



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA  
BARCELONATECH  
Escola d'Enginyeria de Barcelona Est

TREBALL FI DE GRAU

**Grau en Enginyeria Mecànica**

**ESTUDI I MODELITZACIÓ CFD D'UN EJECTOR**



**Memòria**

**Autor:** Foad Amazian  
**Director:** Joan Grau  
**Co-Director:** Ricardo Torres  
**Convocatòria:** Juny 2022



## Resum

El present projecte es basa en l'estudi i la modelització CFD (Computacional Fluid Dynamics) d'un ejector amb aplicacions per l'aprofitament de l'hidrogen residual en el procés d'obtenció d'energia elèctrica en piles PEM. S'utilitzarà el software Comsol Multiphysics per fer les simulacions computacionals que permetran fer un estudi complet i precís del comportament del flux dins l'ejector.

L'objectiu principal és obtenir les relacions entre les diferents geometries que ens permetran dimensionar l'ejector per tal de millorar el seu rendiment. Primer s'analitzen les pressions inicials òptimes de funcionament de l'ejector i s'estudien les geometries que tenen una influència directe en el seu rendiment. Es fa un estudi per trobar les possibles relacions entre les geometries més influents en el rendiment, que ens permetran dimensionar l'ejector de la manera més optimitzada possible. Finalment, es fan els canvis en la geometria del model estudiat inicialment, a partir de les relacions òptimes trobades, per tal d'observar si hi ha canvis destacables en els cabals i el rendiment.

Els resultats ens mostren que el model final amb els canvis implementats, presenta una millora considerable en el rendiment per totes les condicions inicials de pressió estudiades. El model final és capaç d'induir més cabal màssic d'hidrogen que el model inicial, només fent una sèrie de canvis en les geometries.

## Resumen

El presente proyecto se basa en el estudio y la modelización CFD (Computacional Fluid Dynamics) de un eyector con aplicaciones en el aprovechamiento del hidrogeno residual en el proceso de obtención de energía eléctrica en pilas PEM. Se utilizará el software Comsol Multiphysics para realizar las simulaciones computacionales que permitirán hacer un estudio completo y preciso del comportamiento del flujo dentro del eyector.

El objetivo principal es obtener las relaciones entre las diferentes geometrías que nos permitirán dimensionar el eyector para mejorar su rendimiento. Primero se analizan las presiones iniciales óptimas de funcionamiento del eyector y se estudian las geometrías que tienen una influencia directa en su rendimiento. Se realiza un estudio para encontrar las posibles relaciones entre las geometrías más influyentes en el rendimiento, que nos permitirán dimensionar el eyector de la manera más optimizada posible. Finalmente, se realizan los cambios en la geometría del modelo estudiado inicialmente, a partir de las relaciones óptimas encontradas, a fin de observar si hay cambios destacables en los caudales y el rendimiento.

Los resultados nos muestran que el modelo final con los cambios implementados presenta una mejora considerable en el rendimiento para todas las condiciones iniciales de presión estudiadas. El modelo final es capaz de inducir un mayor caudal másico de hidrógeno que el modelo inicial, sólo haciendo una serie de cambios en las geometrías.

## **Abstract**

This project is based on the study and CFD (Computational Fluid Dynamics) modeling of an ejector with applications in the use of residual hydrogen in the process of obtaining electrical energy in PEM batteries. The Comsol Multiphysics software will be used to perform the computational simulations that will allow a complete and accurate study of the flow behavior inside the ejector.

The main objective is to obtain the relationships between the different geometries that will allow us to size the ejector to improve its performance. First, the optimal initial operating pressures of the ejector are analyzed and the geometries that have a direct influence on its performance are studied. A study is carried out to find the possible relationships between the most influential geometries on performance, which will allow us to size the ejector in the most optimized way possible. Finally, changes are made in the geometry of the model initially studied, based on the optimal relationships found, to observe if there are any notable changes in flows and performance.

The results show us that the final model with the implemented changes presents a considerable improvement in performance for all the initial pressure conditions studied. The final model can induce a higher mass flow rate of hydrogen than the initial model, just by making some changes in the geometries.

## Agraïments

En primer lloc, m'agradaria donar les gràcies al director d'aquest projecte, en Joan Grau, per haver fet un bon seguiment del treball des del primer dia, i per haver resolt els dubtes que he anat tenint durant la realització tant de les simulacions, com de la memòria.

Seguidament m'agradaria agrair al codirector, en Ricardo Torres, per haver ajudat en la resolució d'alguns problemes que han sorgit alhora de fer les simulacions, i per haver ajudat en la comprensió d'alguns conceptes teòrics.

Finalment, voldria donar les gràcies a la meva família i amics, per el suport moral que m'han donat durant tota la carrera, i en especial, en la realització d'aquest projecte.

## Llista de figures

FIG. 2.1 - FLUX A TRAVÉS D'UNA ONA DE XOC NORMAL FIXE. (WHITE 2004) .....	11
FIG. 2.2 - MODEL DE L'EJECTOR AMB TOVERA CONVERGENT-DIVERGENT (YAPICI I ERSOY, 2005).....	12
FIG. 2.3 - MODES OPERACIONALS D'UN EJECTOR (ZHU I LI, 2009).....	14
FIG. 2.4 – FUNCIONAMENT D'UNA TOVERA CONVERGENT: A) GEOMETRIA DE LA TOVERA AMB LES PRESSIONS CARACTERÍSTIQUES; (B) DISTRIBUCIONS DE PRESSIÓ ORIGINADES PER LES DIFERENTS PRESSIONS AMBIENT; (C) CABAL MÀSSIC EN FUNCIÓ DE LA PRESSIÓ AMBIENT. (WHITE, 2004).....	15
FIG. 2.5 - FUNCIONAMENT D'UNA TOVERA CONVERGENT-DIVERGENT: A) GEOMETRIA DE LA TOVERA AMB LES PRESSIONS CARACTERÍSTIQUES I LES POSSIBLES CONFIGURACIONS DEL FLUX; (B) DISTRIBUCIONS DE PRESSIÓ ORIGINADES PER LES DIFERENTS PRESSIONS AMBIENT; (C) CABAL MÀSSIC EN FUNCIÓ DE LA PRESSIÓ AMBIENT. (WHITE, 2004) .....	16
FIG. 2.6 - GEOMETRIA DELS DIFUSORS I RÈGIMS DE FLUX MÉS COMUNS: (A) DIFUSOR DE PARETS PLANES; (B) DIFUSOR CÒNIC; (C) DIAGRAMA D'ESTABILITAT D'UN DIFUSOR DE PARETS PLANES. (WHITE, 2004) ...	19
FIG. 2.7 - ACTUACIONS D'UN DIFUSOR: (A) CONFIGURACIÓ IDEAL AMB ACTUACIONS ÒPTIMES; (B) SITUACIÓ REAL, AMB SEPARACIÓ DE LA CAPA LÍMIT I ACTUACIONS MEDIOCRES. (WHITE, 2004) .....	20
FIG. 3.1 – REPRESENTACIÓ GRÀFICA DE LA DESCOMPOSICIÓ DE REYNOLDS (FREI, 2017).....	24
FIG. 3.2 – REPRESENTACIÓ DE LES DIVERSES CAPES QUE ES FORMEN PROP DE LA PARET (FREI, 2017) .....	29
FIG. 3.3 – REPRESENTACIÓ DE L'APROXIMACIÓ QUE FAN LES WALL FUNCTIONS PROP DE LA PARET (FREI, 2017).....	29
FIG. 4.1 - GEOMETRIA INICIAL DE L'EJECTOR.....	36
FIG. 4.2 - GEOMETRIA INICIAL DE L'EJECTOR TREBALLANT COM UNA TOVERA CONVERGENT-DIVERGENT	36
FIG. 4.3 – ENTRADES I SORTIDES DE L'EJECTOR .....	39
FIG. 4.4– GRÀFICA DE CONVERGÈNCIA DE MALLA .....	40
FIG. 4.5 – DISTÀNCIA DES DE LA PARET FINS AL DOMINI DE CÀLCUL .....	41
FIG. 4.6 – REPRESENTACIÓ GRÀFICA EN 2D DE LA DISTÀNCIA DES DEL DOMINI DE CÀLCUL A LA PARET AMB LA MALLA DE L'ESTUDI .....	41
FIG. 4.7 – MALLA UTILITZADA EN AQUEST ESTUDI .....	42
FIG. 4.8 – DEFINICIÓ DEL “BARRIDO AUXILIAR” .....	43
FIG. 4.9 – DEFINICIÓ DEL “BARRIDO PARAMÉTRICO” .....	43
FIG. 4.10 – RESULTATS A UNA PRESSIÓ DE SORTIDA DE 1 ATMOSFERA; A) VELOCITAT (M/S); B) PRESSIÓ (ATM); C) TEMPERATURA (K) .....	44
FIG. 4.11 – RESULTATS A UNA PRESSIÓ DE SORTIDA DE 2 ATMOSFERES; A) VELOCITAT (M/S); B) PRESSIÓ (ATM); C) TEMPERATURA (K) .....	44

FIG. 4.12 – RESULTATS A UNA PRESSIÓ DE SORTIDA DE 3 ATMOSFERES; A) VELOCITAT (M/S); B) PRESSIÓ (ATM); C) TEMPERATURA (K) .....	45
FIG. 4.13 – RESULTATS A UNA PRESSIÓ DE SORTIDA DE 4 ATMOSFERES; A) VELOCITAT (M/S); B) PRESSIÓ (ATM); C) TEMPERATURA (K) .....	45
FIG. 4.14 – RESULTATS A UNA PRESSIÓ DE SORTIDA DE 5 ATMOSFERES; A) VELOCITAT (M/S); B) PRESSIÓ (ATM); C) TEMPERATURA (K) .....	45
FIG. 5.1 – GRÀFICA DE CABAL MÀSSIC EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA PER DIFERENTS VALORS DE PRESSIÓ A L'ENTRADA.....	47
FIG. 5.2 – GRÀFICA DE PRESSIÓ AL LLARG DE LA LONGITUD DE LA TOVERA PER DIFERENTS VALORS DE PRESSIÓ DE SORTIDA.....	48
FIG. 5.3 – GRÀFICA DE PRESSIÓ AL LLARG DE LA LONGITUD DE LA TOVERA DE L'EXEMPLE DE COMSOL PER DIFERENTS VALORS DE PRESSIÓ DE SORTIDA.....	49
FIG. 5.4 – GRÀFICA DE CABAL MÀSSIC EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA PER EL MODEL DE LA TOVERA DE COMSOL .....	49
FIG. 5.5 – GRÀFICA DE PRESSIÓ AL LLARG DE LA LONGITUD DE L'EJECTOR PER DIFERENTS VALORS DE PRESSIÓ DE SORTIDA.....	51
FIG. 5.6 – GRÀFICA DE CABAL MÀSSIC PRIMARI EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA .....	52
FIG. 5.7 – GRÀFICA DE CABAL MÀSSIC SECUNDARI EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA .....	53
FIG. 5.8 – GRÀFICA DE RENDIMENT EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA .....	54
FIG. 5.9 – GRÀFICA DE RENDIMENT EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA DEL MODEL DE COMSOL .....	55
FIG. 5.10– GRÀFICA DE CABAL MÀSSIC PRIMARI EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA DEL MODEL DE COMSOL .....	56
FIG. 5.11 – GRÀFICA DE CABAL MÀSSIC SECUNDARI EN FUNCIÓ DE LA RELACIÓ ENTRE LES PRESSIONS DE L'ENTRADA I LA SORTIDA DEL MODEL DE COMSOL .....	56
FIG. 5.12 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS PARÀMETRES A ESTUDIAR (DIÀMETRES PRIMARI I SECUNDARI) .....	58
FIG. 5.13 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIÓ DE DIFERENTS DIÀMETRES D'ENTRADA.....	58
FIG. 5.14 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS PARÀMETRES A ESTUDIAR (DIÀMETRE I LONGITUD DE LA CAMBRA DE MESCLA).....	59
FIG. 5.15 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIÓ DE DIFERENTS LONGITUDS DE CAMBRA DE MESCLA....	60
FIG. 5.16 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIÓ DE DIFERENTS DIÀMETRES DE CAMBRA DE MESCLA....	61



FIG. 5.17 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS PARÀMETRES A ESTUDIAR (POSICIÓ DE LA TOVERA).....	62
FIG. 5.18 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIO DE DIFERENTS POSICIONS DE LA TOVERA.....	62
FIG. 5.19 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS PARÀMETRES A ESTUDIAR (DIÀMETRE I LONGITUD DEL DIFUSOR).....	63
FIG. 5.20 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIO DE DIFERENTS LONGITUDS I DIÀMETRES DEL DIFUSOR	64
FIG. 5.21 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS PARÀMETRES A ESTUDIAR (DIÀMETRES DE LA CAMBRA DE MESCLA I LA GOLA DE LA TOVERA).....	65
FIG. 5.22 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIO DE LA RELACIÓ DE DIÀMETRES ENTRE LA GOLA I LA CAMBRA DE MESCLA.....	66
FIG. 5.23 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS PARÀMETRES A ESTUDIAR (ANGLE DEL DIFUSOR) .....	67
FIG. 5.24 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIO DE L'ANGLE DEL DIFUSOR ENTRE 13 I 31 GRAUS.....	68
FIG. 5.25 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIO DE L'ANGLE DEL DIFUSOR ENTRE 3 I 10 GRAUS.....	69
FIG. 5.26 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS PARÀMETRES A ESTUDIAR (DIÀMETRE I LONGITUD DE LA CAMBRA DE MESCLA).....	70
FIG. 5.27 – GRÀFICA DEL RENDIMENT EN FUNCIO DE LA RELACIÓ ENTRE LA LONGITUD I EL DIÀMETRE DE LA CAMBRA DE MESCLA.....	70
FIG. 5.28 – GEOMETRIA DE L'EJECTOR AMB ELS CANVIS IMPLEMENTATS.....	71
FIG. 5.29 – COMPARACIÓ DELS RENDIMENTS ENTRE EL MODEL INICIAL I EL MODEL AMB ELS CANVIS GEOMÈTRICS IMPLEMENTATS.....	72
FIG. 5.30 – COMPARACIÓ DELS CABALS PRIMARIS ENTRE EL MODEL INICIAL I EL MODEL AMB ELS CANVIS GEOMÈTRICS IMPLEMENTATS.....	73
FIG. 5.31 – COMPARACIÓ DELS CABALS SECUNDARIS ENTRE EL MODEL INICIAL I EL MODEL AMB ELS CANVIS GEOMÈTRICS IMPLEMENTATS .....	74
FIG. 7.1 TAULA DE SALARI BRUT ANUAL I GUANY PER HORA PER TIPUS D'OCUPACIÓ DEL 2019 (IDESCAT) .....	79



# Índex

RESUM.....	I
RESUMEN .....	II
ABSTRACT .....	III
AGRAÏMENTS .....	IV
LLISTA DE FIGURES .....	V
ÍNDEX .....	IX
<b>1. INTRODUCCIÓ .....</b>	<b>3</b>
1.1. INTRODUCCIÓ .....	3
1.2. OBJECTIUS .....	5
<b>2. FLUX COMPRESSIBLE I EJECTORS .....</b>	<b>7</b>
2.1. FLUX COMPRESSIBLE.....	7
2.1.1. Número de Mach .....	7
2.1.2. Model dels gasos ideals .....	7
2.1.3. Velocitat del so .....	8
2.1.4. Procés isentròpic .....	9
2.1.5. Ones de xoc .....	10
2.2. PARTS DE L'EJECTOR .....	12
2.2.1. Modes de funcionament .....	14
2.2.2. Tovera convergent .....	15
2.2.3. Tovera convergent-divergent.....	16
2.2.4. Difusor .....	17
<b>3. MODELITZACIÓ CFD .....</b>	<b>21</b>
3.1. EQUACIONS DE NAVIER STOKES .....	23
3.2. MODELS DE TURBULÈNCIA .....	27
3.3. WALL FUNCTIONS.....	28
<b>4. MODELITZACIÓ AMB COMSOL .....</b>	<b>33</b>
4.1. PARÀMETRES INICIALS .....	33
4.2. GEOMETRIA .....	34
4.3. MATERIAL.....	37

---

4.4.	CONDICIONS DE CONTORN .....	37
4.5.	MALLA .....	39
4.6.	ESTUDIS.....	42
4.7.	EXEMPLE .....	44
<b>5.</b>	<b>RESULTATS .....</b>	<b>46</b>
5.1.	ESTUDI TOVERA.....	46
5.2.	ANÀLISI DE PRESSIONS DE L'EJECTOR .....	51
5.3.	ANÀLISI DE LES DIFERENTS GEOMETRIES .....	57
5.3.1.	<i>Anàlisi de les diferents geometries per separat.....</i>	<i>58</i>
5.3.2.	<i>Relacions entre les geometries més importants pel rendiment.....</i>	<i>64</i>
5.4.	IMPLEMENTACIÓ DELS CANVIS.....	71
<b>6.</b>	<b>CONCLUSIONS.....</b>	<b>75</b>
<b>7.</b>	<b>PRESSUPOST I/O ANÀLISI ECONÒMICA .....</b>	<b>79</b>
<b>8.</b>	<b>ANÀLISI DE L'IMPACTE AMBIENTAL .....</b>	<b>83</b>
	<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>85</b>





# 1. Introducció

## 1.1. Introducció

La gran demanda energètica que està experimentant el nostre planeta a causa principalment de l'augment massiu de la població mundial, es preveu que augmenti cada cop més en els pròxims anys, i és de gran importància el desenvolupament de fonts d'energies renovables per tal de cobrir aquesta gran demanda. Durant els últims 50 anys, s'ha cobert la demanda principalment amb fonts d'energia no renovables, i amb la utilització de combustibles fòssils, cosa que ha generat un augment de la contaminació atmosfèrica i un impacte mediambiental greu. La reducció en la utilització dels combustibles fòssils, és primordial en la generació d'energies pel futur, no solament per la alta taxa de contaminació que provoca, sinó per l'escassetat i la dificultat d'accedir al component del qual se'n obtenen aquests combustibles, el petroli.

Una alternativa que ha agafat força els últims anys, és la utilització d'hidrogen com a combustible, en substitució de gasos que produeixen emissions contaminants. Aquest fluid presenta l'avantatge principal que la seva utilització no presenta emissions de carboni que puguin augmentar encara més la contaminació. L'únic residu que s'obté de la seva utilització, és l'aigua, que es pot reutilitzar com a font per la obtenció d'hidrogen.

A més, l'hidrogen no només presenta una major eficiència que els combustibles fòssils, sinó que el podem fer servir de diferents maneres per obtenir energia, des de la seva combustió, fins a la seva utilització per generar energia elèctrica a través de piles de combustible.

Una de les aplicacions que més s'ha utilitzat l'hidrogen com a font renovable d'energia, és en la obtenció d'energia elèctrica per mitjà de piles PEM. Durant aquest procés, es genera una quantitat d'hidrogen sobrant que no es pot deixar anar a l'atmosfera ja que suposaria una pèrdua molt gran d'energia. El que es fa amb aquesta cabal sobrant, és reciclar-lo a l'entrada per tal d'aprofitar-lo.

Aquesta recirculació es podria fer amb un compressor, que mouria l'hidrogen des de la sortida cap a l'entrada, en un circuit tancat. Aquesta opció podria ser interessant, ja que pot treballar a una àmplia gamma de cabals, però el fet de que requereixi d'un manteniment, i una font d'energia externa, fa que altres components més senzills siguin més interessants.

Per aquests tipus de circuits de recirculació d'hidrogen, s'utilitzen els ejectors. Aquests dispositius no presenten parts mòbils, i no requereixen de fonts d'energia externes addicionals per fer la circulació de fluids. Els ejectors aprofiten part de l'energia de l'hidrogen que entra per un dels conductes d'entrada, per induir cabal de fluid per l'altre conducte, a través de la depressió que es

crea al accelerar el fluid amb una tovera. Aquesta tovera pot ser convergent o convergent-divergent.

El fet de que sigui un sol component sense parts mòbils i l'acceleració de fluid es faci amb una tovera, fa que el seu dimensionament sigui molt important pel correcte funcionament de l'ejector. Per tal de determinar les condicions més òptimes de funcionament dels ejectors, es poden simular les seves condicions amb programes de simulació computacional.

La dinàmica de fluids computacional o CFD (en anglès, Computational Fluid Dynamics) utilitza mètodes numèrics i algorismes per tal de resoldre i analitzar problemes sobre el flux dels fluids.

En la memòria d'aquest estudi, primerament s'introdueixen els conceptes teòrics sobre fluxos compressibles necessaris per entendre el comportament del fluid dins l'ejector (Apartat 2.1). Seguidament s'expliquen els possibles modes de funcionament de l'ejector en funció de les condicions inicials a les que es trobi, i s'expliquen en detall el funcionament d'algunes de les parts de l'ejector (Apartat 2.2). També s'introdueixen conceptes bàsics sobre la modelització en CFD, a més del model de turbulència utilitzat i les consideracions que té el programa alhora d'aproximar el comportament del fluid prop de les parets (Apartat 3). S'exposaran també els passos que s'han seguit alhora de crear el model de l'ejector (Apartat 4). Finalment, es presenten els resultats obtinguts en les simulacions i es tracta de donar una explicació lògica del comportament de l'ejector (Apartat 5).



## 1.2. Objectius

L'objectiu principal d'aquest estudi és la modelització CFD d'un ejector per tal de veure quins efectes tenen els canvis d'algunes geometries, en el rendiment de l'ejector. La geometria de la qual es començaran a fer les simulacions serà proporcionada pel departament de Mecànica de Fluids de la EEBE, i les simulacions es faran a través del programa Comsol Multiphysics 6.0.

Un dels objectius que té aquest estudi és, a partir de les primeres observacions on es determinaran quines són les dimensions que més influència tenen en el rendiment, obtenir les relacions geomètriques òptimes que milloraran les prestacions del nostre ejector.

Per tal de comprovar si aquestes relacions compleixen el nostre objectiu, es faran els canvis en la geometria inicial segons aquestes relacions, per veure si suposen una millora de rendiment.

La geometria de la que partirem ja ha set estudiada per altres alumnes en treballs de fi de grau, on s'han determinat condicions òptimes de pressions d'entrada i de sortida de l'ejector. En aquest estudi, no només es vol determinar les millors condicions inicials per l'ejector, sinó que es vol modificar la seva geometria exposant unes relacions geomètriques aplicables a qualsevol ejector.



## 2. Flux Compressible i Ejectors

### 2.1. FLUX COMPRESSIBLE

#### 2.1.1. Número de Mach

El paràmetre més important en l'anàlisi de fluids compressibles, és el número de Mach. El número de Mach és un paràmetre adimensional que relaciona la velocitat del fluid amb la velocitat del so a les condicions de pressió i temperatura a la que està el fluid. Podem entendre per tant, el número de Mach amb la següent fórmula:

$$Ma = \frac{V}{a}$$

Eq. 2.1

Depenent del número de Mach, el flux d'un fluid pot classificar-se com:

- Flux incompressible  $Ma < 0,3$  : La densitat es pot considerar constant i es poden depreciar els efectes de la temperatura.
- Flux subsònic  $0,3 < Ma < 0,8$  : Les variacions de la densitat comencen a ser importants, però no tant com perquè sorgeixin ones de xoc.
- Flux sònic  $0,8 < Ma < 1,2$  : Apareixen ones de xoc que separen el fluid en regions subsòniques i supersòniques.
- Flux supersònic  $1,2 < Ma < 3$  : Apareixen ones de xoc però no hi ha regions subsòniques.
- Flux hipersònic  $Ma > 3$  : Apareixen ones de xoc especialment fortes.

#### 2.1.2. Model dels gasos ideals

Els càlculs de fluxos compressibles, es poden fer per qualsevol equació d'estat, però la major part dels anàlisis elementals es limiten a gasos ideals perfectes amb calors específics constants. Així doncs, l'equació de gasos ideals perfectes és:

$$P = \rho RT = \frac{RT}{\vartheta}$$

Eq. 2.2

On  $P$  és la pressió,  $\rho$  és la densitat,  $\vartheta$  és el volum específic,  $T$  és la temperatura i  $R$  fa referència a la constant específica dels gasos.

Les variacions d'energia interna  $\hat{u}$  i entalpia  $h$  d'un gas perfecte amb calors específics constants venen donats per les equacions 2.3 i 2.4.

$$\hat{u}_2 - \hat{u}_1 = c_v(T_2 - T_1) \quad \text{Eq. 2.3}$$

$$h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) \quad \text{Eq. 2.4}$$

### 2.1.3. Velocitat del so

La velocitat del so es pot definir com la velocitat de propagació d'un puls infinitesimal de pressió a través d'un fluid en repòs. És una propietat termodinàmica del fluid. (White, 2004)

La velocitat del so es pot calcular com a :

$$a = \sqrt{\left. \frac{\partial p}{\partial \rho} \right|_s} \quad \text{Eq. 2.5}$$

On  $p$  és la pressió i  $\rho$  és la densitat. La lletra  $S$  fa referència a que és un procés isentròpic.

En termes de volum específic, la fórmula per la velocitat del so es pot expressar de la següent manera:

$$a = \sqrt{\left. -v^2 \frac{\partial p}{\partial v} \right|_s} \quad \text{Eq. 2.6}$$

En el cas de que el fluid sigui un gas ideal, la relació entre la pressió i el volum específic fixant l'entropia, és:

$$pv^k = \text{constant} \quad \text{Eq. 2.7}$$

On  $k$  és la relació de calors específics. (Eq. 2.12)

Al fer la derivada de la pressió arribem a la igualtat:

$$\left. \frac{\partial p}{\partial v} \right|_s = \frac{-kp}{v} \quad \text{Eq. 2.8}$$

I al substituir l'equació 2.8 a la 2.5, ens queda:

$$a = \sqrt{kp\vartheta}$$

Eq. 2.9

Per un gas ideal, podem definir la velocitat del so en termes de Temperatura:

$$a = \sqrt{kR'T}$$

Eq. 2.10

Dins aquesta equació podem identificar el terme  $R'$ . Aquest fa referència a la constant específica dels gasos, que està relacionada amb la constant universal dels gasos de la següent manera:

$$R' = \frac{R}{M}$$

Eq. 2.11

La  $M$  és la massa molar del gas del qual en calculem la  $R$  específica.

Per altre banda, podem identificar el terme  $k$ , que fa referència a la relació de calors específics. Aquest paràmetre relaciona la calor específica a pressió constant amb la calor específica a volum const.

$$k = \frac{C_p}{C_v}$$

Eq. 2.12

#### 2.1.4. Procés isentròpic

L'aproximació isentròpica és molt usual en la teoria de fluxos compressibles. Les variacions d'entropia es calculen a partir de la primera i la segona llei de la termodinàmica per substàncies pures.

$$Tds = dh - \frac{dp}{\rho}$$

Eq. 2.13

Introduint per un gas perfecte ( $c_p$  constant):

$$dh = c_p dT$$

Eq. 2.14

I substituint l'equació de gasos ideals (Eq. 2.2), obtenim:

$$ds = \frac{c_p dT}{T} - \frac{dpR}{p}$$

Eq. 2.15

Si  $c_p$  és variable, es necessiten les taules del gas. Però si  $c_p$  és constant, podem obtenir resultats analítics integrant l'equació 2.15.

$$s_2 - s_1 = c_p \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = c_v \cdot \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)$$

Eq. 2.16

Aquesta equació s'utilitza per calcular la variació d'entropia a través d'una ona de xoc, que és un procés irreversible.

Quan el flux és isentròpic,  $s_2 = s_1$  i obtenim les següents relacions potencials per un gas perfecte isentròpic:

$$\frac{P}{\rho^k} = constant \rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^k$$

Eq. 2.17

### 2.1.5. Ones de xoc

Una ona de xoc és una irreversibilitat que es dona en fluxos supersònics quan una ona de pressió flueix a una velocitat més gran a la velocitat del so. Aquestes ones venen acompanyades de canvis termodinàmics molt grans en el flux i és per això que es considera una discontinuïtat en el camp de fluid.

Per fer l'anàlisi de les propietats que es veuen alterades per una ona de xoc, ens fixarem en la figura 2.1 on es pot observar una ona de xoc normal en la secció de la part divergent d'una tovera.

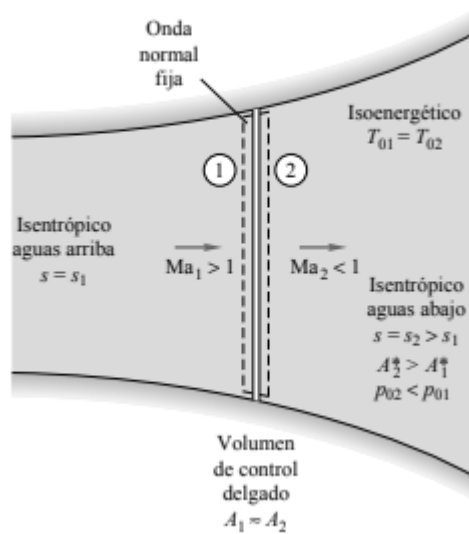


Fig. 2.1 - Flux a través d'una ona de xoc normal fixe. (White 2004)

Degut al poc gruix que té la ona de xoc, per aquest anàlisi, suposarem que  $A_1 = A_2$ . Agafant un volum de control immediatament per davant i darrera de la ona, i aplicant continuïtat (Eq. 2.18), quantitat de moviment (Eq. 2.19), i fent un balanç d'energia (Eq. 2.20), obtindrem les expressions següents:

$$\rho_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot V_2 = cte \tag{Eq. 2.18}$$

$$p_1 - p_2 = \rho_2 \cdot V_2^2 - \rho_1 \cdot V_1^2 \tag{Eq. 2.19}$$

$$h_1 + \frac{1}{2}V_1^2 = h_2 + \frac{1}{2}V_2^2 = cte \tag{Eq. 2.20}$$

On  $V_1$  i  $V_2$  són les velocitats del fluid abans i després de la ona de xoc.

