EPS
Escola Politècnica
UdG Superior

Projecte/Treball Fi de Carrera

Estudi: Enginyeria Industrial. Pla 2002

Títol: Estudi paramètric del coeficient de convecció en bufadors d'aire mitjançant programari CFD

Document: Memòria

Alumne: David Serra Font

Director/Tutor: Lino Montoro i Moreno / Josep Ricart i Ferrer
Departament: Eng. Mecànica i de la Construcció Industrial
Àrea: Mecànica de Fluids/Màquines i Motors Tèrmics

Convocatòria (mes/any): Juny 2015

ÍNDEX

1 INTRODUCCIÓ 4
1.1 Antecedents 4
1.2 Objecte 4
1.3 Abast 5
2 PROPIETATS DEL FLUX EN RAJOS INCIDENTS 6
2.1 Zona de raig lliure 6
2.2 Zona d'incidència 7
2.3 Zona de raig de paret 7
3 TRANSFERÈNCIA DE CALOR EN UN RAIG INCIDENT 8
4 METODOLOGIA 11
5 MODELITZACIÓ DE LA CONFIGURACIÓ DE RAJOS INCIDENTS 12
5.1 Modelització de la turbulència 12
5.2 Comportament a prop de la paret 13
6 ETAPES DE LA SIMULACIÓ 15
6.1 Programari 15
6.2 Descripció del procés 15
6.3 Geometria 16
6.4 Mallat 17
6.5 Condicions de contorn 18
6.5.1 Tipologia d'anàlisi 18
6.5.2 Paràmetres físics 19
6.5.3 Definició de zones 19
6.5.4 Paràmetres del solucionari 21
6.6 Solucionari 21
6.7 Post procés 21
7 VALIDACIÓ DE L'EFICÀCIA DELS DIFERENTS MODELS TURBULENTS 23
7.1 Referència experimental 23

7.2 Validació pel cas z/D = 2 24
7.3 Validació pel cas z/D=6 27
7.4 Anàlisi dels resultats 30
8 ESTUDI PARÀMETRIC DEL COEFICIENT DE CONVECCIÓ 32
8.1 Efecte del número de Reynolds a la sortida del bufador 32
8.1.1 Anàlisi de l'efecte del nombre de Reynolds 37
8.2 Efecte de la distància entre el bufador i la superfície d'incidència 37
8.2.1 Anàlisi de l'efecte de la distància entre bufador i superfície d'incidència 41
8.3 Efecte del confinament del raig 42
8.3.1 Anàlisi del confinament del raig 44
8.4 Efecte del perfil de velocitat a la sortida del bufador 44
8.4.1 Anàlisi del perfil de velocitat 46
8.5 Efecte de la geometria del bufador 47
8.5.1 Anàlisi de la geometria del bufador 51
9 RESUM DEL PRESSUPOST 53
10 CONCLUSIONS 54
11 RELACIÓ DE DOCUMENTS 57
12 BIBLIOGRAFIA 58
A. EQUACIONS DE GOVERN 60
A.1 Equacions de Govern en els models RANS 60
A.2 Model k-ε 61
A.3 Model k-ε RNG 62
A.4 Model k-ω 63
A.5 Model k-ω SST 64
A.6 Limitant Kato Launder 66
A.7 Variable y+ 66
B. SOLUCIONS ALTERNATIVES 67
C. DISSENY 69
C.1 Fase tub 69

C.2 Fase a la sortida del bufador 69
D. MALLAT 70
D.1 Fase tub 70
D.2 Fase a la sortida del bufador 70
E. RESUM DE LES SIMULACIONS 72
E.1 Fase tub 72
E.1 Fase a la sortida del bufador 72
F. POST-PROCÉS 75
F.1 Perfils d'energia cinètica de turbulència i velocitat 75
F.2 Distribucions de y+ 84
G. PRESSUPOST 88

1 INTRODUCCIÓ

1.1 Antecedents

El grup GREFEMA de la UdG té una línia de recerca dins la mecànica de fluids computacional relacionada amb els càlculs de coeficients de convecció. Una part d'aquesta investigació es centra en l'estudi dels bufadors que incideixen rajos d'aire sobre una superfície.

La configuració de rajos incidents és àmpliament usada en diversos processos industrials donada la seva alta capacitat en termes de transferència de calor.

Algunes de les aplicacions que usen aquesta tecnologia són: el refredament de components electrònics, l'assecatge de paper, refredament intern de les pales de les turbines de gas, aplicacions d'assecatge, refrigeració i cocció en la indústria alimentària o assecatge de tinta en processos d'impressió.

Hi ha diferents paràmetres que afecten al coeficient de transferència de calor en la configuració de rajos incidents. Per això és important saber-los identificar i estudiar-ne el seu efecte per tal d'optimitzar els dissenys.

La dinàmica de fluids computacional és una alternativa a l'assaig experimental a l'hora de dissenyar una configuració òptima per a una aplicació industrial determinada. Amb aquest mètode es pot controlar amb més precisió els diferents paràmetres que intervenen en el procés així com, introduir modificacions més àgilment per veure'n el seu efecte. A més, també permet fer un anàlisi més acurat dels resultats que s'obtenen. No obstant, la modelització numèrica de la configuració de rajos incidents és complexa degut a les característiques que presenta el flux.

Pel càlcul del coeficient de convecció existeixen també correlacions publicades per casos senzills deduïdes a partir dels resultats d'assajos experimentals. Aquestes correlacions però, no poden cobrir el rang de variabilitat dels diferents paràmetres que poden influir en una configuració de raig incident.

1.2 Objecte

Mitjançant la simulació numèrica es validaran resultats obtinguts en assajos experimentals per a la configuració d'un sol raig incident d'aire. També es farà un estudi de les característiques de flux i del coeficient de convecció introduint variacions en diferents paràmetres geomètrics:

- Número de Reynolds a la sortida del bufador.
- Distància entre bufador i placa.
- Geometria del bufador.
- Perfil de velocitat a la sortida del bufador.
- Confinament del raig.

1.3 Abast

L'abast del projecte comprèn:

- Recerca bibliogràfica per tal d'entendre les propietats del flux d'estudi.
- Contrast de l'eficiència de diferents models turbulents i modelitzacions a l'hora de predir el coeficient de convecció respecte assajos experimentals seleccionats de la bibliografia.
- Elecció del model que presenti millor afinament, per a dur a terme un estudi paramètric més extensiu.

2 PROPIETATS DEL FLUX EN RAJOS INCIDENTS

Un raig incident consisteix en un raig de fluid provinent d'un bufador que es descarrega sobre una superfície. Aquesta configuració s'utilitza en aplicacions de transferència de calor donada l'alta capacitat que presenta.

Degut a les interaccions entre el flux, l'ambient i la superfície incident, el raig es comporta de manera diferent a mesura que avança. Això permet dividir l'estructura del flux en tres zones: zona de raig lliure, zona d'incidència i zona de raig de paret, tal i com es mostra a la figura 1:

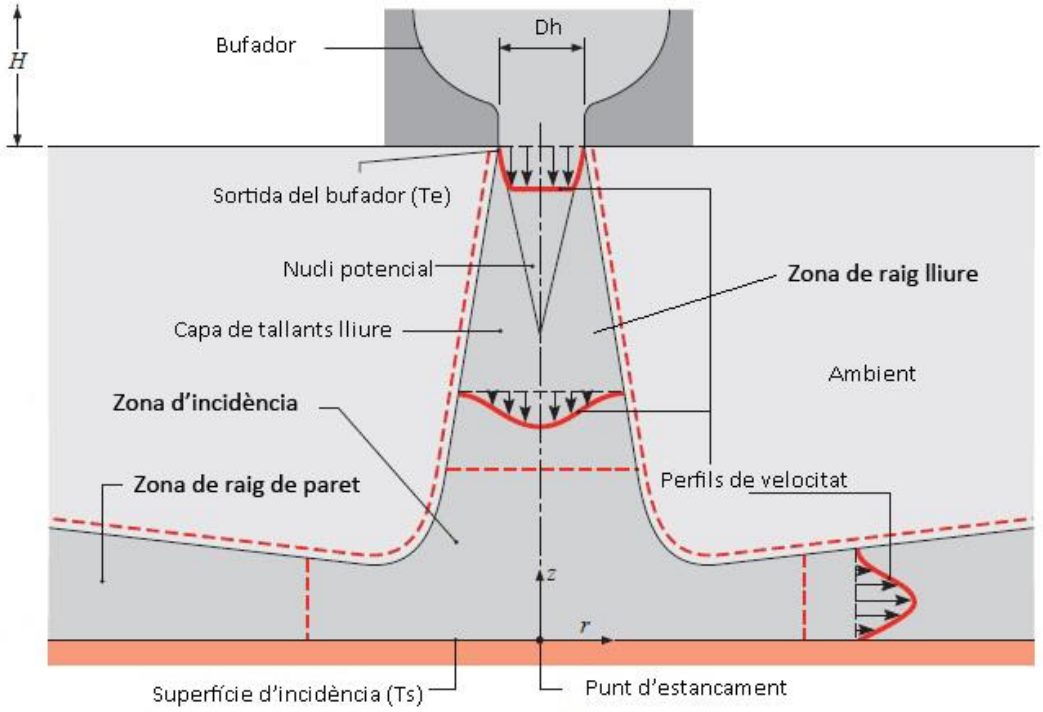

Figura 1. Estructura d'un raig incident

2.1 Zona de raig lliure

La zona de raig lliure comprèn des de la sortida del bufador fins la zona d'incidència. És la zona més allunyada de la superfície i es considera que aquesta no produeix cap efecte en el comportament del raig. Aquesta regió es pot subdividir a la vegada en: el nucli potencial i la capa de tallants lliure.

Al nucli potencial el raig manté el perfil de velocitat inicial de sortida del bufador i és on la intensitat de turbulència és relativament baixa. Entre el nucli potencial i l'ambient es troba la

capa de tallants lliure on la velocitat és més baixa i el nivell de turbulència és alt. A mesura que el front del raig avança, la capa de tallants interacciona amb l'ambient propiciant l'aparició de vòrtexs i l'intercanvi de moment i massa afavorint la propagació radial del raig i la disminució del nucli potencial.

A partir d'una certa distància el nucli potencial desapareix, i a partir d'aquest punt la velocitat axial del raig es redueix progressivament.

2.2 Zona d'incidència

La zona d'incidència comprèn l'espai on el raig impacta contra la superfície. En aquesta zona es produeix un canvi de direcció en la velocitat del raig: la component de la velocitat axial es redueix a mesura que el front avança, i la component transversal paral·lela a la superfície creix.

En aquesta zona el flux provoca l'increment de la pressió estàtica sobre la superfície, transmetent aquest efecte aigües amunt. Els canvis de velocitat en el flux provoquen l'aparició d'esforços tallants i normals que fan augmentar la dimensió dels vòrtexs i el nivell de turbulència. Tots aquests efectes fan de la zona d'incidència la més complexa en quant a comportament del flux.

El punt d'estancament es troba al centre de la superfície d'impacte.

2.3 Zona de raig de paret

És la regió on el flux es mou paral·lelament a la paret després de sortir de la zona d'incidència. El flux, després d'haver experimentat una acceleració transversal a la zona d'estancament va perdent potència a mesura que s'allunya del punt d'estancament.

Juntament amb la zona d'incidència, és on es produeix el fenomen de la transferència de calor mentre la temperatura de la superfície i la temperatura del raig siguin diferents.

3 TRANSFERÈNCIA DE CALOR EN UN RAIG INCIDENT

La transferència de calor en un raig incident és deguda al fenomen de la convecció forçada externa.

La transferència de calor per convecció s'expressa mitjançant la llei de refredament de Newton:

$$q = h \cdot (T_s - T_e) \qquad \textit{(Eq. 1)}$$

- q: flux de calor per unitat d'àrea (W/m^2).
- h: coeficient de transferència de calor ($W/m^2 \cdot K$).
- T_s: temperatura de la superfície d'incidència (K).
- T_e: temperatura del raig incident a la sortida del bufador (K).

El coeficient de transferència de calor és expressat en termes adimensionals amb el número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot D_h}{\lambda} \qquad \textit{(Eq. 2)}$$

- D_h: diàmetre hidràulic del bufador. (m)
- λ: conductivitat tèrmica del fluid (W/m·K).

El diàmetre hidràulic és calculat segons l'equació 3:

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P_m} \qquad \textit{(Eq. 3)}$$

- A: àrea de la secció transversal. (m^2)
- P_m: perímetre moll. (m)

Els principals paràmetres que afecten al comportament del coeficient de transferència de calor en aquesta configuració són:

- Pr: Número de Prandtl.
- r/D_h: Posició radial respecte el punt d'estancament.
- z/D_h: Distància entre bufador i superfície.
- Re: número de Reynolds a la sortida del bufador.

Els paràmetres geomètrics z, r, D_h, es poden trobar a la figura 1 de la pàgina 6.

El nombre de Reynolds és expressat segons:

$$Re = \frac{u \cdot D_h}{\nu} \qquad \textit{(Eq. 4)}$$

- D_h: diàmetre hidràulic a la sortida del bufador. (m)
- u: velocitat mitjana a la sortida del bufador. (m/s)
- ν: viscositat cinemàtica del fluid. (m^2/s)

En aquest projecte no es valorarà la influència del número de Prandtl, entre d'altres paràmetres que puguin fer referència a la tipologia de fluid usat. En canvi, a part dels paràmetres mencionats també s'estudiarà l'efecte que provoca el confinament del raig, canvis en la geometria del bufador i el perfil de velocitat a la sortida del bufador.

La distribució local del nombre de Nusselt en el cas d'un raig incident pot presentar diferents perfils d'acord amb la configuració d'estudi. Principalment pot presentar dues tipologies tal i com s'indica a la figura 2:

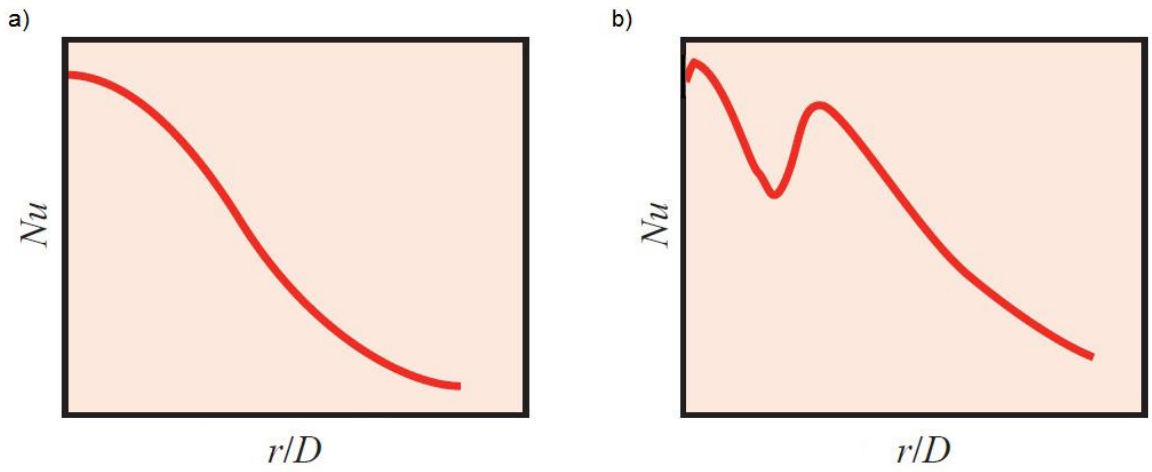

Figura 2. Perfils de la distribució local del nombre de Nusselt

El perfil de la figura 2a correspon a la distribució del nombre de Nusselt per a configuracions amb distàncies altes entre bufador i superfície incident (normalment $z/D_h \geq 5$) . El perfil de la figura 2b correspon a la configuració amb distàncies entre bufador i superfície d'incidència baixes (normalment $z/D_h < 5$).

El perfil 2a presenta un sol valor màxim en el punt d'estancament. A mesura que ens allunyem d'aquest punt el nombre de Nusselt decau progressivament. El valor màxim està relacionat amb el nivell de turbulència i el perfil de velocitats del flux a la zona d'estancament.

El perfil 2b presenta dos valors màxims. El primer màxim, de valor més alt, es troba lleugerament desviat del punt d'estancament, normalment al voltant del punt $r/D_h \approx 0{,}5$. El segon màxim es troba més allunyat i normalment es troba al voltant del punt $r/D_h \approx 2$. Tot i això, aquestes posicions poden variar segons l'efecte d'altres paràmetres. Fins i tot es pot donar el cas de l'aparició d'un tercer punt màxim o que el valor del màxim més allunyat del punt d'estancament tingui un valor més alt.

