratge i evitar aquest xiulet tan fort. A continuació es presenta els resultats del nivell sonor obtinguts en l'assaig de la mini VLP amb el de fluxe guiat.

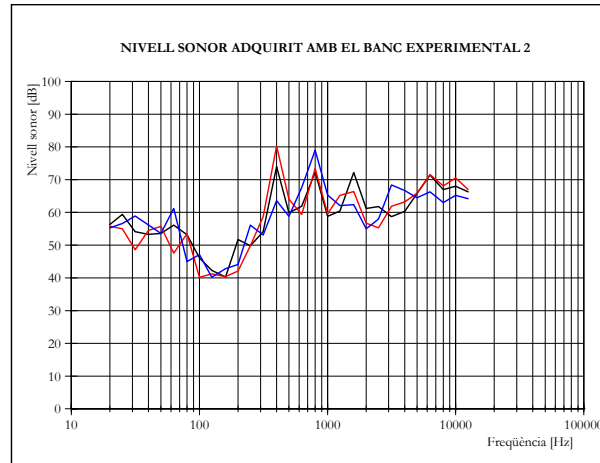


Fig 7. 23 Nivell sonor geometria singular guiada.

Es pot observar que els pics a alta freqüència que s'obtenien a 3150 i 6300 [Hz] o a 4000 [Hz] s'han atenuat completament, destacant-se únicament dos pics a 400 i 800 [Hz], deguts al rumor fluidodinàmic normal.

7.4.5 Conclusions.

El guiat en el disseny de les geometries millora de manera considerable el comportament de la mini VLP, disminuint a valors acceptables el nivell sonor. De la mateixa manera es redueix a un únic grau de llibertat el moviment del tap de la mini VLP disminuint en el mateix sentit els desajustos presentats en el capítol 5.3.2 i 5.3.3. La configuració de fluxe no es veu en cap de les geometries simulades afectada en gran manera, si bé és destaquen lleugeres traces no axi simètriques, en cap manera problemàtiques en el comportament global.

8. CONCLUSIONS FINALS.

8. Conclusions finals.

- Els objectius marcat a l'apartat 1.3 han estat coberts àmpliament.
- En aquesta Tesis s'ha investigat sobre les vàlvules reguladores de pressió, concretament les limitadores de pressió d'acció directa amb la intenció de proposar una metodologia i uns criteris de disseny, així com establir una base de coneixement per aprofundir en l'origen de les inestabilitats.
- Tot i que al llarg del desenvolupament de la Tesis s'han desgranat una sèrie de conclusions, es destaquen a continuació un recull de les més importants.
- Els resultats de la simulació fluidodinàmica posa d'evidència la importància de la simetria del fluxe i el guiat de l'obturador amb l'objecte d'evitar inestabilitats no desitjables.
- Les inestabilitats i sorolls generats com a conseqüència de l'aparició de cavitació són inevitables. En general es manifesten en una gamma de freqüències superiors als $3000 [Hz]$. La seva incidència en el comportament global de la mini VLP es pot considerar moderat i acceptable.
- Les inestabilitats, els efectes de les quals són més severes, són conseqüència dels graus de llibertat que posseeix l'obturador. La autoexcitació en aquests casos pot arribar a efectes sonors molt apreciables i molestos. S'ha de facilitar per tots els mitjans el guiat de l'obturador. Les evidències exposades durant el desenvolupament de la Tesis, en particular al capítol 6 així ho demostren.
- Ha quedat demostrat la idoneïtat de la metodologia de pre disseny de lamini VLP basada en l'aplicació dels principis bàsics de conservació de la massa, quantitat de moviment i energia en forma de balanços integrals. Per estudiar el comportament dinàmic i predir la influència de paràmetres bàsics tals com massa de l'obturador, constant elàstica de la molla, etc, és suficient deduir el criteri d'estabilitat a partir de la linealització de les equacions anteriors.
- Amb la metodologia proposada és possible abordar el disseny i la optimització de vàlvules limitadores de pressió de qualsevol tamany sense necessitat de realitzar prototipus físics de les mateixes.

De tots els resultats es destaquen les idees següents.