Combinant aquestes equacions, arribem a la relació de Rankine-Hugoniot. Aquesta relació conté únicament propietats termodinàmiques i és independent de l'equació d'estat.

$$h_1 - h_2 = \frac{1}{2}(p_2 - p_1) \left( \frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \tag{Eq. 2.21}$$

Introduint ara l'equació de gasos perfectes (Eq. 2.14),

$$h = C_p \cdot T = \frac{kP}{\rho(k - 1)} \tag{Eq. 2.22}$$

A partir de les expressions 2.20, 2.21, 2.22 obtenim l'equació més simplificada següent:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{1 + \frac{p_2}{p_1} \left( \frac{k+1}{k-1} \right)}{\left( \frac{k+1}{k-1} \right) + \frac{p_2}{p_1}}$$

Eq. 2.23

## 2.2. PARTS DE L'EJECTOR

Un ejector és un dispositiu capaç d'induir un fluid secundari a partir d'un altre fluid primari sense haver de introduir energia externa. Són utilitzats en molts àmbits diferents dins l'enginyeria, però on ens centrarem nosaltres, és en les seves aplicacions en el circuit de recirculació per l'aprofitament de l'hidrogen residual que es genera al obtenir energia elèctrica en piles PEM.

La geometria d'un ejector consta de 4 parts: La tovera, la cambra de succió, la cambra de mescla i el difusor.

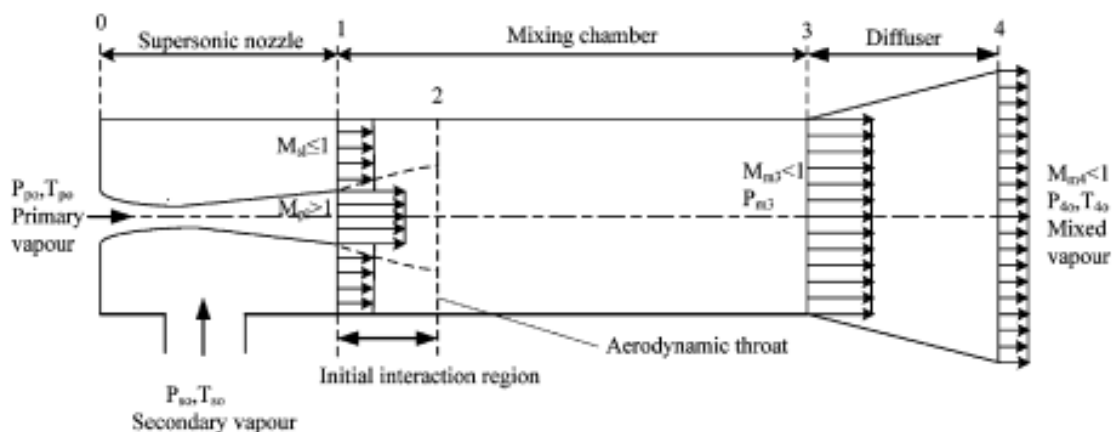


Fig. 2.2 - Model de l'ejector amb tovera convergent-divergent (Yapici i Ersoy, 2005)

El fluid entra pel conducte primari cap a la tovera amb una càrrega d'energia inicial deguda a la alta pressió a la que es troba. Aquest fluid s'accelera fins a una velocitat subsònica, en el cas en que per les condicions inicials estiguem en el mode subcrític, o a velocitat sòniques si estem en el mode crític. Aquesta acceleració del fluid, genera una depressió a la sortida de la tovera que induirà el segon fluid cap a la cambra de succió.

En el cas de que dins l'ejector tinguem una tovera convergent, i la pressió primària sigui lo suficientment gran, el fluid pot arribar a una velocitat sònica a la gola de la tovera i el fluid experimenta una expansió fora d'aquesta. En el cas de que tinguem una tovera convergent-divergent, si es donen les condicions adequades, el fluid pot arribar a bloquejar la gola de la tovera i arribar a velocitats supersòniques en la part divergent.



Dins la cambra de succió, es genera una zona de depressió que indueix el fluid secundari i l'accelera. L'acceleració d'aquest segon fluid es genera principalment per la diferència de pressions entre el conducte secundari i aquesta zona de depressió, però també tenen una certa influència els esforços tallants entre els dos fluids quan entren en contacte.

Dins la cambra de mescla, els dos fluids es barrejaran en un procés complex del que encara no se sap amb certesa com succeeix. Al entrar els dos fluids dins la cambra, el fluid primari que s'està expandint després de sortir de la tovera, disminueix l'àrea per la que pot circular el fluid secundari. Això genera una segona gola que accelera el fluid secundari fins que es produeix un xoc on els dos fluids es mesclen. Aquest conducte ha de ser lo suficientment llarg com perquè els dos fluids tinguin temps de barrejar-se, i perquè els fluids es desaccelerïn fins a una velocitat subsònica, ja que si arriben a molta velocitat al difusor, es pot produir una ona de xoc que pot afectar al rendiment de l'ejector. Un cop s'han mesclat els fluids, aquests arriben al difusor on es desaccelerem i on tornem a recuperar la pressió.

### 2.2.1. Modes de funcionament

Es poden diferenciar 3 tipus de comportaments de l'ejector segons el rendiment, en funció de les condicions inicials de pressió en les entrades i les sortides.

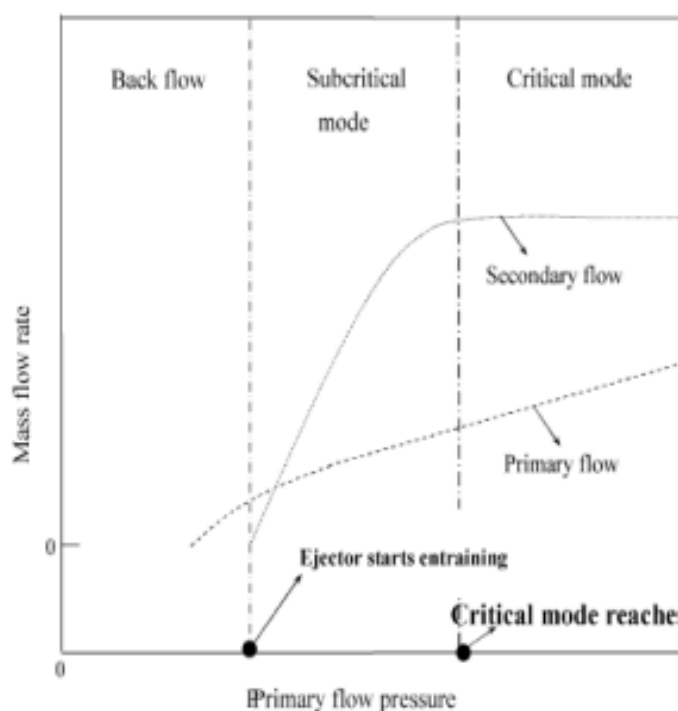


Fig. 2.3 - Modes operacionals d'un ejector (Zhu i Li, 2009)

El primer tipus de comportament que podem observar en la figura 2.3, és el de "Back flow" o Mode de retorn. Aquest mode es produeix quan la pressió en l'entrada primària no és lo suficientment gran com per accelerar el fluid i produir una caiguda de pressió que indueixi cabal en el conducte secundari. En aquestes condicions, el fluid circula per la tovera, i depenent de la pressió de sortida, el fluid pot arribar a sortir pel conducte secundari. Aquesta configuració no és la adequada pel bon funcionament de l'ejector i s'ha d'evitar sempre.

El segon mode que podem trobar en quant a comportament del ejector, és el mode Subcrític. Al augmentar la diferència entre les pressions de entrada primària i de sortida, ja sigui augmentant la d'entrada o disminuint la de sortida, l'ejector comença a treballar adequadament i es comença a induir fluid pel conducte secundari. En aquest mode la circulació de cabals és la adequada i no observem recirculació de fluid. En aquesta fase el rendiment depèn principalment de la pressió de l'entrada primària, i hi ha un augment lineal dels dos cabals.

Per últim, podem veure en la figura 2.3 el mode Crític de funcionament de l'ejector. En aquest mode el cabal secundari està bloquejat i no augmenta quan incrementem la pressió primària. Això es deu a que al augmentar la pressió de l'entrada primària, el fluid s'accelerará molt més i es produirà una zona de baixa pressió a la sortida de la tovera. Aquesta baixa pressió induirà el màxim cabal secundari fins que quedi bloquejat. Pel que fa el cabal primari es pot veure com segueix augmentant linealment amb la pressió primària. El rendiment en aquest mode disminueix progressivament, ja que tenim el cabal secundari bloquejat i el primari augmenta.

El millor rendiment de l'ejector l'obtenim al principi del mode crític, quan el cabal secundari és màxim. Si seguim augmentant la pressió en el primari, el cabal primari segueix augmentant i el rendiment baixa. Per contra, si disminuïm el valor de la pressió primària, disminuïm el cabal primari, però disminuïm encara amb més mesura el cabal secundari, cosa que fa que el rendiment també disminuïxi.

### 2.2.2. Tovera convergent

En aquest apartat s'explicarà el comportament de les toveres convergents per les diferents pressions. Per fer-ho, es considerarà la tovera convergent de la figura 2.4.

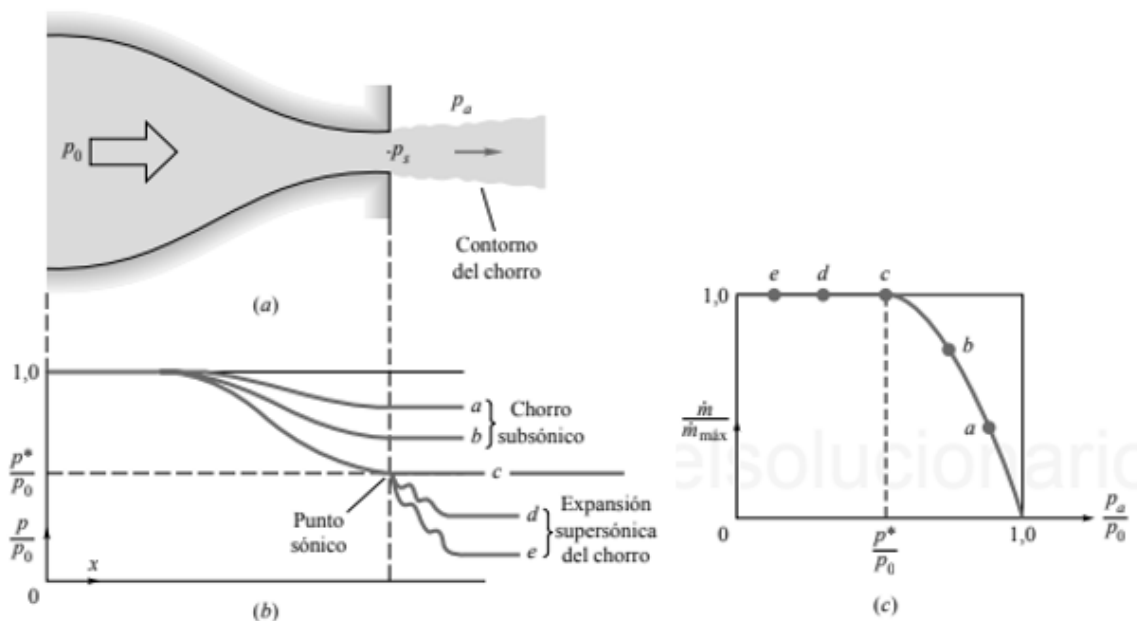


Fig. 2.4 – Funcionament d'una tovera convergent: a) Geometria de la tovera amb les pressions característiques; (b) Distribucions de pressió originades per les diferents pressions ambient; (c) Cabal màssic en funció de la pressió ambient. (White, 2004)

En la tovera de la figura 2.4a podem observar un dipòsit aigües amunt on tenim una pressió de remans  $p_0$ . S'indueix el flux a partir d'una pressió ambient  $p_a$  que es troba aigües avall de la tovera i que pren valors inferiors a  $p_0$ . Per els diferents valors de  $p_a$ , podem observar diferents

comportaments i ho podem veure representat en la figura 2.4b per les diferents corbes des de la **a** a la **e**.

Quan la pressió  $p_a$  és moderadament més petita que la  $p_0$ , la corba de pressions dins l'ejector té una forma semblant a les de la **a** i la **b**. En aquest cas, la diferència de pressions no és lo suficientment gran com per induir un flux sònic a la gola. Per tant, el flux serà subsònic per tota la tovera i el cabal màssic que circularà, serà inferior al màxim.

En la corba **c**, la pressió ambient  $p_a$  coincideix amb la pressió crítica de la tovera, i la gola és sònica. Aigües amunt, el fluid és subsònic però surt de la tovera a una velocitat sònica. El cabal màssic serà el màxim que pot circular per la gola i en aquesta configuració direm que la gola està bloquejada.

Finalment, si disminuïm la pressió ambient fins a un valor inferior a la pressió crítica de la gola, obtenim les corbes **d** i **e**. En aquestes configuracions, la gola està bloquejada i el cabal màssic no augmenta respecte la corba **c**, ja que aquest és el màxim que pot circular per la tovera. La gola segueix sent sònica, i en aquest cas, a la sortida de la tovera es produeix una expansió.

### 2.2.3. Tovera convergent-divergent

Pel que fa a les toveres convergent-divergents, el comportament és diferent al variar la pressió ambient, i ho podem veure en la figura 2.5.

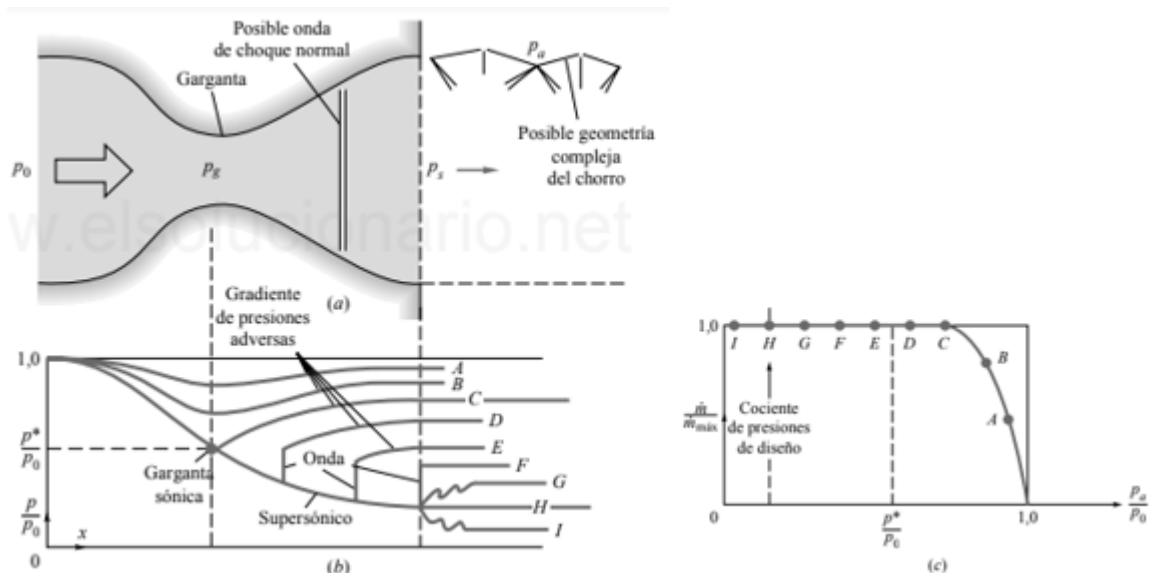


Fig. 2.5 - Funcionament d'una tovera convergent-divergent: a) Geometria de la tovera amb les pressions característiques i les possibles configuracions del flux; (b) Distribucions de pressió originades per les diferents pressions ambient; (c) Cabal màssic en funció de la pressió ambient. (White, 2004)

Com en l'apartat anterior, analitzarem el comportament de la tovera al disminuir gradualment la pressió ambient observant la figura 2.5b. Pels casos **A** i **B**, la pressió ambient no és lo suficientment baixa com per induir un flux sònic a la gola, i el flux és subsònic en tota la tovera. El cabal màssic

serà inferior al màxim i el fluid sortirà de la tovera a una velocitat subsònica. La pressió de sortida del fluid serà la mateixa que la pressió ambient.

Al disminuir la pressió de sortida arribem a la corba **C**, on la gola passa a ser sònica i el cabal màssic arriba al seu màxim. A partir d'aquest punt, per molt que augmentem la diferència de pressions, el cabal que hi circularà no augmentarà més. En la resta de la tovera, el fluid és subsònic incloent la sortida, que seguirà tenint la mateixa pressió que l'ambient.

Per les corbes entre **D** i **F**, la gola segueix estant bloquejada en els valors sònics i es produeix una ona de xoc en algun lloc de la part divergent de la tovera. Per la corba **F**, la ona de xoc normal es produeix just a la sortida de la tovera, i per la corba **G** cap ona de xoc és capaç de produir l'expansió necessària, i el flux es comprimeix a la part final mitjançant un seguit d'ones de xoc obliqües fins que s'arriba a la pressió ambient. El cabal màssic seguirà sent el màxim i el fluid en la sortida tindrà la mateixa pressió que l'ambient.

En la corba **H**, el flux divergent és completament supersònic, incloent la sortida. Aquesta situació s'anomena tovera adaptada i correspon a la pressió de disseny d'un túnel de vent supersònic o d'un motor de coet.

Finalment en el cas **I**, la pressió ambient és menor que la pressió de disseny, corba **H**, però la tovera està bloquejada. El flux de sortida s'expandeix en una sèrie complexa d'ones supersòniques fins que s'arriba a la baixa pressió ambient.

Podem notar també en el gràfic 2.5b com per pressions ambient inferiors a les del cas **C**, el flux en la tovera és supersònic i per tant, la gola no rep informació de l'exterior. El cabal roman bloquejat, i la gola no obté informació sobre les condicions de l'exterior.

#### 2.2.4. Difusor

Un cop s'han barrejat els dos fluids a alta velocitat en la cambra de mescla amb secció constant, aquests entren a la última part de l'ejector, el difusor. Un difusor és un augment progressiu de l'àrea dins d'un conducte que té la finalitat de reduir la velocitat mentre recupera la caiguda de pressió del fluid.

En l'aplicació per la que s'està estudiant l'ejector, és clau saber quins paràmetres són els que poden fer variar el cabal de sortida del nostre fluid i quins canvis podem fer per regular-lo. Doncs bé, a través de l'estudi dels paràmetres geomètrics del difusor, podrem augmentar o disminuir el cabal de sortida, i així millorar les prestacions de l'ejector.

El paràmetre bàsic que explica el comportament d'un difusor és el coeficient de recuperació  $C_p$ , que es defineix com:

$$C_p = \frac{p_s - p_e}{p_s - p_{0e}}$$

Eq. 2.24

On els subíndex s fa referència a la sortida, el subíndex e a la gola i el subíndex 0e fa referència a la pressió de romans, és a dir, la pressió del fluid si la velocitat fos 0.

Si ara considerem un difusor de parets planes (Fig. 2.6a) amb secció de sortida s i secció de entrada e, l'equació de Bernoulli ens diria que:

$$p_{0e} = p_e + \frac{1}{2}\rho V_e^2 = p_s + \frac{1}{2}\rho V_s^2$$

Eq. 2.25

Combinant les equacions 2.24 i 2.25, arribem a la següent definició sobre el coeficient de recuperació  $C_p$ :

$$C_p = 1 - \frac{V_s^2}{V_e^2}$$

Eq. 2.26

Una altre equació que es compleix és la de continuïtat (Eq. 2.27), que ens permetrà definir el  $C_p$  en funció de les àrees d'entrada i de sortida (Eq.2.28), que és un paràmetre bàsic en el dimensionament del difusor.

$$Q = V_e \cdot A_e = V_s \cdot A_s$$

Eq. 2.27

$$C_p = 1 - \frac{A_e^2}{A_s^2}$$

Eq. 2.28

El valor real de  $C_p$  pot arribar a variar molt en funció de les condicions inicials. La raó per la qual hi pot haver una diferència tant gran és per la separació del flux amb la paret. A causa del canvi de geometria que experimenta el fluid, es crea un gradient de pressió advers que provoca la separació de la capa límit de la paret, que fa que disminueix el rendiment.

Una altre conseqüència de la separació de la capa límit amb la paret, és que la configuració del flux dins el difusor és molt variable.

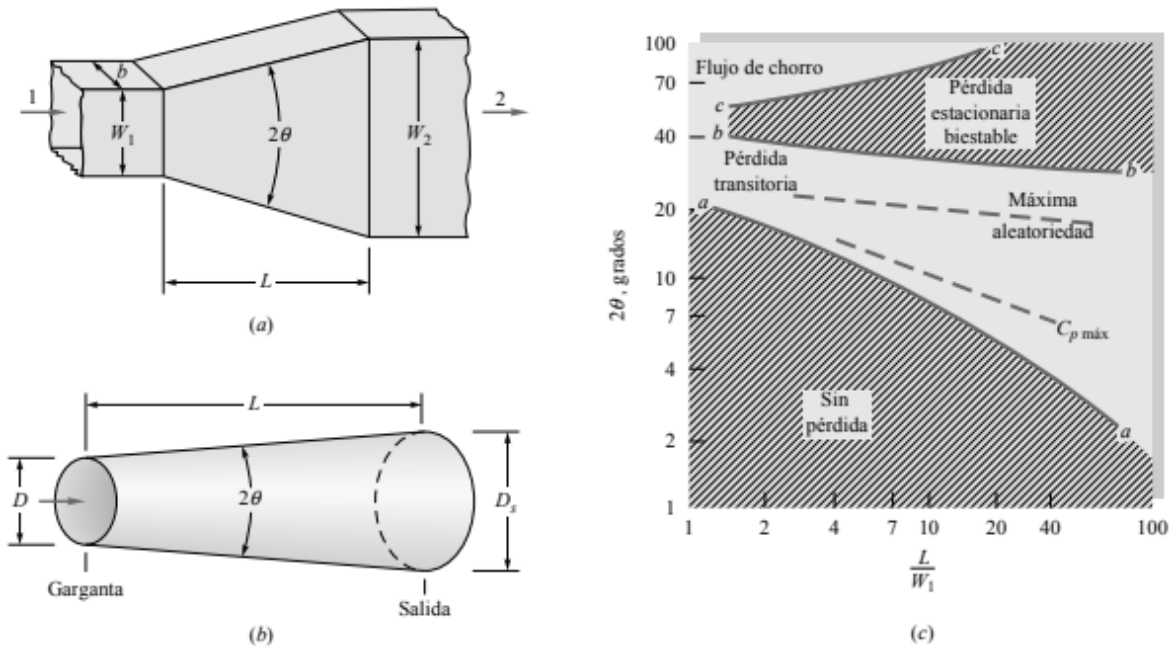


Fig. 2.6 - Geometria dels difusors i règims de flux més comuns: (a) Difusor de parets planes; (b) Difusor cònic; (c) Diagrama d'estabilitat d'un difusor de parets planes. (White, 2004)

Fox i Kline van publicar un diagrama complet d'estabilitat l'any 1962 on es podia veure les diferents configuracions de flux en un difusor (Fig. 2.6c). Hi ha quatre règims.

El primer règim és el que es troba per sota de la línia a-a' i es dona quan la diferència entre diàmetres és molt petita. En aquest cas el flux és estacionari, no hi ha separació de la capa límit i es pot dir que el rendiment és bo. El segon règim es dona entre les línies a-a' i b-b', no es separa la capa límit de la paret, però en aquest cas tenim una entrada amb pèrdua transitoria i flux no estacionari. Les millors prestacions del difusor s'obtenen en aquest segon règim. El tercer règim entre les línies b-b i c-c és una entrada en pèrdua permanent que té unes prestacions molt dolentes i no tenen gaire interès. El quart règim és un flux de "tipus raig", hi ha una separació tant gran de la corrent que ignora per complet les parets i passa per les parets de recirculació per una regió amb àrea quasi constant (Figura 2.7b). Les prestacions del difusor en aquesta configuració no tenen cap interès en l'enginyeria.

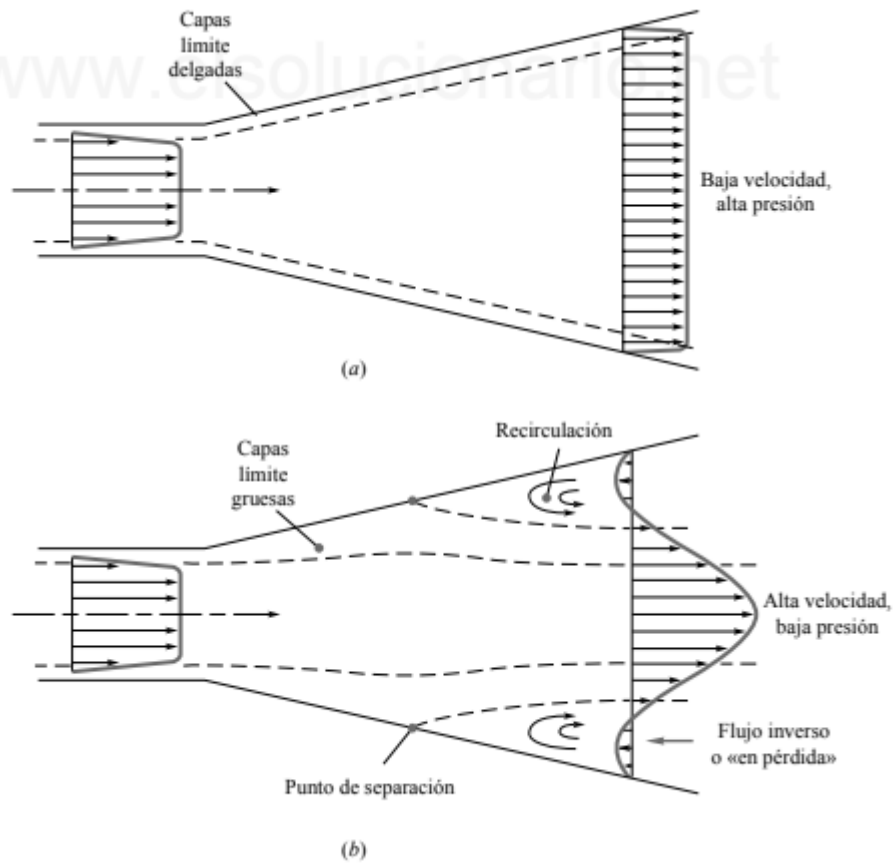


Fig. 2.7 - Actuacions d'un difusor: (a) configuració ideal amb actuacions òptimes; (b) situació real, amb separació de la capa límit i actuacions mediocres. (White, 2004)



### 3. Modelització CFD

Els ejectors que treballen amb fluids compressibles han tingut diverses aplicacions al llarg dels últims 100 anys en diversos àmbits de l'enginyeria. Una de les primeres aplicacions d'aquest component mecànic va ser en les proves d'altitud d'un sistema de propulsió, reduint la pressió en la cambra d'assaig (Roshke et al., 1962). Més tard es va utilitzar el mateix procés d'expansió dels gasos que té lloc a la cambra de mescla de l'ejector, per barrejar els gasos d'escapament, producte de la combustió de combustibles fòssils, amb aire per reduir-ne la temperatura (Zhou et al., 2000). Una altra aplicació va ser la incorporació d'un ejector per augmentar la potència de propulsió dels avions (Alperin i Wu, 1983a; Alperin i Wu, 1983b).

Els estudis sobre la predicció teòrica de l'ejector van progressar molt quan Keenan i Newman l'any 1942 van establir les equacions de continuïtat, moment i energia que permetien predir el comportament de l'ejector en una dimensió. Tot i així, van haver d'utilitzar coeficients experimentals per tal de poder arribar a una solució analítica raonable per l'equació de conservació de moment durant la mescla.

En estudis posteriors, Keenan et al. van introduir dos mètodes teòrics per resoldre el problema que tenien en la cambra de mescla. El primer mètode era un model que considerava que no hi havia diferències de pressió al llarg de la cambra. El segon, era un model que considerava que la cambra tenia una àrea constant. Van arribar a la conclusió que el primer model ofería un millor rendiment, però el model amb l'àrea de la cambra constant, ofería uns resultats que concordaven més amb els resultats experimentals.

Més tard, l'any 1977, Munday i Bagster van desenvolupar encara més el model de pressió constant, suposant que la barreja dels dos fluids no es produïa immediatament després de que el fluid primari sortís de la tovera. Creien que aquesta barreja tenia lloc en alguna secció aigües avall de la sortida de la tovera, on el fluid primari s'expandeix i forma un "conduïte convergent" per on circula el fluid secundari que accelera fins a una velocitat sònica. La mescla dels dos fluids es produeix quan el fluid secundari experimenta una ona de xoc. Aquest tipus de model va ser aplicat més endavant en l'àrea de la refrigeració i la "gola hipotètica" va ser situada dins la cambra de mescla constant (Huang et al., 1999).

Cap dels models desenvolupats per Keenan et al. i Munday i Bagster, van tenir en compte les irreversibilitats causades pel fregament de la fricció, però van ser molt útils per explicar alguns dels fenòmens que passen dins l'ejector.