El primer màxim desplaçat respecte el punt d'estancament és degut a l'acceleració radial que experimenta el flux a la zona d'incidència. També es pot explicar aquest efecte perquè a distàncies petites entre bufador i superfície els nivells de turbulència en el punt d'estancament són més baixos degut a que el flux encara es troba en la fase de nucli potencial.

L'aparició del segon màxim està relacionat amb l'increment de turbulència que experimenta el flux en el punt on apareix. Aquest increment de turbulència és degut a diferents causes:

- Els vòrtexs creats entre la interacció de l'ambient i el flux del raig provinent del bufador no han pogut penetrar dins el nucli potencial. S'han anat desplaçat axialment fins a unir-se amb el raig de paret incrementant el nivell de turbulència en aquest punt.
- Transició del flux que s'accelera a la zona d'incidència i llavors es desaccelera a la zona de raig de paret.

4 METODOLOGIA

L'objecte del present projecte és l'estudi de les característiques del flux i del coeficient de transferència de calor en la configuració d'un raig incident mitjançant programari CFD.

El procediment de treball que es seguirà en el present projecte consistirà en diferents etapes. En una primera etapa es farà una recerca bibliogràfica d'autors destacats que hagin dut a terme assajos experimentals en aquesta configuració i es farà una selecció. Degut a que no podem saber amb certesa quins resultats experimentals han estat sota condicions controlades, hagin utilitzat aparells de mesura calibrats i el nivell d'incertesa en els resultats obtinguts siguin baixos es considerarà com a criteri de selecció el nombre de citacions i el prestigi de les revistes en què han estat publicats els seus estudis.

Llavors, es modelitzaran els assajos experimentals escollits mitjançant programari CFD utilitzant diferents models turbulents i es compararan els resultats obtinguts.

Finalment s'escollirà quin és el model que presenta major afinament a l'hora de predir el comportament del coeficient de convecció per a un anàlisi paramètric més extensiu.

5 MODELITZACIÓ DE LA CONFIGURACIÓ DE RAJOS INCIDENTS

5.1 Modelització de la turbulència

Un flux turbulent fa referència a un règim de fluid caracteritzat per canvis caòtics en les seves propietats. La modelització numèrica d'un flux turbulent suposa el repte més gran a l'hora de predir el comportament d'un raig incident.

Les diferents aproximacions de la modelització de la turbulència es basen en premisses que permeten simplificar el problema de la predicció del comportament d'un flux turbulent. La qualitat dels resultats depèn de com aquestes assumpcions encaixen en la configuració d'estudi.

En la configuració de rajos incidents, el flux presenta unes característiques de comportament complexes degut als alts nivells de turbulència i als alts gradients de pressió i velocitat que es creen a la zona d'estancament. Degut a aquestes característiques, no tots els models disponibles són adequats a l'hora de predir el comportament del fluid en aquesta disposició.

Els diferents models que s'avaluaran són els models *RANS* de 2 equacions, disponibles en el programari ANSYS CFX. En els models RANS (*Reynolds Average Navier Stokes*) les equacions de Navier Stokes, que defineixen el comportament d'un fluid, són resoltes com a mitjana en el temps. Amb aquest mètode les components instantànies de les variables de les equacions de Navier-Stokes són descompostes en component mitjana i fluctuant. Degut a aquest mètode s'han d'introduir noves incògnites a les equacions. Per a resoldre les incògnites addicionals són necessàries noves equacions al model. La metodologia de resoldre les equacions addicionals és l'aspecte diferencial de cada model.

S'ha escollit aquesta tipologia de models donada la bona relació que presenten entre cost computacional i eficàcia, per predir el comportament de la majoria de fluxos industrials.

Aquests són:

- k-ε: és un model útil per a fluxos on els gradients de pressió són baixos. Realitza males prediccions en fluxos complexes.

- k-ε RNG: variant del model estàndard k-ε. Adequat per fluxos més complexes que impliquin l'aparició de vòrtexs i remolins.
- k-ω : Adequat per fluxos on els gradients de pressió són més alts. S'adapta millor en la modelització del flux a prop de la paret.
- k-ω SST: variant del model k-ω. A prop de la paret modelitza el flux d'acord el model k- ω. A la regió turbulent, lluny de la paret, es comporta com el model k-ε.

Degut a que una de les característiques que presenten els models estàndard de dos equacions és la generació excessiva de turbulència en zones d'estancament, es contrastarà també l'efecte de la simulació dels diferents models amb la combinació del limitant de producció Kato Launder. El limitant de producció Kato Launder consisteix en una correcció en el terme de producció de l'equació del tensor d'esforços de Reynolds.

El detall de les equacions de govern dels diferents models així com el limitant Kato Launder es poden trobar a l'annex A: Equacions de govern.

5.2 Comportament a prop de la paret

Els fluxos turbulents són significativament afectats per la presència de parets. Per tal de representar correctament el comportament del fluid, s'ha de tenir en compte:

- Efectes que provoca la viscositat del fluid.
- Efectes dels gradients de velocitat del flux dins la capa límit.

A prop de la paret, el flux es divideix principalment en 3 regions:

- Subcapa viscosa: és la zona més propera a la paret. El flux és pràcticament laminar. El paràmetre de la viscositat té un paper predominant en relació al seu comportament.
- La capa amortidora: es troba entremig de la subcapa viscosa i la regió turbulent, tant la viscositat com la turbulència són influents.
- Regió turbulenta: és la zona més llunyana on la turbulència és predominant, i té una incidència major en el comportament del flux.

Aquestes regions es veuen representades a la figura 3:

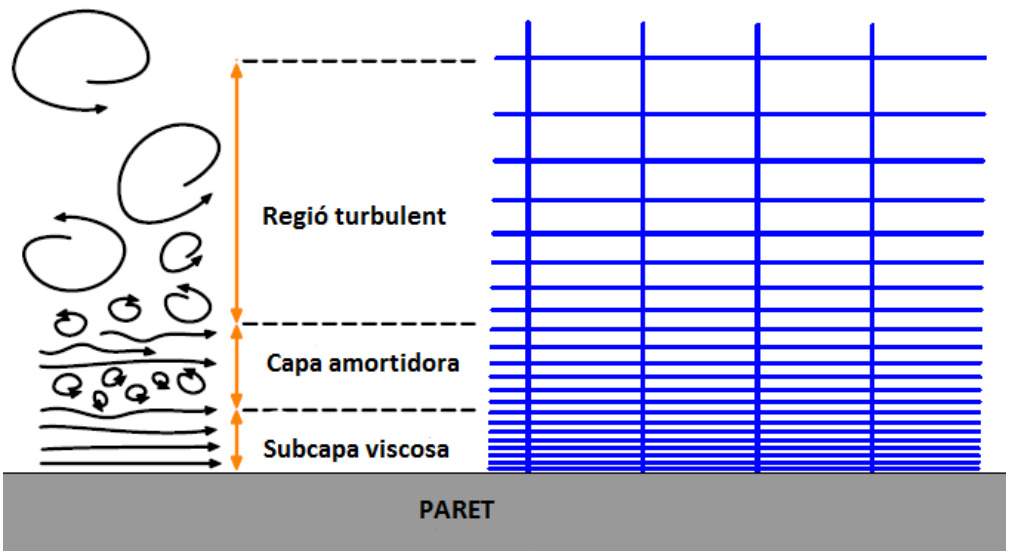

Figura 3. Regions d'un flux per la presència d'una paret

Per a modelitzar el comportament del flux a prop d'una paret es pot fer segons:

- Funció de paret: s'utilitzen fórmules empíriques per predir el comportament del flux des de la paret fins a la regió turbulent. Mitjançant aquest mètode el mallat no ha de ser tan fi, i d'aquesta manera es gasten menys recursos.
- Modelització directe a prop de la paret: no s'utilitza cap aproximació, sinó que es modelitzen directament totes les regions a prop de la paret. S'haurà de desenvolupar un mallat més fi.

En el present estudi s'utilitzarà la modelització directa ja que es necessita resoldre el comportament del flux a prop de la paret per a predir la transferència de calor correctament. És així, degut a que les funcions de paret disponibles no estan desenvolupades per a una configuració de raig incident. Per aquest motiu s'haurà d'aconseguir mallats que compleixin la condició de y+<5. La variable y+ es basa en la distància de la paret al primer node i la tensió tallant. Per a la modelització directa és un requisit del programari complir la condició y+<5, tot i que es recomana que quan més baix sigui aquest valor millor. Això és degut a les diferències en les característiques de flux que presenta cada configuració d'estudi. Les equacions de càlcul de la variable y+ es poden trobar a l'annex A: Equacions de govern.

6 ETAPES DE LA SIMULACIÓ

6.1 Programari

Una simulació consta de les següents etapes: disseny de la geometria, mallat, condicions de contorn, solucionari i post-procés. En el present projecte s'utilitzaran les diferents aplicacions que inclou el programari ANSYS CFX per a les diferents etapes que componen la simulació. La versió acadèmica d'aquest programari compta amb la limitació de 512.000 nodes per al desenvolupament del mallat

6.2 Descripció del procés

D'acord amb les referències experimentals amb què es contrastaran els resultats, el cas d'estudi consisteix en un tub suficientment llarg que descarrega un raig d'aire ortogonalment sobre una superfície plana. El motiu de la longitud del tub és el d'aconseguir un perfil de velocitat totalment desenvolupat a la sortida del bufador.

Per a procedir amb la simulació d'aquesta configuració s'ha dividit el procés en dues fases. A la primera fase es simula el flux d'aire a l'interior del tub i a la segona fase es simula el comportament del flux a partir de la sortida del bufador. Els resultats obtinguts a la sortida del bufador de la primera fase s'assignaran com a condició de contorn a la segona fase.

El detall de la configuració d'estudi i de les fases en què es divideix es poden veure a la figura 4. La part groga correspon a la primera fase, i la part grisa a la segona fase.

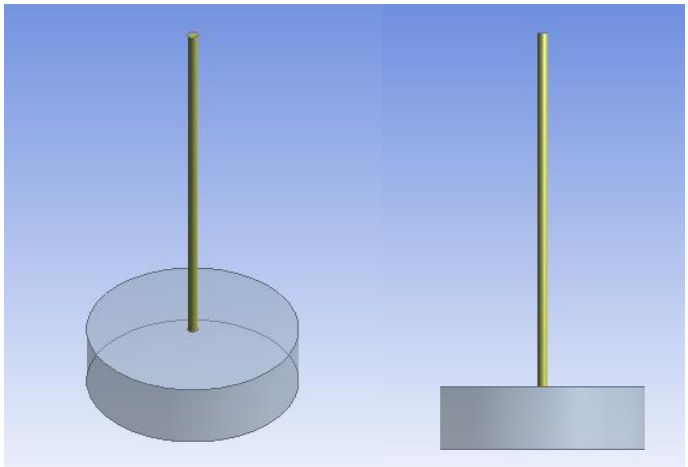

Figura 4. Fases de la simulació

L'elecció d'aquesta metodologia de treball és per a simplificar el procés de disseny i mallat i optimitzar els recursos de què disposa el programari. Altres metodologies que s'han provat es poden trobar a l'Annex B: Solucions alternatives.

6.3 Geometria

Es desenvoluparan les diferents geometries mitjançant l'aplicació *CAD Design Modeler* que té integrada ANSYS.

Referent al disseny del model a la fase del tub es considerarà un perfil tridimensional simètric de 90º. S'ha procedit a la utilització del recurs de la simetria per poder optimitzar els recursos del programari i evitar sobrepassar el límit d'elements del mallat.

El detall del disseny del tub es pot veure a la figura 5:

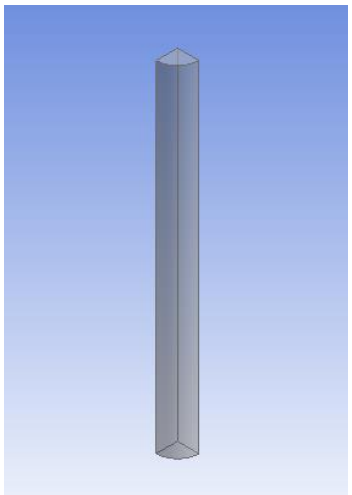

Figura 5. disseny tub

Referent al disseny del model a partir de la sortida del bufador, també es considerarà la geometria d'un perfil cilíndric de 90º. En aquest cas, el radi marcarà el límit del domini computacional i el seu valor serà 10 vegades el diàmetre del bufador. Mitjançant una operació booleana es marca la cara de la sortida del bufador en la geometria d'aquesta fase. D'aquesta manera es pot establir continuïtat entre les dues fases del model. Aquest detall es pot veure a la figura 6:

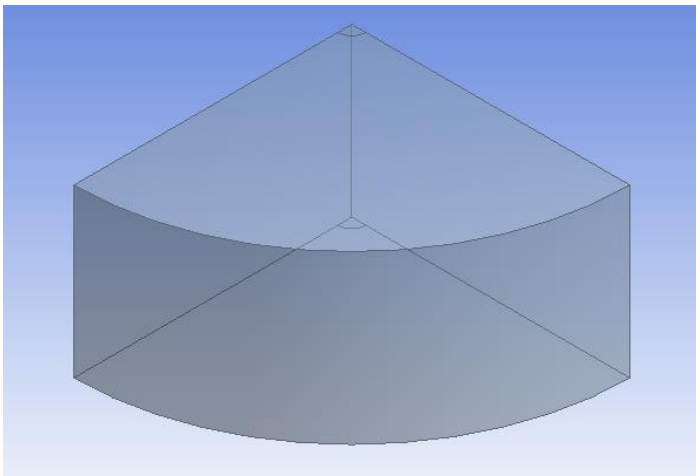

Figura 6. Disseny del model a la sortida del bufador

El fet que en els dos dissenys es tracti d'un únic cos permet simplificar el procés del mallat.

A l'annex C: Disseny, es pot veure en detall les característiques de les diferents geometries emprades.

6.4 Mallat

El mallat és la representació discreta de la geometria utilitzant elements. El cas d'estudi presenta una geometria senzilla. Tot i això, les característiques de flux que presenta la configuració de raig incident són complexes. I tal i com s'ha explicat a l'apartat 5.2, donat que les funcions de paret disponibles estan desenvolupades per a modelitzar fluxos que es mouen paral·lelament a la paret, s'haurà de definir un mallat suficientment fi per a què compleixi la condició de $y^+<5$ i es pugui resoldre mitjançant la simulació directa.

L'estratègia que es seguirà serà:

- Obtenir un mallat estructurat amb el major nombre d'elements hexaèdrics possibles per tal de facilitar el procés iteratiu.
- Concentració d'elements al centre de la sortida del bufador.
- Funcions de creixement, per tal d'obtenir una distància entre la primera cel·la i la superfície d'incidència que permeti complir la condició $y^+<5$.

Es poden observar detalls del mallat del tub i de la fase a la sortida del bufador a les figures 7 i 8:

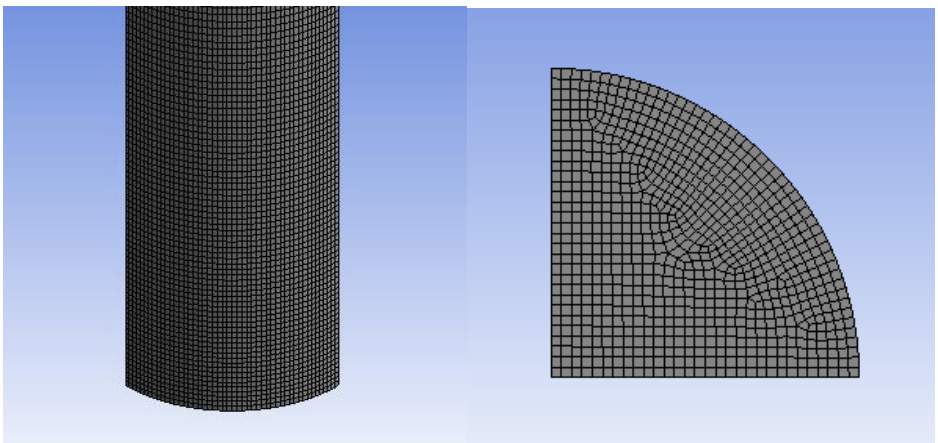

Figura 7. Detall mallat tub

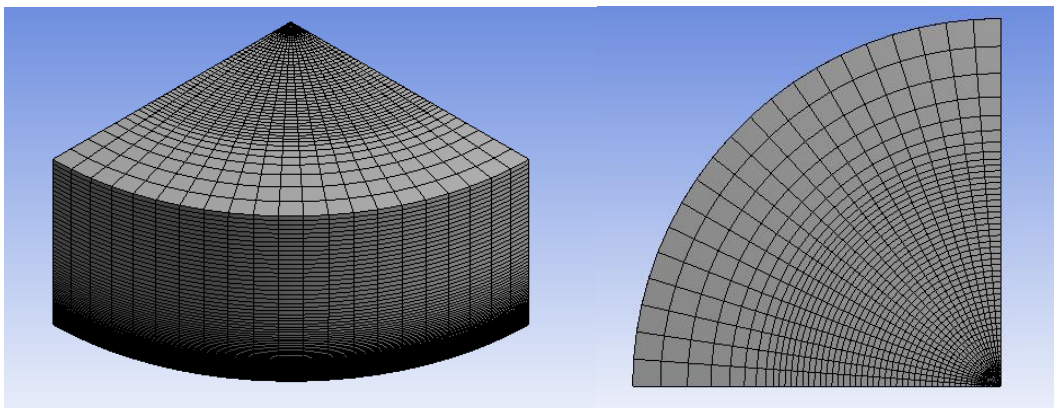

Figura 8. Detall mallat sortida bufador

El detall dels diferents mallats que s'han desenvolupat per als diferents casos simulats es poden trobar a l'annex D: Mallat.