- Utilització de carcassa de metacrilat en la realització de les proves experimentals que ha permès entendre la fenomenologia fluidodinàmica existent i relacionar-la amb els valors de les variables de funcionament, poden establir zones diferents de funcionament.
- La utilització de les eines de simulació, concretament el mòdul de malla dinàmica del programa de volums finits Fluent, ha permès obtenir resultats fins ara no presentats. I el que es pot considerar un avanç important, la introducció d'aquest tipus de simulacions en el sector oleohidràulic.
- Els fenòmens de vibració en valors de freqüència pròpia es destaquen com els més perjudicials en el funcionament de la mini VLP. Es demostra que la geometria no juga cap paper esmorteïdor d'aquest fenomen.
- El guiat del tap és clau per a l'obtenció d'un nivell de funcionament òptim.

Treballs futurs.

En resum es pot concloure que el treball realitzat ha estat gratificant i afortunadament sempre queden punts en els que ampliar el coneixement.

Els problemes que s'han desvelat en el transcurs de la realització d'aquesta Tesis Doctoral que mereixen particular atenció són,

- Anàlisi de les correlacions de pressió, posició, soroll quan la vàlvula està autoexcitada.
- Que passaria en un disseny amb el fluxe en sentit invers.
- Com mitigar l'aparició de la cavitació amb un disseny que permeti una variació gradual de la pèrdua de pressió a la secció crítica. Com es veuria afectada la resposta del sistema ?
- Completar la metodologia amb un mètode de simulació dinàmica en el que no és linealitzin les equacions governants i d'aquesta manera posar de relleu les inestabilitats degudes a fenòmens no lineals típics.

Les respostes a aquests problemes tenen un interès extraordinari, doncs juguen un paper molt important en la millora del medi ambient i les millors condicions de les zones de treball. Als qui vulguin seguir pel camí obert s'els brinda l'oportunitat d'afrontar-los.

9. BIBLIOGRAFIA

9. Bibliografia.

- [1] **Alirand, M. Favennec, G Lebrun, M.** 2002. Pressure components stability analysis. A revisited approach. *International of Fluid Power 3*. No 1 pp. 33-46.
- [2] **Andersen, T. O. Hansen, M. R. Sorensen, H. L. Conrad, F.** 2003. Using CFD to establish a correlation between design parameters and performance characteristics for seat valves. *1st International conference on computational method in fluid power technology*.
- [3] **Baudry, X. Mare, J. C.** 2000. Linking CFD and lumped parameters analysis for the design of flow compensated spool valves. *1st International FPNI PhD Symposium on Fluid Power*.
- [4] **Baumann, H. D.** 1997. Solve valve noise and cavitation. *Hydrocarbon processing*.
- [5] **Borghi, M. Cantore, G. Milani, M. Paoluzzi, R.** 1998. Analysis of hydraulic components using computational fluid dynamics models. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 212*.
- [6] **Chonk, F. K. Dransfield, P.** 1979. The effect of choice of relief valve on the response of a hydraulic control system. *Conference on Control Engineering. Melbourne*.
- [7] **Clutter, D. W. Smith, M. O.** 1961. Flow visualization by electrolysis of water. *Aerospace engineering*.
- [8] **Conway, H. G.** 1959. Fluid pressure mechanisms *Ed. Pitman*.
- [9] **Davis, W. Fox, R. W.** 1967. An evaluation of the hydrogen bubble technique for the quantitative determination of fluid velocities within clear tubes. *Journal of basic engineering*.
- [10] **Del Vescovo, G. Lippolis, A.** 2002. Flow forces analysis on a four way valve. *2nd International FPNI PhD Symposium on Fluid Power*.
- [11] **Del Vescovo, G. Lippolis. A.** 2003. CFD analysis of flow forces on spool valves. *1st International conference on computational method in fluid power technology*.
- [12] **Edge, K. A. Johnston, D. N.** 1991. The impedance characteristics of fluid power components: relief valves and accumulators. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 205*.
- [13] **Favennec, G. Aliraand, M. Lebrun, M.** 2002. Optimal response of pressure reducers and stability influence of the downstream line dynamics. *Proc. 2nd international FPNI Ph.D Symposium on fluid power*.
- [14] **Francis, J. Betts, P. L.** 1997. Modelling incompressible flow in a pressure relief valve. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 211 Part E*.
- [15] **Grabowiecka, A. Grabowiecki, K. A.** 1980. Application of bond graphs to the digital simulation of a two stage relief valve dynamic behavior. *IFAC Pneumatic & Hydraulic Components*.
- [16] **Granda, J. J.** 1985. Computer aided simulation of a hydraulic power steering system with mechanical feedback. *Transactions of the ASME*.
- [17] **Green, W. L.** 1970. The poppet valve. Flow force compensation. *The 1970 fluid power international conference*.
- [18] **Green, W. L.** 1972. The stability of poppet relief valves, a summary. *Hydraulic Pneumatic Power*.