Ouzzane i Aidoun (2003) van proposar un model unidimensional que va permetre fer un seguiment de les condicions de flux al llarg de l'ejector.

Malgrat els grans avenços que hi van haver gràcies a aquests estudis en la comprensió del comportament del flux, els models es quedaven curts alhora de descriure correctament la física del flux al llarg de l'ejector. És la consideració de les diferents interaccions que té el flux amb les parets i la comprensió de les diferents interaccions entre les ones de xoc i les capes límit, el que permetrà un estudi més precís del comportament general de l'ejector. Això ens permetrà també obtenir un disseny més òptim de la geometria de l'ejector i determinar les millors condicions de funcionament possibles.

La millor manera d'obtenir aquesta precisió en els resultats, és a través del CFD.

La dinàmica de fluids computacional o CFD (en anglès, Computational Fluid Dynamics) utilitza mètodes numèrics i algorismes per tal de resoldre i analitzar problemes sobre el flux dels fluids.

A causa de la complexitat de modelitzar completament el flux dins l'ejector, els models vistos fins ara, són models termodinàmics unidimensionals que calculen les equacions explícites en estat estacionari i obtenen els paràmetres de funcionament de l'ejector. En aquest tipus de models, no podem obtenir informació sobre, per exemple, la mescla turbulenta dels dos fluids o les interaccions de xoc que poden ocórrer. La dinàmica de fluids computacional utilitza mètodes numèrics per resoldre les equacions diferencials parcials que ens permeten obtenir informació molt més detallada sobre el comportament del fluid i sobre les diferents interaccions que apareixen.

Aquest tipus de simulacions han suposat un gran avenç en la validació experimental, però cal tenir en compte una sèrie d'errors que arrossegueuen les simulacions per tal de fer un adequat anàlisi dels resultats. Un dels errors més importants, són els errors de discretització. Per tal d'obtenir informació sobre el flux en totes les regions d'estudi, el CFD utilitza el mètode d'elements finits, una eina de càlcul que aproxima els problemes continus de manera que, divideix un medi continu en un seguit d'elements units entre ells per "nodes" o punts característics, on es realitzen els càlculs en qüestió. El comportament dins de cada element queda definit a través de les funcions d'interpolació del comportament dels nodes més propers. De manera que depenent del número de nodes que tinguem en la simulació, podem tenir més o menys informació.

Doncs bé, el fet de que l'eina de càlcul discretitzi el continu en un número finit de nodes o punts de càlcul, fa que hi hagi un error intrínsec a tots els mètodes numèrics.

Un error molt comú que també s'ha de tenir en compte, són els errors de modelització. Aquest tipus d'errors són degut al comportament parcialment desconegut o explicat de manera molt simple d'alguns fenòmens que poden experimentar els fluids en unes condicions determinades i que el mateix programa resol d'una manera simplificada o aproximada. Un exemple pot ser la turbulència o l'estudi de fluids multi fàsics.

Encara que les simulacions CFD no són del tot exactes, tenen l'avantatge de que poden ser generats molt ràpidament i ens poden donar informació completa i detallada dels diferents paràmetres que estudiem, sense haver de recórrer a models a escala. Un avantatge que no té a veure amb la qualitat dels resultats, però que és necessari tenir en compte, és el baix cost que comporta cada una de les simulacions que es fan en comparació als assajos de models a escala real o reduïda.

### 3.1. Equacions de Navier Stokes

Com s'ha comentat anteriorment, el fenomen més complex que haurem de tenir en compte alhora d'estudiar el comportament del fluid dins l'ejector, és la turbulència.

Podem definir la turbulència com aquell comportament desorganitzat, caòtic i aparentment aleatori que experimenta un fluid en unes condicions de pressió i velocitat determinades i que afavoreix els processos de difusió i dissipació.

Un flux turbulent presenta unes estructures rotacionals amb una àmplia gamma de escales de temps i longitud. A aquestes estructures les anomenarem remolins turbulents.

Els remolins més grans interactuen i extreuen energia del flux mig per un procés anomenat estirament de vòrtex. Les escales de temps i longitud dels vòrtex més grans són del mateix ordre de magnitud que les escales de flux mig, que al ser un flux turbulent ja són grans de per si. Això suggereix que les estructures rotacionals més grans estan dominades pels efectes inercials, mentre que els efectes viscosos són insignificants.

Els vòrtex més petits són estirats intensament degut a l'acció dels vòrtex més grans i durant aquesta interacció es transfereix energia cinètica dels remolins grans als petits en un procés anomenat cascada d'energia. Els valors del nombre de Reynolds en règim turbulent estan compresos entre  $10^3$  i  $10^6$ , i les escales més petites dels remolins són molt menors a les de major dimensió. A mesura que creix el nombre de Reynolds, creix també la separació d'escala, és a dir, augmenta la amplitud d'escala i la distància entre la més gran i la més petita.

Les equacions de Navier Stokes descriuen per complet les característiques d'un flux en règim laminar, i fins i tot poden arribar a ser calculades de forma analítica.

Per a fluids Newtonians i compressibles, es poden utilitzar les equacions de Navier-Stokes. (Versteeg i Malalasekera 2007)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u}) = 0$$

Eq. 3.1

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad}(u)) + S_{M_x}$$

Eq. 3.2

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad}(v)) + S_{M_y}$$

Eq. 3.3

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad}(w)) + S_{M_z}$$

Eq. 3.4

$$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho i \mathbf{u}) = -p \operatorname{div} \mathbf{u} + \operatorname{div}(k \operatorname{grad}(T)) + S_i + \emptyset$$

Eq. 3.5

Pel que fa als fluxos en règim turbulent, el ventall d'escalles de temps i longitud és molt gran i la resolució d'aquestes equacions suposaria un cost computacional molt gran. Per resoldre fluxos en aquest règim sense que el temps de resolució de simulacions senzilles sigui excessiu, s'utilitzen les equacions de "Reynolds-Averaged Navier-Stokes" (RANS).

Aquestes equacions descomponen les propietats dels fluids al llarg del temps en una component que representa el valor de la mitjana ( $\bar{c}$ ) i una altre component que representa les fluctuacions ( $c'(t)$ ). Per exemple en la velocitat, la descomposició utilitzada en Reynolds-averaged Navier-Stokes és:

$$c(t) = \bar{c} + c'(t)$$

Eq. 3.6

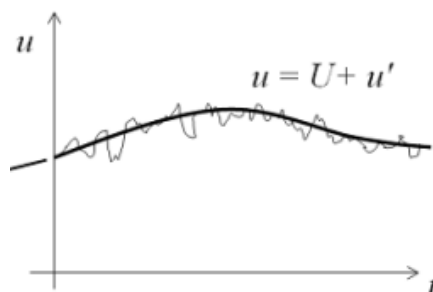


Fig. 3.1 – Representació gràfica de la descomposició de Reynolds (Frei, 2017)

Aquesta descomposició s'anomena descomposició de Reynolds i ens permet caracteritzar el flux turbulent en termes de valors mitjos i valors d'algunes propietat estadístiques de les seves fluctuacions.

Un cop fetes les substitucions de les descomposicions de Reynolds i fetes les simplificacions adients, obtenim les següents equacions de "Reynolds-averaged Navier-Stokes" per un flux turbulent compressible (Versteeg i Malalasekera 2007):

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho} \mathbf{u}) = 0$$

Eq. 3.7

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{U})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\bar{U}\bar{\mathbf{U}}) \\ = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}(\bar{U})) + \left[ -\frac{\partial(\bar{\rho}u'^2)}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho}u'v')}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho}u'w')}{\partial z} \right] + S_{M_x} \end{aligned}$$

Eq. 3.8

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{V})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\bar{V}\bar{\mathbf{U}}) \\ = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad}(\bar{V})) + \left[ -\frac{\partial(\bar{\rho}u'v')}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho}v'^2)}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho}v'w')}{\partial z} \right] + S_{M_y} \end{aligned}$$

Eq. 3.9

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\bar{\rho}\bar{W})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\bar{W}\bar{\mathbf{U}}) \\ = -\frac{\partial\bar{P}}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad}\bar{W}) + \left[ -\frac{\partial(\bar{\rho}u'w')}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho}v'w')}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho}w'^2)}{\partial z} \right] + S_{M_z} \end{aligned}$$

Eq. 3.10

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\bar{\phi})}{\partial t} + \text{div}(\bar{\rho}\bar{\phi}\bar{\mathbf{U}}) = \text{div}(-\text{grad}(\bar{\phi})) + \left[ -\frac{\partial(\bar{\rho}u'\phi')}{\partial x} - \frac{\partial(\bar{\rho}v'\phi')}{\partial y} - \frac{\partial(\bar{\rho}w'\phi')}{\partial z} \right] + S_{M_\phi}$$

Eq. 3.11

Podem veure una equació de continuïtat, tres equacions de Reynolds i una equació de transport per una propietat escalar  $\phi$  que podria ser la Temperatura o la Pressió.

Aquestes equacions introdueixen 6 termes addicionals, les tensions turbulentes o tensions de Reynolds. Aquestes tensions són l'efecte mitjà de la convecció turbulenta.

Ens apareixen tres tensions normals:

$$\tau_{xx} = -\rho \overline{u'^2}$$

Eq. 3.12

$$\tau_{yy} = -\rho \overline{v'^2}$$

Eq. 3.13

$$\tau_{zz} = -\rho \overline{w'^2}$$

Eq. 3.14

I tres tensions tallants:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho \overline{u'v'}$$

Eq. 3.15

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = -\rho \overline{u'w'}$$

Eq. 3.16

$$\tau_{zy} = \tau_{yz} = -\rho \overline{v'w'}$$

Eq. 3.17

Per estimar aquestes tensions, així com les components de la velocitat i la Pressió i poder aproximar les equacions de Reynolds-averaged Navier-Stokes, són necessaris els models de turbulència.

L'energia cinètica turbulent, també es pot aproximar a través de les components fluctuants de la velocitat, per obtenir l'energia cinètica turbulent mitja.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2})$$

Eq. 3.18

### 3.2. Models de turbulència

Quan el flux és turbulent, és molt complicat resoldre les variables d'interès, com pot ser la pressió o la velocitat, amb les equacions de Navier-Stokes. Per aquest tipus de règims, es pot utilitzar la formulació RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes). Aquestes equacions descomponen les propietats dels fluids al llarg del temps en una component que representa el valor de la mitjana ( $\bar{c}$ ) i una altre component que representa les fluctuacions ( $c'(t)$ ). Són necessaris però els models de turbulència per poder resoldre totes les equacions.

El model k- $\epsilon$  introdueix dues equacions de transport addicionals, i dues variables dependents per resoldre els termes addicionals que ens sorgeixen a les equacions de Reynolds-averaged Navier-Stokes.

Així doncs, el model resol dues variables: k, l'energia cinètica de la turbulència; i  $\epsilon$  (èpsilon), la velocitat de dissipació de l'energia cinètica de turbulència. En aquest model s'utilitzen funcions de paret, de manera que el flux a la regió propera a la paret no es simula. El model k- $\epsilon$  històricament ha set molt popular en a aplicacions industrials per la seva bona convergència i per necessitar relativament baixos requisits de memòria.

La velocitat de dissipació de l'energia cinètica de la turbulència per unitat de massa es pot determinar a través de la següent expressió:

$$\epsilon = 2\vartheta \overline{s'_{ij} \cdot s'_{ij}}$$

Eq. 3.19

La dissipació de l'energia cinètica de turbulència es dona a causa de la interacció entre els remolins petits i els esforços viscosos. Les unitats de  $\epsilon$  són  $m^2/s^2$ .

La viscositat turbulenta es pot expressar amb l'equació següent:

$$\mu_T = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$$

Eq. 3.20

La  $C_\mu$  és una constant adimensional coneguda i el seu valor es pot veure en la part final d'aquest apartat.

Així doncs, les equacions de transport de les variable  $k$  i  $\varepsilon$  que el model estàndard  $k$ - $\varepsilon$  utilitza són:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k \mathbf{U}) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad}(k) \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon$$

Eq. 3.21

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon \mathbf{U}) = \text{div} \left[ \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad}(\varepsilon) \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

Eq. 3.22

Per l'equació de transport de la variable  $\varepsilon$ , s'utilitzen un seguit de constants que s'han obtingut de forma experimental (Comsol: The CFD module user's guide, 2012).

$$C_\mu = 0.09 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad \sigma_k = 1.00 \quad \sigma_\varepsilon = 1.30$$

### 3.3. Wall functions

Els fluxos turbulents tenen un comportament caòtic i desorganitzat al llarg del seu perfil de velocitats, però quan passa prop d'una paret, el seu comportament, i per tant la seva modelització, és diferent. La manera en la que simulem el fluid prop d'una paret pot suposar un augment molt gran en el cost computacional, ja que aquesta regió necessita un mallat molt fi per poder captar tota la informació.

Els forts gradients que es generen a prop de les parets, requereixen resolucions de malla molt altes per poder ser descrits amb exactitud, i això es tradueix en un alt cost computacional. És per això que altres mètodes alternatius, com les "Wall functions", són utilitzades per modelar el comportament del fluid a prop de les parets i així reduir el cost.

El perfil de velocitat d'un fluid prop de la paret es pot dividir en 4 fases. Al punt de contacte de la paret, la velocitat del fluid es pot considerar zero. Sobre d'aquesta existeix la subcapa viscosa, una zona on la velocitat augmenta linealment amb la distància a la paret. Una mica més lluny de la paret, existeix una capa que anomenem "buffer layer" on les tensions degudes a la turbulència comencen a dominar per sobre de les tensions viscoses, i eventualment connecta amb la regió on el flux és completament turbulent. Molt més lluny de la "buffer layer", es segueix la llei del logaritme, que diu que la velocitat mitja en un punt d'aquesta regió és proporcional al logaritme de la distància entre la paret i aquest punt. Encara més lluny de la paret, el fluid es comporta com un fluid lliure.

Les capes que estan més a prop de la paret, són molt primes en comparació a les altres. Si suposem que la "buffer layer" està a una distància  $\delta$  de la paret, la capa on es segueix la llei logarítmica en la velocitat, podem dir que està a una distància de  $100 * \delta$ . (Figura 3.2)



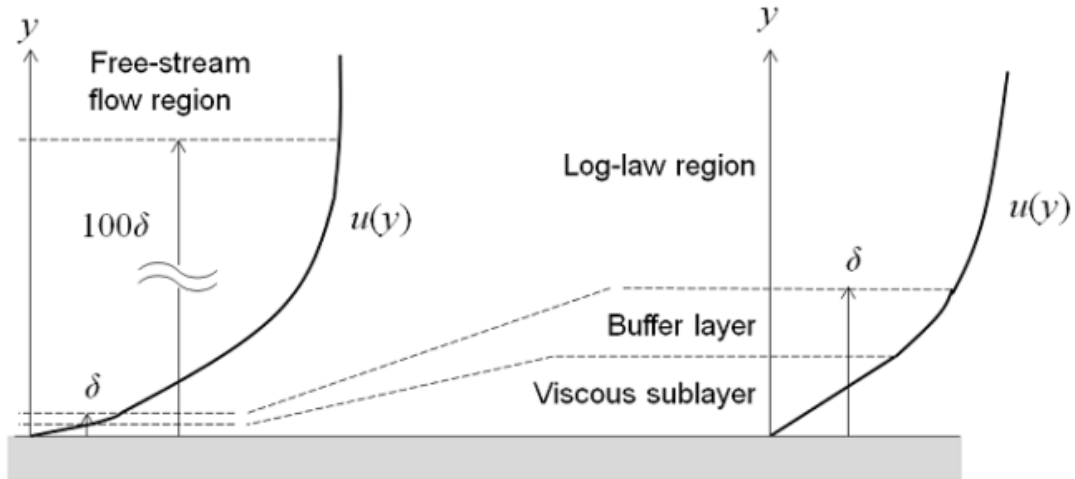


Fig. 3.2 – Representació de les diverses capes que es formen prop de la paret (Frei, 2017)

És possible utilitzar les equacions de Favre-Averaged Navier Stoke per computar el perfil de les quatre fases, però al ser tant primes les capes a prop de la paret, pot ser molt beneficiós fer una aproximació en aquestes capes per tal de reduir el cost computacional. Les formulacions que tenen en compte aquestes aproximacions i que presenten un cost computacional més baix són les “Wall functions”.

Aquesta formulació ignora per complet la presència de la “buffer layer” i suposa que la velocitat del fluid en contacte amb la paret és diferent de zero. (Figura 3.3)

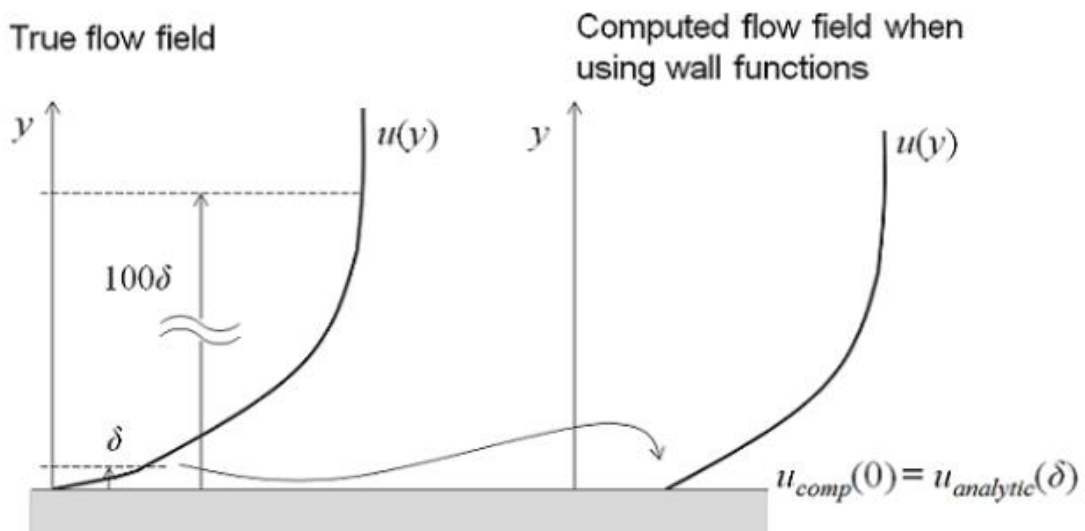


Fig. 3.3 – Representació de l'aproximació que fan les Wall functions prop de la paret (Frei, 2017)

D'aquesta manera, utilitzant les “wall functions”, s'assumeix una solució analítica del fluid a la subcapa viscosa.

Suposem ara el cas en el que en una capa de cisalla prima turbulenta, flueix un fluid amb un nombre de Reynolds basat en l'escala de longitud  $L$  en la direcció del flux.  $Re_L$  sempre és molt gran (per exemple,  $U = 1 \text{ m/s}$ ,  $L = 0,1 \text{ m}$  i  $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$  dona  $Re_L = 10^5$ ). Això implica que les forces d'inèrcia són sempre més grans que les forces viscoses a aquestes escales.

Si formem un nombre de Reynolds a partir d'una distància  $y$  de la paret ( $Re_y = \frac{Uy}{\nu}$ ) veiem que si el valor de  $y$  és de l'ordre de  $L$  l'anterior argument es manté. Les forces d'inèrcia dominen en el flux llunyà de la paret. Tanmateix, a mesura que  $y$  es redueix a zero, també ho farà el nombre de Reynolds basat en  $y$ . Just abans que  $y$  arribi a zero, hi haurà un rang de valors de  $y$  per la qual  $Re_y$  és de l'ordre d'1. A aquesta distància de la paret i més a prop, les forces viscoses seran iguals o més grans en ordre de magnitud a les forces d'inèrcia.

És a dir, en els fluxos que passen prop d'una paret, sol haver-hi una regió substancial de flux dominat per la inèrcia lluny de la paret i una fina capa dins la qual són importants els efectes viscousos.

Prop de la paret el flux està influenciat per efectes viscousos i no depenen dels paràmetres de flux lliure. La velocitat mitjana del flux només depèn de la distància  $y$  de la paret, la densitat del fluid  $\rho$ , la viscositat  $\mu$  i la tensió de cisalla de la paret. Per tant  $U = f(y, \rho, \mu, \tau_w)$ .

Fent un anàlisi dimensional arribem a

$$u^+ = \frac{U}{u_t} = f\left(\frac{\rho u_t y}{\mu}\right) = f(y^+)$$

Eq. 3.23

Aquesta fórmula s'anomena llei de la paret i relaciona els paràmetres adimensionals  $u^+$  i  $y^+$ .

En l'anàlisi es considera la influència de la tensió  $\tau_w$  a través de la velocitat de fricció  $u_t$ .

$$u_t = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$$

Eq. 3.24

Si ara fem l'anàlisi dimensional per el flux lluny de la paret, tenim que:  $U = g(y, \delta, \rho, \tau_w)$ . En aquest cas no tenim influència alguna de la viscositat. Es pot esperar que el fluid experimenti un efecte degut a les tensions de tall de la paret, no degut a la viscositat. L'escala de longitud més adequada en aquest cas és el gruix de la capa límit  $\delta$ .

Amb l'anàlisi dimensional obtenim la següent expressió:

$$u^+ = \frac{U}{u_t} = g\left(\frac{y}{\delta}\right)$$

Eq. 3.25

Si considerem la tensió tallant de la paret com la causa d'una reducció de la velocitat, que decreix a mesura que ens apropem a la paret, el resultat de l'anàlisi és la llei del defecte de velocitat (Eq. 3.26).

$$\frac{U_{max} - U}{u_t} = g\left(\frac{y}{\delta}\right)$$

Eq. 3.26

- Subcapa viscosa

Per la subcapa viscosa o subcapa laminar l'anàlisi és diferent. Aquesta capa és de molt poc gruix, ( $y^+ < 5$ ) i es pot assumir que la tensió tallant és constant i igual a la tensió tallant produïda per la paret.

$$\tau(y) = \mu \frac{\partial U}{\partial y} \cong \tau_w$$

Eq. 3.27

Si ara integrem aquesta equació i apliquem la condició de contorn que diu que a  $y=0$   $U=0$ , obtenim:

$$U = \frac{\tau_w y}{\mu}$$

Eq. 3.28

Després de simplificar l'equació, obtenim la relació:

$$u^+ = y^+$$

Eq. 3.29

Com s'havia comentat anteriorment, la relació entre la velocitat i la distància a la paret és lineal en aquesta fase del flux.

- Capa logarítmica

Si ara ens fixem en les capes una mica més allunyades ( $30 < y^+ < 500$ ), ens trobem en la fase en la que els efectes de la turbulència i la viscositat tenen un paper molt important. En aquestes condicions, l'anàlisi dimensional ens porta cap a l'expressió 3.30.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B$$

Eq. 3.30

On  $\kappa$  és la constant de von Karman i és igual a 0,40 i B sol ser 5.5 encara que pot disminuir degut a la rugositat de la paret (Versteeg i Malalasekera 2007).

Experimentalment s'ha pogut demostrar que la llei logarítmica expressada és vàlida per la regió  $0,02 < \frac{y}{\delta} < 0,2$ . Per valors de  $y$  més grans, l'expressió del defecte de velocitat (Eq. 3.26), és la correcta.

Ha de haver una regió entre aquestes dos fases on aquestes dos equacions siguin iguals. Tennekes i Lumley (1972) expressen la fórmula logarítmica que descriu la velocitat en aquesta regió comuna:

$$\frac{U_{max} - U}{u_t} = -\frac{1}{\kappa} \ln\left(\frac{y}{\delta}\right) + A$$

Eq. 3.31

On A és una constant.

## 4. Modelització amb COMSOL

En aquest apartat s'explicarà els diferents passos que s'han seguit en aquest estudi per fer la modelització CFD d'un ejector amb Comsol. El primer que ens demana el programa és que especifiquem el nombre de dimensions, el tipus d'estudi i la física que es tindrà en compte. En el nostre cas, la geometria serà en dos dimensions i axisimètrica. La física serà "Flux turbulent k-e" i l'estudi serà Estacionari.

### 4.1. Paràmetres inicials

El primer que farem és definir els paràmetres inicials del nostre model. En el nostre cas dividirem aquestes definicions en paràmetres físics (Taula 1) i paràmetres geomètrics (Taula 2). Els paràmetres físics són els relacionats amb les condicions a les entrades i les sortides, i algunes propietats del fluid. Els paràmetres geomètrics són els relacionats amb les dimensions de l'ejector. Fer aquesta primera definició dels paràmetres inicials, ens ajudarà posteriorment alhora de fer alguna modificació, ja que aquesta serà actualitzada tant a la malla com a la geometria.

Nom	Valor	Descripció
P1	3.5 [atm]	Pressió a l'entrada Primària
P2	1.5 [atm]	Pressió a l'entrada Secundària
Pout	1.4 [atm]	Pressió a la Sortida
T1	300 [K]	Temperatura a l'entrada Primària
Rs	4125 [J/kg/K]	Constant específica de l'hidrogen
K	1.41	Coeficient de capacitats calorífiques
T2	300 [K]	Temperatura a l'entrada Secundària

Taula 1 - Paràmetres Físics utilitzats en el model

Nom	Valor	Descripció
Dp	0.001	Diàmetre de l'entrada Primària
Xp	0.00466	Longitud de l'entrada Primària
Xcm	0.0048	Longitud de la cambra de mescla
Xd	0.00311769	Longitud del Difusor
Xf	0.00466	Longitud de la part final de l'ejector
Df	0.0024	Diàmetre de la part final de l'ejector
Dt	0.0002	Diàmetre de la gola de la tovera
Xt	0.0008	Longitud de la gola de la tovera
Xll	0.0005	Longitud part posterior tovera
Du	0.0014	Diàmetre unió part secundari
Dcm	0.0006	Diàmetre cambra de mescla
Xu	0.0015	Longitud de la unió entre conductes
X1s	-0.004	Posició inicial de l'entrada Secundaria
X2s	0.00406	Posició 2 del secundari
X3s	0.00516	Posició 3 del secundari
Ds	0.003	Diàmetre de l'entrada Secundaria
Dec	0.0005	Distància entre conductes
Dc	0.002	Diàmetre colze
D	0.0015	Distància conducte 2
Duc	0.0005	Diàmetre entre conductes en la unió

Taula 2 - Paràmetres Geomètrics utilitzats en el model

## 4.2. Geometria

Com s'ha comentat en la introducció, la geometria a estudiar ha sigut proporcionada pel departament de mecànica de fluids de la EEBE.

La geometria que estudiarem, és en dues dimensions i axisimètrica, com es pot veure en la figura 4.1. Al ser axisimètrica, ens estalviarem un gran cost computacional, ja que es simularà el flux en un pla i s'assumirà que les condicions són les mateixes al voltant dels 360º d'un eix de simetria.

La manera en la que definirem la geometria és molt important en aquest tipus d'estudis, ja que farem les simulacions de manera que el propi programa variarà la distància que nosaltres li indiquem dins d'un rang de valors determinat.

Així doncs, la nostre geometria estarà formada inicialment pels polígons següents:

- Conducte primari

R	z
0	0
0	$X_p$
$D_p$	$X_p$
$D_p$	0

Taula 3 - Coordenades utilitzades per la geometria del conducte primari

- Part convergent de la tovera

R	z
0	$X_p$
$D_p$	$X_p$
$D_t$	$X_p + X_t$
0	$X_p + X_t$

Taula 4 - Coordenades utilitzades per la geometria de la part convergent de la tovera

- Gola de la tovera

R	z
0	$X_p + X_t$
$D_t$	$X_t + X_p$
$D_t$	$X_t + X_p + X_{II}$
0	$X_t + X_p + X_{II}$

Taula 5 - Coordenades utilitzades per la geometria de la gola de la tovera

- Cambra de succió

R	z
0	$X_{II} + X_p + X_t$
$D_u + D_{uc} + D_t$	$X_{II} + X_p + X_t$
$D_{cm}$	$X_{II} + X_p + X_t + X_u$
$D_t$	$X_{II} + X_p + X_t + X_u$
0	$X_{II} + X_p + X_t + X_u$

Taula 6 - Coordenades utilitzades per la geometria de la cambra de succió

- Difusor

r	z
0	$X_{II} + X_p + X_t + X_u$
$D_{cm}$	$X_{II} + X_p + X_t + X_u$
$D_{cm}$	$X_{II} + X_p + X_t + X_u + X_{cm}$
$D_f$	$X_{II} + X_p + X_t + X_u + X_{cm} + X_d$
$D_f$	$X_{II} + X_p + X_t + X_u + X_{cm} + X_d + X_f$
0	$X_{II} + X_p + X_t + X_u + X_{cm} + X_d + X_f$

Taula 7 - Coordenades utilitzades per la geometria del difusor

## - Conducte secundari

R	z
Dp+Dec+D	X1s
Dp+Dec+D+Ds	X1s
Dp+Dec+D+Ds	0
Dp+Dec+D+Ds	X2s
Dp+Dec+D+Ds-Dc	X2s
Du+Dp+Dec	X3s
Du+Dt+Duc	XII+Xp+Xt
Duc+Dt	XII+Xp+Xt
Dp+Dec	X3s
Dp+Dec	X2s
Dp+Dec	0
Dp+Dec+D	0

Taula 8 - Coordenades utilitzades per la geometria del conducte secundari

Un cop hem creat els diferents polígons, la geometria ens queda com la de la figura 4.1.