6.5 Condicions de contorn

Les condicions de contorn s'introdueixen amb l'aplicació CFX-Pre.

6.5.1 Tipologia d'anàlisi

Es considera estat estacionari per a la simulació de les dues fases del procés. S'assumeix que els paràmetres físics tendeixen a un estat d'equilibri en el temps.

6.5.2 Paràmetres físics

El fluid d'estudi es considera aire a 298 K a pressió atmosfèrica. Per a les diferents simulacions es considerarà una diferència de temperatures de 10 K entre la temperatura de sortida del raig i la temperatura de de la superfície d'incidència. D'aquesta manera es pot establir que el fluid presenta els paràmetres de densitat i conductivitat tèrmica com a constants. Aquesta condició permet realitzar l'estudi independent a les propietats físiques del fluid.

Per a les simulacions de la primera fase (tub), no s'utilitza cap model per a resoldre l'equació d'energia. Aquest fet simplifica el procés iteratiu, ja que només ens interessa obtenir el perfil de velocitat a la sortida.

Per a les simulacions de la segona fase (a la sortida del bufador) es resoldrà l'equació d'energia segons el mètode *Thermal energy*. Aquest mètode simplifica el procés iteratiu i és adequat per a fluxos on no s'excedeixi 0,2 vegades el nombre de Mach.

6.5.3 Definició de zones

En el cas de la geometria del tub, es defineixen les següents zones:

Zona	Tipus	Característiques
Entrada del tub	Inlet	Entrada de velocitat normal uniforme
Superfície exterior del tub	Wall	Paret llisa no lliscant
Sortida del bufador	Outlet	Pressió mitjana estàtica. Pressió relativa 0 Pa
Pla de simetria XY	Simmetry	Simetria respecte el pla XY
Pla de simetria YZ	Simmetry	Simetria respecte el pla YZ

Taula 1. Condicions contorn del tub

La velocitat a l'entrada del tub serà calculada segons l'equació 4. El valor de la velocitat serà segons el nombre de Reynolds a la sortida del bufador.

Les diferents zones es veuen representades a la figura 9:

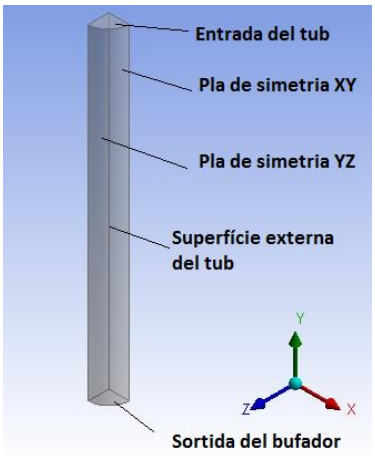

Figura 9. Definició de zones del tub

Les diferents zones en la geometria a la sortida del bufador són les següents:

Zona	Tipus	Característiques
Sortida del bufador	Inlet	Entrada de velocitat en components cartesianes
Superfícies d'incidència	Wall	Paret llisa no lliscant a temperatura uniforme. T_S= 308K
Límit axial del domini	Opening	Obertura de pressió d'obertura. Pressió relativa 0 Pa
Límit radial del domini	Opening	Obertura de pressió d'obertura. Pressió relativa 0 Pa
Pla de simetria XY	Simmetry	Simetria respecte el pla XY
Pla de simetria YZ	Simmetry	Simetria respecte el pla YZ

Taula 2. Condicions de contorn a la geometria de la sortida del bufador

Aquestes zones es veuen representades a la figura 10:

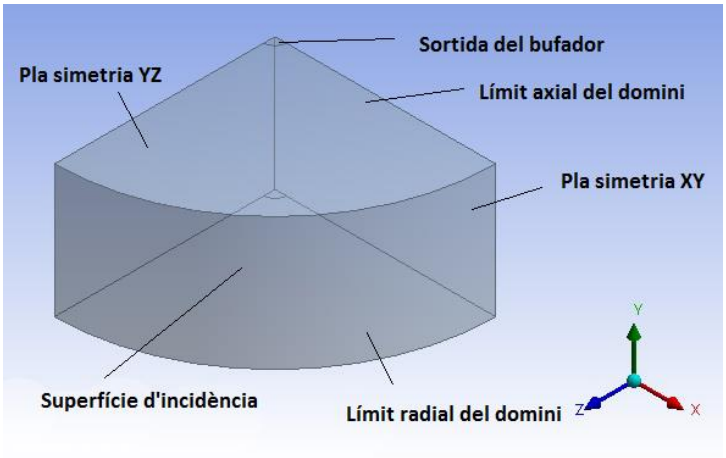

Figura 10. Definició de zones a la sortida del bufador

Referent a la superfície d'incidència pot ser tractada com a paret a temperatura uniforme o com a paret amb flux de calor uniforme. En les diferents simulacions es considerarà com a paret a temperatura uniforme.

6.5.4 Paràmetres del solucionari

Els paràmetres del solucionari que s'empraran en totes les simulacions són els següents:

- Modelització numèrica de turbulència: Alta resolució.
- Control de convergència: 1000 iteracions màxim.
- Criteri de convergència: RMS, $1 \cdot 10^{-6}$

La modelització numèrica de la turbulència per defecte està establerta com a primer ordre. Amb el canvi a alta resolució s'aconsegueix més precisió en la simulació a prop de la paret. Pel criteri de convergència, en el cas basat en la mitjana dels residuals (RMS) a partir d'un valor objectiu de $1 \cdot 10^{-4}$ es considera un valor raonable per a poder assolir convergència.

S'haurà d'activar el paràmetre *Tbulk for htc* i assignar-li la temperatura a la sortida del bufador ja que per defecte l'ANSYS CFX calcula la transferència de calor per convecció amb la temperatura de la cel·la adjacent a la paret.

6.6 Solucionari

El solucionari emprat en les diferents simulacions correspon al programari *Solver* d'ANSYS CFX.

Totes les simulacions són dutes a terme amb PC amb processador Intel Core 2 Quad CPU Q2800 @ 2.33GHz. Aquests processadors tenen una gran capacitat de càlcul i es caracteritzen per disposar de quatre nuclis independents. No obstant, el *Solver* només és capaç d'utilitzar un dels quatre nuclis que té disponibles per a realitzar els càlculs d'una mateixa simulació. Degut a aquesta situació, i amb l'objectiu de maximitzar el rendiment , s'ha decidit llançar 3 simulacions en paral·lel a cada ordinador. D'aquesta manera s'assoleix una càrrega de CPU al voltant del 75-80%.

6.7 Post procés

El post procés i l'anàlisi dels resultats obtinguts es farà a partir de l'aplicació *Results* d'ANSYS. Degut a que el nombre de Nusselt no és un paràmetre que per defecte es pugui calcular directament s'haurà d'entrar l'equació 2, descrita al capítol 3.

7 VALIDACIÓ DE L'EFICÀCIA DELS DIFERENTS MODELS TURBULENTS

Els diferents models que s'avaluaran són els models *RANS Eddy viscosity* de 2 equacions disponibles en ANSYS CFX:

- k-ε.
- RNG k-ε.
- k-ω.
- k-ω SST.

Com s'ha indicat a l'apartat 5.1 també es contrastarà l'efecte de la combinació d'aquests models amb el limitant de producció Kato Launder.

7.1 Referència experimental

Tal i com s'ha comentat al capítol 4, degut a la sensibilitat de la configuració d'estudi es poden observar diferències entre les dades dels assajos experimentals de la bibliografia per a casos amb les mateixes condicions. Això és degut a incerteses que no s'hagin pogut controlar, utilització d'aparells de mesura no calibrats, tècnica experimental emprada, etc. Establint el criteri de selecció descrit en el capítol 4 s'han escollit els assajos de Baughn i Shimizu 1989 i Baughn, Hechanova i Yan 1991. El primer estudi té 81 citacions, mentre que el segon té 94 citacions. Els dos estudis han estat publicats a la revista *Journal of Heat Transfer*, revista del primer quartil (Q1). Això indica que la revista correspon al grup del 25% de revistes amb un factor d'impacte més alt en la seva matèria.

En els estudis experimentals es presenten els resultats del coeficient de convecció en forma de distribució radial del nombre de Nusselt.

En els estudis seleccionats es presenten 2 casos d'anàlisi:

z/D	Geometria del bufador	Diàmetre del bufador (mm)	Re	Te (ºC)
2	Tub llarg H/D = 72	25 mm	23000	25 ºC
6	Tub llarg H/D = 72	25 mm	23000	25ºC

Taula 3. Configuració assaig experimental

En els diferents casos experimentals s'estableix un flux de calor uniforme com a condició de contorn de la superfície d'incidència de manera que la diferència de temperatures entre la

temperatura del fluid i la temperatura de la superfície incident sigui com a molt de 10 K. En canvi, en el present estudi es modelitzarà la superfície com a paret de temperatura uniforme 10 K superior a la temperatura del fluid. Entre les dues formes d'analitzar la condició de contorn de la superfície d'incidència no es presenta diferències en els resultats referent al coeficient de convecció.

En cada un dels dos casos s'utilitzarà una configuració de mallat diferent. Cadascun d'aquests dos mallats serà el mateix per a tots els models per tal d'establir igualtat de condicions en la predicció del coeficient de convecció.

Els detalls del mallat utilitzat es troben a l'annex D: Mallat.

7.2 Validació pel cas z/D = 2

A la figura 11 es representa l'afinament que presenten els diferents models k-ε a l'hora de predir la distribució radial del nombre de Nusselt respecte els assajos experimentals.

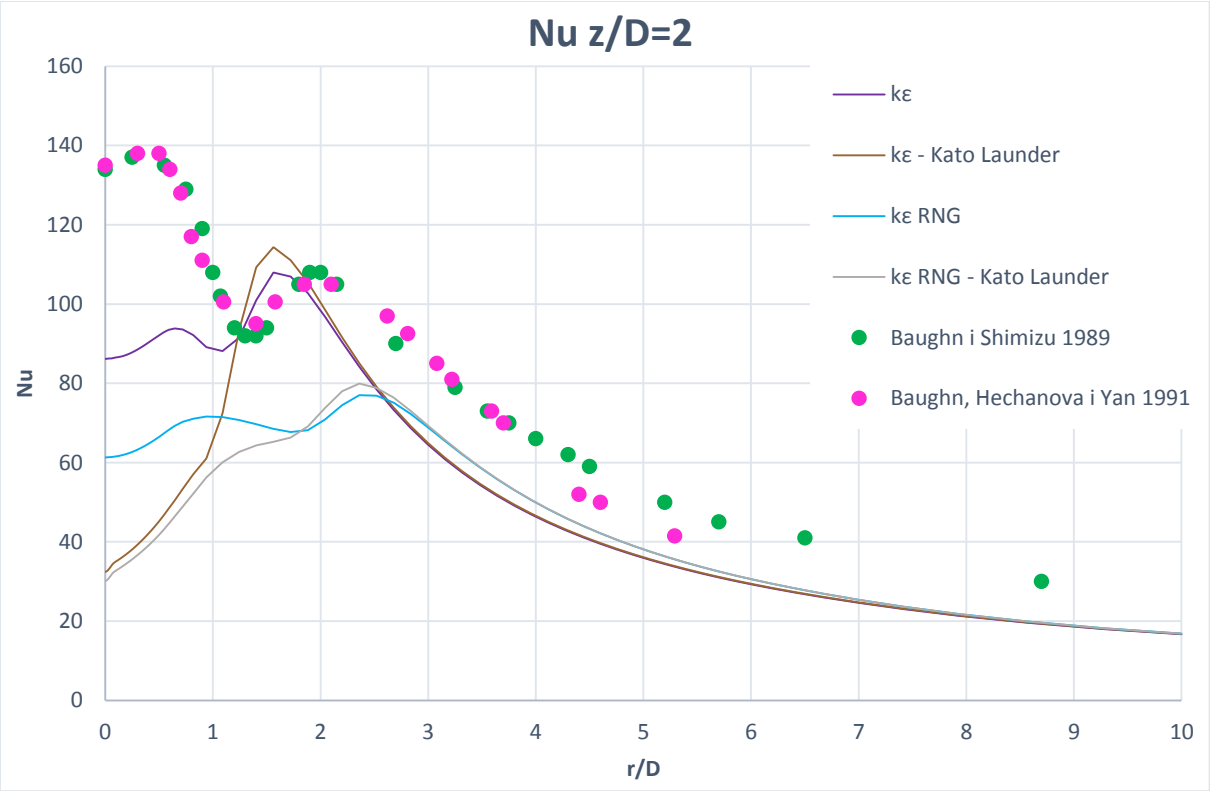

Figura 11. Distribució radial del nombre de Nusselt z/D=2 models kε

En el cas z/D=2 els resultats experimentals mostren el valor màxim del nombre de Nusselt desplaçat aproximadament 0,5D respecte el punt d'estancament. Llavors es pot observar una tendència decreixent en el nombre de Nusselt fins aproximadament a la posició 1,3D on canvia el comportament i assoleix un segon màxim a la posició 2D. A partir d'aquest punt la tendència torna a ser decreixent.

Es pot observar com el model k-ε falla a l'hora de predir el comportament dels dos valors màxims dels assajos experimentals. En aquest model la tendència és creixent fins al punt 1,6D on assoleix el seu màxim valor, prèviament al punt 0,7D ja assoleix un primer màxim de valor inferior al del punt 1,6D. El valor màxim a la posició 1,6D presenta una desviació de l'ordre del 1% respecte el valor dels assajos experimentals al punt 2D. A partir d'aquest punt la tendència mostrada tant als valors experimentals com en el model és similar amb un error al voltant del 25%.

En el cas del model k-ε amb el limitant Kato-Launder, es pot veure com la tendència difereix respecte als assajos experimentals i només prediu un sol valor màxim. Aquest punt es troba situat a 1,6D on presenta una desviació al voltant del 6% respecte al valor del punt 2D dels assajos experimentals. A partir d'aquest punt la tendència és similar amb un error al voltant del 25%.

En el model k-ε RNG podem observar un afinament molt baix entre els punts 0 i 2,5D. Falla en la predicció dels dos valors màxims. A partir d'aquest punt, el nombre de Nusselt mostra una tendència similar als assajos experimentals amb un error al voltant del 24%

En el model k-ε RNG amb el limitant Kato-Launder presenta també un afinament molt baix entre els punts 0 i 2,5D, amb una subestimació del nombre de Nusselt. A partir d'aquest punt, mostra un comportament molt similar al del model k-ε RNG.

A la figura 12 es representa l'afinament que presenten els diferents models k-ω a l'hora de predir la distribució radial del nombre de Nusselt respecte els assajos experimentals.