- [19] **Gromala, P. Domagala, M. Lisowski, E.** 2002. Research on pressure drop in hydraulic components by means of CFD method on example of control valve. *2nd International FPNI PhD Symposium on Fluid Power*.
- [20] **Handroos, H. M. Vilenius, M. J.** 1990. The utilization of experimental data in modelling hydraulic single stage pressure control valves. *Transaction of the ASME. Vol. 112*.
- [21] **Hasan, M. A. Z. Hussain, A. K. M. F.** 1979. A formula for resonance frequencies of a whistler nozzle. *Journal of Acoustic Society of America*.
- [22] **Hayashi, S.** 1994. Global stability of a poppet valve circuit. *The Journal of fluid control. Vol 21 Issue 4*.
- [23] **Hayashi, S.** 1995. Instability of poppet valve circuit. *JSME International Journal. Series C, Vol. 38, No 3*.
- [24] **Herr, F. Pipis, J. S.** 1997 Reducing shock absorber cavitation with optimized design by using numerical modeling of oil flow. *ASME*
- [25] **Hong, G., Xi, F., Hua-yong Y., H. i Tsukiji, T.** 2001 Numerical and experimental investigation of cavitating flow within hydraulic poppet valve. *Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol 38 N° 8*.
- [26] **Hong, G., Xi, F., Hua-yong Y., H. i Tsukiji, T.** 2002 Numerical investigation of cavitating flow behind the cone of a poppet valve in water hydraulic system. *Journal of Zhejiang University Science, Vol 3 N° 4*.
- [27] **Huguet, D. Codina. E.** 2002. Study of instabilities of a direct acting relief minivalve. Flow configuration. *SAE. 2002-01-1398 NCFP I02-11.4*
- [28] **Huguet, D. Codina. E.** 2002. Methodology for the miniaturization of hydraulic components. *2nd FPNI-PhD Symposium*.
- [29] **Huguet, D. Codina. E.** 2003. CFD analysis of flow forces on direct acting relief minivalves. *1st International conference on computational method in fluid power technology*.
- [30] **Huguet, D. Codina. E.** 2004. Dynamic mesh modeling of a direct relief valve. *3rd FPNI-PhD Symposium*.
- [31] **Johnston, D. N. Edge, K. A. Vaughan, N. D.** 1991. Experimental investigation of flow force characteristics of hydraulic poppet and disc valves. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 205*.
- [32] **Johnston, D. N. Edge, K. A.** 1990. The impedance characteristics of fluid power components: restrictor and flow control valves. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 205*.
- [33] **Kanno, T. Aoki, T. Takahashi, K. Nonoshita, T.** 1995. Study on the flow in a spool valve. *Individual papers in Fluids Engineering. ASME*
- [34] **Karnopp, D.** 1987. Active suspensions based on fast load levelers. *Vehicle system dynamics 16*.
- [35] **Koivula, T.** 2000. On cavitation in fluid power. *Proc. of 1st FPNI-PhD Symp.*
- [36] **Koivula, T. Ellman, A. Vilenius, M.** 2000. Experiences on cavitation detection methods. *Austrian Society for Measurement and Automation. IMEKO 2000*.