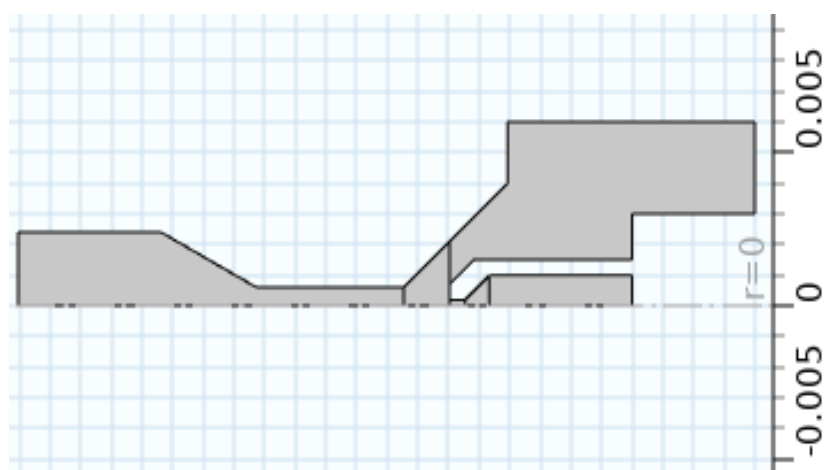


Fig. 4.1 - Geometria inicial de l'ejector

Cal dir que per les primeres simulacions de l'apartat 5.1 de Resultats, on s'ha fet l'estudi de l'ejector treballant com una tovera convergent-divergent, s'ha eliminat el conducte secundari de manera que la taula de coordenades corresponent s'ha eliminat. El resultat el podem observar en la figura 4.2.

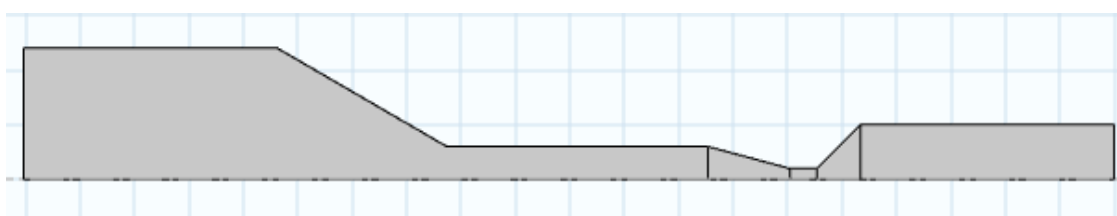


Fig. 4.2 - Geometria inicial de l'ejector treballant com una tovera convergent-divergent



### 4.3. Material

Com s'ha comentat anteriorment, el fluid que circularà pel nostre ejector és l'hidrogen. Aquest fluid té unes propietats molt diferents a les dels altres gasos i alguns fenòmens com la conductivitat tèrmica i la viscositat només es poden definir amb aproximacions.

- Llei de Sutherland

La llei de Sutherland és una aproximació de com varia la viscositat i la conductivitat tèrmica dels gasos en funció de la temperatura. Aquest factor és clau en la definició de les propietats del fluid ja que dins l'ejector el fluid experimenta canvis molt grans de temperatura a causa de les altes velocitats a les que arriba el fluid i la depressió que té lloc la sortida de la tovera. Aquesta aproximació és només vàlida per gasos d'un sol component.

Per la viscositat dinàmica i la conductivitat tèrmica, tenim:

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S_\mu}{T + S_\mu}$$

Eq. 4.1

$$\frac{k}{k_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \frac{T_0 + S_\mu}{T + S_\mu}$$

Eq. 4.2

En l'apartat de Fluid dins de la física, introduïrem els valors de les constants de Sutherland per l'hidrogen, aquests valors han sigut obtinguts de la documentació de Comsol. En aquest apartat també posarem la relació de calors específics, i la constant específica per l'hidrogen.

### 4.4. Condicions de contorn

Les primeres condicions de contorn que per defecte es generen quan s'escull el tipus d'estudi, són l'aïllament tèrmic, les parets i la simetria axial. Aquestes tres condicions són necessàries per la resolució de les equacions i el propi programa les crea detectant en cada cas les parets involucrades.

Pel que fa a l'aïllament tèrmic, el programa utilitza la l'expressió 4.3. Les condicions pel que fa a la paret, es fan seguint les "wall functions" explicades en l'apartat 3.3.

$$-n \cdot (k\nabla T) = 0$$

Eq. 4.3

Per les variables dependents del model de turbulència utilitzat, el programa utilitza les expressions 4.4 per l'energia cinètica turbulent, i la 4.5 per la velocitat de dissipació d'energia cinètica.

$$n(\nabla k) = 0 \quad \text{Eq. 4.4}$$

$$\varepsilon = \frac{C_{\mu}^{\frac{3}{4}} \cdot k^{\frac{3}{2}}}{k_{\nu} \cdot \delta_w} \quad \text{Eq. 4.5}$$

Les condicions de contorn que si que s'han d'especificar en aquest cas són les entrades i les sortides, que es poden veure representades en la figura 4.3.

- Entrada Primària: Primer es definiran les condicions a l'entrada primària, seleccionant "Entrada" a la física. Dins aquest apartat es col·loquen P1 i T1 que ja havíem indicat el seu valor numèric en la taula de paràmetres inicials. A més, s'ha d'indicar el valor del número de Mach, que el trobarem fent una sèrie d'iteracions. Posarem un valor petit de número de Mach com pot ser 0,01 i farem una primera simulació. Després avaluarem el número de Mach a l'entrada i substituïrem aquest valor per el de 0,01 que havíem introduït al principi. Farem un seguit d'iteracions fins que no notem canvis fins el quart decimal.
- Entrada Secundària: Per l'entrada secundària, seguirem els mateixos passos que en l'entrada primària. Col·locarem els valors de P2 i T2 i farem les iteracions necessàries per trobar el número de Mach correcte. Notarem que el número de Mach és molt més petit que el de l'entrada primària.
- Sortida: Alhora de definir les condicions en la sortida, a diferència que les entrades, n'hi ha prou amb indicar la pressió de sortida Pout. A més també s'ha d'indicar si el fluid de sortida serà subsònic, supersònic o híbrid. En el nostre cas indicarem que és subsònic ja que a causa del difusor la velocitat dels dos fluids es redueix en gran mesura.

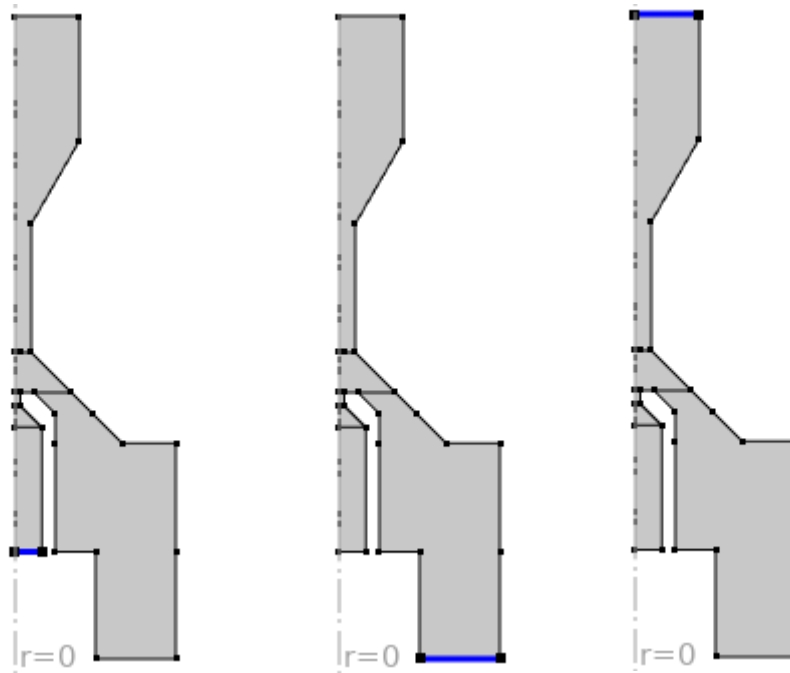


Fig. 4.3 – Entrades i sortides de l'ejector

## 4.5. Malla

En aquest apartat s'exposaran els procediments que s'han seguit per generar una malla que ens porti uns resultats precisos en les nostres simulacions sense haver de fer ús d'uns recursos computacionals excessius. La malla que utilitzarem, serà d'elements triangulars, ja que el programa de Comsol permet fer un refinament de malla amb aquest tipus d'elements. Això no passa amb els elements quadrilàters. El primer que farem és definir un tamany de malla general, i farem un refinament de malla en la zona de la tovera.

S'han estudiat diferents tipus de malles per tal d'aconseguir els resultats lo suficientment precisos sense haver de requerir d'un temps computacional molt gran per cada simulació. Per fer-ho, s'ha realitzat un anàlisi de convergència de malla (Figura 4.4) on s'han estudiat 4 tamanys de malla diferents: Fina, Més fina, Extra fina i Extremadament Fina. S'han fet les simulacions per 3 pressions d'entrada primària diferents, i en cada simulació s'ha fet un balanç del cabal màssic entre les entrades i la sortida. En la figura 4.4 es pot veure la gràfica resultant de l'anàlisi de convergència avaluant l'error relatiu en la conservació de la massa. Per calcular l'error s'ha utilitzat l'equació 4.6.

$$error(\%) = \frac{\dot{m}_{e1} + \dot{m}_{e2} - \dot{m}_s}{\dot{m}_s} * 100$$

Eq. 4.6

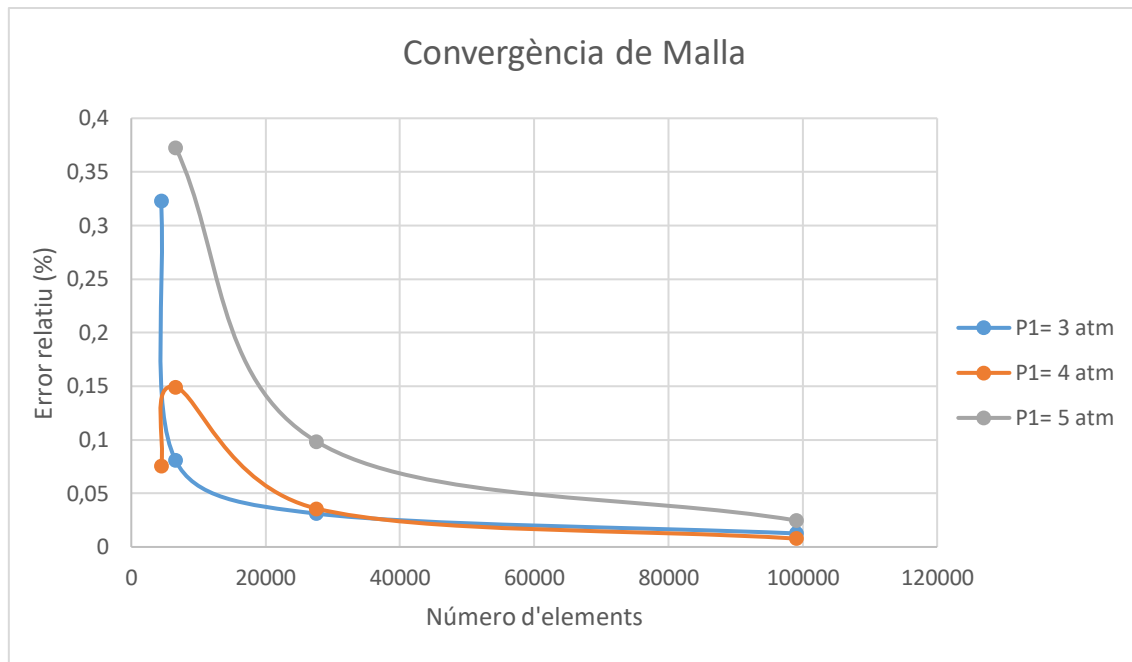


Fig. 4.4– Gràfica de convergència de malla

En la figura 4.4 podem veure l'error relatiu calculat amb l'equació 4.1 en funció del número d'elements de la malla. Per les malles fina i extra fina, podem veure com l'error relatiu puja a valors d'entre 0,3 i 0,4 per cent, per les pressions primàries de 3 atm i 5 atm. Per la malla Extremadament fina, amb 99024 elements, la conservació de la massa es compleix amb un error relatiu inferior a 0,05 % per totes les pressions estudiades. Tot i així s'ha descartat aquesta malla perquè el temps computacional és molt elevat. Finalment s'ha escollit la malla Extra fina amb 27567 elements, ja que l'error relatiu més gran és de 0,1%, que es pot considerar acceptable, i el temps de càlcul en les simulacions és raonable.

Les “wall functions” que utilitza el programa, assumeixen que el domini de computació està situat a una distància  $\delta_w$  respecte la paret. (Fig. 4.5)

Aquest valor de la distància està computat perquè  $\delta_w^+$  doni 11,06. Aquest valor pot ser superior per malles massa grans, però mai pot ser inferior. Aquest pot ser un bon indicador per veure si la nostre malla és massa grossa i s'ha de refinar més, o si per contra, la malla és correcta.

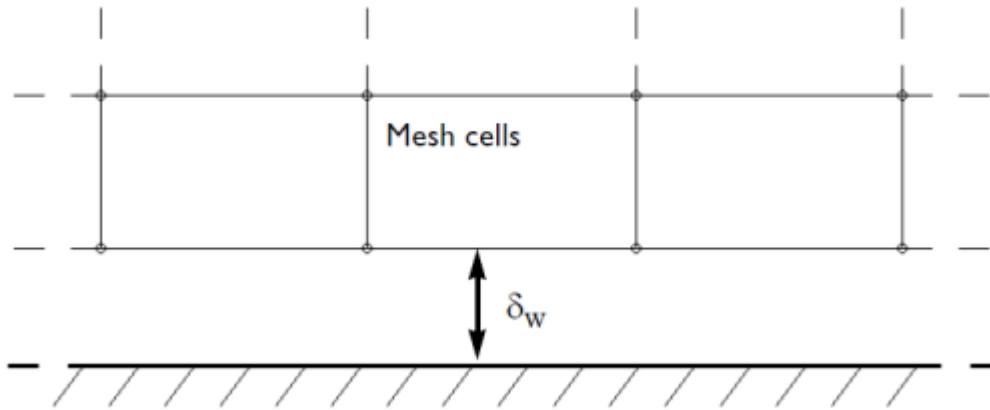


Fig. 4.5 – Distància des de la paret fins al domini de càlcul

Al fer la simulació amb la malla escollida a través de l'anàlisi de convergència de malla (Fig 4.4) s'ha analitzat la gràfica de resolució de paret per comprovar que la distància des de la paret al domini de càlcul, sigui de 11,06. En la figura 4.5 es pot veure com el valor de  $\delta_w^+$  és igual, per totes les parets, a 11,06.

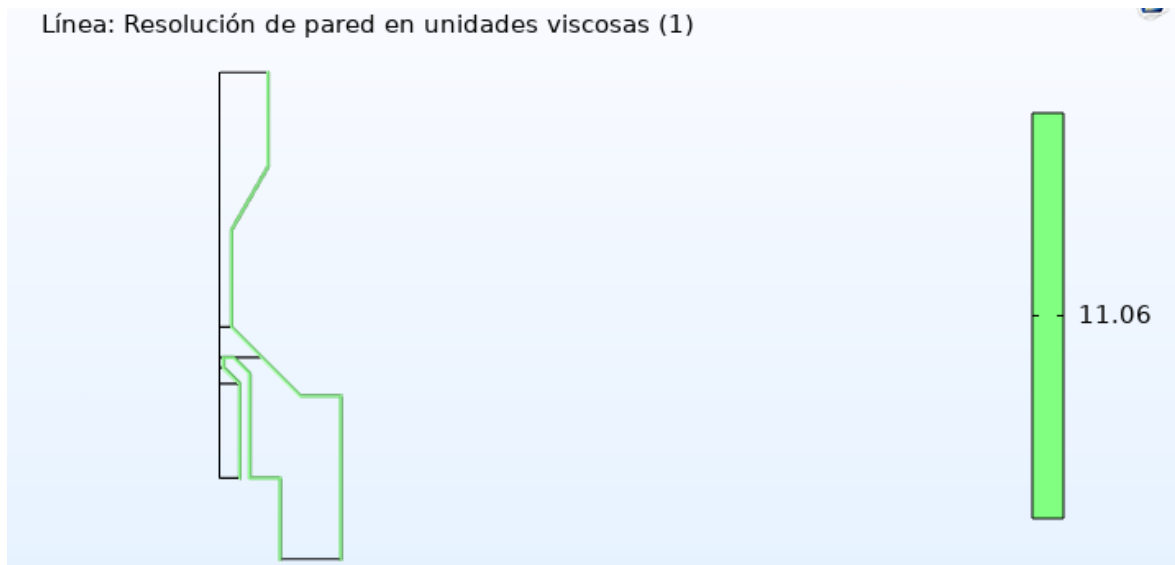


Fig. 4.6 – Representació gràfica en 2D de la distància des del domini de càlcul a la paret amb la malla de l'estudi

Per tant, al haver obtingut bons resultats amb l'anàlisi de convergència de malla i la gràfica de resolució de paret amb la malla Extra fina, aquesta malla serà utilitzada per fer totes les simulacions de l'estudi.

Finalment en la figura 4.6 es pot veure la malla resultant que es farà servir en els estudis de les simulacions.

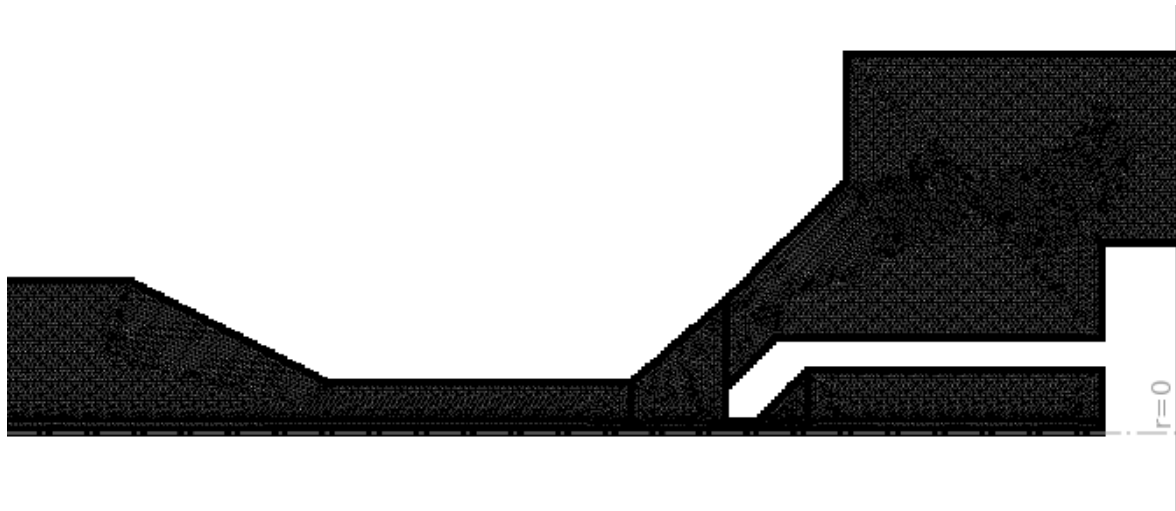


Fig. 4.7 – Malla utilitzada en aquest estudi

## 4.6. Estudis

En el nostre model crearem un sol estudi per tal de fer les simulacions a la nostre geometria, però en funció de si estem fent l'estudi de les pressions, o l'estudi dels canvis en la geometria, el nostre estudi serà d'una manera o una altre.

Per els estudis en els que estudiem com es comporta l'ejector per les diferents relacions de pressió entre les entrades i la sortida, farem un "Barrido auxiliar" dins el propi estudi en el que definirem el valor d'una o més variables, com un conjunt de valors, de manera que el propi programa farà les simulacions per tots els valors introduïts. En el nostre cas, per cada estudi fixarem el valor de la pressió d'entrada del primari, i definirem el valor de les pressions de sortida i d'entrada secundaria amb un rang que comprendrà els valors des de aproximadament el 10% de la pressió d'entrada primària, fins al 100%. En aquesta ultima simulació totes les pressions seran iguals.

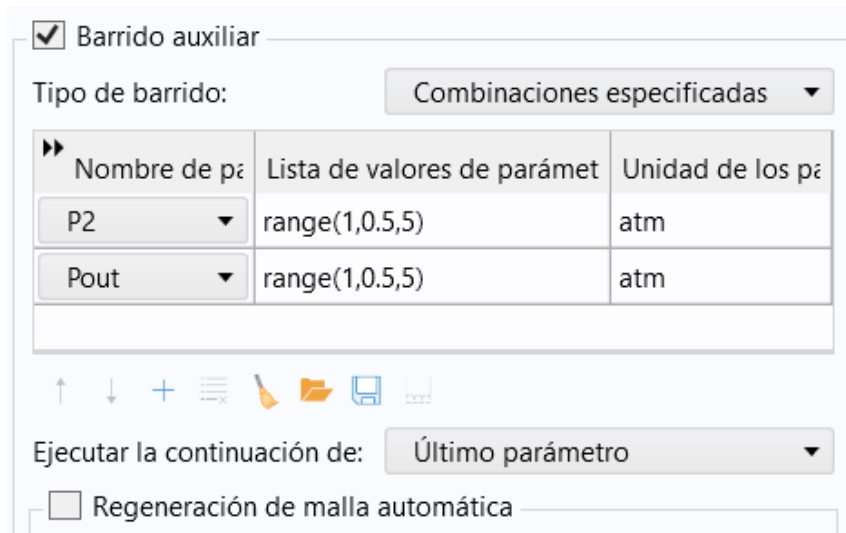


Fig. 4.8 – Definició del “barrido auxiliar”

Pel que fa al canvi en les geometries, l'estudi es farà a través d'un “Barrido paramétrico” en el que es definirà el valor de la variable a modificar, com un rang de valors que ens interessi simular. D'aquesta manera el propi programa simularà en un mateix estudi totes les diferents geometries que li hem introduït, i ens serà més fàcil fer les comparacions.

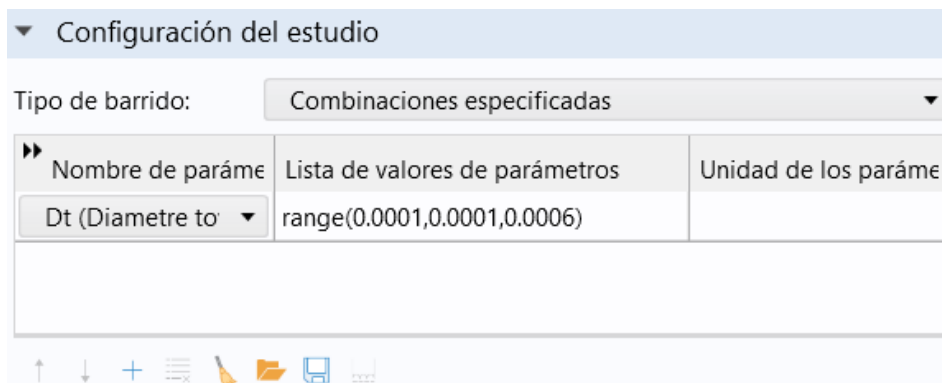
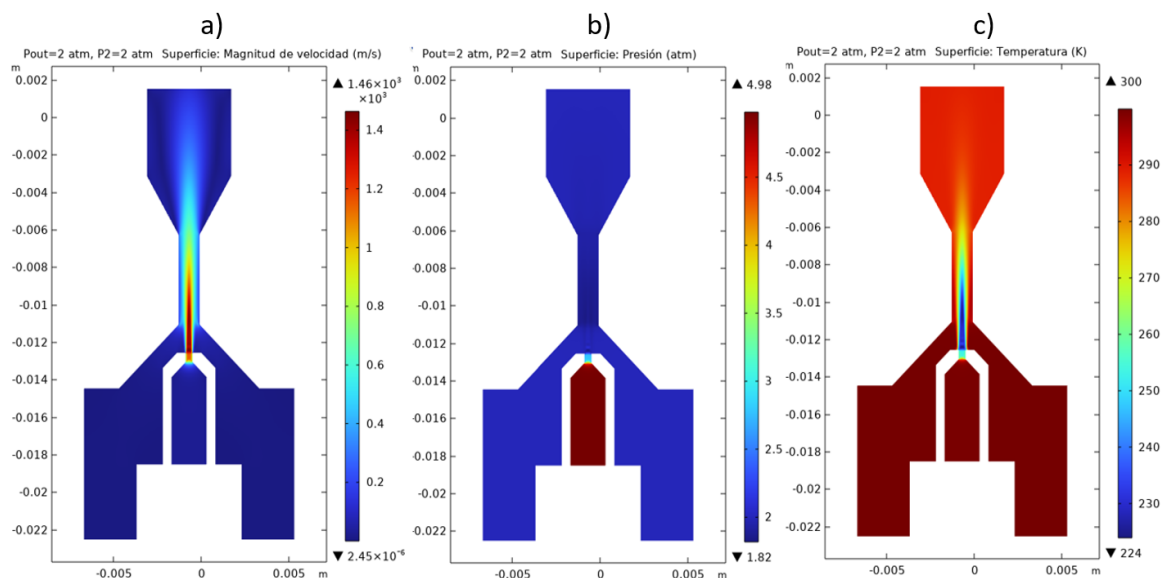
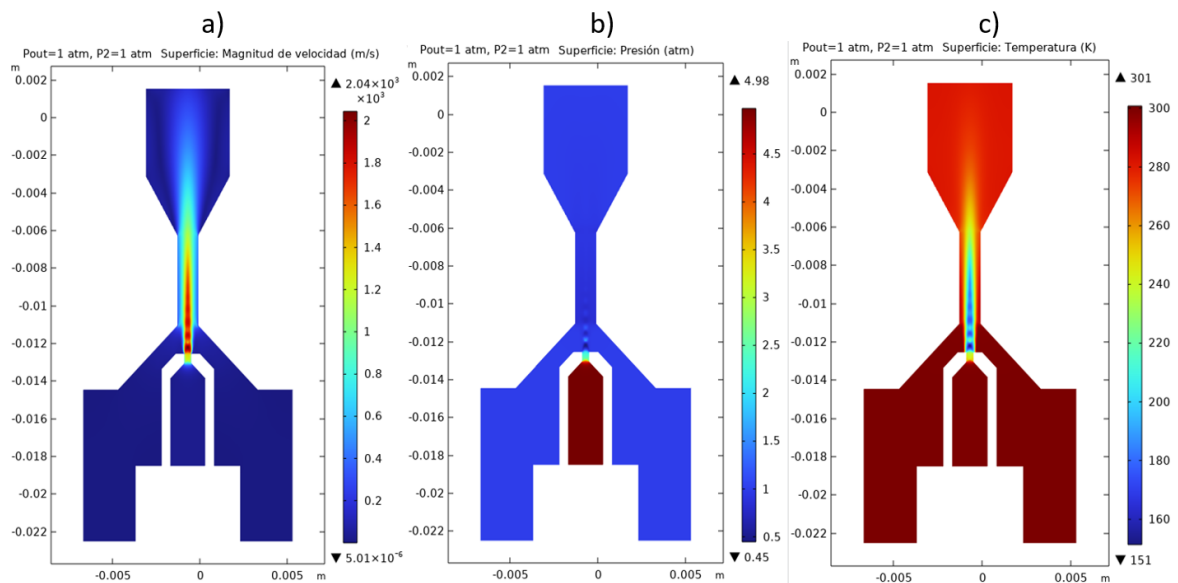


Fig. 4.9 – Definició del “barrido paramétrico”

## 4.7. Exemple

A mode d'exemple, en les següents figures es poden veure els resultats que s'obtenen al seguir els passos exposats per crear el model d'aquest estudi. L'estudi s'ha fet fixant el valor de la pressió d'entrada primària i variant les altres dos pressions des de 1 atmosfera fins a 5. En les pròximes figures es poden veure representada la velocitat, la pressió i la temperatura per a diferents valors de pressió.