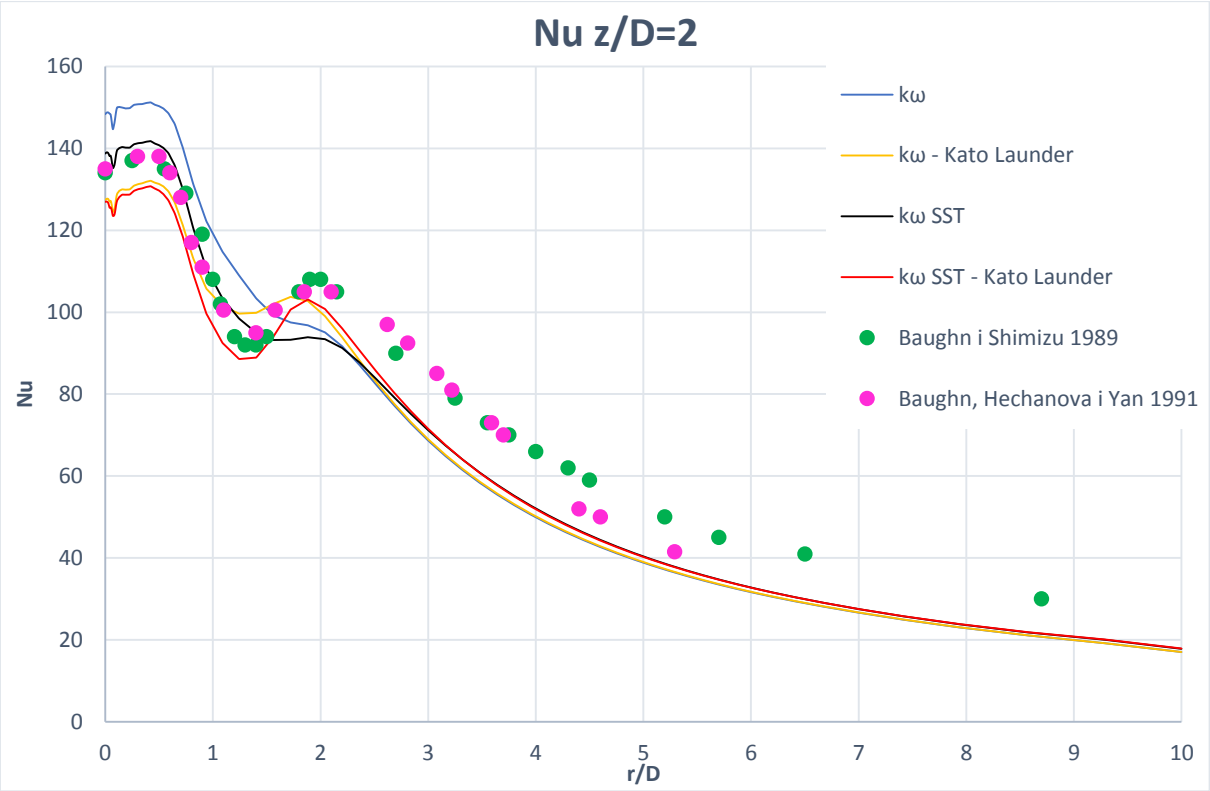

Figura 12. Distribució radial del nombre de Nusselt z/D=2 models kω

En el model k-ω es pot observar com el màxim en el nombre de Nusselt es troba a la posició 0,5D però sobreestimat un 9% respecte els assajos experimentals. Es pot observar com no acaba de predir correctament la tendència del segon màxim a la posició 2D.

Amb el model k-ω amb el limitant Kato Launder també s'observa com el valor màxim del nombre de Nusselt es troba a la posició 0,5D, però en aquest cas subestimat respecte els assajos experimentals amb un valor al voltant del 5%. S'observa com la tendència a l'hora de predir el segon valor màxim a la posició 2D és millor que en el cas del mateix model sense el limitant Kato Launder. En aquest cas, el màxim es troba desplaçat al punt 1,8D amb un error del 4%. El mínim que presenta els assajos experimentals al punt 1,3D es troba sobreestimat un 10%.

El model k-ω SST prediu molt bé els resultats dels assajos experimentals entre els punts 0 i 1,3D, amb un error al voltant del 1%. Tot i això, s'observa que no acaba de predir correctament la tendència del segon valor màxim a la posició 2D.

En el model k-ω SST amb el limitant Kato Launder s'observa que es subestima el valor màxim a la posició 0,5D al voltant del 6%. A partir d'aquest punt es mostra una molt bona tendència a l'hora de predir el segon valor màxim a la posició 2D i el mínim a la posició 1,3D.

La distribució de y+ en el cas de z/D = 2 es troba a la figura 13:

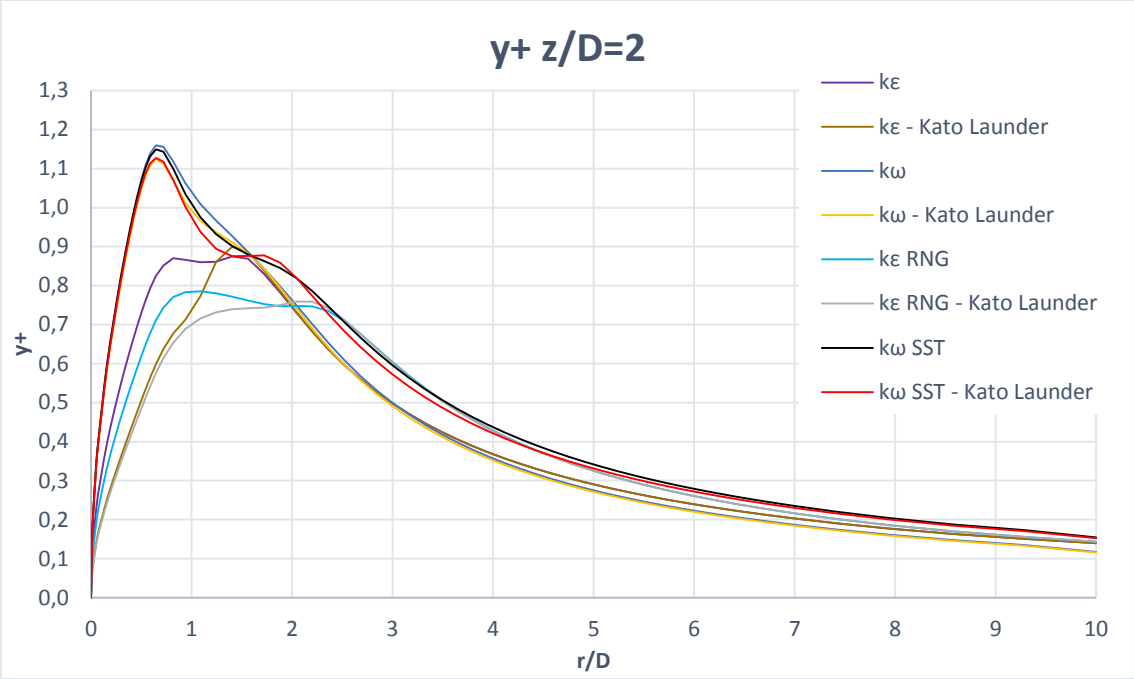

Figura 13. Distribució y+ z/D=2

Es pot observar que amb el mallat utilitzat en la validació del cas z/D=2, els valors de y+ compleixen la condició y+<5.

7.3 Validació pel cas z/D=6

A la figura 14 es representa l'afinament que presenten els diferents models k-ε respecte els assajos experimentals en el cas de z/D=6.

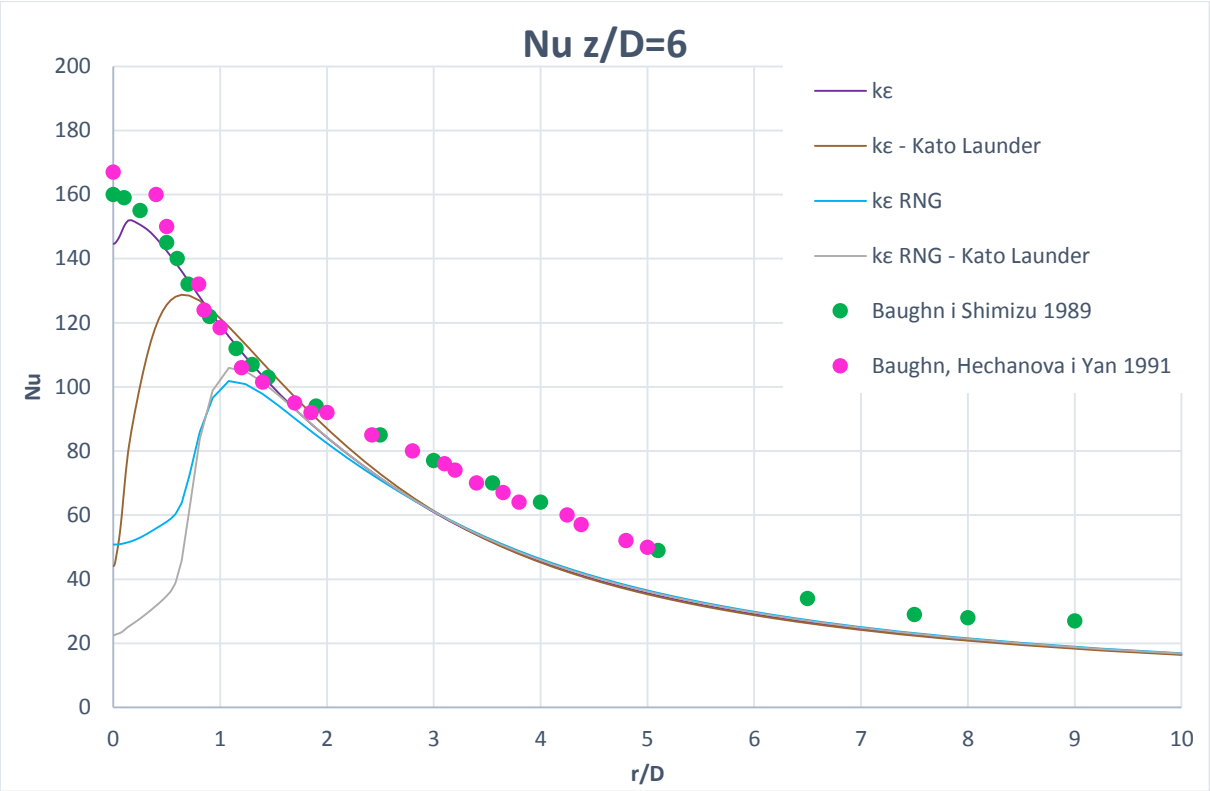

Figura 14. Distribució radial del nombre de Nusselt z/D=6 models kε

En el cas z/D=6 els resultats experimentals mostren el valor màxim del nombre de Nusselt en el punt d'estancament. Llavors la tendència d'aquest paràmetre és decreixent.

En el model k-ε s'observa com el valor màxim del nombre de Nusselt es troba desplaçat a la posició 0,2D. En el punt d'estancament el valor del nombre de Nusselt es troba subestimat de l'ordre d'un 10%. Entre els punts 0,2D i 2D es mostra una bona aproximació respecte els valors experimentals, a partir d'aquí es produeix una desviació de l'ordre del 25% tot i que la tendència és similar.

El model k-ε amb el limitant Kato Launder mostra una mala predicció en el valor màxim del nombre de Nusselt en el punt d'estancament ja que en aquest punt el paràmetre es troba subestimat de l'ordre d'un 70%. El valor màxim amb aquest model el trobem a 0,6D. A partir d'aquest punt es mostra una tendència similar als assajos experimentals amb un error al voltant del 25%.

El model k-ε RNG mostra una mala predicció també del valor màxim del nombre de Nusselt en el punt d'estancament ja que es troba subestimat de l'ordre d'un 68%. El valor màxim del

nombre de Nusselt es troba al punt 1,1D. A partir d'aquest punt la tendència és similar a la dels assajos experimentals presentant una desviació al voltant del 25%.

El model k-ε RNG mostra també una subestimació del nombre de Nusselt en el punt d'estancament. El valor màxim d'aquest paràmetre es troba al punt 1,1 D, llavors la tendència és similar a la dels assajos experimentals.

A la figura 15 es representa l'afinament que presenten els diferents models k-ω respecte els assajos experimentals en el cas de z/D=6.

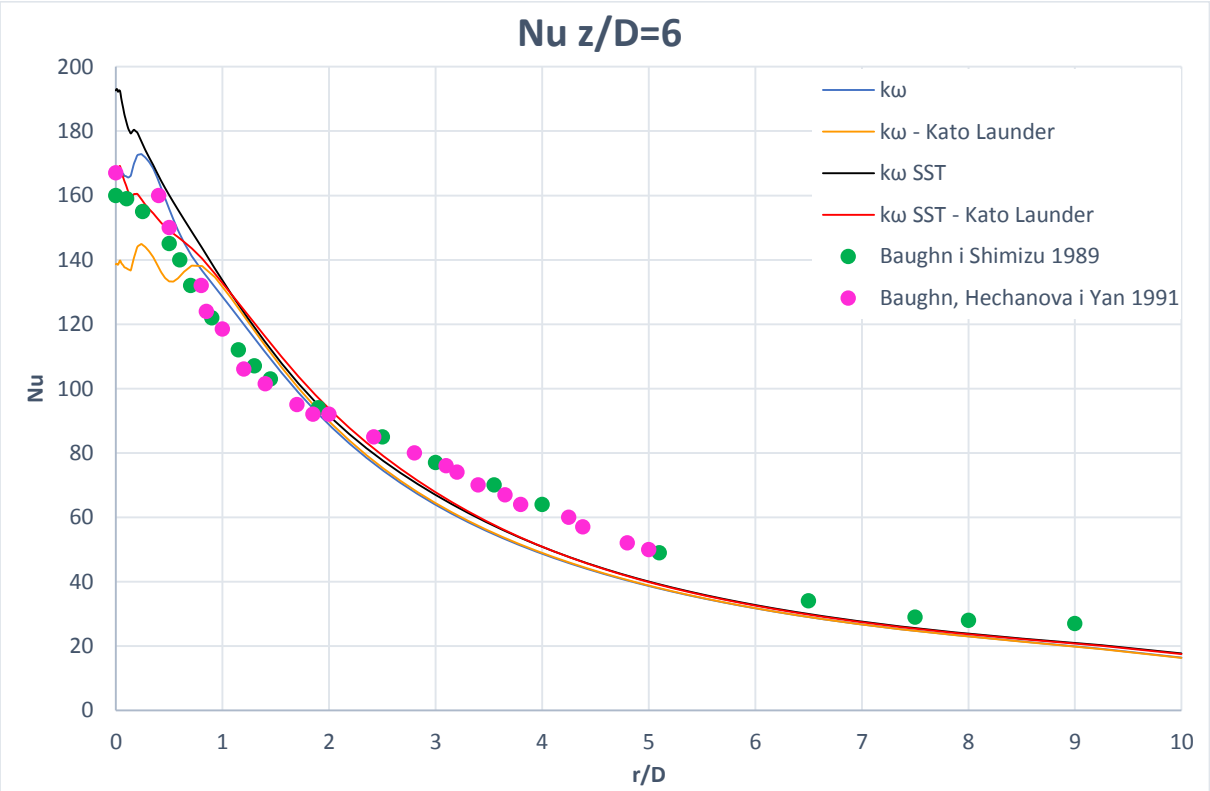

Figura 15. Distribució radial del nombre de Nusselt z/D=6 models kω

El model k-ω presenta una bona tendència en la predicció del nombre de Nusselt, però mostra una desviació en la posició del valor màxim. Aquest valor es troba al punt 0,3D enlloc de trobar-se al punt d'estancament. Al llarg dels altres punts la tendència respecte els valors experimentals és bona i mostra una desviació del 10%.

El model k-ω amb el limitant de producció Kato Launder mostra una subestimació en el valor màxim del nombre de Nusselt al voltant del 14% respecte els assajos experimentals. A part,

la tendència no acaba de ser del tot correcte ja que mostra el valor màxim desplaçat al punt 0,3D, i llavors torna a presentar un segon valor màxim al punt 0,8D.

El model k-ω SST mostra una tendència molt similar a la dels assajos experimentals, tot i que el valor màxim en el punt d'estancament estigui sobreestimat de l'ordre del 20%. A partir del punt 0,5D la tendència s'ajusta als valors experimentals amb un error al voltant del 10%.

El model k-ω SST amb el limitant Kato Launder mostra un bon ajust respecte als assajos experimentals en tots els punts. A la zona més propera al punt d'estancament els valors aconseguits són pràcticament els mateixos. A partir del punt 0,5D, presenta també una tendència decreixent al llarg de tots els punts amb un error al voltant del 10%.