- [37] **Koivula, T. Ellman, A. Vilenius, M.** 1999. Cavitation erosion. The effect of oil type and water in oil quantity. *The sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power.*
- [38] **Koivula, T. Ellman, A. Vilenius, M.** 1999. The effect of oil type on flow and cavitation properties in orifices and annular clearances. *Power Transmission and Motion Control. Bath.*
- [39] **Koivula, T. Ellman, A.** 1998. Cavitation behaviour of hydraulic orifices and valves. *SAE Transactions Journal of Commercial Vehicles. Section 2*
- [40] **Kollek, W. Kudzma, Z.** 1988. Untersuchung des Einflusses von Konstruktionsparametern auf Strömungserscheinungen in Sitzventilen mit kegelförmigen Sperrsystem. *Konstruktion 40.*
- [41] **Lau, K. K. Johnston, D. N. Edge, K. A.** 1995. Impedance characteristics of hydraulic orifices. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 209.*
- [42] **Leino, T. Linjama, M. Koskinen, K. T. Vilenius, M.** 2002. Modelling of a water hydraulic poppet valve using CFD technique. *2nd International FPNI PhD Symposium on Fluid Power.*
- [43] **Lisowski, E. Domagala, M.** 2003. Determination of relief valve characteristics by the use of CAD system and CFD tools. *1st International conference on computational method in fluid power technology.*
- [44] **Maeda, T. Hayashi, K. Oouchi, M. Miyake, M. Nakane, M.** 1998. New type of poppet valve with 2 degrees of freedom. *Power Transmission and Motion Control. Bath.*
- [45] **Maiti, R. Saha, R. Watton, J.** 2002. The static and dynamic characteristics of a pressure relief valve with a proportional solenoid controlled pilot stage. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 216.*
- [46] **Manring, N. D. Johnson, R. E.** 1997. Optimal orifice geometry for a hydraulic pressure reducing valve. *Journal of dynamic systems, measurement and control. Vol 119.*
- [47] **Margolis, D. L. Hennings, C.** 1997. Stability of hydraulic motion control systems. *Journal of dynamic systems measurement. Vol 119.*
- [48] **Maré, J.C.** 2003. The preliminary design of pressure relief valves. *The eight Scandinavian international conference on fluid power. SICFP'03*
- [49] **Matsubara, M., Takada, S. i Ikeya, M.** 2001. Bond graph based analysis of poppet valve instability. *ICBGM01*
- [50] **Merrit, H. E.** 1967. Hydraulic control systems. *Ed. John Wiley & Sons.*
- [51] **McCloy, D. i Martin, H. R.** 1973. The control of fluid power. *Ed. Longman.*
- [52] **McCloy, D. Beck, A.** 1967. Cavitation effects in poppet valves. *Proc. of the fluids engineering conference. 67-FE-27.*
- [53] **Miller, R. Fuji, Y. McCallum, J. Strumolo, G. Tobler, G. Pritts, C.** 1999. CFD simulation of steady state flow forces on spool type hydraulic valves. *Transactions of SAE.*
- [54] **Mokhtarzadeh-Dehghan, M. R. Ladommatos, N. i Brennan, T. J.** 1997. Finite element analysis of flow in a hydraulic pressure valve. *Appl. Math Modelling.*
- [55] **Nadarajah, S. Balabani, S. Tindal, M. J. Yanneskis, M.** 1998. The effect of swirl on the annular flow past an axisymmetric poppet valve. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 212.*

- [56] **Oshima, S. Leino, T. Linjama, M. Koskinen, K. T. Vilenius, M. J.** 2001. Effect of cavitation in water hydraulic poppet valves. *International Journal of Fluid Power* 2.
- [57] **Paoluzzi, R. Borghi, M. Milani, M.** 1999. Computational fluid dynamics in solid particles effect estimation in hydraulic poppet valves. *Transactions of SAE*.
- [58] **Pasche, E.** 1991. L'importanza delle forze di flusso. *Oleohidraulica. Valvole*.
- [59] **Pearce, I. D. Lichtarowicz, A.** 1971. Discharge performance of long orifices with cavitating flow. *Second fluid power symposium. Guildford*.
- [60] **Porteiro, J. L. F. Weber, S. T. Rahman, M. M.** 1997. An experimental study of flow induced noise in counterbalance valves. *Fluid Structure Interaction, Aeroelasticity, Flow-Induced Vibration Noise. Vol 2*.
- [61] **Rahman, M. Porteiro, J. Weber, S.** 1996. Numerical simulation and animation of turbulent flow in a counterbalance valve. *Proc. Instn. Mech. Engrs*.
- [62] **Ruan, J. Burton, R. Ukrainetz, P.** 2002. An investigation into the characteristics of a two dimensional "2D" flow control valve. *Transactions of the ASME. Vol 124*.
- [63] **Scheffel, G.** 1978. Dynamisches Verhalten eines direktgesteuerten Kegelsitzventils unter dem Einfluß der Geometrie des Schliebelementes. *Olhydraulik und pneumatic. 22. Nr.8*.
- [64] **Scheffel, G.** 1978. Einfluß des hydraulischen Schwingungsdämpfers auf das dynamische Verhalten eines Druckbegrenzungsventils. *Olhydraulik und pneumatic. 22. Nr.10*.
- [65] **Steber, G. R. Romer I. C.** 1969. Simulation of a pressure relief valve. *Analog computer techniques*.
- [66] **Stone, J. A.** 1960. Discharge coefficients and steady state flow forces for hydraulic poppet valves. *Transactions of the ASME*.
- [67] **Suzuki, K. Nakamura, I. Thoma, J. U.** 1999. Pressure regulator valve by bondgraph. *Simulation practice and theory* 7.
- [68] **Tsukiji, T. Suzuki, Y.** 1995 A computer simulation of flow in an axisymmetric poppet valve using the vortex method. *Experimental and numerical flow visualization ASME. Vol 218*.
- [69] **Ueno, H. Okajima, A. Tanaka, H. Hasegawa, T.** 1994. Noise measurement and numerical simulation of oil flow in pressure control valves. *JSME International Journal*.
- [70] **Urata, E.** 1969. Thrust of poppet valve. *Bulletin of JSME*.
- [71] **Vaughan, N.D. Johnston, D. N. Edge, K.A.** 1992. Numerical simulation of fluid flow in poppet valves. *Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol 206*.
- [72] **Von Mises, R.** 1917. The calculation of flow coefficients for nozzle and orifice. *VDA 61 (21,22, 23)*
- [73] **Washio, S. Nakamura, Y. Yu. Y.** 1999. Static characteristics of a piston-type relief valve. *IProceedings of the Institution of Mechanical Engineers. 213.3. 231-239*.
- [74] **Wu, D. Burton, R. Schoneau, G. Bitner, D.** 2003. Modelling of orifice flow rate at very small openings. *International of fluid power* 4.