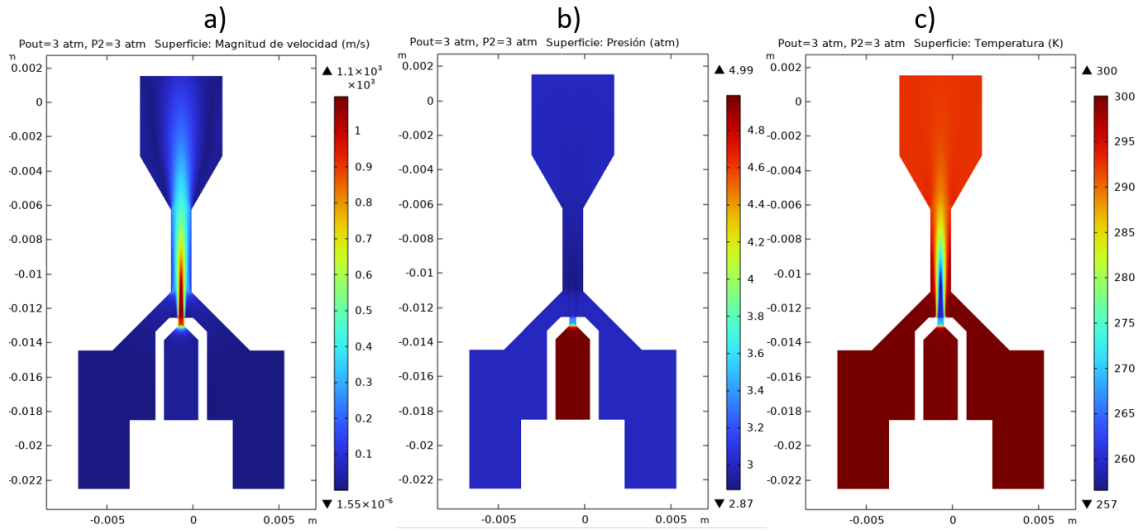


Fig. 4.12 – Resultats a una pressió de sortida de 3 atmosferes; a) Velocitat (m/s); b) Pressió (atm); c) Temperatura (K)

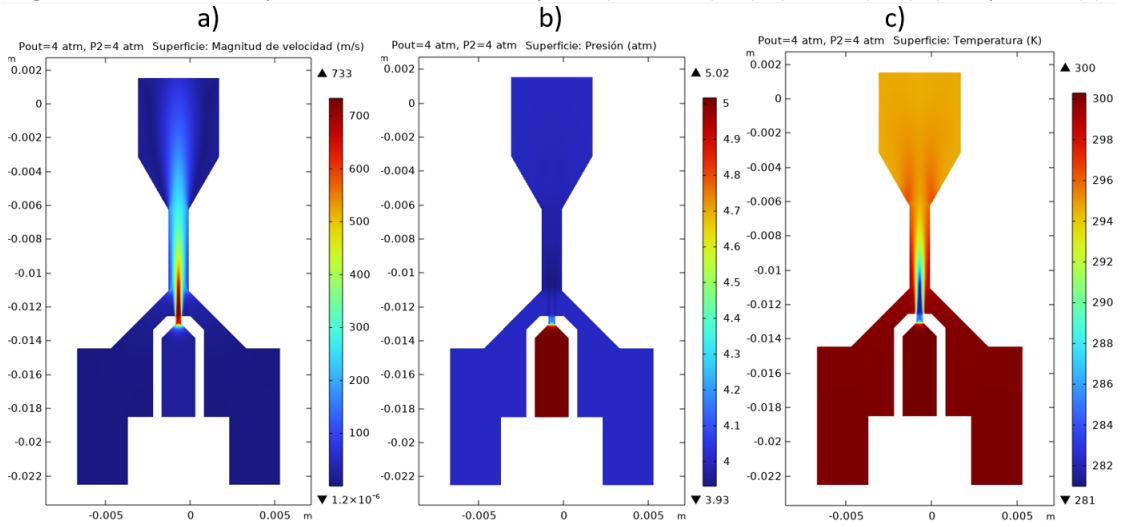


Fig. 4.13 – Resultats a una pressió de sortida de 4 atmosferes; a) Velocitat (m/s); b) Pressió (atm); c) Temperatura (K)

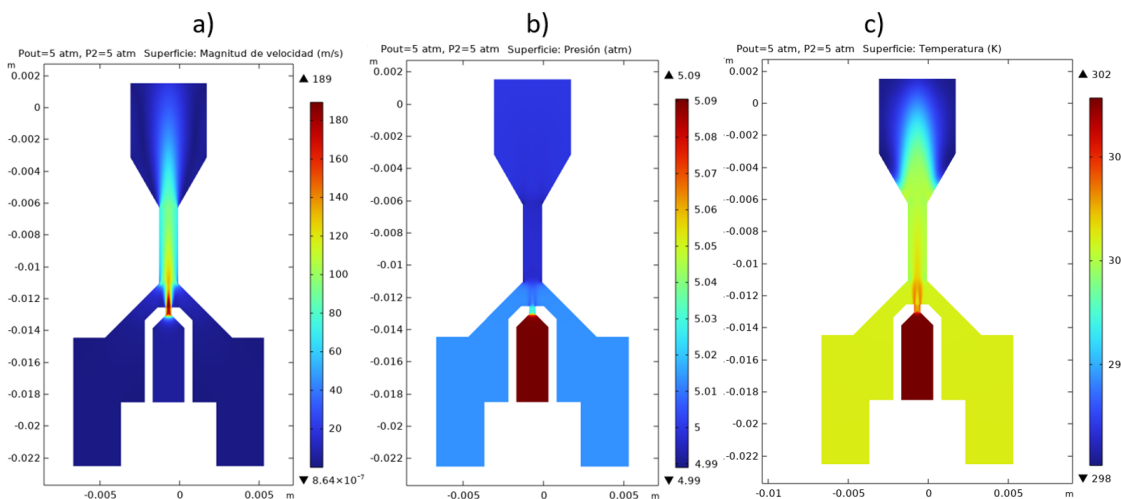


Fig. 4.14 – Resultats a una pressió de sortida de 5 atmosferes; a) Velocitat (m/s); b) Pressió (atm); c) Temperatura (K)

## 5. Resultats

El resultat de les diferents simulacions que s'han realitzat en aquest estudi es poden organitzar en 4 apartats. En el primer s'ha fet l'estudi a diferents pressions de sortida del nostre ejector modificat perquè treballi com una tovera. En el segon apartat, s'ha fet el mateix tipus d'estudi però amb l'ejector. La primera part del tercer apartat és un estudi de la influència que tenen les diferents geometries per separat en el rendiment, i posteriorment s'han relacionat entre si per obtenir les relacions geomètriques que maximitzin el rendiment. Finalment s'han implementat una sèrie de canvis en la geometria estudiada en l'apartat dos, seguint les relacions d'optimització que hem trobat en l'apartat 3, amb l'objectiu de comprovar si les relacions poden millorar el rendiment inicial.

### 5.1. Estudi tovera

Per els estudis que farem de l'ejector, partirem d'una geometria que ha estat proporcionada pel departament de Mecànica de Fluids de l'EEBE, i de la qual ja s'han fet algunes simulacions anteriorment. Tot i així, és interessant fer algunes estudis per comprovar que la geometria que utilitzarem és idònia en aquest tipus de simulacions. Per fer aquesta comprovació, farem una primera sèrie de simulacions adaptant la geometria de l'ejector que estudiarem, perquè treballi com una tovera convergent-divergent. És a dir, primer farem l'estudi de la nostre geometria prescindint del conducte secundari. Això ens permetrà detectar més fàcilment possibles errors que ens puguem trobar en el nostre model i que serien més complicats de detectar si féssim els estudis directament amb dues entrades. Per tal de tenir la seguretat de que el model que agafarem com a referència per les simulacions que es duran a terme sigui vàlid i que els resultats que anem obtenint tinguin una certa semblança amb els que obtindríem en un experiment pràctic, compararem els resultats que anem obtenint en el nostre model als resultats que obtindrem amb el d'una tovera que s'ha pogut trobar a la biblioteca de Comsol.

El primer que farem en el nostre estudi de Comsol, és canviar la geometria. Per tal de que el nostre ejector treballi com una simple tovera, n'hi ha prou en eliminar el conducte secundari de manera que la geometria a estudiar quedarà com la figura 4.2.

El fluid de treball que estudiarem serà l'hidrogen, i les seves propietats físiques i els seus factors de Sutherland seran introduïts com s'han explicat en l'apartat 4.3 d'aquest estudi.

Un cop fetes les simulacions pertinents, es farà l'anàlisi dels resultats obtinguts a partir de dues gràfiques, una que relaciona la variació de la pressió al llarg de l'eix de simetria de la tovera, per a diferents valors de pressió de sortida quan fixem la pressió d'entrada, i una altre gràfica on s'analitzarà el cabal màssic a l'entrada de la tovera en funció de la relació entre les pressions d'entrada i de sortida fixant també la pressió a l'entrada.

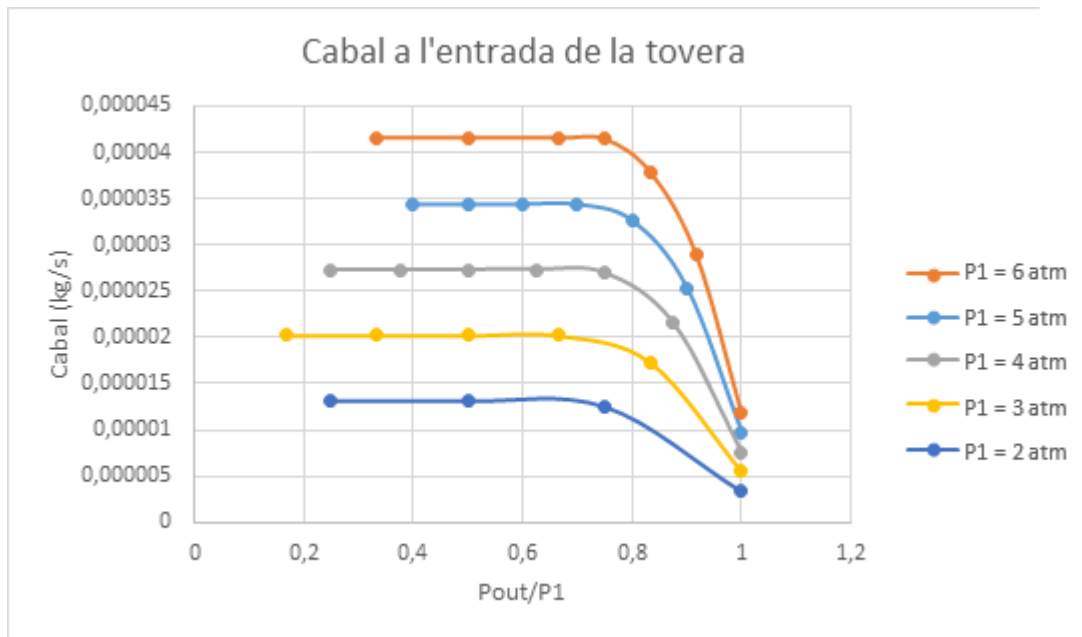


Fig. 5.1 – Gràfica de cabal màssic en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida per diferents valors de pressió a l'entrada

En la figura 5.1 es pot veure per diferents valors de la pressió d'entrada en atmosferes, com varia el cabal entrant en funció de la relació de pressions entre l'entrada i la sortida. El primer que podem destacar en aquesta gràfica és la similitud en la tendència de totes les corbes per les diferents pressions d'entrada. Per a configuracions en les que les pressions prenen valors molt semblants entre elles, el cabal és pràcticament zero. A mesura que augmentem la diferència entre les pressions, el cabal augmenta fins a bloquejar-se en un valor màxim on, per molt que augmentem la diferència de pressions, el cabal no augmenta més. En aquest estat de bloqueig podem dir que la gola de la tovera és sònica.

Seguidament, veiem que al incrementar el valor de la pressió d'entrada, augmenta considerablement el cabal màssic d'entrada. Aquesta conseqüència era d'esperar, ja que, l'energia inicial deguda a la diferència de pressions que després es transformarà en energia cinètica per accelerar el fluid, serà més gran. Aquest augment del valor màxim de bloqueig del cabal en funció de la pressió d'entrada, és lineal i augmenta a una raó de 0,0000075 kg/s per cada 1 atm de pressió.

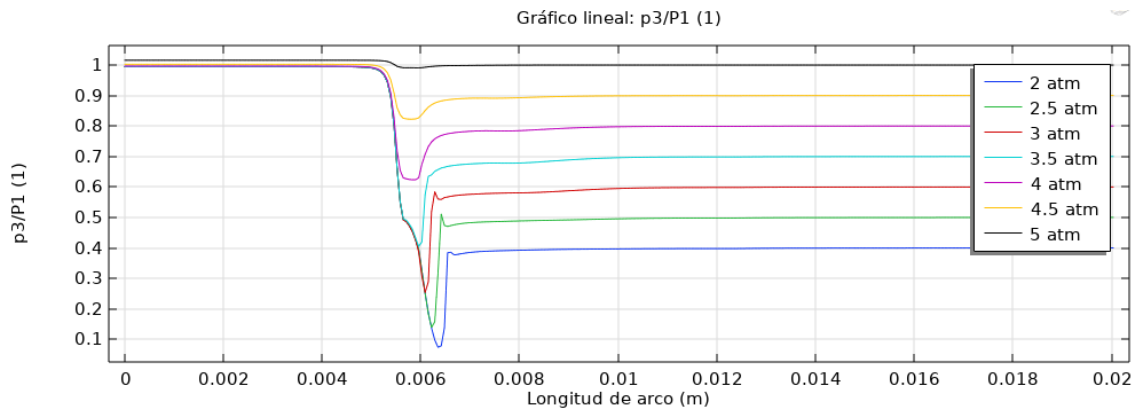


Fig. 5.2 – Gràfica de pressió al llarg de la longitud de la tovera per diferents valors de pressió de sortida

Si ara analitzarem les pressions al llarg de la tovera fixant la pressió d'entrada a 5 atm i variant la pressió de sortida en rangs de 0.5 atm, veiem com es donen diferents situacions (Figura 5.2). Quan la pressió de sortida és igual a la d'entrada, la mesura de pressió al llarg de la tovera no varia significativament, tot i que es pot apreciar una petita caiguda de pressió en la zona de la tovera que és la que feia que en la gràfica anterior, el cabal no fos zero quan les pressions eren iguals. Quan la pressió de sortida pren valors entre 4 i 5 atm, la pressió ambient no és lo suficientment baixa com per provocar flux sònic en la gola i el flux és subsònic en tota la tovera. En aquestes configuracions, la gola encara no està bloquejada i el cabal màssic no arriba al seu màxim.

A mesura que anem baixant la pressió de sortida podem veure com apareixen ones de xoc normals a la part divergent de la tovera. En el punt on es dona aquesta ona, la velocitat disminueix mentre augmenta la pressió fins a la pressió de sortida. A mesura que disminuïm la pressió de sortida, la ona de xoc es va desplaçant cada cop més cap a la sortida de la tovera. En aquestes condicions, la gola està bloquejada, i el cabal que circularà per la tovera serà màxim, i serà el mateix per les diferents configuracions.

Resultats obtinguts amb el model de Comsol:

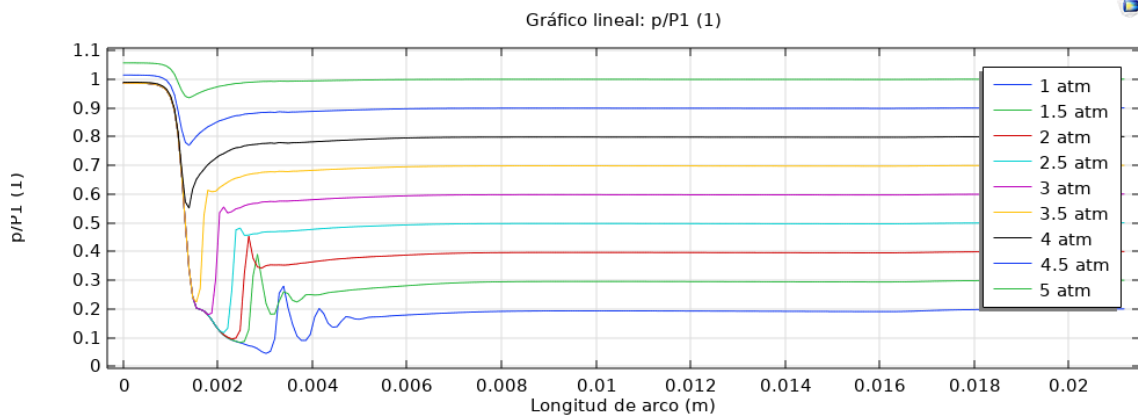


Fig. 5.3 – Gràfica de pressió al llarg de la longitud de la tovera de l'exemple de Comsol per diferents valors de pressió de sortida

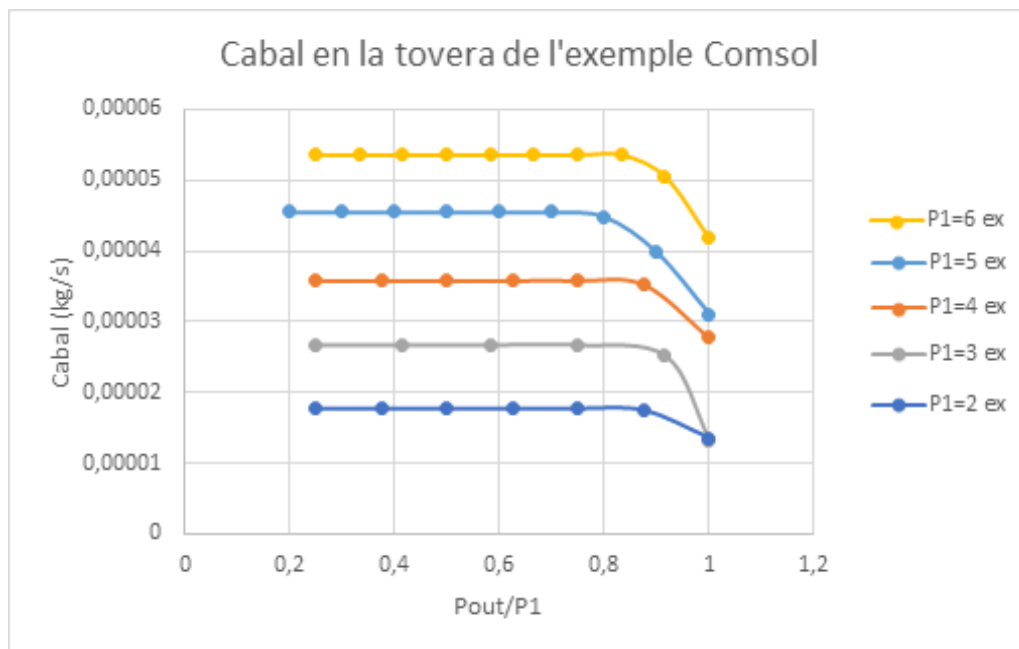


Fig. 5.4 – Gràfica de cabal màssic en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida per el model de la tovera de Comsol

A simple vista podem dir que existeix una certa semblança entre les gràfiques obtingudes de la tovera de Comsol, i la nostre tovera d'estudi. Al elevar la diferència entre la pressió d'entrada i la de sortida, el cabal augmenta fins que es bloqueja en un valor màxim on, per molt que distanciem els valors de les pressions, el cabal no es veu afectat.

El punt on el cabal deixa de ser màxim, és per totes les corbes més o menys igual, quan la pressió de sortida és el 80% de la d'entrada. Aquest valor coincideix amb el de la gràfica de la tovera d'estudi.

Es pot veure també com hi ha una semblança en el comportament de les toveres al analitzar les pressions, entre els dos models, principalment en les formes de les corbes. Totes les corbes comencen a una pressió de 5 atm i es mantenen a aquesta pressió fins que arriben a la gola, on el fluid experimenta un augment de la velocitat i una caiguda de pressió molt gran.

## 5.2. Anàlisi de Pressions de l'ejector

Un cop s'ha fet un primer conjunt de simulacions amb el nostre ejector treballant com una tovera, i s'ha pogut comprovar la seva semblança en quant a comportament al variar les pressions, comparant-lo amb un model del propi programa de Comsol, es farà un estudi de com opera l'ejector a diferents pressions inicials, per poder determinar quines pressions són les més adequades per obtenir les millors prestacions.

En aquest cas, s'analitzaran 3 tipus de gràfiques diferents: la representació de la pressió al llarg de l'ejector, les dos gràfiques de cabal per les dos entrades en funció de les diferents relacions de pressió, i una tercera gràfica on s'introduirà el concepte de rendiment de l'ejector.

Els resultats obtinguts, es compararan també amb els obtinguts amb el model de Comsol comentat anteriorment, però en aquest cas, quan aquest treballa com un ejector.

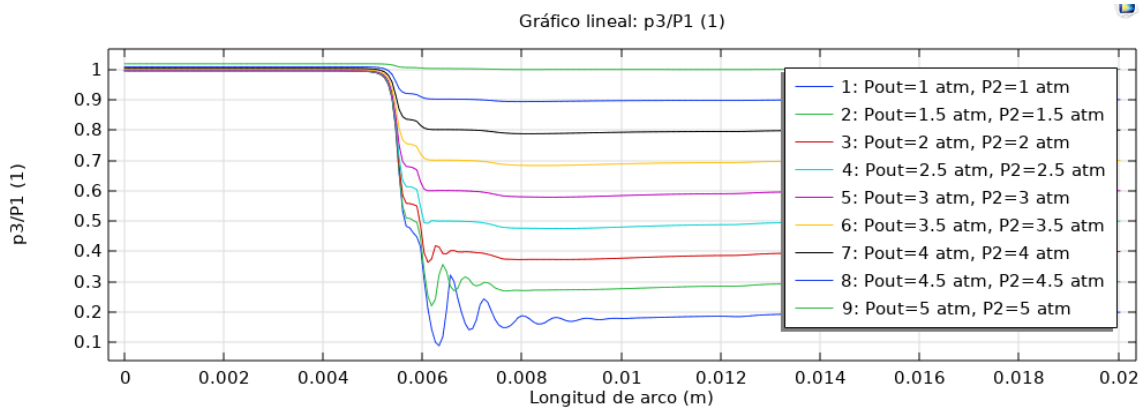


Fig. 5.5 – Gràfica de pressió al llarg de la longitud de l'ejector per diferents valors de pressió de sortida

En la figura 5.5 es pot veure com varia la pressió al llarg de l'ejector fixant la pressió d'entrada primària a 5 atmosferes i variant les pressions de sortida i de l'entrada secundària en rangs de 0,5 atmosferes cada una. Podem veure que el comportament és molt semblant al que hem observat a la tovera, tot i que podem observar que per a pressions de sortida i entrada secundària de 1 atmosfera, hi ha unes certes oscil·lacions en el valor de les pressions.

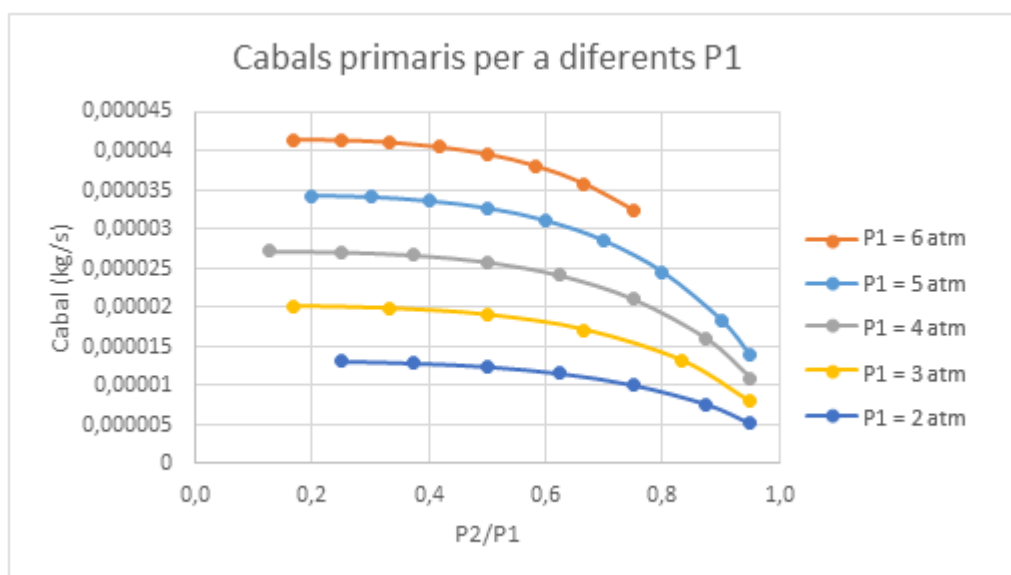


Fig. 5.6 – Gràfica de cabal màssic primari en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida

En la figura 5.6 podem veure representades en diferents corbes per les diferents pressions a l'entrada primària, el cabal màssic que flueix per l'entrada primària quan variem les pressions de l'entrada secundària i la sortida, però mantenint en tot moment aquestes dues últimes pressions iguals. La gràfica ens mostra que quan la relació entre les pressions és de 0,2, el cabal està bloquejat i és el màxim possible per el valor de pressió d'entrada primari fixat en cada corba. Al disminuir aquesta diferència, el cabal deixa d'estar bloquejat i disminueix fins a arribar pràcticament a 0.

Podem veure clarament que el cabal de l'entrada primària està relacionat directament per la pressió en l'entrada primària, i ho fa d'una manera lineal. Al augmentar una atmosfera el valor de la pressió primària, el cabal augmenta 0,0000075 kg/s el seu valor quan l'ejector està en bloqueig. Aquest augment del cabal es va fent més petit a mesura que disminuïm la diferència entre les pressions, de manera que quan la diferència de pressions està en 0,8, al incrementar una atmosfera la pressió d'entrada primària, el cabal augmenta un 33% en menor mesura que quan estava en bloqueig.



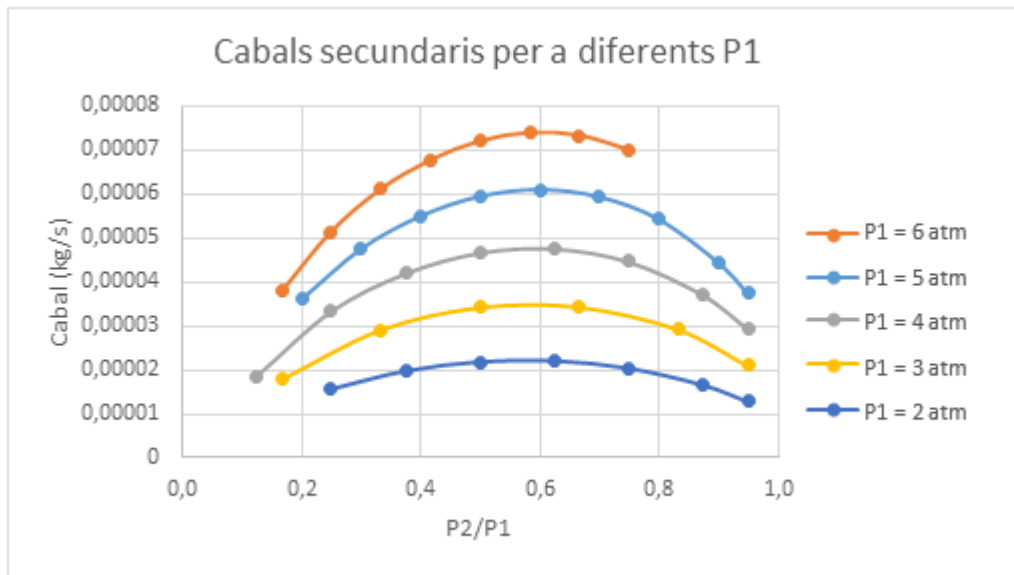


Fig. 5.7 – Gràfica de cabal màssic secundari en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida

En la figura 5.7 podem veure en l'eix d'ordenades el cabal màssic que passa pel conducte secundari, i en l'eix d'abscisses el quocient entre la pressió de l'entrada secundària i la de la primària, mantenint la pressió de sortida sempre igual a la secundària. En aquesta gràfica podem veure clarament que les corbes per a diferents valors de pressió primària tenen una forma parabòlica entre els valors de relació de pressions de 0,2 a 1. El valor del cabal secundari en tot moment augmenta quan incrementem el valor de la pressió d'entrada del primari i ho podem veure a través de les diferents corbes, a mesura que augmentem la pressió, les corbes estan posicionades més amunt en el gràfic.

En totes les corbes es veu com per una diferència de pressions petita entre les de sortida i l'entrada, el cabal secundari és baix i aquest augmenta a mesura que disminuïm la relació de pressions fins a un valor màxim que coincideix en totes les corbes a 0,6.

D'aquesta manera es pot concloure que per el nostre ejector amb dues entrades i una sortida, el valor més òptim per les relacions de pressió entre el primari i les altres dos, és de 0,6 per tal d'obtenir el major cabal secundari possible.

El nostre objectiu és augmentar al màxim possible el valor del cabal en el conducte secundari, i en les gràfiques anteriors hem pogut veure com aquest valor és òptim per unes relacions de pressions de 0.6. En la figura 5.8 es pretén fer un estudi més global, obtenir el valor màxim de cabal secundari però procurant que el valor del cabal primari no sigui tampoc molt elevat.

Per això ens fixarem en el que denominarem el rendiment de l'ejector, que serà calculat com la divisió del cabal secundari pel cabal primari. Aquest rendiment ens permetrà veure com augmenta el cabal del secundari, però tenint en compte en tot moment el cabal del primari ja que si els dos són elevats no ens interessa massa. D'aquesta manera s'ha pogut representar en la gràfica 5.8 els diferents valors del rendiment per les diferents valors de relació de pressions.

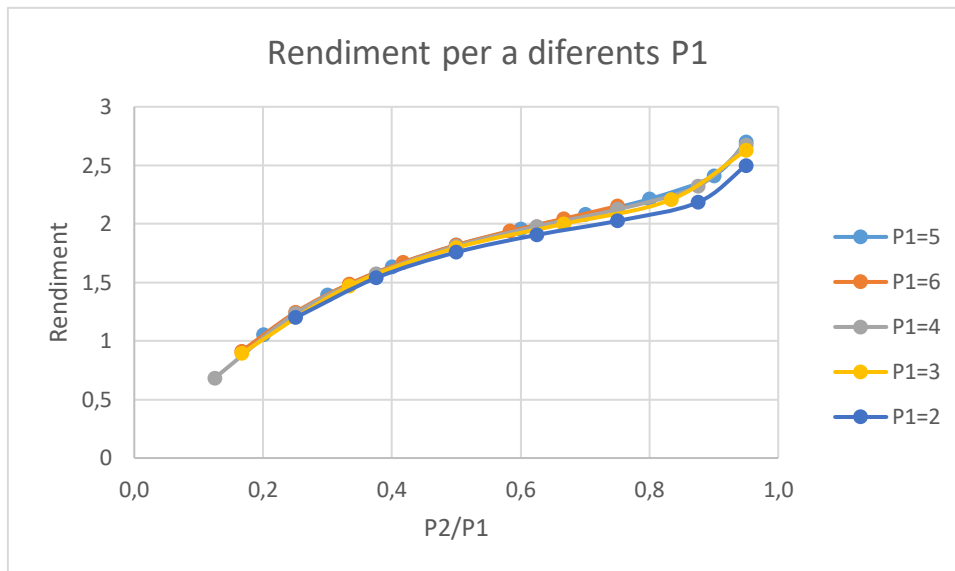


Fig. 5.8 – Gràfica de rendiment en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida

El primer que podem notar quan veiem les corbes, és que totes tenen la mateixa tendència de rendiment sense importar quina pressió de primari utilitzem. Això ens diu que el valor de la pressió del primari té una influència directa amb el valor dels cabals, com hem pogut veure anteriorment, però no té cap influència en la relació dels cabals d'entrada ni en la seva tendència.