La distribució de y+ en el cas de z/D = 6 es troba a la figura 16:

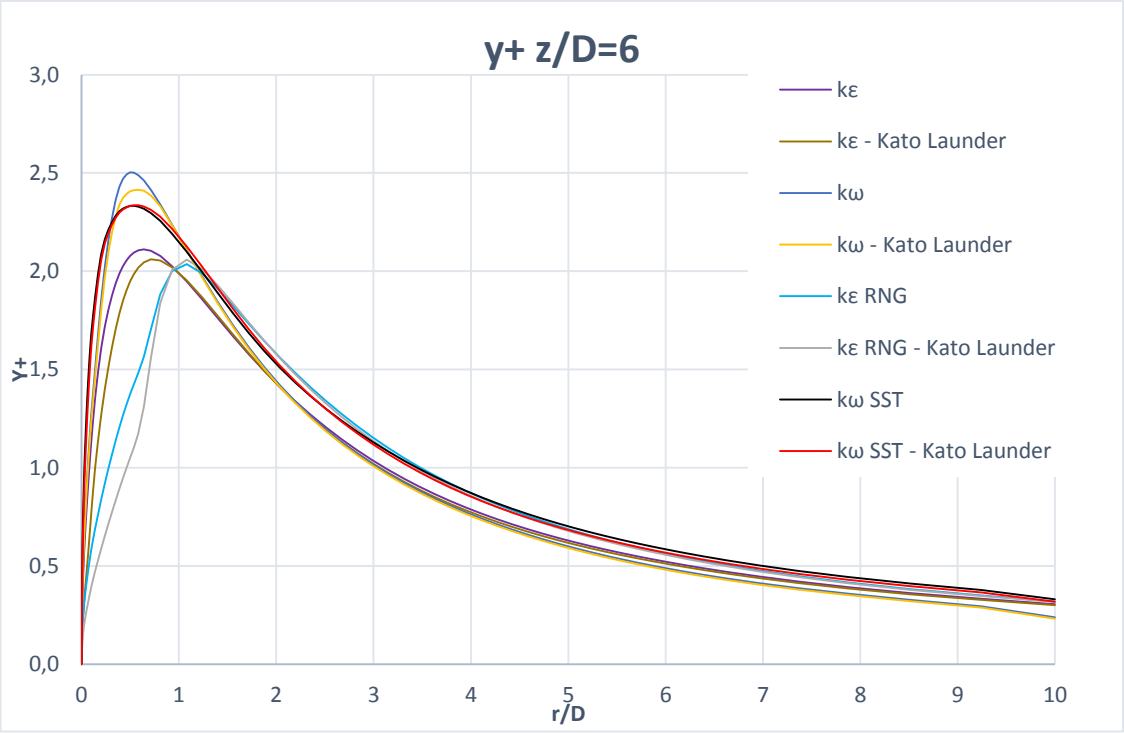

Figura 16. Distribució y+ z/D=6

Es pot observar que en el mallat utilitzat en la validació del cas z/D=6, els valors de y+ compleixen la condició y+<5 al llarg de la distribució radial.

7.4 Anàlisi dels resultats

Tant en el cas de z/D=2 com en el de z/D=6 s'ha pogut observar com els models kω presenten un millor ajust a l'hora de predir la distribució radial del nombre de Nusselt.

Entre els diferents models kω analitzats, es pot concloure que el model kω SST amb el limitant de producció Kato-Launder és el que mostra millor afinament. En el cas de z/D=2 s'ha pogut observar com aquest model i el kω amb el limitant Kato Launder són els que mostren millor tendència a l'hora de predir els dos valors màxims que s'assoleixen en els assajos experimentals en els punts 0,5D i 2D. En el cas de z/D=6 s'ha pogut observar com els models kω SST i el kω SST Kato Launder són els únics que han predit el valor màxim del nombre de Nusselt en el punt d'estancament, tal i com indiquen els valors experimentals. A més, amb el limitant Kato Launder, s'ha millorat la sobreestimació que presentava el model kω SST en el punt d'estancament.

En general s'ha pogut observar que les diferències entre els diversos models es mostren a la zona més propera al punt d'estancament que és on el flux presenta les condicions més complexes de comportament. Més enllà del punt 2,5D les diferències entre els models són relativament baixes i tots mostren una tendència similar a la dels assajos experimentals.

Una vegada analitzats els diferents models, s'escull el kω SST amb el limitant Kato Launder per a un estudi paramètric més extensiu del coeficient de convecció. S'ha pogut observar que és el model que presenta millor afinament amb els resultats experimentals.

8 ESTUDI PARÀMETRIC DEL COEFICIENT DE CONVECCIÓ

D'acord amb l'exposat al capítol 7, s'utilitzarà el model kω SST amb el limitant Kato Launder per a un anàlisi paramètric del coeficient de convecció. S'analitzarà l'efecte de les següents variables en la distribució radial del nombre de Nusselt:

- Número de Reynolds a la sortida del bufador.
- Distància entre bufador i superfície d'incidència.
- Perfil de velocitat a la sortida del bufador.
- Confinament del raig.
- Geometria del bufador.

A l'annex F: Post-procés, es poden trobar els perfils d'energia cinètica de turbulència i velocitat, d'una selecció dels diferents casos. També es poden trobar les distribucions de y+ de les diferents simulacions.

8.1 Efecte del número de Reynolds a la sortida del bufador

S'analitzarà l'efecte del nombre de Reynolds a la sortida del bufador pels valors de 10000, 20000, 30000, 40000 en el coeficient de convecció en els casos de z/D=2, z/D=4, z/D=6, z/D=8, z/D=10.

A la figura 17 es pot observar l'efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=2:

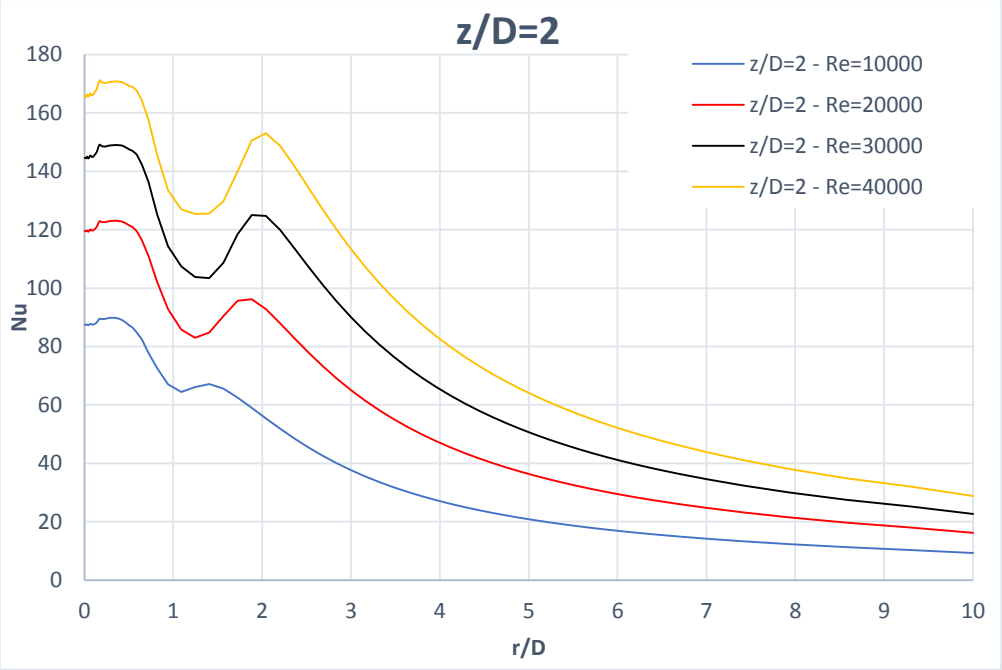

Figura 17. Efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=2

En aquesta distància es pot observar com l'augment del nombre de Reynolds provoca un increment de la distribució radial del nombre de Nusselt en tots els punts. Es pot veure com s'aconsegueix el valor màxim del coeficient de convecció a una distància de 0,5D pels diferents valors del nombre de Reynolds. També es pot observar que la posició del segon valor màxim en aquesta distància s'allunya del punt d'estancament a mesura que s'incrementa el nombre de Reynolds.

A la figura 18 es pot observar l'efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=4:

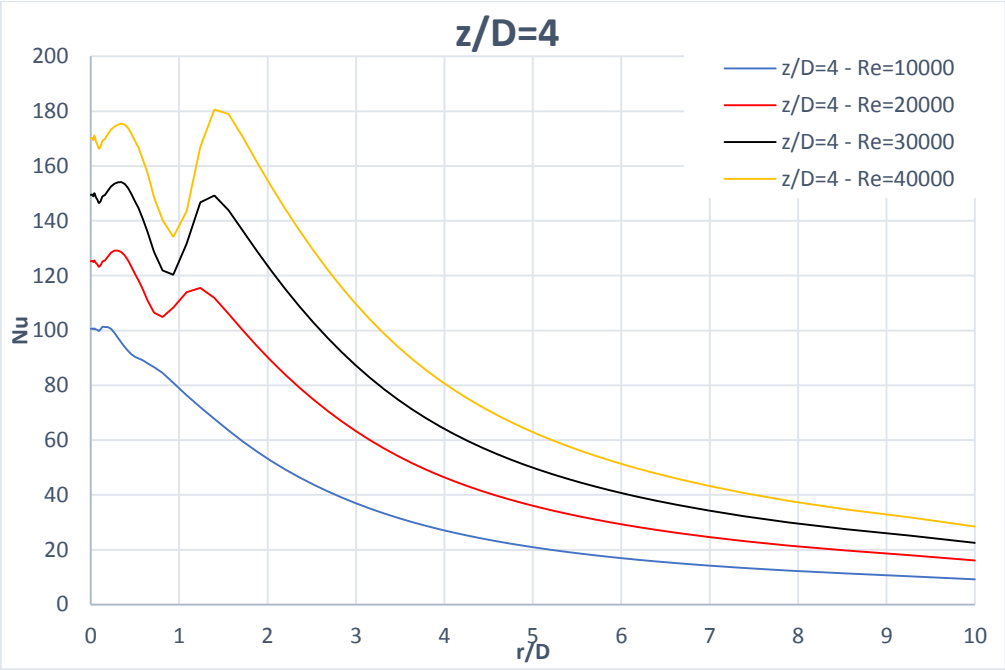

Figura 18. Efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=4

A la configuració z/D=4 es pot observar com el nombre de Nusselt s'incrementa al llarg de tots els punts de la distribució a mesura que augmenta el nombre de Reynolds. Es pot observar com en el cas de Re=10000 s'aconsegueix un únic valor màxim en el punt d'estancament. Per a valors de Re=20000, 30000 i 40000 observem un comportament similar al cas de z/D=2 amb l'aparició de dos valors màxims. En aquests tres casos s'observa com el màxim més proper al punt d'estancament es troba a la posició radial r≈0,3D. També es pot observar com el valor del segon màxim es va incrementant a mesura que s'augmenta el nombre de Reynolds i alhora allunyant-se del punt d'estancament. En aquesta configuració es pot veure com en el cas de Re=40000 el segon valor màxim és superior al més proper al punt d'estancament.

A la figura 19 es pot observar l'efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=6:

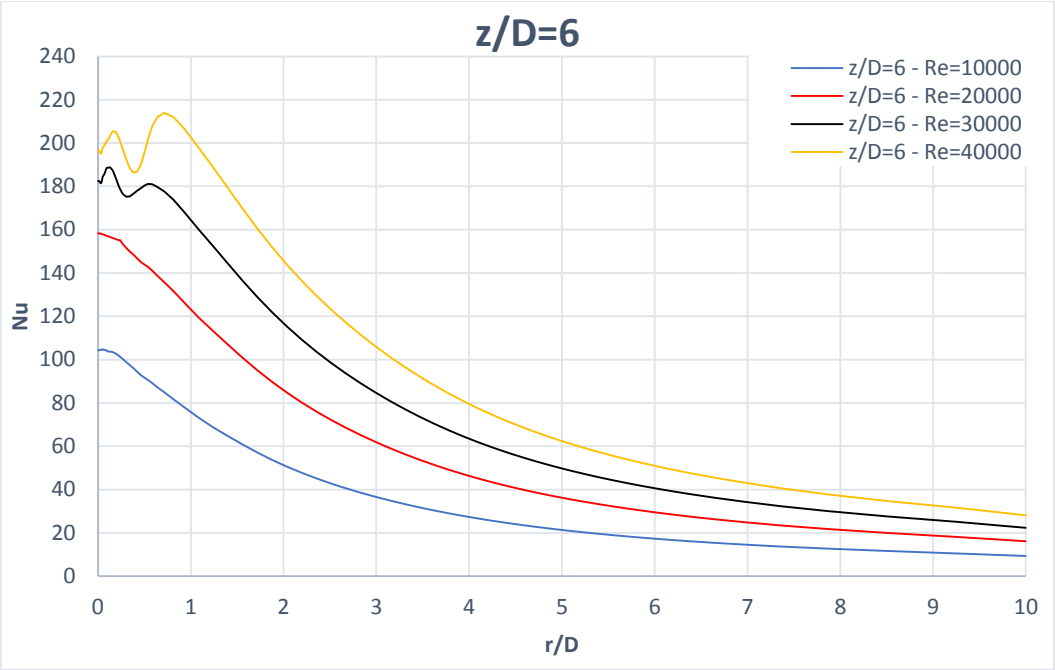

Figura 19. Efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=6

En el cas de z/D=6 s'observa com pels casos de Re= 10000 i 20000, la distribució radial del nombre de Nusselt presenta un únic valor màxim en el punt d'estancament. Pels casos de Re=30000 i Re=40000 s'observa l'aparició de dos valors màxims. El primer valor es pot trobar aproximadament a r≈0,15D. El segon valor s'allunya del punt d'estancament amb l'increment del nombre de Reynolds. Com en el cas de z/D=4 s'observa com amb un règim de Re=40000 el segon valor màxim supera al més proper al punt d'estancament.

A la figura 20 es pot observar l'efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=8:

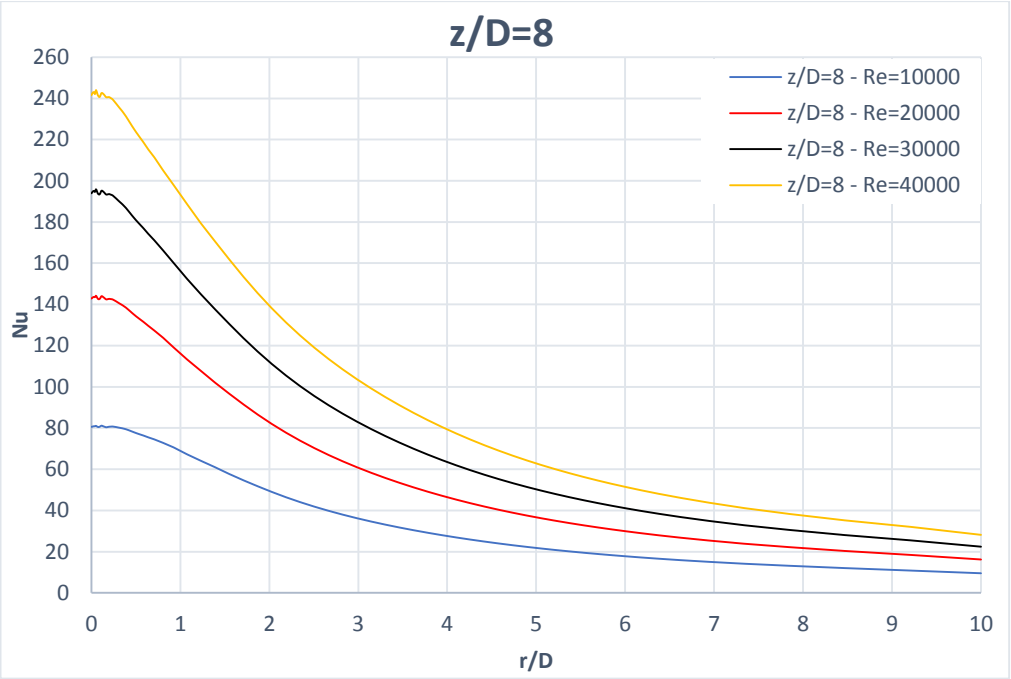

Figura 20. Efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=8

Es pot observar com la distribució local del nombre de Nusselt presenta un únic valor màxim en el punt d'estancament per als diferents nombres de Reynolds analitzats.

A la figura 21 es pot observar l'efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=10:

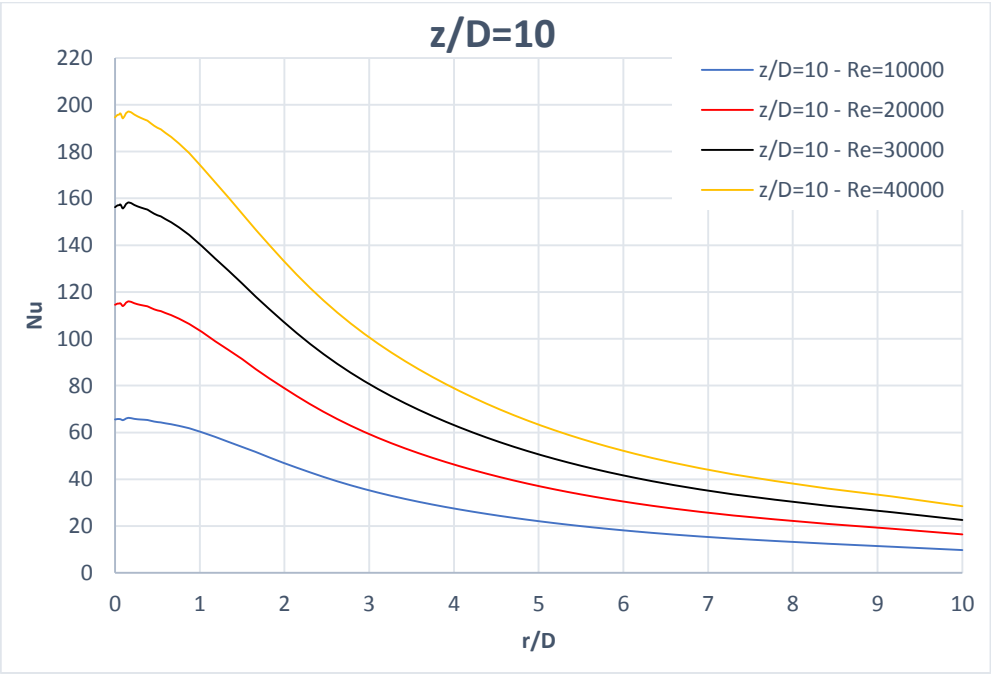

Figura 21. Efecte del nombre de Reynolds pel cas z/D=10

Cas similar al de z/D=8 on la distribució local del nombre de Nusselt presenta un únic valor màxim en el punt d'estancament pels diferents casos analitzats.