- [75] **Wu, D. Burton, R., Schoneau, G. Bitner, D.** 2003. Analysis and optimization design of pressure compensated flow control valves. *Proceedings of IMECE 03. IMECE2003-42707.*
- [76] **Wu, D. Burton, R. Schoneau, G.** 2002. An empirical discharge coefficient model for orifice flow. *International Journal of Fluid Power 3 No 3 pp. 13-18.*
- [77] **Wuest, W.** 1954. Stromung durch Schlitz-und Lochblenden bei kleinen Reynolds-Zahlen. *Ingenieur Archiv. N° 22, 357-367.*
- [78] **Yao, D. Bitner, D. Burton, R. Nikiforuk, P.** 1997. Some static and dynamic considerations in the design of a direct sensing pressure relief valve. *Proc. Intl. Fluid Power Workshop. Bath.*

10.NOMENCLATURA

10. Nomenclatura.

Llatines	
a_0	Àrea secció orifici
a_{vc}	Àrea secció vena contracta
a_n	Àrea secció aigües amunt
a_d	Àrea secció aigües avall
C	Constant d'esmoreïment viscosa.
C_c	Coefficient de contracció
C_d	Coefficient de descàrrega
C_q	Coefficient de fluxe
C_v	Coefficient de velocitat
D_h	Diàmetre hidràulic
d	Diàmetre entrada mini VLP
d_t	Diàmetre del tap de la mini VLP
f_F	Forces de fluxe adimensionalitzades
F_p, F_{fluxe}	Forces de fluxe
F_m	Força de la molla de la mini VLP
F_{fp}	Força de fregament viscos
F_{tm}	Força pre càrrega molla
K	Número de cavitació
K_{molla}	Constant rigidesa de la molla
K_{oli}	Mòdul d'elasticitat volumètrica oli.
$k_i, i=1,2,6$	Constants
p_0	Pressió a la secció de l'orifici
p_{vc}	Pressió a la secció de la vena contracta
p_n	Pressió a la secció aigües amunt
p_d	Pressió a la secció aigües avall
p_1	Pressió a la entrada de la mini VLP
Δp	Diferència de pressions entre la secció d'aigües amunt i la secció d'aigües avall
p_v	Pressió de vaporització
M	Massa del tap de la mini VLP
pos, x	Valor de la posició d'obertura de la mini VLP
Q, Q_{valv}	Cabal que circula per la mini VLP
Q_m	Cabal que entra per la mini VLP
Q_{mov}	Cabal desplaçat per la mini VLP
Re	Número de Reynolds
S_1	Àrea de la secció d'entrada de la mini VLP
S_2	Àrea de la secció de sortida de la mini VLP
v_0	Velocitat a la secció de l'orifici
v_{vc}	Velocitat a la secció de la vena contracta
v_n	Velocitat a la secció d'aigües amunt
v_d	Velocitat a la secció d'aigües avall
x, pos	Valor de la posició d'obertura de la mini VLP
Gregues	
λ	Número de fluxe
δ	Coefficient de descàrrega laminar
θ	Angle meitat del tap cònic de la mini VLP
ρ	Densitat
μ	Viscositat dinàmica
ν	Viscositat cinemàtica
$\frac{\phi d}{Y}$	Relació diàmetre alçada de la virolla dels taps xamfrà