Analitzant ara el comportament de les corbes quan variem la diferència de pressions, podem veure com hi ha un augment del rendiment per a totes les corbes des de les relacions de 0,1 fins a 0,6 i el cabal secundari arriba a ser el doble que el cabal primari per aquestes relacions. Aquesta tendència passa a estabilitzar-se a partir del valor de 0,6 i l'augment del rendiment passa a ser lineal i amb una pendent molt petita.

D'aquesta gràfica podem arribar a la conclusió que pel que fa a rendiment de l'ejector, el valor més òptim de relació de pressions és de 0,6 sense importar el valor de la pressió d'entrada primària. Si disminuïm la relació de pressions, podrem veure com el rendiment baixarà i si augmentem aquest valor, el rendiment augmentarà però en molt poca mesura.

Analitzant les dues gràfiques ara, la del rendiment i la del cabal secundari (5.7 i 5.8), en els dos gràfics s'arriba a la conclusió que el valor òptim per les relacions de pressió és de 0,6. Si partim d'una relació de pressió molt petita i la anem augmentant poc a poc, podrem veure com hi ha un augment tant del rendiment com de el valor del cabal secundari. Aquest creixement serà molt semblant ja

que en aquestes condicions, el valor del cabal primari estarà bloquejat i les tendències seran les mateixes. A mesura que augmentem aquesta relació, arribarem a un punt màxim on tant el rendiment, com el valor del cabal secundari seran màxims. A partir d'aquest punt, al incrementar la relació de pressions, veurem com augmenta en diferent mesura i més lentament el valor del rendiment, però podrem veure com el cabal secundari comença a disminuir. Això es deu a que el cabal primari deixa d'estar bloquejat i comença a disminuir en major mesura que el secundari. Aquest punt ja no ens interessa, ja que estem augmentant el rendiment de l'ejector però disminuint el cabal secundari, que està en contra de l'objectiu principal de l'estudi.

Per tant podem concloure definitivament que el punt òptim de relació de pressions entre les entrades és de 0,6 ja que serà el punt on coincidirà que el rendiment i el cabal secundari són màxims.

Per tal de donar un cert valor les conclusions que hem pogut extreure dels nostres resultats, s'ha realitzat el mateix estudi amb les mateixes condicions, per l'ejector que es pot trobar a la biblioteca de Comsol.

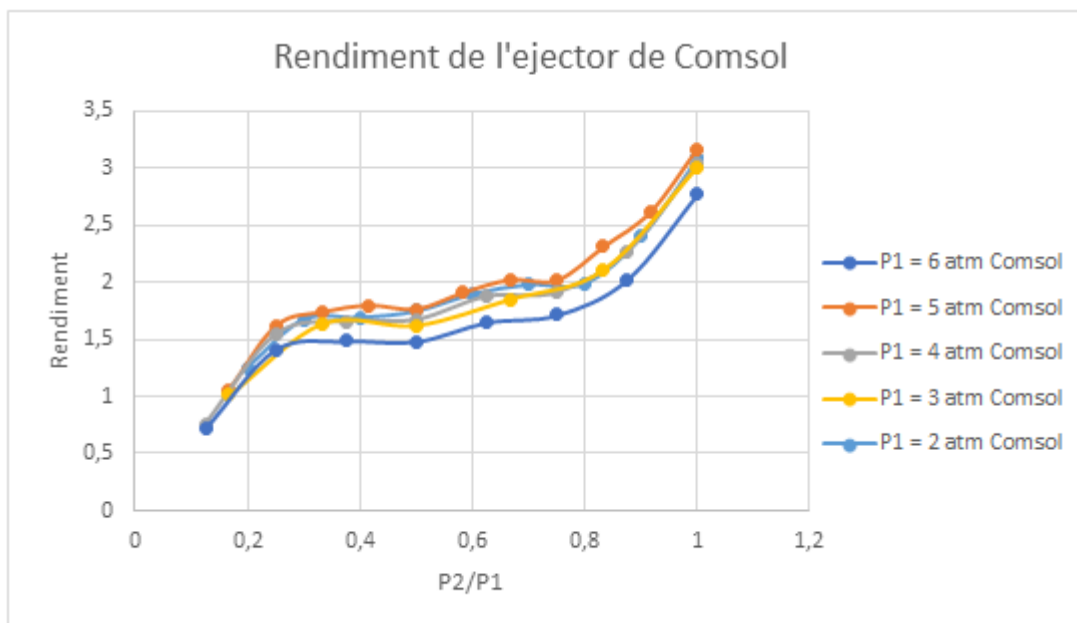


Fig. 5.9 – Gràfica de rendiment en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida del model de Comsol

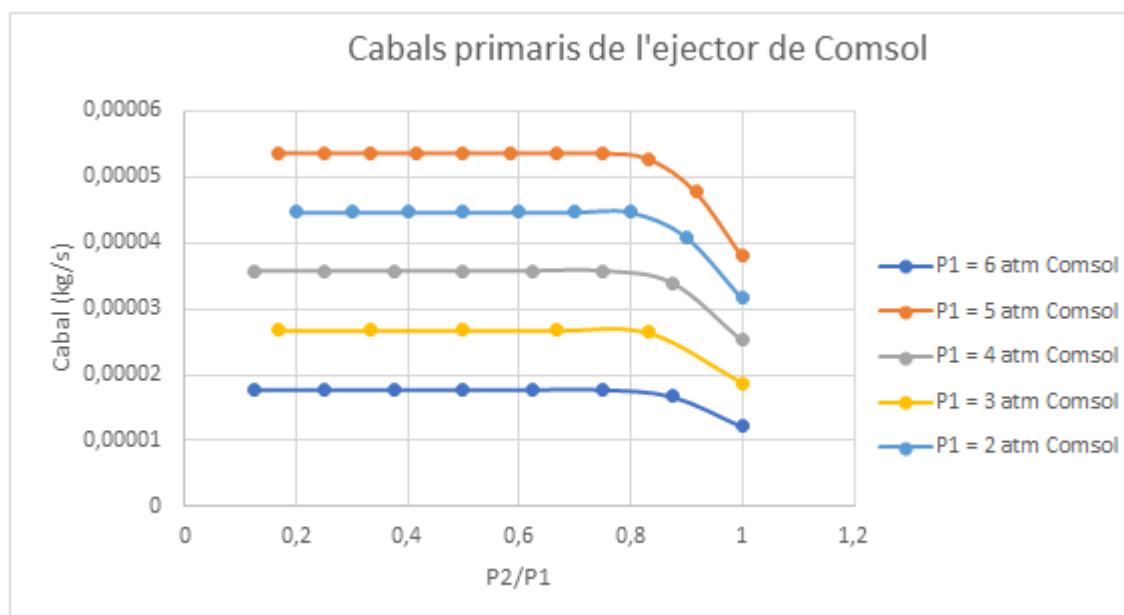


Fig. 5.10– Gràfica de cabal màssic primari en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida del model de Comsol

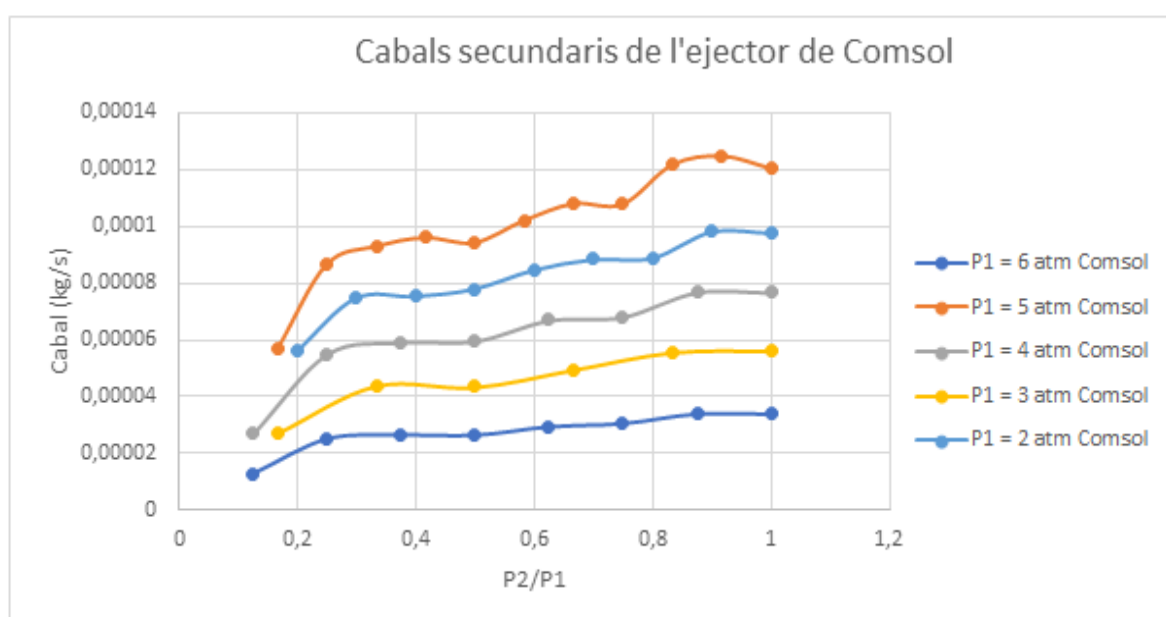


Fig. 5.11 – Gràfica de cabal màssic secundari en funció de la relació entre les pressions de l'entrada i la sortida del model de Comsol

Primerament podem veure una certa semblança en les gràfiques del cabal primari, on per petits valors de les diferències de pressió, obtenim un bloqueig del cabal de l'entrada primària, i al augmentar aquesta relació, el cabal disminueix. D'aquí podríem dir que el nostre model presenta uns valors que concorden més amb la realitat que el model de Comsol, ja que quan el valor de les pressions és igual, el valor del cabal hauria d'apropar-se molt a 0, perquè no hi ha gradient de

pressions que mogui el fluid. En el nostre model ens hem acostat bastant a aquesta idea, però en el model de Comsol el valor d'aquest cabal segueix sent molt gran. Tot i així podem veure una certa semblança entre les tendències.

Si ara mirem les corbes del cabal secundari, podem veure com no hi ha molta similitud entre els models ja que en el nostre s'arribava a un valor màxim de 0,6 i després disminuïa, i en el model de Comsol podem veure com augmenta amb una tendència casi lineal en tot moment.

Analitzant la gràfica del rendiment, veiem que les diferències entre els dos models són molt petites i arriben a uns valors de rendiment màxim molt semblants. En els dos casos hi ha un augment a mesura que incrementem el valor de la relació entre les pressions i s'estabilitza quan arriba al valor de 0,6.

Amb aquestes comparacions, hem pogut donar valor als nostres resultats ja que al comparar-los amb un model provat i contrastat com el de l'ejector de la biblioteca de Comsol, hem pogut trobar molta similitud en les gràfiques de pressió i hem pogut veure com el rendiment dels ejectors són casi exactes en els dos models.

### 5.3. Anàlisi de les diferents geometries

Un cop s'han analitzat i determinat les pressions més adients per obtenir el màxim rendiment possible d'un ejector amb la geometria inicial, és interessant determinar també quines relacions geomètriques poden augmentar aquest rendiment. Per poder determinar aquestes relacions, primer es farà un estudi de les geometries que a priori són més determinants en la relació de cabals de l'ejector i es descartaran aquelles geometries que no tinguin una influència directe en els cabals.

Un cop conegudes les geometries més rellevants en el rendiment de l'ejector, es farà un estudi conjunt de diferents geometries per obtenir les relacions entre les diferents dimensions que faran que el rendiment de l'ejector sigui màxim.

Per tal de que les conclusions sobre els diferents paràmetres geomètrics a utilitzar en el nostre ejector puguin ser utilitzades per tothom, i el fet de treballar amb diferents dimensions i unitats no sigui un problema, es presentaran els resultats d'una manera adimensional.

### 5.3.1. Anàlisi de les diferents geometries per separat

#### 5.3.1.1. Diàmetres d'entrada

El primer paràmetre geomètric del qual s'estudiarà la influència en els cabals, seran els diàmetres primaris i secundaris.

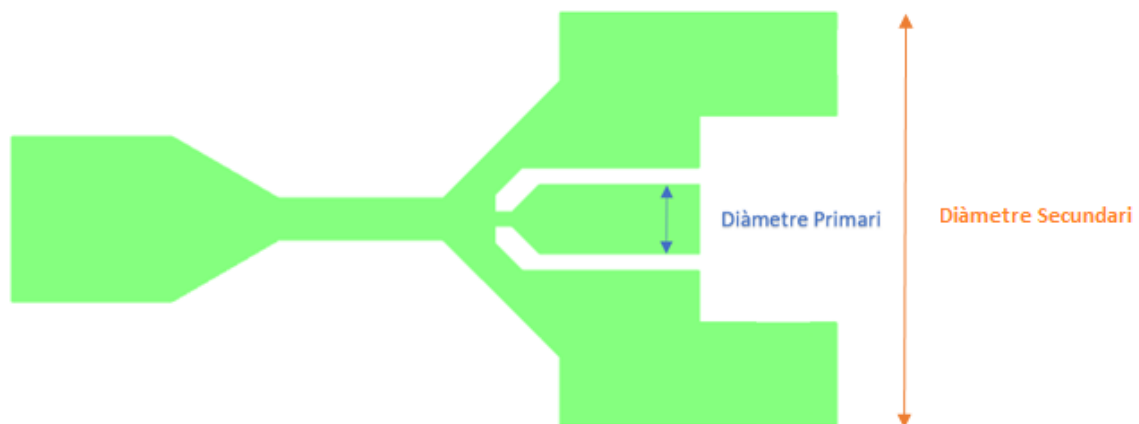


Fig. 5.12 – Geometria de l'ejector amb els paràmetres a estudiar (Diàmetres primari i secundari)

Per lògica, un podria pensar que les dimensions de les entrades de l'ejector han de tenir per força una relació molt gran amb l'augment dels cabals i que com més augmentem aquests diàmetres, més cabal de fluid circularà, però observant la gràfica 5.13 podem extreure conclusions totalment diferents.

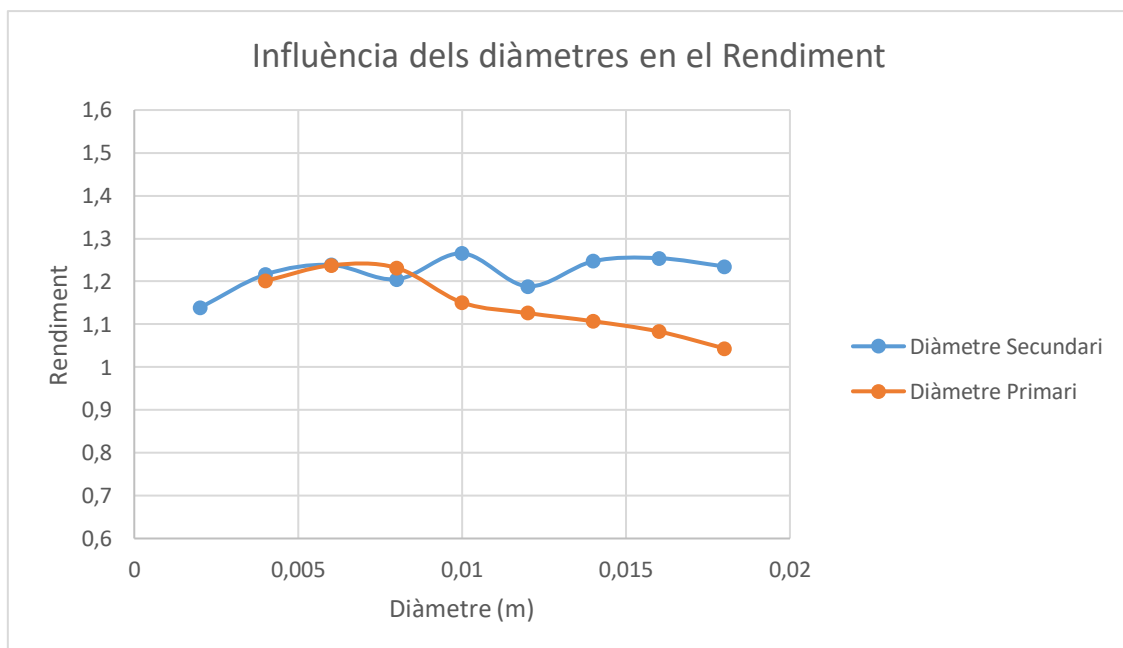


Fig. 5.13 – Gràfica del rendiment en funció de diferents diàmetres d'entrada

En la figura 5.13 podem veure representat el rendiment de l'ejector al variar, per la corba de color blau el diàmetre secundari, i per la corba de color taronja, el cabal primari. En aquestes simulacions s'han fet els canvis de diàmetre per separat, és a dir, per la primera corba s'ha fixat les dimensions de l'entrada primària i s'ha variat les de la secundària i viceversa.

Podem veure clarament com cap de les dos corbes presenta una variació molt gran de rendiment per diferents valors dels seus respectius diàmetres. Els rendiments fluctuen entre valors de 1 i 1.3. Aquest augment del rendiment el considerarem poc important ja que per tenir un augment del 30 %, hem hagut d'augmentar 9 vegades la longitud dels diàmetres. Per aquesta raó, els diàmetres d'entrada no seran considerats en el pròxim apartat.

### 5.3.1.2. Dimensions de la cambra de mescla

En aquest apartat s'analitzarà per separat la influència de la longitud i el diàmetre de la cambra de mescla en el rendiment de l'ejector.

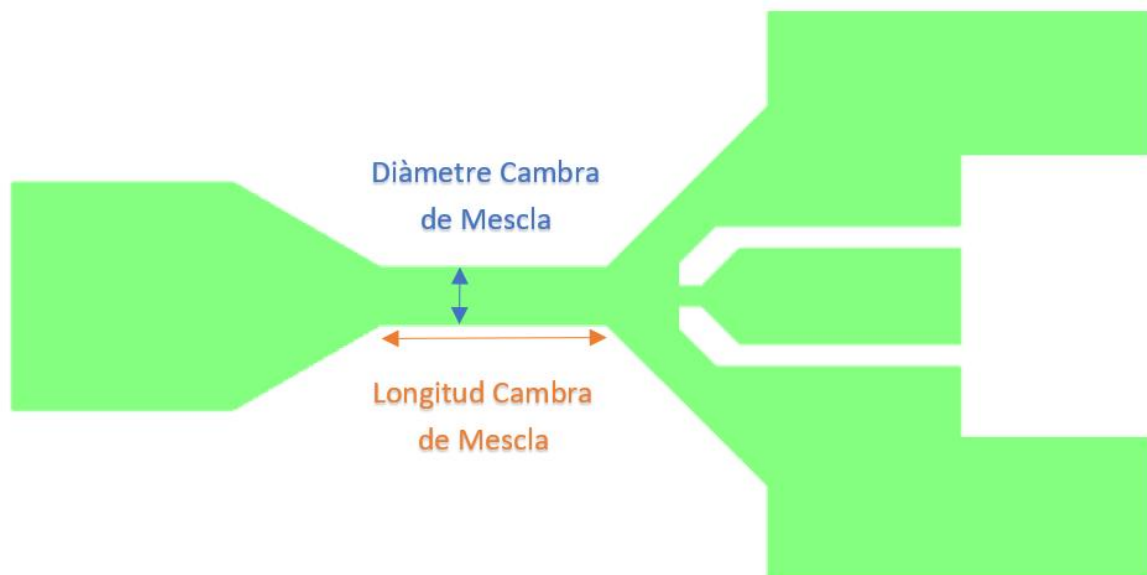


Fig. 5.14 – Geometria de l'ejector amb els paràmetres a estudiar (Diàmetre i Longitud de la Cambra de Mescla)

Aquests dos paràmetres són molt importants ja que en aquest conducte és on es produeix la mescla dels dos fluids.

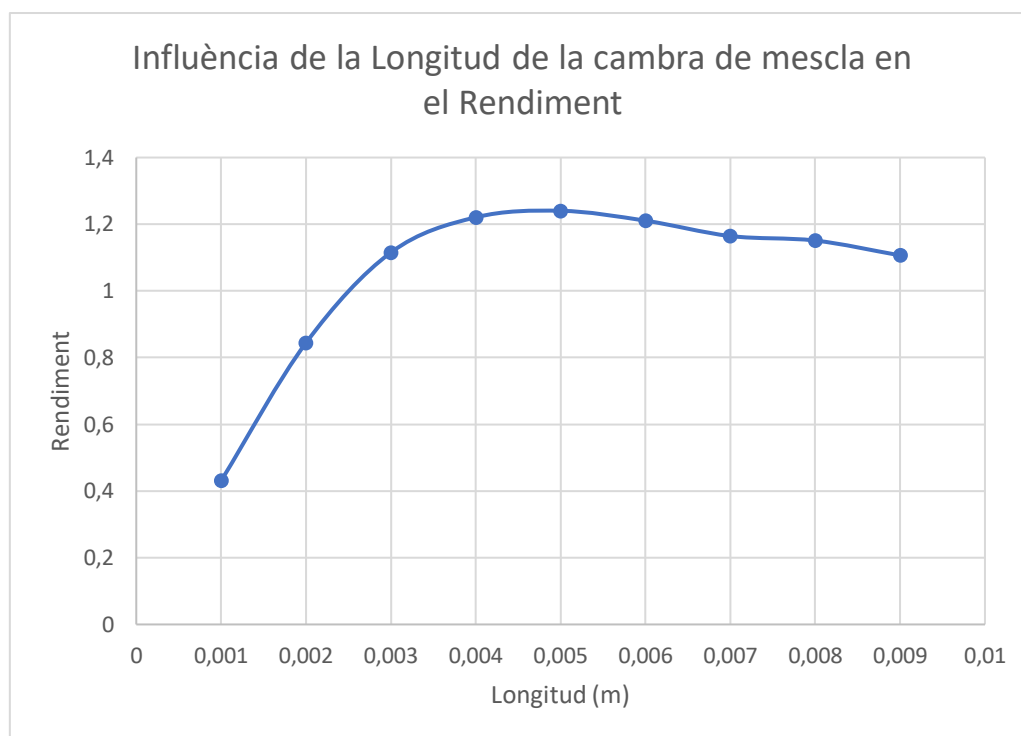


Fig. 5.15 – Gràfica del rendiment en funció de diferents longituds de cambra de mescla

En la figura 5.15 es pot observar com varia el rendiment de l'ejector al variar la longitud de la cambra de mescla des de 0,001 m fins a 0,009 m. Aquestes simulacions s'han realitzat fixant totes les altres geometries.

Per a longituds de la cambra de mescla d'entre 0,001 m i 0,004 m, podem apreciar com el rendiment es triplica i arriba fins a un valor màxim de 1,2. A partir de 0,004 m el rendiment s'estabilitza i no presenta grans variacions, tot i que té una tendència lineal decreixent.

Podem dir per tant, que la longitud de la cambra de mescla és un paràmetre a tenir en compte i que analitzarem més a fons en l'apartat 5.3.



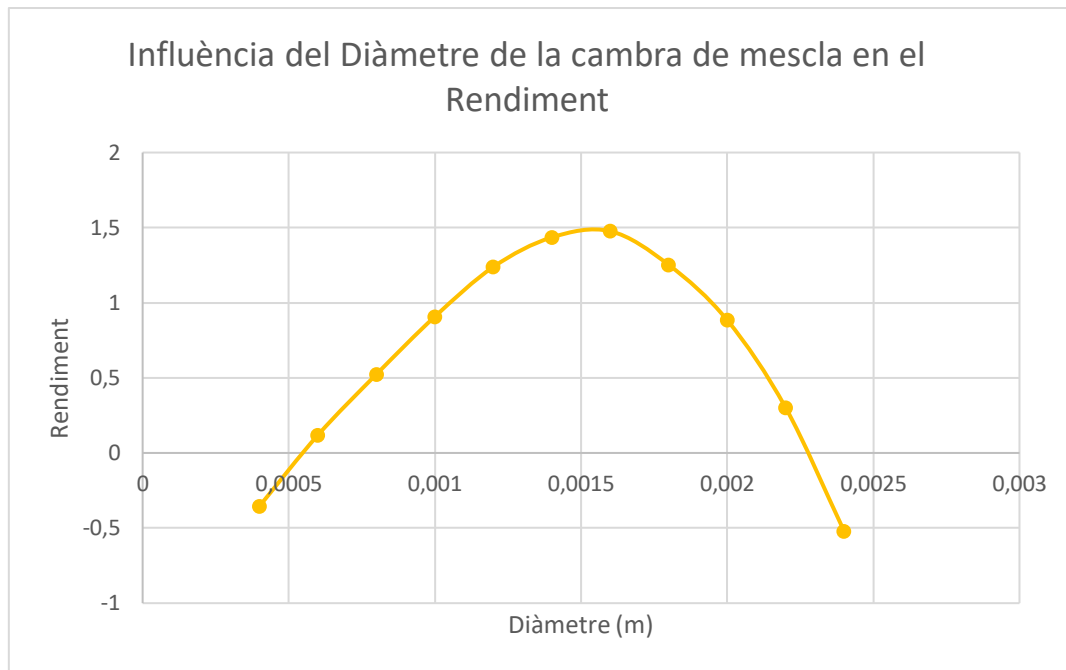


Fig. 5.16 – Gràfica del rendiment en funció de diferents diàmetres de cambra de mescla

Observant la figura 5.16 podem veure representada la variació del rendiment per a diferents valors de diàmetre de la cambra de mescla fixant totes les altres dimensions.

En aquest cas, la corba que representa el rendiment és una paràbola amb el màxim a 1,5 per el diàmetre de 0,0016 m. Per a valors de diàmetre inferiors a 0,0006 i majors a 0,0022 observem que el fluid recicla dins l'ejector i surt per l'entrada secundària.

En aquest cas podem veure clarament com el diàmetre de la cambra de mescla és un paràmetre molt important en el rendiment de l'ejector, i serà estudiat juntament amb la seva longitud en l'apartat 5.3.

### 5.3.1.3. Posició de la tovera

La tovera convergent és un component clau en el nostre ejector per generar la depressió suficient que farà circular el cabal de la entrada secundària.

El seu posicionament respecte l'entrada de la cambra de mescla, pot tenir una certa influència en el rendiment.

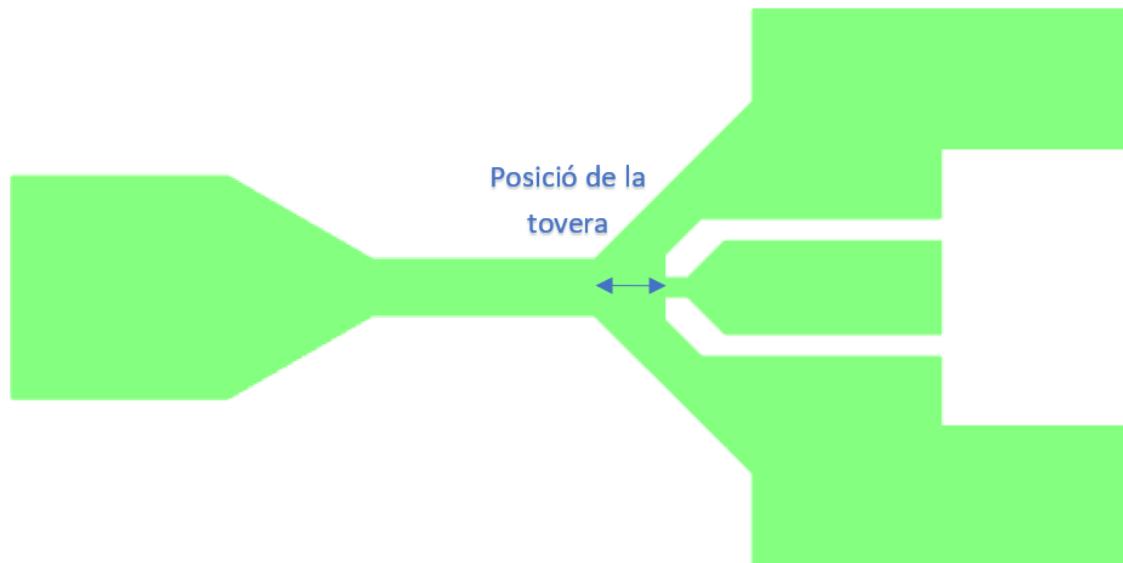


Fig. 5.17 – Geometria de l'ejector amb els paràmetres a estudiar (Posició de la Tovera)

Per tal de saber quina importància té la posició de la tovera, s'han realitzat un seguit de simulacions de les quals s'ha pogut realitzar la següent gràfica:

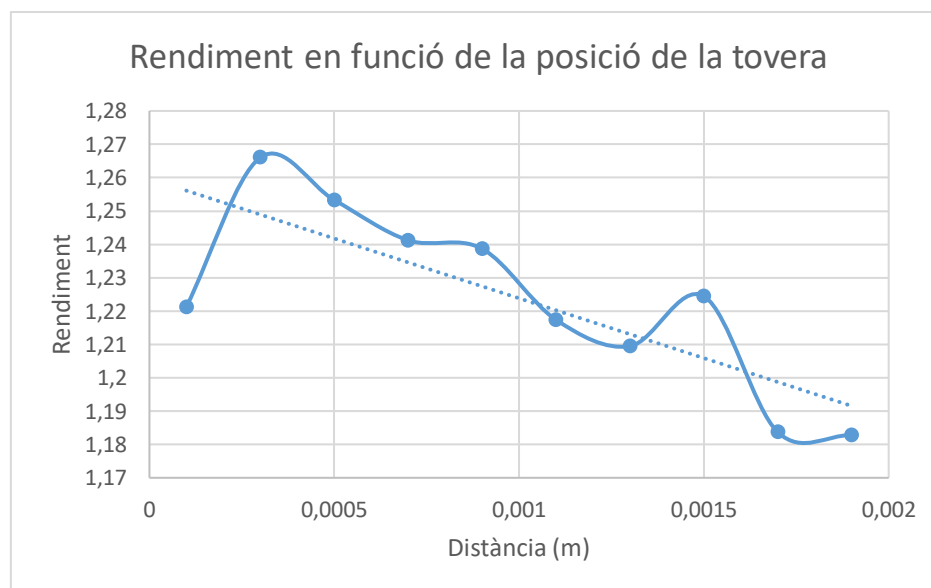


Fig. 5.18 – Gràfica del rendiment en funció de diferents posicions de la tovera

D'aquesta gràfica podem veure com varia el rendiment per les diferents posicions de la tovera, des de que la apropem a 0,0001 m a la cambra de mescla, fins a 0,0018 m. Encara que es pot veure que la corba presenta diferents valors de rendiment per les diferents posicions, els valors del rendiment oscil·len només entre 1,18 i 1,27. Al estar treballant amb diferències de rendiment tant petites, podem dir que la posició de la tovera no té una influència important en el rendiment de l'ejector com per exemple si que la té el seu diàmetre.