8.1.1 Anàlisi de l'efecte del nombre de Reynolds

S'ha analitzat l'efecte que provoca el nombre de Reynolds en diferents casos de distància entre bufador i superfície.

S'ha observat que el nombre de Nusselt augmenta en tota la seva distribució amb l'increment del nombre de Reynolds a la sortida del bufador.

També s'ha pogut observar com l'increment del nombre de Reynolds propicia l'aparició del perfil de distribució de dos valors màxims. En els casos analitzats s'ha pogut comprovar que fins a una distància entre z/D=6 pot aparèixer aquest tipus de distribució. En els casos de z/D=4 i z/D=6 amb un Re=40000 s'ha vist com el valor del segon màxim supera al més proper al punt d'estancament.

També s'ha observat com el nombre de Reynolds afecta a la posició d'aquests valors màxims. L'increment d'aquest paràmetre provoca que els màxims s'allunyin respecte el punt d'estancament.

8.2 Efecte de la distància entre el bufador i la superfície d'incidència

S'analitzarà l'efecte de la distància entre el bufador i la superfície d'incidència pels valors z/D=2, z/D=4, z/D=6, z/D=8, z/D=10 en els casos de nombre de Reynolds 10000, 20000, 30000, 40000.

A la figura 22 es pot observar l'efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas de Re=10000:

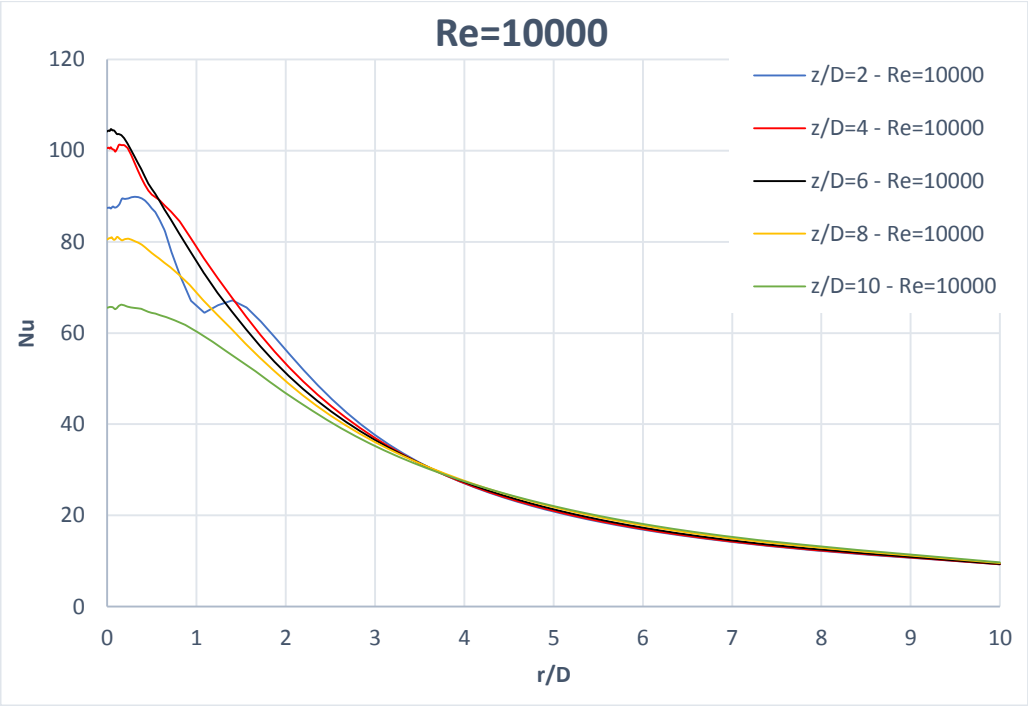

Figura 22. Efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas Re=10000

Es poden observar diferents comportaments de la distribució del nombre de Nusselt segons la distància entre bufador i superfície. En general s'observa que les diferències entre els casos es troben entre el punt d'estancament i una distància aproximada de 3D.

A la zona més propera al punt d'estancament s'observa que els valors més alts del nombre de Nusselt són en els casos de z/D=6 i z/D=4. Aquests dos casos estan seguits per les configuracions z/D=2, z/D=8 i z/D=10.

Es pot observar també com pel cas z/D=2 el perfil de nombre de Nusselt presenta el comportament dels dos valors màxims. Per la resta de configuracions només es presenta un únic valor màxim en el punt d'estancament.

A la figura 23 es pot observar l'efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas de Re=20000:

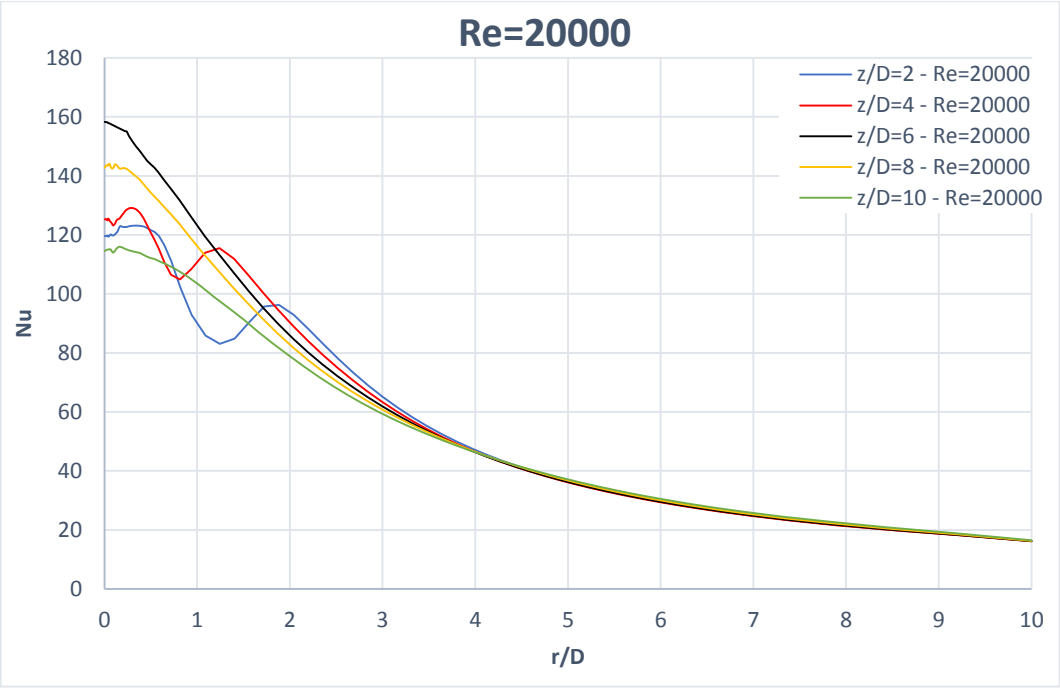

Figura 23. Efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas Re=20000

En el cas de Re=20000 es poden observar diferències de comportament de la distribució del nombre de Nusselt entre el punt d'estancament i el punt 3D.

En els casos de z/D=2 i z/D=4, la distribució del valor del Nusselt presenta el comportament dels dos valors màxims. En canvi, en els casos z/D=6, z/D=8 i z/D=10 la distribució del nombre de Nusselt presenta un únic valor màxim en el punt d'estancament.

En els casos on el comportament presenta dos valors màxims, s'observa que en el punt on apareix el segon màxim el nombre de Nusselt és més alt que aquells perfils que presenten un únic màxim

S'observa que la configuració z/D=6 aconsegueix el valor màxim del nombre de Nusselt, seguida per z/D=8, z/D=4, z/D=2, z/D=10.

A la figura 24 es pot observar l'efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas de Re=30000:

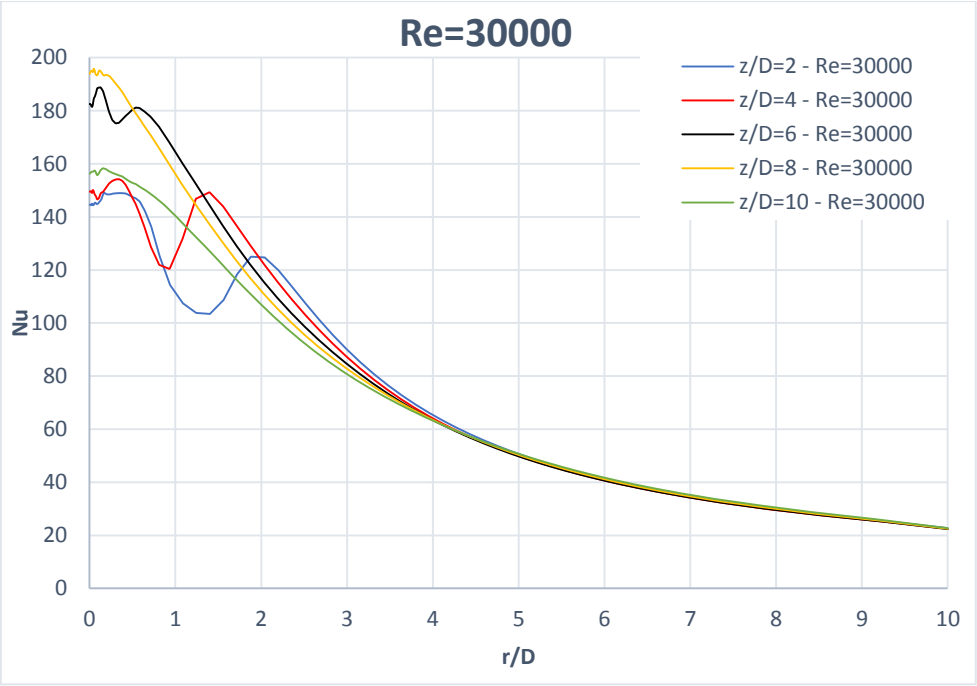

Figura 24. Efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas Re=30000

En el cas de Re=30000 es poden veure diferents comportaments de la distribució del nombre de Nusselt entre el punt d'estancament i 3,5D.

Es pot observar com en les distàncies z/D=2, z/D=4 i z/D=6 el perfil del nombre de Nusselt presenta la distribució dels dos valors màxims. En canvi en els casos z/D=8 i z/D=10 la distribució del nombre de Nusselt només presenta un únic màxim en el punt d'estancament.

El cas on es troba el valor màxim del coeficient de convecció és per una distància z/D=8 seguit per z/D/6, z/D=10, z/D=4, z/D=2.

A la figura 25 es pot observar l'efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas de Re=40000:

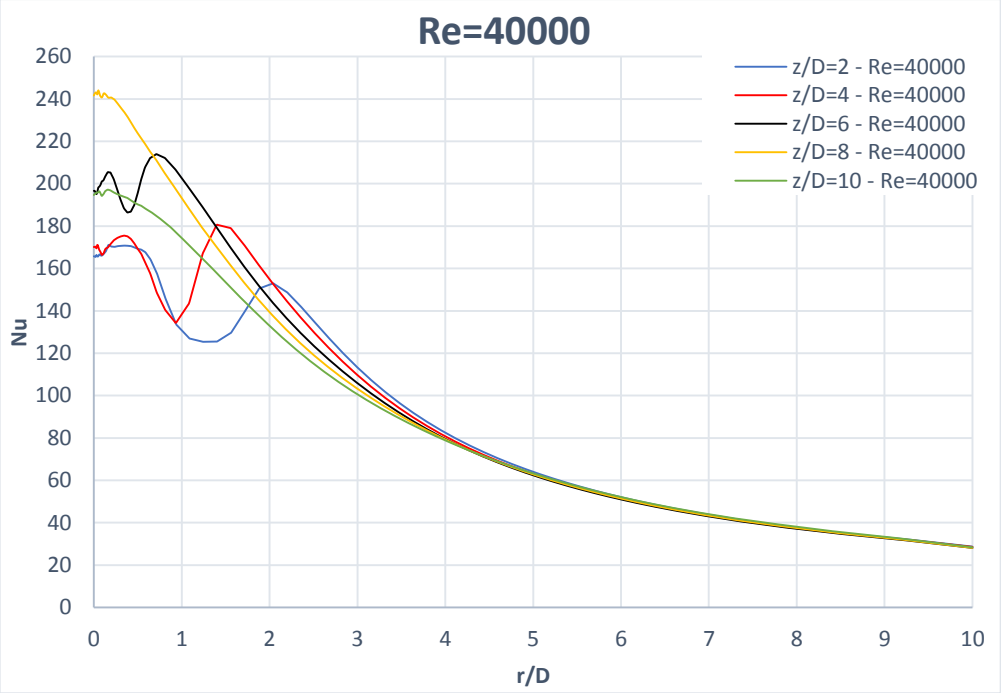

Figura 25. Efecte de la distància entre bufador i superfície pel cas Re=40000

En el cas de Re=40000 s'observa un comportament similar al de Re=30000. Les diferències en la distribució del nombre de Nusselt entre els diferents casos es mostren també entre el punt d'estancament i 3,5D.

Pels casos de z/D=2, z/D=4 i z/D=6 la distribució del coeficient de convecció presenta el perfil dels dos valors màxims. En canvi pels casos z/D=8 i z/D=10 la distribució presenta un perfil d'un sol valor màxim.

El valor màxim del nombre de Nusselt es troba en el cas z/D=8, seguit per z/D=6, z/D=10, z/D=4, z/D=2.

8.2.1 Anàlisi de l'efecte de la distància entre bufador i superfície d'incidència

S'ha analitzat l'efecte que provoca la distància entre bufador i superfície per diferents casos de nombre de Reynolds.

S'ha observat com en general la distància entre bufador i superfície afecta a la distribució local del nombre de Nusselt per distàncies properes al punt d'estancament. A partir d'una distància d'entre 3D-3,5D no s'observen diferències en les diferents distribucions del nombre de Nusselt per cada cas analitzat.

També s'ha pogut observar la relació que hi ha entre la tipologia de perfil de distribució del nombre de Nusselt i la distància entre bufador i superfície. Entre els diferents casos de nombre de Reynolds analitzats s'observa que per les distàncies més baixes, és comú el perfil de doble valor màxim.

No es pot deduir una relació directa de la distància entre bufador i superfície, i el valor màxim del nombre de Nusselt. S'ha pogut observar com en els casos de nombre de Reynols més baixos (Re=10000, Re=20000) s'aconsegueix el valor màxim per una distància z/D=6. En canvi per a valors de Reynolds més alts (Re=30000, Re=40000) el valor màxim es troba a una distància z/D=8.

8.3 Efecte del confinament del raig

En el següent apartat s'analitzarà l'efecte del confinament del raig del bufador pels casos z/D=2, amb Re=20000 i Re=30000 i z/D=6 amb Re=20000 i 30000.

Fins ara en les diferents simulacions realitzades a la segona fase (a partir de la sortida del bufador) es considerava la condició de contorn del límit axial com una obertura. En els següents casos a analitzar, es canviarà aquesta condició a paret llisa no lliscant adiabàtica, per veure l'efecte que provoca en el coeficient de convecció.

A la figura 26 es pot observar la comparació entre els resultats per un raig amb confinament i sense, per una distància entre bufador i superfície z/D=2:

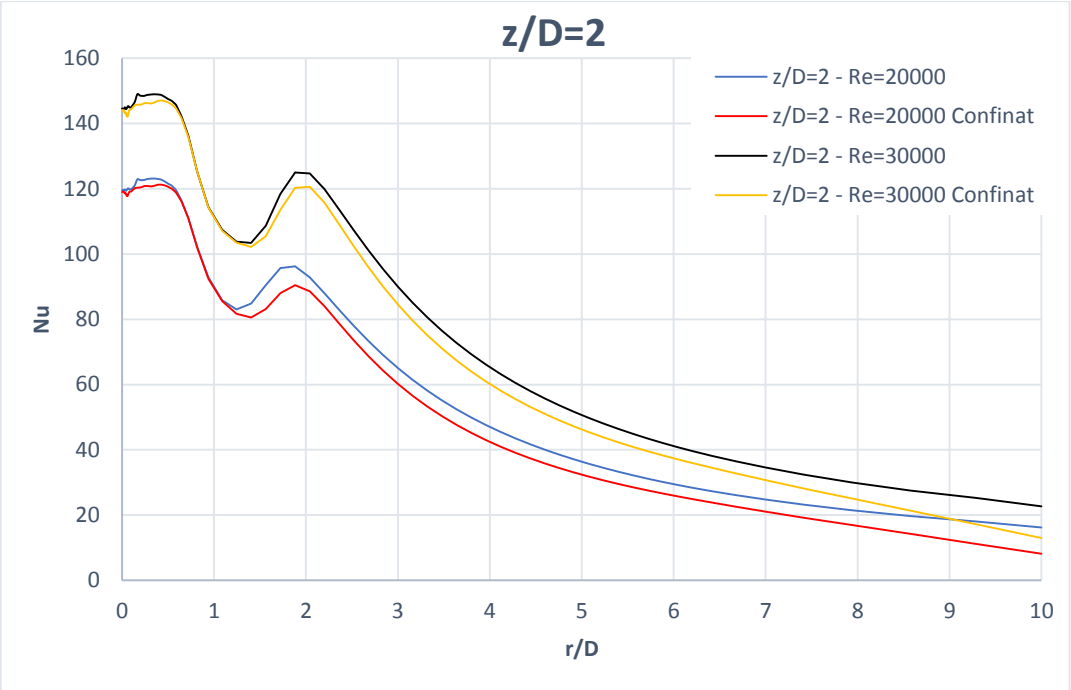

Figura 26. Efecte del confinament del raig pel cas z/D=2

Es pot observar com pràcticament no es presenten diferències entre el raig confinat i el que no ho és.

Els dos perfils confinats presenten la mateixa distribució radial del coeficient de convecció, presentant petites variacions al voltant del 5% en la magnitud del segon màxim.

A la figura 27 es pot observar la comparació entre els resultats per un raig amb confinament i sense, per una distància entre bufador i superfície z/D=6:

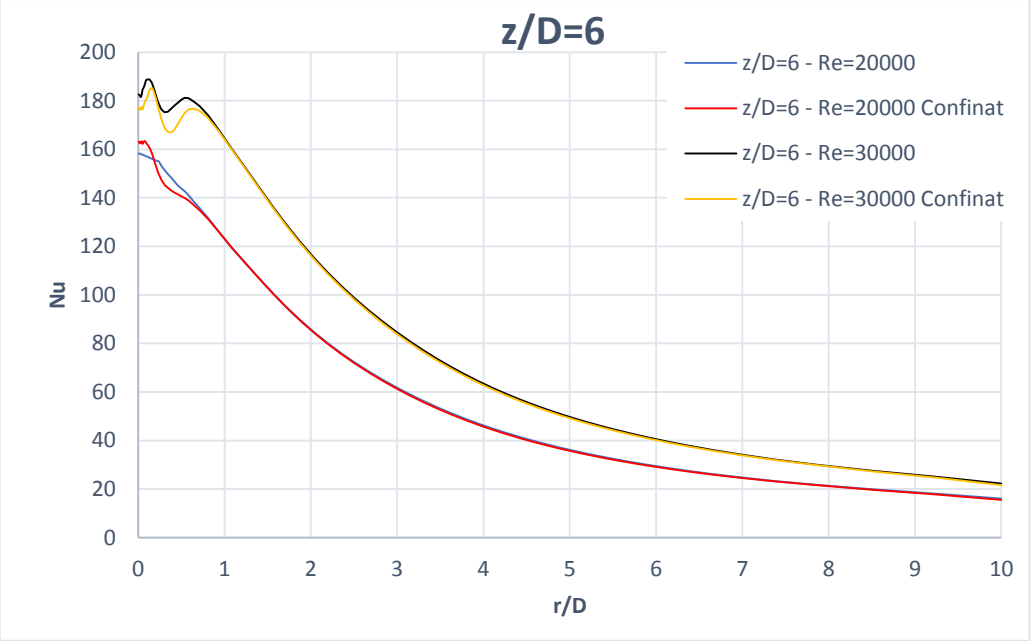

Figura 27. Efecte del confinament del raig pel cas z/D=6

Es poden observar molt poques diferències entre els perfils amb confinament i sense. Tant en el cas de Re=20000 com en el cas de Re=30000 presenten la mateixa tipologia de perfil respecte les configuracions sense confinament. Això és, un sol valor màxim en el cas de Re=20000 i dos valors màxims en el cas de Re=30000.

Les diferències es troben per a r/D<1 i amb un valor del 5% màxim.

8.3.1 Anàlisi del confinament del raig

En els casos analitzats s'ha pogut comprovar el baix impacte del confinament en la distribució local del nombre de Nusselt.

8.4 Efecte del perfil de velocitat a la sortida del bufador

En el següent apartat es valora l'efecte de la tipologia de perfil de velocitat a la sortida del bufador pels casos z/D=2, amb Re=20000 i Re=30000 i z/D=6 amb Re=20000 i 30000.

En les diferents simulacions realitzades fins el moment s'havia dividit la simulació en dues fases. La primera fase, on es simulava el comportament del flux a l'interior del tub, permetia aconseguir un perfil de velocitat totalment desenvolupat a la sortida del bufador.

En els següents casos s'analitzarà només una sola fase, que correspondrà a la fase de la sortida del bufador. La condició de contorn del bufador es modelitzarà com una entrada de velocitat uniforme.

A la figura 28 es poden observar els resultats per un raig amb el perfil de velocitat uniforme i un perfil desenvolupat pel cas z/D=2:

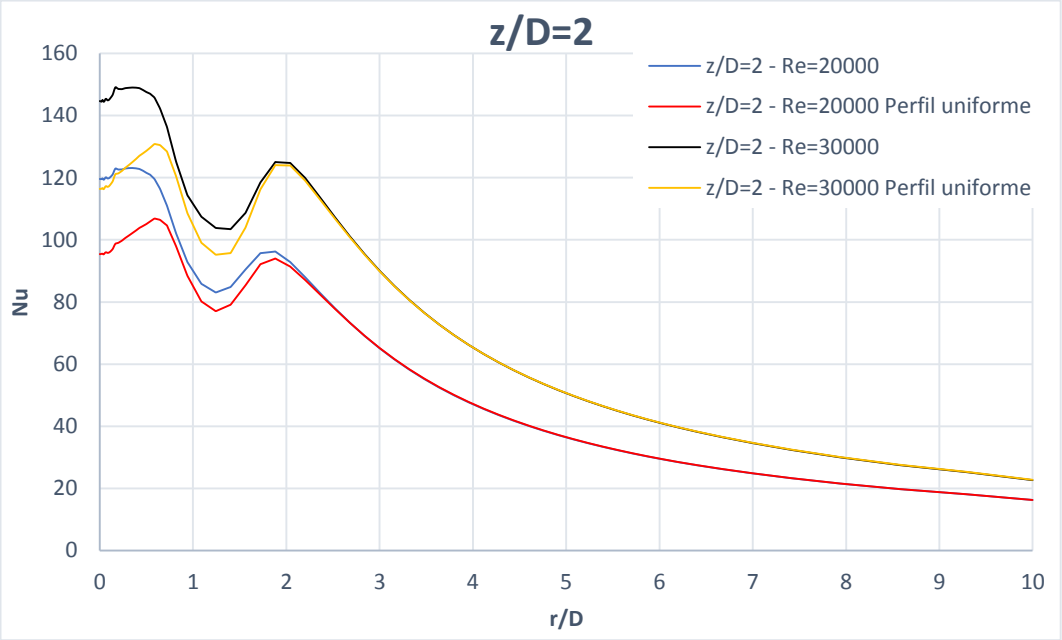

Figura 28. Efecte del perfil de velocitats del bufador pel cas z/D=2

S'observa que per un perfil de velocitat uniforme es produeix un descens en el nombre de Nusselt a la part més propera al punt d'estancament, aproximadament fins al punt 0,7D. En aquesta zona es mostra que les diferències poden ser d'un 20 %. A partir del punt 2D no hi ha diferència en els resultats segons la tipologia de perfil de velocitat.

Tot i això, el perfil del nombre de Nusselt presenta el mateix comportament amb l'aparició dels dos valors màxims. Es pot observar com la posició del primer màxim es troba més desplaçat del punt d'estancament respecte el mateix cas amb el perfil desenvolupat.

A la figura 29 es poden observar els resultats per un raig amb el perfil de velocitat uniforme i un perfil desenvolupat pel cas z/D=6:

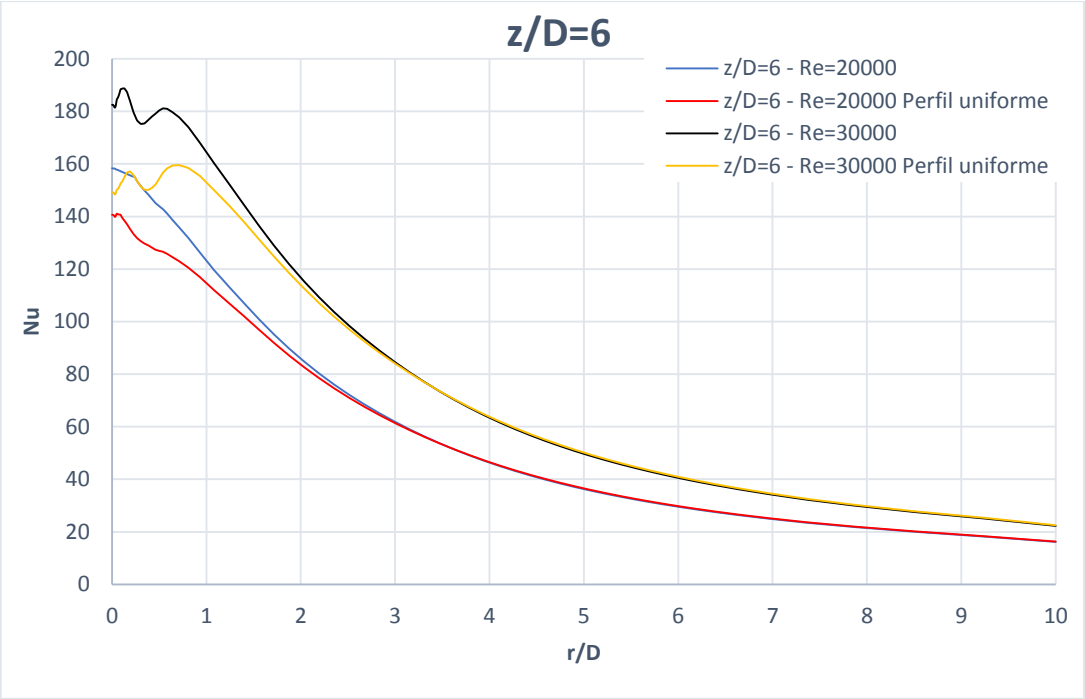

Figura 29. Efecte del perfil de velocitat del bufador pel cas z/D=6

Es poden observar diferències significatives entre els resultats per un perfil de flux uniforme i un de totalment desenvolupat a la zona més propera del punt d'estancament. A partir de la distància 1D, les diferències són baixes. A partir del punt 2D, per cada cas de nombre de Reynolds els dos perfils del nombre de Nusselt són pràcticament idèntics. Les diferències màximes les trobem al punt d'estancament, aproximadament un 20%.

S'observa que el perfil del nombre de Nusselt es manté en els dos casos. En el cas de Re=30000 es presenten dos valors màxims, i en el cas de Re=20000 només es presenta un màxim en el punt d'estancament.

8.4.1 Anàlisi del perfil de velocitat

En els diferents casos analitzats s'ha vist com la tipologia de perfil de velocitat a la sortida del bufador té un efecte en la magnitud del nombre de Nusselt.

S'ha observat que les diferències tenen el seu valor màxim en el punt d'estancament. A mesura que ens allunyem les diferències es redueixen progressivament.

S'ha vist també que el perfil de velocitat no té un efecte sobre la tipologia de distribució local del nombre de Nusselt.

8.5 Efecte de la geometria del bufador

En el següent apartat es valora l'efecte de la geometria del bufador en la distribució del nombre de Nusselt. En les diferents simulacions realitzades fins el moment es considerava el cas d'un tub que descarregava un raig d'aire sobre una superfície.

Es considerarà l'efecte d'un xamfrà a la sortida del bufador, tal i com es mostra a la figura 30:
.

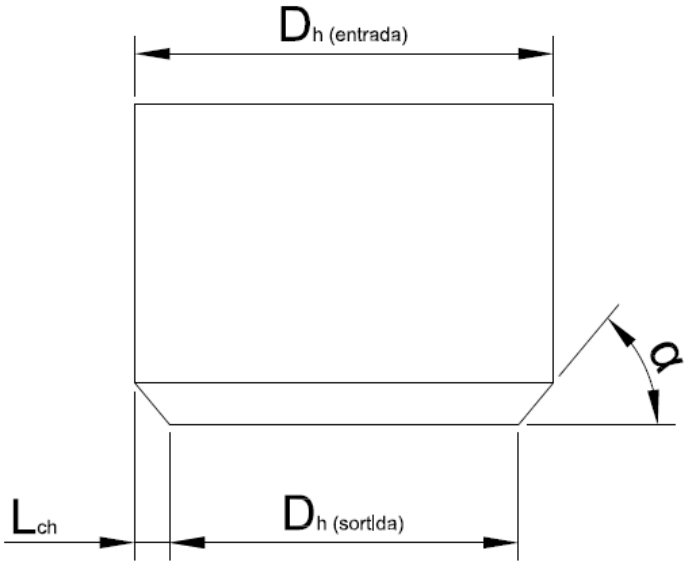

Figura 30. Disseny bufador amb xamfrà

S'analitzaran 3 tipologies de xamfrà. Les variables L_{ch}, $D_{h\ (entrada)}$ i $D_{h\ (sortida)}$ es mantindran constants. En canvi el paràmetre α s'avaluarà per valors de 30º, 45º i 60º.

La variació del xamfrà serà analitzada pels casos z/D=2, amb Re=20000 i Re=30000 i z/D=6 amb Re=20000 i Re=30000.

La metodologia serà igual que en els casos anteriors, es dividirà la simulació en dues fases: interior del tub i sortida del bufador.

A la figura 31 es poden observar els resultats de l'efecte del xamfrà pel cas z/D=2 i Re=20000:

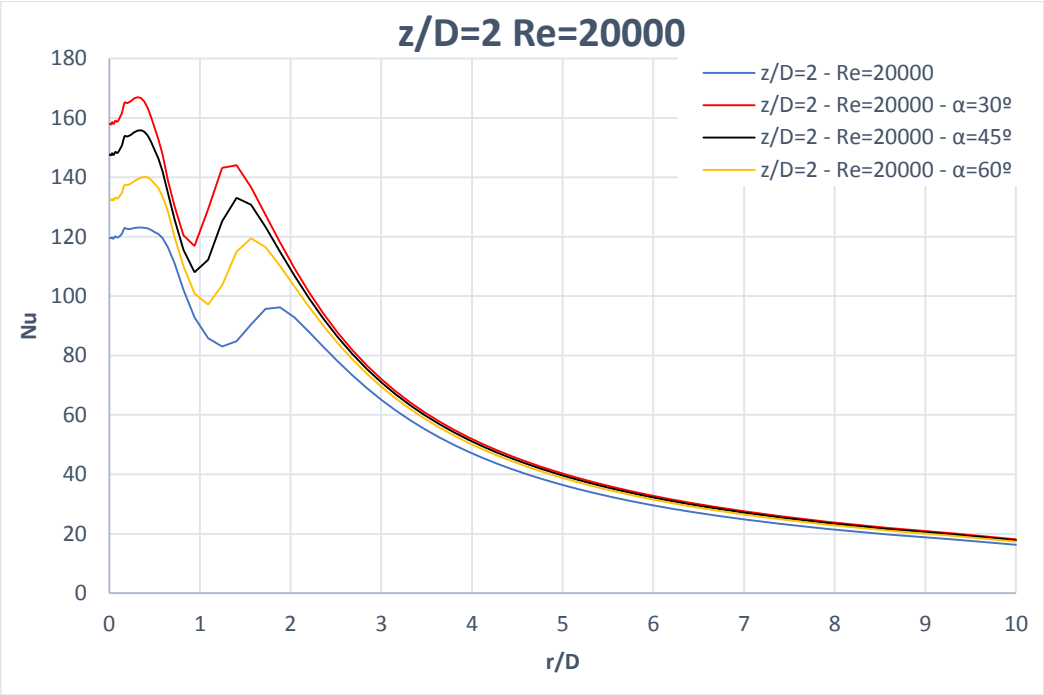

Figura 31. Efecte de la tipologia de xamfrà en el bufador pel cas z/D=2 i Re=20000

Es pot observar la influència que comporta la incorporació d'un xamfrà a la sortida del bufador en la distribució del nombre de Nusselt. Aquesta influència es percep a la zona més propera al punt d'estancament. A partir de la distància 2,5D, les diferències es redueixen per sota d'un 10 %.