#### 5.3.1.4. Dimensions del difusor

En aquest apartat s'analitzarà la influència en el rendiment dels dos paràmetres principals del difusor, el diàmetre de sortida i la longitud.

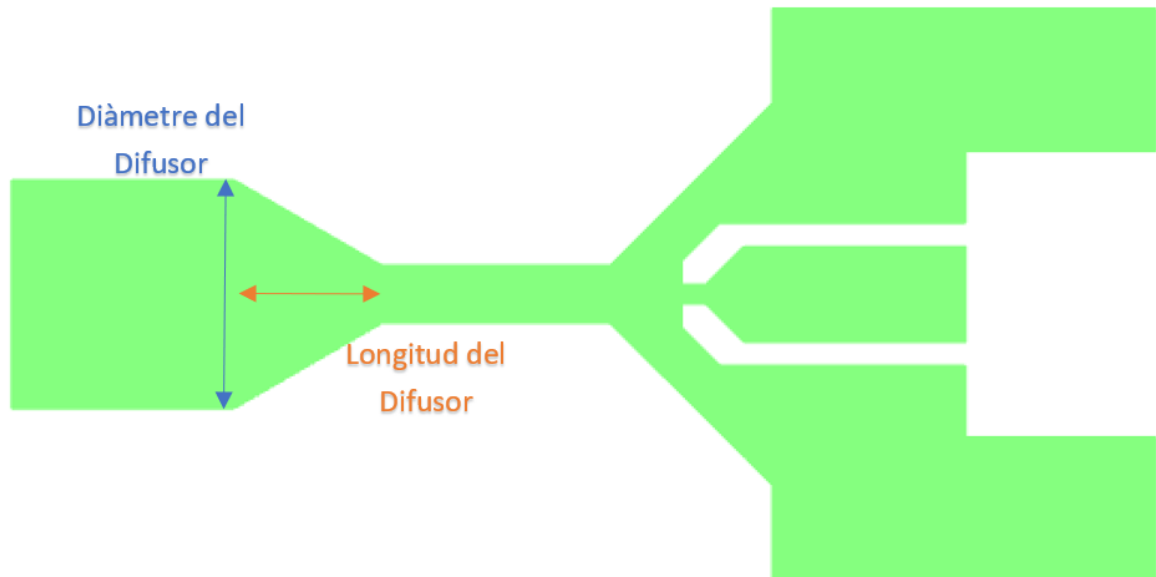


Fig. 5.19 – Geometria de l'ejector amb els paràmetres a estudiar (Diàmetre i Longitud del Difusor)

Es realitzaran dos grups de simulacions diferents, la primera canviant la llargada del difusor, i la segona canviant el seu diàmetre. En ambdós casos es mantindran fixes totes les altres geometries i la llargada total del ejector.

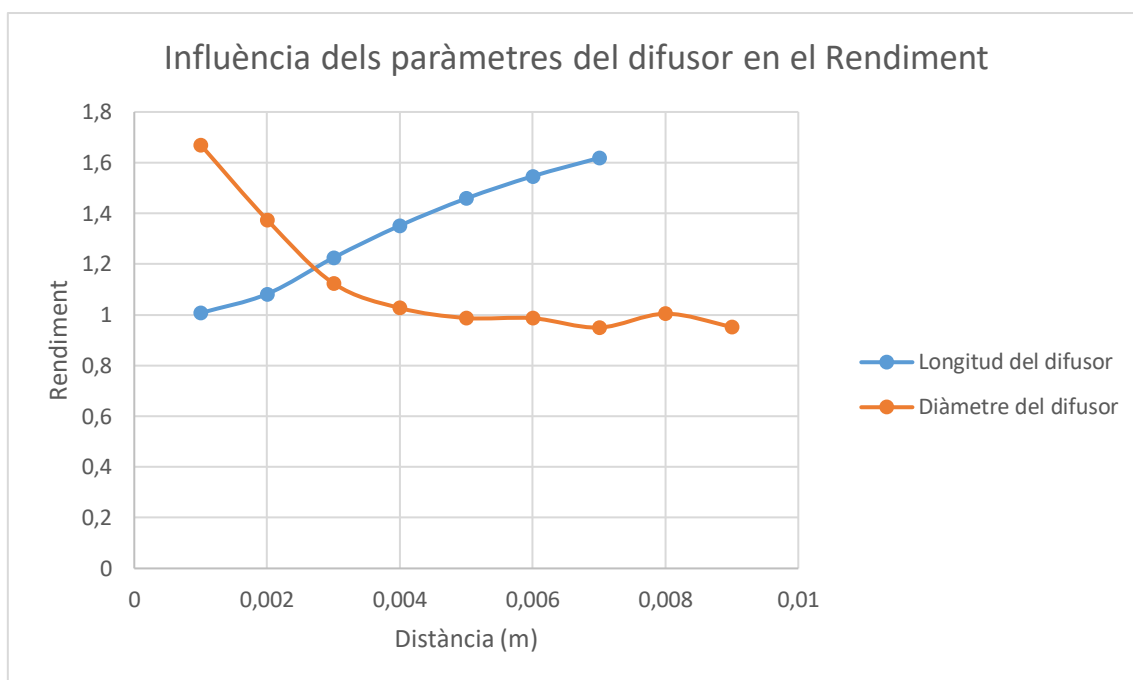


Fig. 5.20 – Gràfica del rendiment en funció de diferents longituds i diàmetres del difusor

Un cop fetes totes les simulacions, s'ha pogut representar el rendiment de l'ejector pels diferents valors del diàmetre i de la llargada del difusor, i el resultat és la figura 5.20. Pel que fa a la llargada del difusor, es pot veure com la corba parteix d'un rendiment de 1 quan la llargada és de 0,001 m, i augmenta fins a un 60 % el rendiment quan la llargada és 0,007 m. Al observar la corba del diàmetre, en canvi, el rendiment màxim l'obtenim per valors més petits i el rendiment disminueix a mesura que augmentem el diàmetre.

Amb els resultats obtinguts, podem dir que les dimensions del difusor són paràmetres importants en el rendiment de l'ejector ja que amb el seu dimensionament podem arribar a augmentar-lo fins a un 60%.

### 5.3.2. Relacions entre les geometries més importants pel rendiment

A partir de les gràfiques anteriors on hem pogut determinar quines variables geomètriques tenien una relació directe amb el comportament de l'ejector, hem arribat a la conclusió que les geometries que més influència tenen en els cabals són els que estan relacionats amb el diàmetre de la gola de la tovera, el diàmetre i la longitud de la cabra de mescla, i les dimensions del difusor. En els següents apartats s'estudiaran més a fons aquests paràmetres geomètrics entre ells per tal d'arribar a unes conclusions que ens permetin dimensionar les parts més importants de l'ejector tenint en compte el seu rendiment.

### 5.3.2.1. Relació entre Diàmetres

El primer paràmetre que s'estudiarà serà la relació entre el diàmetre de la gola de la tovera i el de la cambra de mescla.

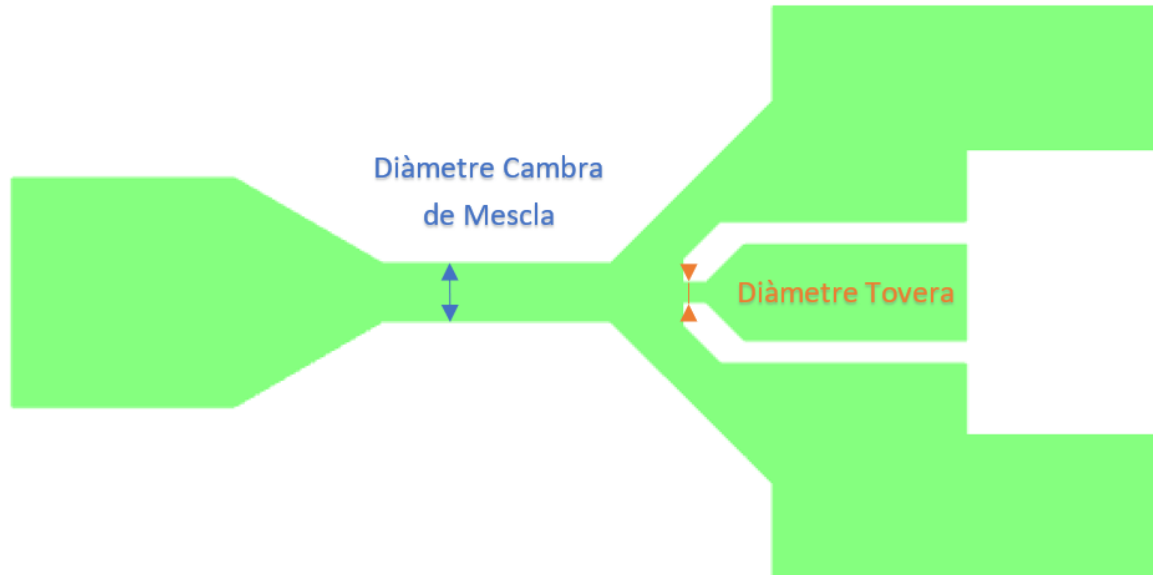


Fig. 5.21 – Geometria de l'ejector amb els paràmetres a estudiar (Diàmetres de la Cambra de Mescla i la gola de la Tovera)

Aquesta relació s'ha estudiat a través de 3 grups de simulacions amb diàmetres de cambra de mescla diferents. En cada simulació s'ha variat el diàmetre de la tovera, des d'un primer cas on els diàmetres són iguals, fins a el punt en que el diàmetre de la cambra de mescla serà 6 vegades el diàmetre de la tovera.

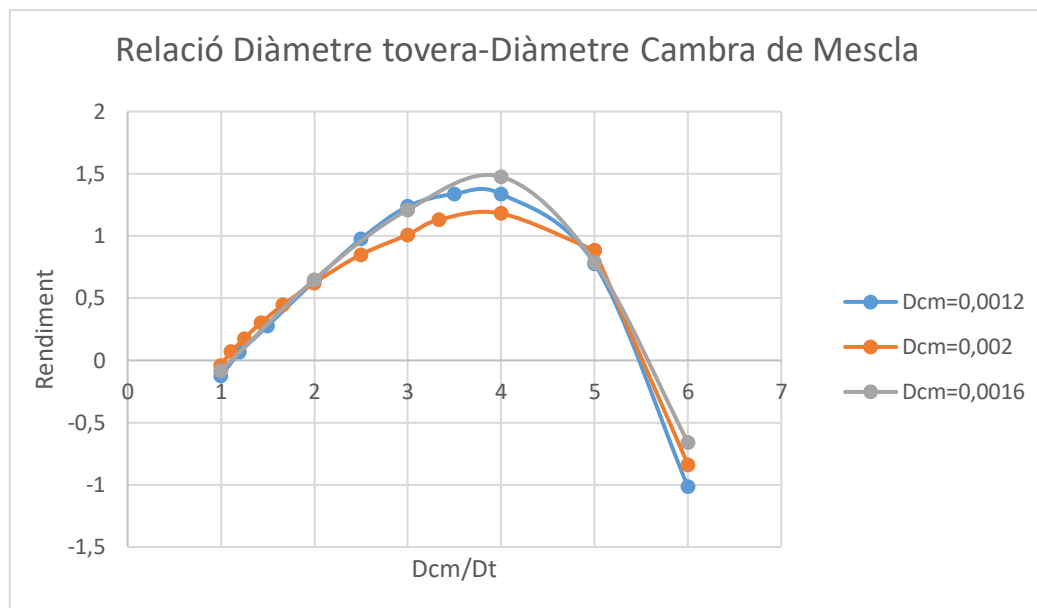


Fig. 5.22 – Gràfica del rendiment en funció de la relació de diàmetres entre la gola i la cambra de mescla

El primer que podem veure és com les corbes del rendiment tenen una forma parabòlica per a tots els diàmetres de cambra de mescla estudiats. Com s'havia vist en les gràfiques de l'apartat 3 de resultats, la corba que ofereix un punt de rendiment més elevat és la que té un diàmetre de cambra de mescla de 0,0016 m.

Quan el valor de les dues geometries és molt semblant, el rendiment és molt proper a zero i casi no hi ha circulació de fluid per el conducte secundari. A mesura que incrementem la diferència entre aquests dos diàmetres, podem veure com el rendiment augmenta fins a un valor màxim quan el diàmetre de la cambra de mescla és 4 vegades més gran que el de la tovera. En aquest punt màxim, el cabal secundari serà 1,5 vegades el cabal primari. A partir d'aquest punt el rendiment baixa en picat fins el punt en el que quan el diàmetre de la cambra és 6 vegades el de la tovera, observem una recirculació de fluid.

Al veure que les tres corbes tenen el màxim en el mateix valor i totes tenen una tendència molt semblant, podem concloure que per tal d'obtenir el màxim rendiment en el nostre ejector, la millor relació de diàmetres entre la tovera i la cambra de mescla es dona quan la primera és 4 vegades més gran que la segona.

Si ara comparem els resultats obtinguts en aquest estudi amb els que figuren en articles sobre el tema (Hosseinzadeh et al. 2014) podem veure que hi ha una semblança molt gran entre les gràfiques obtingudes en les seves simulacions i les nostres. En aquest article s'arriba a la conclusió que per un ejector amb dues entrades i una sortida amb una tovera convergent al primari, per tal

d'obtenir el màxim rendiment, el diàmetre de la cambra de mescla ha de ser 3.9 vegades el diàmetre de la gola de la tovera, una conclusió casi idèntica a la nostra.

### 5.3.2.2. Anàlisi de l'angle del Difusor

En l'apartat 5.3.1.4 hem arribat a la conclusió que tant la llargada com el diàmetre del difusor són paràmetres que tenen una gran influència en l'eficiència de l'ejector i les seves corbes de rendiment es comporten d'una manera molt diferent. Per fer un bon dimensionament del difusor i per fer un estudi conjunt dels dos paràmetres, en aquest apartat es faran les simulacions canviant l'angle del difusor. D'aquesta manera obtindrem la relació entre diàmetre i longitud del difusor que ens permetrà arribar al màxim de rendiment.

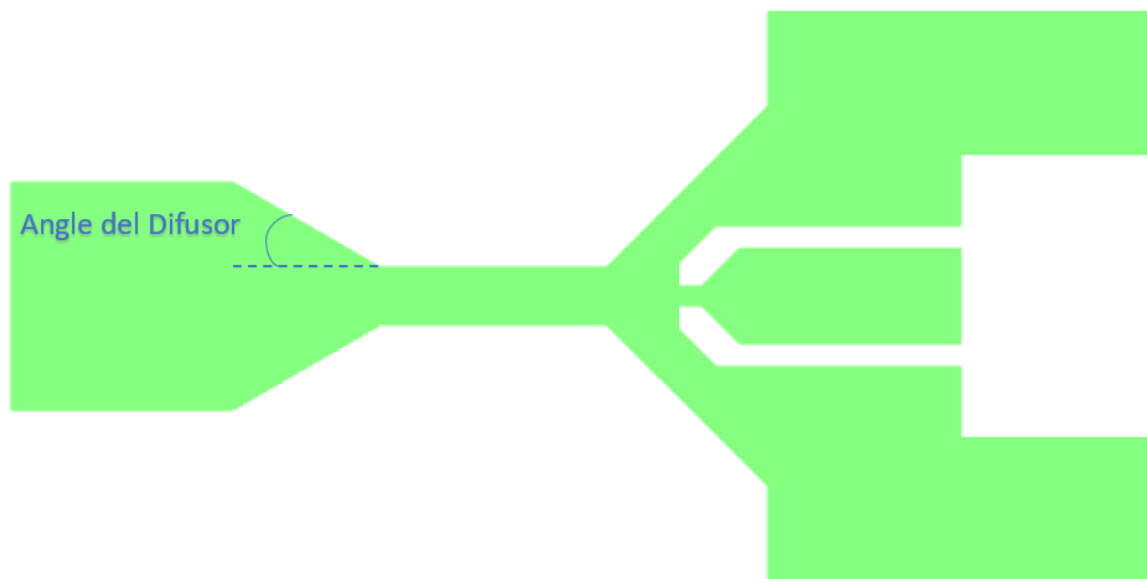


Fig. 5.23 – Geometria de l'ejector amb els paràmetres a estudiar (Angle del Difusor)

L'angle del difusor és molt important perquè, com hem vist en l'apartat 2.2.4 de la teoria on s'estudiava l'eficiència d'un difusor en funció de la relació d'àrees i de l'angle de convergència, si no es dimensiona bé, es poden produir desprendiments de la capa límit que poden perjudicar el rendiment de l'ejector.

El primer estudi que s'ha fet, ha set fixant la llargada total de l'ejector i variant l'angle del difusor. Amb aquestes condicions s'han obtingut els resultats que es poden veure a la gràfica 5.24 on podem veure el rendiment de l'ejector, per un rang d'angles de 13 a 35 graus.

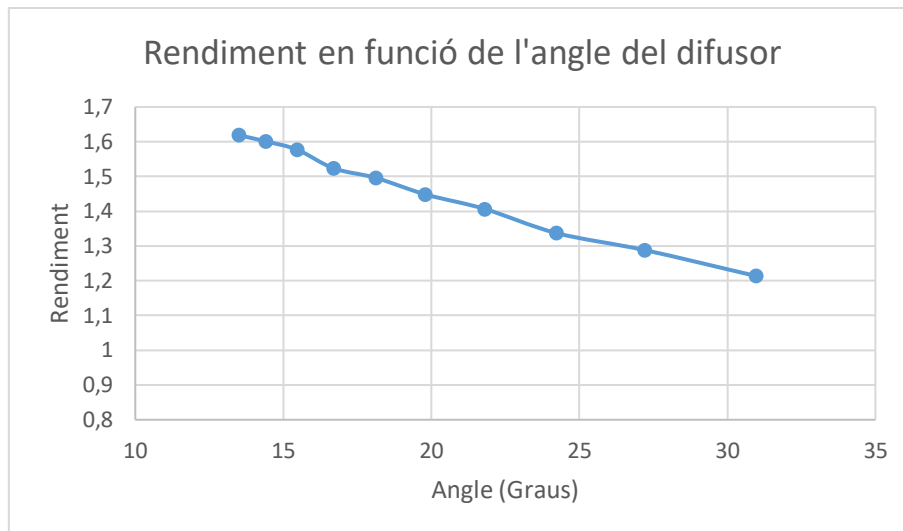


Fig. 5.24 – Gràfica del rendiment en funció de l'angle del difusor entre 13 i 31 graus

Podem veure com a mesura que augmentem el valor de l'angle d'obertura de l'ejector, el rendiment baixa fins a un 25%. Aquest resultat era d'esperar, ja que, com hem vist en la figura 2.6 de l'apartat de teoria del difusor, al augmentar l'angle, hi ha un rang més petit de diàmetres on es pot operar. El difusor de la geometria inicial d'aquest estudi té un angle de 30 graus, i com es pot veure en la gràfica, aquest angle es pot millorar.

En l'apartat 5.3.1.4 hem pogut veure com el rendiment màxim l'obteníem quan teníem valors petits de diàmetre del difusor i també per valors més grans de longitud del difusor. Això es tradueix en un angle petit de la part divergent del difusor. També al observar la figura 5.24 s'ha observat que el rendiment era cada cop més gran a mesura que es reduïa l'angle. Això fa pensar que per angles encara més petits dels estudiats, podríem arribar a tenir rendiments majors.

Per tal d'obtenir el valor més òptim en l'angle del difusor, es farà un segon estudi allargant la part final del difusor per poder obtenir angles més petits, ja que, en la figura 5.24 ens hem limitat a un angle mínim de 13 graus perquè hem fixat la llargada total de l'ejector. La corba de rendiment d'aquest estudi es pot observar en la figura 5.25.



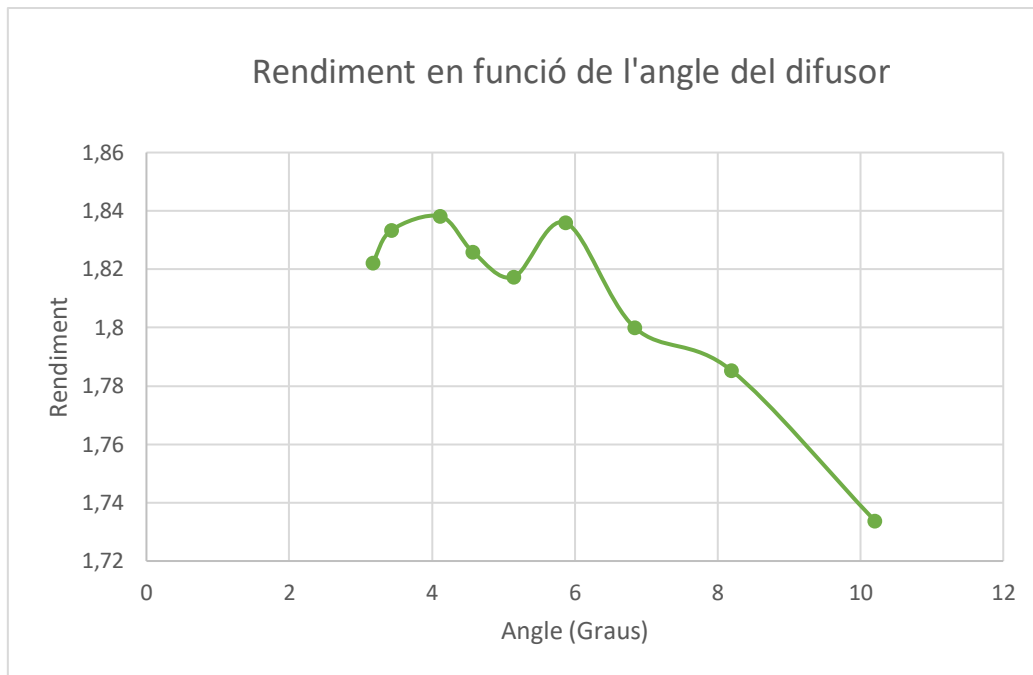


Fig. 5.25 – Gràfica del rendiment en funció de l'angle del difusor entre 3 i 10 graus

Com podríem esperar amb els resultats obtinguts anteriorment, hem pogut arribar a rendiments més elevats al fer les simulacions per a angles més petits i augmentant la longitud total de l'ejector. En la gràfica veiem com la corba arriba a dos valors màxims de rendiment, quan l'angle del difusor és de 4 i 6 graus. Per a valors inferiors a 4 graus veiem com el rendiment torna a baixar.

Podem dir doncs, que l'angle del difusor òptim que presenta un major rendiment en el nostre ejector està dins del rang de 4 a 6 graus. En el nostre cas, l'angle que considerarem òptim és el de 6 graus perquè és el que ens permet dimensionar l'ejector sense haver d'incrementar en excés la seva llargada.

### 5.3.2.3. Dimensions de la Cambra de Mescla

En aquest segon apartat, s'estudiaran les dimensions de la cambra de mescla relacionant el seu diàmetre i la seva longitud.

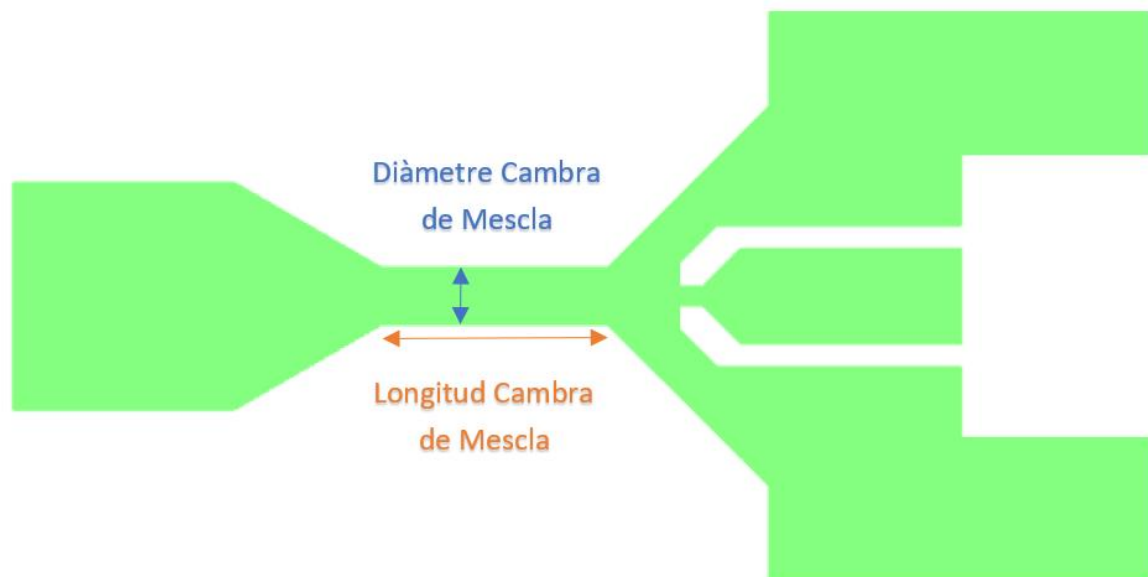


Fig. 5.26 – Geometria de l'ejector amb els paràmetres a estudiar (Diàmetre i Longitud de la Cambra de Mescla)

Es faran 3 simulacions fixant 3 valors diferents de Diàmetre i en cada grup de simulacions es variarà el valor de la longitud de la cambra de mescla.

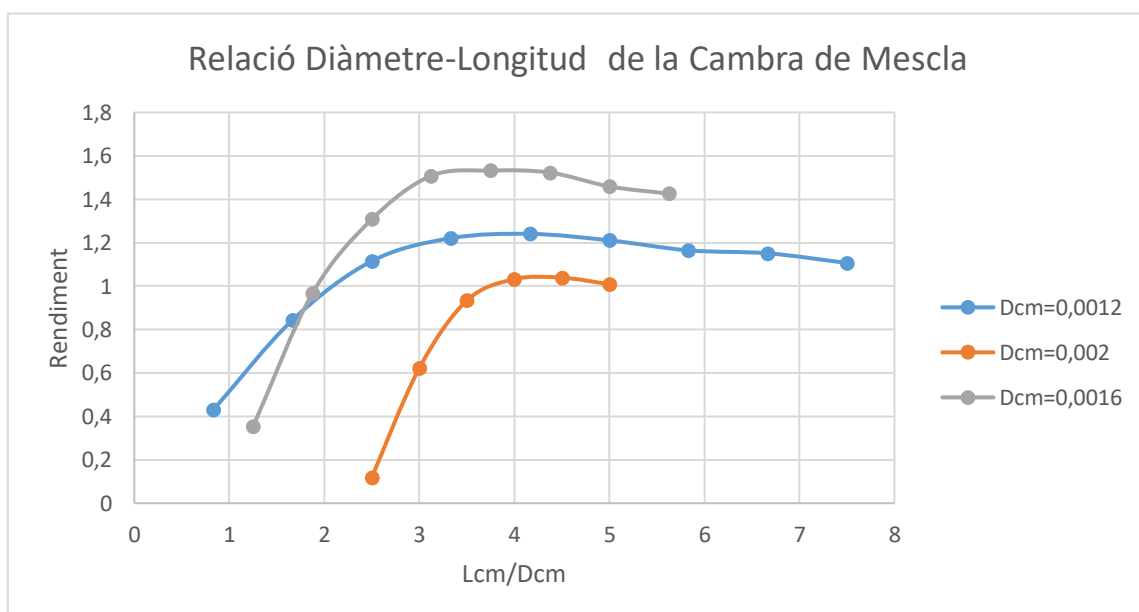


Fig. 5.27 – Gràfica del rendiment en funció de la relació entre la longitud i el diàmetre de la cambra de mescla

El primer que podem veure i que reafirma conclusions exposades anteriorment, és que el diàmetre de la cambra de mescla que presenta un major rang de rendiments és el  $D_{cm}=0,0016$  m. Aquest diàmetre ha set també l'òptim quan hem fet l'estudi del diàmetre per separat, i també quan l'hem comparat amb el diàmetre de la gola de la tovera.

En la gràfica podem apreciar com quan la longitud de la cambra pren valors propers al seu diàmetre, l'ejector opera amb un baix rendiment. Això es deu a que els dos fluids no tenen prou temps de barrejar-se i desaccelerar-se abans d'arribar al difusor. El rendiment augmenta considerablement a mesura que augmentem la longitud, fins que arriba al valor màxim de rendiment quan les relacions entre longitud i diàmetre de cambra de mescla són entre 3 i 5. Al seguir augmentant la longitud, el rendiment s'estabilitza, però tendeix a la baixa.

En altres articles on també havien estudiat aquesta relació en un ejector (Maghsoodi et al. 2014), s'havia arribat a un valor òptim de relació entre longitud i diàmetre de la cambra de mescla de 6. En el nostre cas, aquest valor òptim ens dona lleugerament més petit, però si comparem les gràfiques, podem veure que les tendències de les corbes són molt semblants.

## 5.4. Implementació dels canvis

Un cop hem definit les diferents relacions geomètriques més rellevants alhora de maximitzar el rendiment, modificarem la geometria inicial de l'estudi per tal de que compleixi amb les diferents relacions i comprovarem els possibles canvis en el rendiment que hi puguin haver a causa del canvi de geometria.

El primer canvi que implementarem serà el del diàmetre de la cambra de mescla que passarà de 0,0012 m a 0,0016 m. La longitud de la cambra de mescla es modificarà de 0,048 m a 0,056 m. La llargada del difusor passarà de 0,0031 m a 0,0175 m i aquest canvi farà que l'angle de la part convergent sigui de 6 graus.

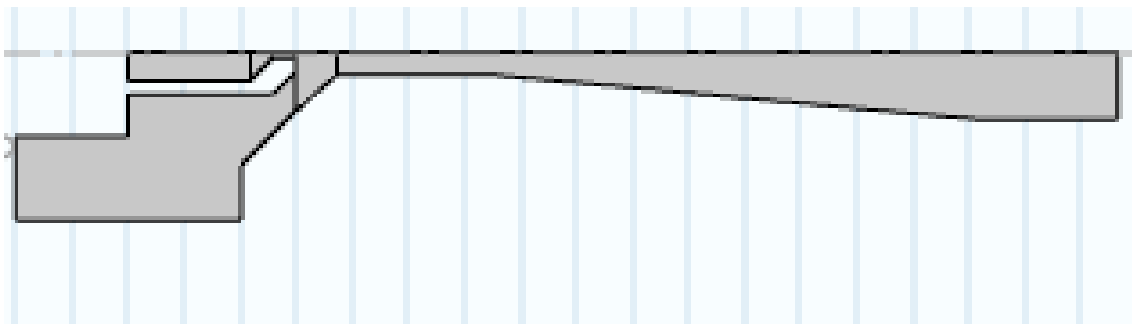


Fig. 5.28 – Geometria de l'ejector amb els canvis implementats

Al fer els diferents canvis en la geometria de l'ejector, compararem el seu rendiment amb el de l'ejector inicial per veure si podem apreciar algun canvi.

La primera gràfica que analitzarem serà la del rendiment, ja que serà en la que podrem veure d'una manera més directe si els canvis que hem fet en la geometria han fet algun efecte. Després analitzarem les gràfiques del cabal per donar una explicació de la forma que ha adoptat la corba de rendiment.

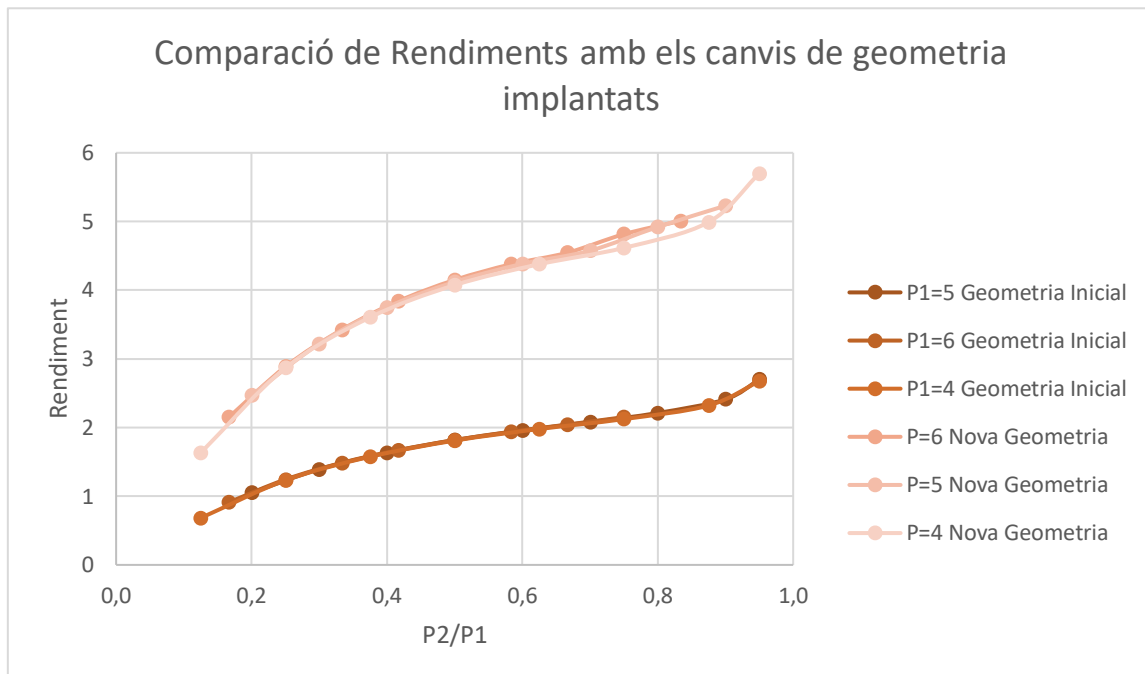


Fig. 5.29 – Comparació dels rendiments entre el model inicial i el model amb els canvis geomètrics implementats

En la figura 5.29 podem veure representat el rendiment del model simulat en aquest estudi per dues geometries diferents. Les corbes de color més clar, fan referència al rendiment del ejector quan se li han aplicat els canvis en la geometria exposats en aquest estudi, per altre banda, de color més fosc, es veuen representades les corbes de rendiment del model inicial. Per a cada configuració, s'han fet les simulacions per 3 pressions d'entrada primària diferents, i s'han variat progressivament les pressions de sortida i d'entrada secundària.

Podem veure en la gràfica, com hi ha una millora considerable del rendiment en l'ejector per totes les pressions de sortida estudiades. Les tendències per les dues corbes són semblants, hi ha un creixement ràpid del rendiment fins a un valor de relacions de pressió a prop de 0,6, i a partir d'aquest valor, segueix creixent però d'una manera molt més moderada.

Per la geometria inicial, havíem arribat a la conclusió que la relació de pressions més òptima era de 0,6 ja que era el punt on obteníem el màxim rendiment i el màxim cabal secundari. Doncs bé, podem dir que per aquesta geometria la relació de pressions òptima és la mateixa, però en aquest cas el rendiment en aquest punt ha sigut d'un 220% més gran. Aquesta millora ha sigut gràcies solament a la optimització de la geometria, ja que s'han fixat tots els altres paràmetres.

Una altre conclusió que es reafirma, és que la pressió de la entrada primària té una influència directe amb el valor del cabal d'entrada, però la seva variació no té influència alguna en el rendiment, ja que les tres corbes per les tres pressions primàries diferents, tenen exactament la mateixa forma.

Analitzarem ara els cabals per separat per tal de veure si la causa del rendiment ha set un augment en el cabal màssic de l'entrada secundària, o si per contra, ha set una disminució del cabal primari.

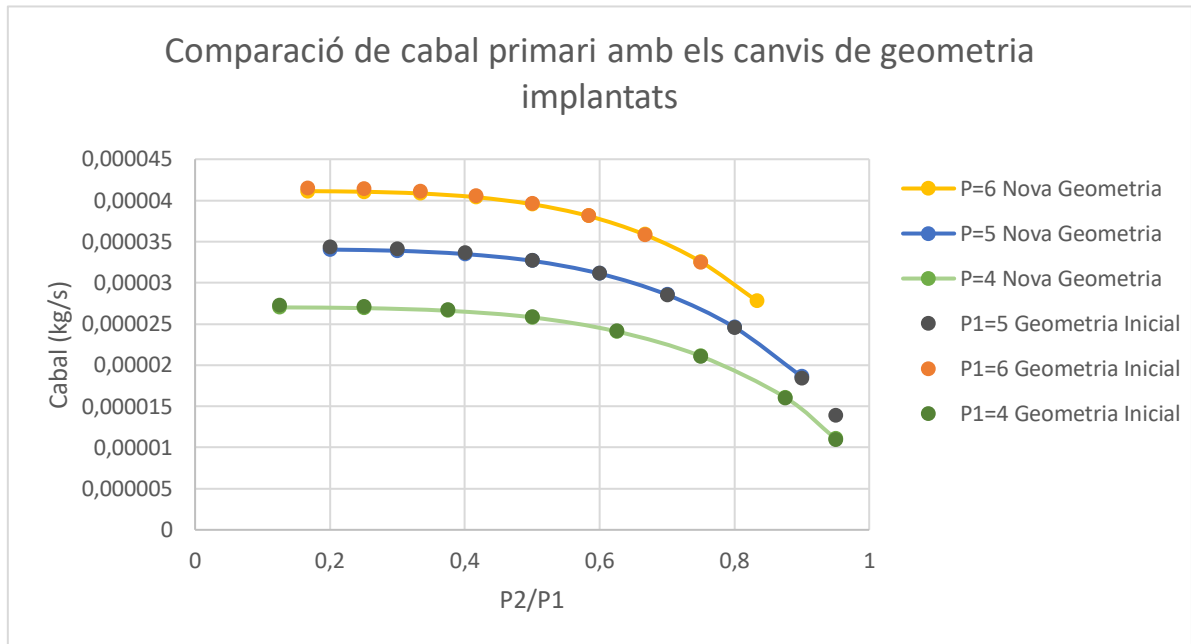


Fig. 5.30 – Comparació dels cabals primaris entre el model inicial i el model amb els canvis geomètrics implementats

Podem veure clarament en la figura 5.30 com el cabal entrant per l'entrada primària no es veu alterat en ningun moment al canviar la geometria, de fet, es pot veure com les corbes estan sobreposades. El cabal està bloquejat quan la diferència de pressions entre l'entrada primària i la sortida és molt gran, i va disminuint a mesura que apropem les valors d'aquestes pressions. Podem dir que pel que fa al cabal primari, els paràmetres geomètrics variats no tenen ninguna influència, i l'únic paràmetre que s'ha pogut comprovar que sí que la té, és la diferència de pressions.

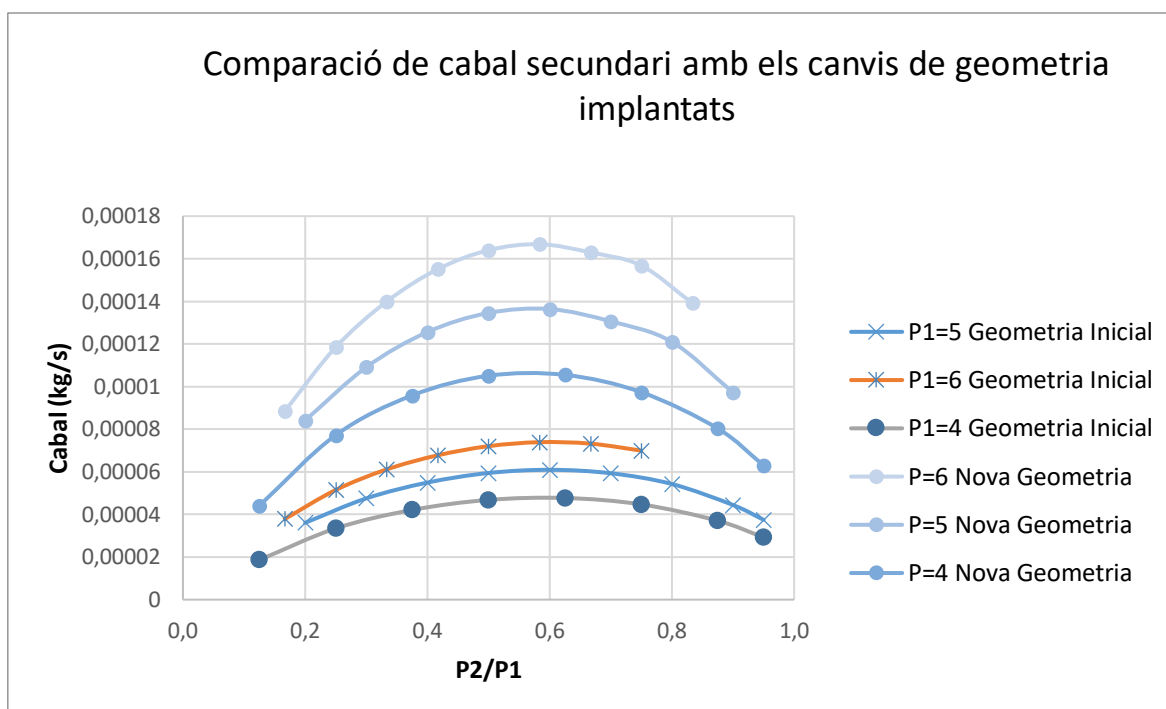


Fig. 5.31 – Comparació dels cabals secundaris entre el model inicial i el model amb els canvis geomètrics implementats

Pel que fa al cabal secundari, veiem que som capaços d'induir un major cabal a través de la geometria amb els canvis aplicats que amb la geometria inicial. Encara que les tendències de les corbes són molt semblants pels dos models, el cabal per l'ejector modificat és superior al doble del cabal per l'ejector inicial per a totes les relacions de pressió. Veiem també que el punt màxim de cabal secundari s'aconsegueix quan el quocient de pressions és de 0,6.

Finalment, havent analitzat les tres gràfiques, arribem a la conclusió que els canvis en la geometria que hem fet al model inicial, han suposat un augment del rendiment de l'ejector, provocat per una millora en la inducció de cabal màssic en l'entrada secundària. Aquest augment del cabal secundari s'ha aconseguit sense haver d'incrementar el cabal primari. Hem pogut comprovar que les relacions geomètriques que hem anat trobant al llarg dels resultats d'aquest estudi per millorar el rendiment de l'ejector, ens han permès optimitzar la geometria de la que partíem.

## 6. Conclusions

En el present estudi, s'ha partit d'un model bidimensional axisimètric d'un ejector del qual s'han fet un seguit de simulacions per entendre el seu comportament i intentar millorar el seu rendiment. La geometria de la qual es partia, era la d'un ejector amb dues entrades i una sortida que disposava d'una tovera convergent a una de les entrades i un difusor a la sortida.

Els primers estudis que s'han fet, han set fet una petita variació en la geometria per tal de que l'ejector adoptés la forma d'una tovera convergent-divergent, i així estudiar el seu comportament amb una forma aparentment més senzilla.

S'ha comparat el comportament de la tovera, al del model d'una tovera de la biblioteca d'arxius de Comsol. Fent una comparació en les gràfiques, hem pogut veure una gran similitud en les corbes tant de pressió com de rendiment. En ambdós models, s'ha pogut veure com quan hi ha una relació més petita de 0,8 entre les pressions d'entrada i de sortida, el cabal està bloquejat a un valor màxim i la gola de la tovera esdevé sònica. Quan la diferència entre les pressions és més petita, el cabal disminueix fins a un valor molt proper a zero.

Al veure que s'han obtingut uns resultats semblants als del model de Comsol, s'ha procedit a fer el mateix estudi, però amb la geometria de l'ejector. S'han fet les simulacions fixant el valor de la pressió d'entrada primària i canviant els valors de pressió de sortida i d'entrada secundària però mantenint aquests dos iguals. En aquest apartat també s'han comparat amb el model de Comsol.

Amb els resultats obtinguts, s'ha arribat a la conclusió que el rendiment de l'ejector augmenta a mesura que disminuïm la diferència entre les pressions d'entrada i sortida, i es comença a estabilitzar quan el quocient entre pressions és de 0,6. El cabal màssic induït que entra pel conducte secundari augmenta fins a un valor màxim quan la relació de pressions és del 60%. A partir d'aquest punt, al incrementar la pressió de sortida, el cabal disminueix. Hem pogut observar un comportament molt semblant tant en les corbes de rendiment com en les de pressió a les gràfiques obtingudes amb el model de Comsol.

En aquest segon apartat, hem arribat a la conclusió que la pressió de la entrada primària, té una influència directe amb el valor del cabal primari, però la seva variació no afecta al rendiment per cap valor de pressió de sortida. Les corbes de rendiment es veuen inalterades al variar la pressió d'entrada.

Un cop s'han especificat les condicions òptimes de pressió en les entrades i les sortides, s'ha procedit a fer un estudi de les diferents geometries per separat per veure la seva influència en el rendiment. Amb els resultats obtinguts, s'ha determinat que les dimensions que més s'han de tenir

en compte alhora de dimensionar l'ejector són: el diàmetre de la gola de la tovera, el diàmetre i la longitud de la cambra de mescla i les dimensions del difusor.

A partir d'aquí s'ha procedit a analitzar aquestes dimensions per obtenir les relacions adimensionals que permeten optimitzar un ejector sense tenir en compte les condicions inicials de pressió.

Al relacionar els diàmetres de la gola de la tovera i de la cambra de mescla, s'ha arribat a la conclusió que per tal de maximitzar el rendiment, el diàmetre de la cambra ha de ser 4 vegades el diàmetre de la gola de la tovera. Pel que fa a la longitud de la cambra de mescla, s'ha trobat que quan aquesta és entre 3 i 5 vegades més gran que el seu diàmetre, el cabal màssic induït pel conducte secundari és màxim i, per tant el rendiment també. Per les dimensions del difusor, s'ha fet l'estudi de l'influència de l'angle de convergència en el rendiment, ja que així tindrem la relació entre diàmetre i longitud de difusor. Els angles que ens han permès arribar a un major rendiment han set els compresos entre 4 i 6 graus. Al incrementar l'angle de divergència, el rendiment baixa linealment.

Un cop s'han definit aquestes relacions, s'han fet els canvis pertinents en la geometria inicial per veure quin canvi poden suposar en el rendiment.

Observant les gràfiques de rendiment, podem notar un augment del rendiment per totes les relacions de pressió de fins a un 220%. Aquest augment de rendiment és degut a que amb la nova geometria som capaços d'induir més del doble de cabal en el conducte secundari del que érem capaços d'induir amb l'ejector inicial. Hem pogut obtenir aquest augment en el cabal sense alterar en cap moment el cabal del conducte primari. Això ens confirma també, que l'únic paràmetre que hem vist que afecta al cabal primari és la pressió en l'entrada primària.







## 7. Pressupost i/o Anàlisi Econòmica

En el present apartat es farà un anàlisi detallat dels diferents costos econòmics que han suposat la realització d'aquest estudi. Els costos es dividiran en diferents apartats, des dels costos de personal per les hores d'implicació en el treball, els programes utilitzats tant per fer les simulacions com per la redacció de la memòria, i el cost per la utilització de l'ordinador portàtil personal.

- Costos d'enginyeria

Per determinar el cost per hora de feina per un enginyer junior, s'ha consultat la taula de salari brut anual i guany per hora per tipus d'ocupació del 2019 que realitza l'institut d'estadística de Catalunya. Aquesta font ens dona una orientació del preu mitjà per hora.

	Valor		
	Homes	Dones	Total
<b>Salari brut anual mitjà</b>	<b>28.965,38</b>	<b>22.988,22</b>	<b>25.968,2</b>
Directors i gerents	64.416,41 (*)	47.737,22	57.722,5
Professionals científics i intel·lectuals	39.748,50	33.145,58	35.782,5
Tècnics i professionals de suport	34.500,22	26.934,77	30.931,4
Empleats oficina, comptables i administratius	25.819,92	21.388,00	22.748,7
Treballadors restauració, personals i venedors	23.256,62	16.225,06	18.865,8
Treballadors act. agrícoles, ramaderes i pesqueres	..	..	
Artesans, treballadors indústries i construcció	25.386,00	18.307,18	24.170,6
Operadors instal·lacions i maquinària, i muntadors	25.460,37	21.085,22	24.717,9
Ocupacions elementals	19.428,49	13.349,15	16.569,3
<b>Guany mitjà per hora</b>	<b>17,99</b>	<b>15,63</b>	<b>16,8</b>
Directors i gerents	38,80 (*)	28,51	34,6
Professionals científics i intel·lectuals	25,90	22,98	24,1
<b>Tècnics i professionals de suport</b>	<b>21,10</b>	<b>17,32</b>	<b>19,3</b>
Empleats oficina, comptables i administratius	15,88	13,74	14,4
Treballadors restauració, personals i venedors	15,55	11,34	12,9

Fig. 7.1 Taula de salari brut anual i guany per hora per tipus d'ocupació del 2019 (Idescat)

El preu per hora que s'utilitzarà per calcular el cost d'enginyeria és de 21,10 €/h. Aquest preu s'ha escollit tenint en compte que l'autor d'aquest treball és un alumne d'últim any d'una enginyeria tècnica. Per comptabilitzar les hores que han comportat la realització d'aquest treball, s'ha tingut en compte que va ser iniciat el mes de Febrer del 2022 i finalitzat el mes de Juny del mateix any. Són per tant, 4 mesos en els que s'ha treballat aproximadament 22 dies per mes i 6 hores per dia.

$$\text{Temps de feina} = 4 \text{ mesos} * \frac{22 \text{ dies útils}}{\text{mes}} * \frac{6 \text{ hores}}{\text{dia}} = 528 \text{ hores}$$

Eq. 7.1

$$\text{Cost total} = 528 \text{ hores} * \frac{21,10 \text{ €}}{\text{hora}} = 11.140,80 \text{ €}$$

Eq. 7.2

- Cost Software

El cost anual d'una subscripció del programa de Comsol, és de 1998 € per 30 llicències. Aquest paquet de llicències va destinat a alumnes i professors amb objectius acadèmics. A aquest preu se li ha de sumar 1498 del cost del mòdul CFD, necessari per fer les simulacions computacionals de fluids. El cost però, es tindrà en compte contant els 4 mesos d'utilització d'aquest programa.

$$\text{Cost Comsol} = 3496 \text{ €} * \frac{1 \text{ llicència utilitzada}}{30 \text{ llicències disponibles}} * \frac{4 \text{ mesos d'utilització}}{12 \text{ mesos disponibilitat}} = 38,84 \text{ €}$$

Eq. 7.3

Pel que fa a la redacció de la memòria, s'ha utilitzat el processador de textos Word, i el programa de full de càlcul Excel. Ambdós inclosos en el paquet office que té un cost anual de 69 €.

$$\text{Cost office} = 69 \text{ €} * \frac{4 \text{ mesos d'utilització}}{12 \text{ mesos disponibilitat}} = 23 \text{ €}$$

Eq. 7.4

- Cost ordinador

Tant les diferents simulacions que es van fer durant l'estudi com la redacció de la memòria, s'han fet en un Acer Nitro 5 de 16 Gb de RAM valorat en 950 €. Estimant un temps de vida útil de 5 anys el cost que ha suposat la utilització d'aquest ordinador és:

$$\text{Cost ordinador} = 950 \text{ €} * \frac{4 \text{ mesos d'utilització}}{60 \text{ mesos de vida útil}} = 63,33 \text{ €}$$

Eq. 7.5

Per últim, l'anàlisi econòmic total contant un 21% d'IVA, ens queda:

<b>Categoria</b>	<b>Cost</b>
Cost d'Enginyeria	11.140,80 €
Cost Comsol	38,84 €
Cost Paquet Office	23 €
Cost Ordinador	63,33 €
<b>Total</b>	<b>11.265,97 €</b>
IVA (21%)	2.365,85 €
<b>Cost Total</b>	<b>13.631,82 €</b>



## 8. Anàlisi de l'impacte ambiental

En aquest apartat es farà un anàlisi de l'impacte ambiental que ha tingut la realització d'aquest estudi. Es consideraran les emissions de CO<sub>2</sub> que es vagin generant, i el consum d'energia elèctrica.

Pel que fa al consum elèctric, es considerarà que de totes les hores que s'han requerit per la realització d'aquest projecte, en el 90% s'ha fet ús d'un ordinador. El consum energètic de l'ordinador durant el temps que s'ha utilitzat per fer l'estudi es calcularà amb l'equació 8.1.

$$\begin{aligned} \text{Consum Elèctric} &= \text{Hores de treball} * \text{Consum}(kW) = (520 * 0,9) * 0,15 \text{ kW} \\ &= 70,2 \text{ kWh} \end{aligned}$$

Eq. 8.1

Per calcular les emissions de CO<sub>2</sub> que hem generat amb l'ordinador durant les hores d'estudi, s'aplicarà l'equació 8.2 a través del consum elèctric i un factor d'emissions.

El mix elèctric és el valor que expressa les emissions de CO<sub>2</sub> associades a la generació d'electricitat que es consumeix, i és un indicador de les fonts energètiques que utilitzem per produir electricitat. El mix de la xarxa elèctrica espanyola publicada per la CNMC (Comissió Nacional dels Mercats i la Competència) al 20 de abril de 2022 és de 259 g CO<sub>2</sub> eq/kWh.

$$\begin{aligned} \text{Consum CO}_2 &= \text{Factor d'emissions} \left( \frac{\text{kgCO}_2}{\text{kWh}} \right) * \text{Consum Elèctric} (\text{kWh}) \\ &= 0,259 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{kWh}} * 70,2 \text{ kWh} = 18,18 \text{ kgCO}_2 \end{aligned}$$

Eq. 8.2

Tenim per tant, que l'energia elèctrica que s'ha consumit durant la realització d'aquest estudi ha set de 70,2 kWh, i les emissions de CO<sub>2</sub> han set de 18,18 kg de CO<sub>2</sub>. Aquests consums es poden considerar baixos, en comparació amb els que hauríem obtingut al fer l'estudi experimentalment. El fet de que puguem simular el comportament de l'ejector amb una certa precisió sense haver de fer comprovacions experimentals, fa que reduïm en gran mesura les emissions de CO<sub>2</sub> i el consum elèctric i que reduïm l'impacte en el medi ambient.





## Bibliografia

- Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P., & Mercadier, Y. (2005). Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(1).
- Chen, W., Chen, H., Shi, C., Xue, K., Chong, D., & Yan, J. (2016). Impact of operational and geometrical factors on ejector performance with a bypass [Article]. *Applied Thermal Engineering*, 99.
- Comsol. (2012a). "Comsol Multiphysics Reference Guide."
- Comsol. (2012b). "The CFD Module User's Guide."
- Corbella Coll, X. (2015). *Implementation and characterization of an ejector based hydrogen recirculation system for a pem fuel cell*. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Frei, W. (2017). "Which Turbulent Model Should I Choose for My CFD Application?". *COMSOL Blog*
- Frias Valero, E. (2004). *Aportaciones al estudio de las máquinas eléctricas de flujo axial mediante la aplicación del método de los elementos finitos*.
- Generalitat de Catalunya. (2022). *Factor de emisión de la energía eléctrica*. [https://canviclimatic.gencat.cat/es/actua/factors\\_demissio\\_associats\\_a\\_lenergia](https://canviclimatic.gencat.cat/es/actua/factors_demissio_associats_a_lenergia)
- He, S., Li, Y., & Wang, R. Z. (2009). Progress of mathematical modeling on ejectors. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 13, Issue 8).
- Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J. M., & Bartosiewicz, Y. (2009a). CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation. *Applied Thermal Engineering*, 29.
- Hemidi, A., Henry, F., Leclaire, S., Seynhaeve, J. M., & Bartosiewicz, Y. (2009b). CFD analysis of a supersonic air ejector. Part II: Relation between global operation and local flow features. *Applied Thermal Engineering*, 29.
- Hosseinzadeh, E., Rokni, M., Jabbari, M., & Mortensen, H. (2014). Numerical analysis of transport phenomena for designing of ejector in PEM forklift system. *International Journal of Hydrogen Energy*, 39.
- Institut d'Estadística de Catalunya. (2021). *Salari brut anual i guany per hora. Per sexe i tipus d'ocupació*. <https://www.idescat.cat/indicadors/?Id=anuals&n=10403>.

- Maghsoodi, A., Afshari, E., & Ahmadikia, H. (2014). Optimization of geometric parameters for design a high-performance ejector in the proton exchange membrane fuel cell system using artificial neural network and genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 71.
- Tashtoush, B. M., Al-Nimr, M. A., & Khasawneh, M. A. (2019). A comprehensive review of ejector design, performance, and applications. In *Applied Energy* (Vol. 240).
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). An Introduction to Computational Fluid Dynamics Second Edition. In *Fluid Mechanics*.
- White, F. M. (2004). *Mecánica de fluidos* (M. Vera Coello & Amable. Liñán Martínez, Eds.; Quinta edición). McGraw-Hill/Interamericana de España, S.L.
- Yapici, R., & Ersoy, H. K. (2005). Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model. *Energy Conversion and Management*, 46(18).
- Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., & Li, Y. (2009). Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors. *Applied Thermal Engineering*, 29.
- Zhu, Y., & Li, Y. (2009). New theoretical model for convergent nozzle ejector in the proton exchange membrane fuel cell system. *Journal of Power Sources*, 191.