Entre el punt d'estancament i 2,5D es poden observar diferències molt altes, al voltant del punt 1,4 la diferència arriba a un valor del 70%.

S'observa com el perfil del nombre de Nusselt no varia. En els diferents casos es mostra la tendència dels dos valors màxims. L'angle del xamfrà també afecta a la posició d'aquests valors màxims, desplaçant-los a una posició més propera al punt d'estancament a mesura que es redueix l'angle.

Es mostra com el disseny amb xamfrà de 30º és el que presenta valors de nombre de Nusselt més grans.

A la figura 32 es poden observar els resultats de l'efecte del xamfrà pel cas z/D=2 i Re=30000:

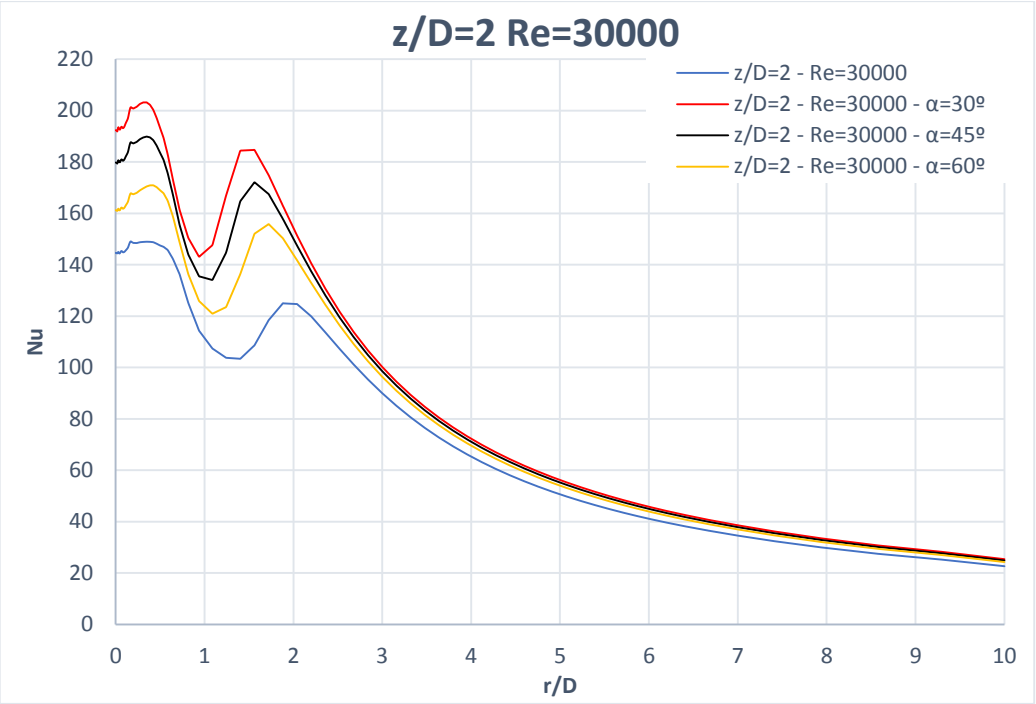

Figura 32. Efecte de la tipologia de xamfrà en el bufador pel cas z/D=2 i Re=30000

Es pot observar en aquest cas una tendència molt similar al del cas z/D=2 i Re=20000. Es veu com el bufador amb xamfrà té un efecte en el nombre de Nusselt a la zona més propera al punt d'estancament, entre els punts 0 i 2,5D.

En aquesta configuració s'observa també com el xamfrà no afecta a la tipologia de distribució. En els diferents casos analitzats es manté la distribució de doble valor màxim.

Sí que afecta a la posició dels màxims, apropant-los al punt d'estancament a mesura que es redueix l'angle de xamfrà.

El disseny amb xamfrà de 30º és el que presenta valors de nombre de Nusselt més grans.

A la figura 33 es poden observar els resultats de l'efecte del xamfrà pel cas z/D=6 i Re=20000:

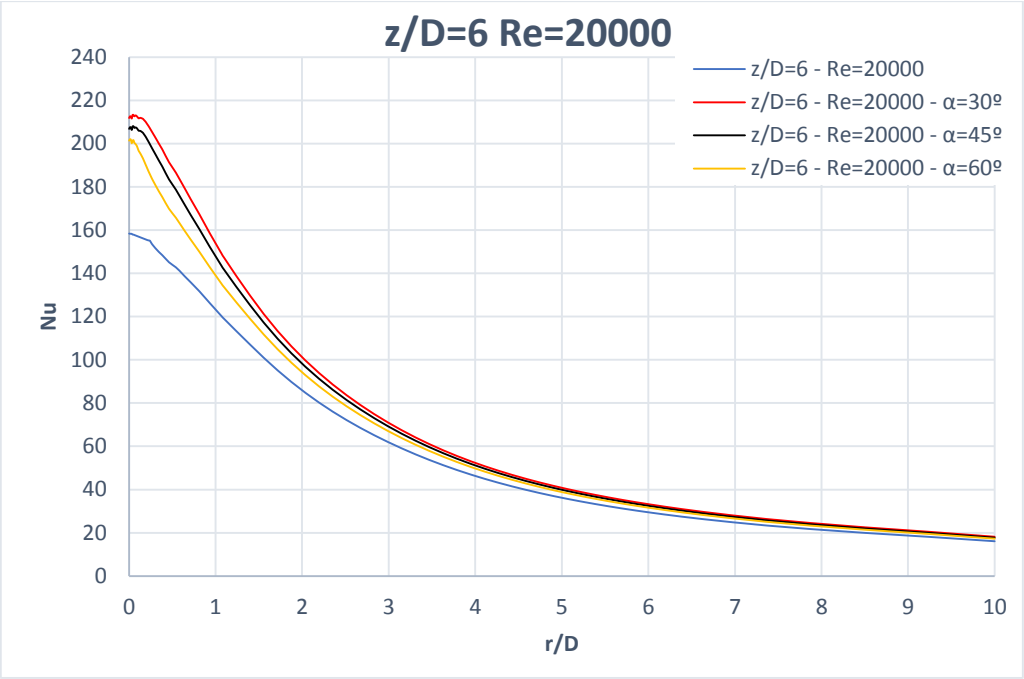

Figura 33. Efecte de la tipologia de xamfrà en el bufador pel cas z/D=2 i Re=20000

Es pot observar com la influència del xamfrà en la distribució local del nombre de Nusselt es presenta a la zona més propera del punt d'estancament. A partir del punt 2D, no es percep una influència significativa.

Es veu com la diferència màxima es troba en el punt d'estancament amb una diferència del 45 % entre el nombre de Nusselt d'un bufador amb xamfrà a 30º respecte un bufador sense xamfrà.

S'observa com en aquesta configuració el xamfrà no afecta a la tipologia de distribució del nombre de Nusselt. En els diferents casos, es mostra una tendència amb un sol valor màxim localitzada al punt d'estancament.

Els valors de nombre de Nusselt més grans són amb el bufador a 30º. No es percep una diferència molt gran entre els resultats de les diferents configuracions de bufador amb xamfrà.

A la figura 34 es poden observar els resultats de l'efecte del xamfrà pel cas z/D=6 i Re=30000:

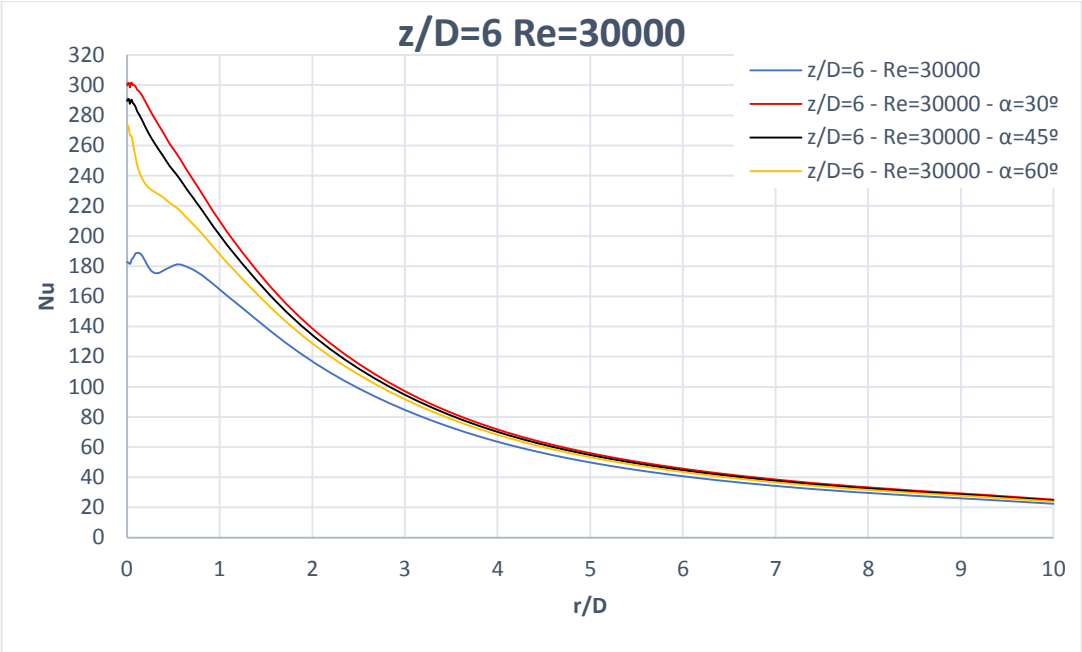

Figura 34. Efecte de la tipologia de xamfrà en el bufador pel cas z/D=2 i Re=30000

Es mostra com la influència del xamfrà en la distribució del nombre de Nusselt es produeix a la zona més propera al punt d'estancament.

Al punt d'estancament s'observen les diferències més grans entre les diferents configuracions. S'arriba a una diferència superior al 60%. En canvi, a partir d'una distància 2D, les diferències són inferiors al 15 % entre els dos casos més desfavorables.

S'observa també com l'efecte del xamfrà canvia el tipus de distribució. En els casos amb xamfrà es mostra un perfil amb un únic valor màxim. En canvi, en el cas del bufador sense xamfrà es mostra un perfil de doble valor màxim.

El cas que mostra valors més alts del nombre de Nusselt és el de xamfrà a 30º.

8.5.1 Anàlisi de la geometria del bufador

En els diferents casos analitzats s'ha pogut observar una influència alta entre les diferents configuracions amb un bufador amb xamfrà respecte aquells que no en tenien.

S'ha vist que la influència es troba a la part més propera al punt d'estancament. A partir d'una distància aproximada de 2,5D, les diferències es redueixen a un valor inferior al 15%.

S'ha observat que un bufador amb xamfrà no presenta un efecte en la tipologia de la distribució radial en tres dels quatre casos analitzats. Però en el cas de z/D=6 i Re=30000 s'ha vist que els bufadors amb xamfrà presenten una distribució del nombre de Nusselt d'un sol valor màxim. En canvi, en el mateix cas amb un bufador sense xamfrà el perfil és de dos valors màxims.

En els casos de z/D=2 que el perfil presenta doble valor màxim, s'ha observat que l'angle del xamfrà té un efecte en la posició dels valors màxims. A mesura que es redueix l'angle, els màxims s'apropen al punt d'estancament.

Els valors màxims en la distribució del nombre de Nusselt són en el cas de bufador amb xamfrà a 30º.

En els perfils de velocitat de l'annex F: Post-procés, es pot observar que el flux s'accelera després de la sortida del bufador en els casos de bufador amb xamfrà. Aquest fenomen és el que afavoreix assolir valors més alts del coeficient de convecció respecte el mateix cas amb un bufador sense xamfrà. Es pot explicar per la suma de les components de velocitat que experimenta el flux a la sortida del bufador. Tot i això, aquest fenomen s'hauria d'analitzar més acuradament.

9 RESUM DEL PRESSUPOST

L'import del present projecte és de dotze mil tres-cents noranta-set euros amb seixanta cèntims. 12.397,60 €.

10 CONCLUSIONS

A la primera part de l'estudi s'ha analitzat la capacitat de diferents models turbulents per predir la distribució del coeficient de convecció en la configuració de rajos incidents. S'ha comprovat que:

- Les diferències presentades pels models mostren que en la configuració de raig incident no tots són vàlids per a una simulació numèrica.
- El model kω SST amb la combinació del limitant Kato Launder, és el model que s'ajusta millor a les dades experimentals amb què s'han comparat.

Un cop escollit el model kω SST amb el limitant Kato Launder s'ha procedit a un estudi paramètric, per tal de veure els efectes en la distribució local del nombre de Nusselt. Els paràmetres que s'han tingut en compte són: el nombre de Reynolds a la sortida del bufador, la distància entre bufador i superfície d'incidència, el perfil de velocitat a la sortida del bufador, el confinament del raig i l'efecte d'un canvi en la geometria del bufador.

Referent a l'estudi de l'efecte del nombre de Reynolds s'ha pogut comprovar que:

- L'augment del nombre de Reynolds a la sortida del bufador provoca un augment dels valors del coeficient de convecció al llarg de la distribució radial.
- El nombre de Reynolds afecta a la tipologia de distribució del nombre de Nusselt. S'ha pogut observar que un augment d'aquest paràmetre propicia el perfil de doble valor màxim.
- També s'ha pogut observar com el valor del Reynolds afecta a la posició dels valors màxims en el perfil de doble valor màxim. S'ha vist com un augment d'aquest paràmetre, allunya la posició d'aquests valors respecte el punt d'estancament.

En els resultats de l'estudi de la distància entre bufador i superfície s'ha pogut comprovar que:

- Aquest paràmetre té un efecte important a la zona més propera al punt d'estancament. Més enllà del punt 3,5D, no es veuen diferències significatives en la distribució del nombre de Nusselt.
- Té una influència alta en la tipologia de perfil de distribució del nombre de Nusselt. Per a distàncies baixes (z/D=2, z/D=4) és comú el perfil de doble valor màxim. Per a

distàncies més altes (z/D=6, z/D=8, z/D=10) la distribució presenta un sol valor màxim en el punt d'estancament.

- En els diferents casos analitzats, els valors màxims del nombre de Nusselt s'han trobat a z/D=6 i z/D=8.

En el cas de l'estudi del confinament, s'han comparat els resultats de simulacions on el límit axial consistia en una obertura respecte el mateix cas tractant el límit axial com una paret. S'ha pogut comprovar que:

- Les diferències en els diferents casos analitzats són molt baixes, inferiors al 5%.
- No es presenten diferències amb la tipologia de distribució del nombre de Nusselt.

Referent al perfil de velocitat a la sortida del bufador, s'han comparat els resultats de casos on el perfil de velocitat es considerava totalment desenvolupat respecte els mateixos casos amb un perfil de velocitat uniforme. S'ha pogut comprovar que:

- Es produeixen diferències al voltant del 20% a la zona més propera al punt d'estancament.
- A partir d'una distància 2D, pràcticament no es mostren diferències entre els resultats per un perfil desenvolupat, respecte d'un uniforme.
- No presenta un efecte sobre la tipologia del perfil de distribució del nombre de Nusselt.
- Els valors més alts del nombre de Nusselt s'aconsegueixen amb un perfil de velocitat desenvolupat.

Finalment s'ha analitzat l'efecte de la incorporació d'un xamfrà en la geometria del bufador. S'ha pogut comprovar que:

- Els casos amb xamfrà afecten a la distribució del nombre de Nusselt a la zona més propera al punt d'estancament. Més enllà del punt 2D, les diferències es redueixen a valors inferiors al 15%.
- El cas que presenta valors màxims del nombre de Nusselt és el del bufador amb xamfrà a 30º.
- En distribucions del nombre de Nusselt amb el perfil de doble valor màxim, l'angle d'obertura del xamfrà té un efecte en la posició d'aquests valors. A mesura que es

redueix l'angle, es desplaça la posició dels màxims a una posició més propera al punt d'estancament.

Signatura:

David Serra Font

Girona, 1 de juny de 2015

11 RELACIÓ DE DOCUMENTS

El present projecte consta dels següents documents:

MEMÒRIA I ANNEXOS

1 INTRODUCCIÓ

2 PROPIETATS DEL FLUX EN RAJOS INCIDENTS

3 TRANSFERÈNCIA DE CALOR EN UN RAIG INCIDENT

4 METODOLOGIA

5 MODELITZACIÓ DE LA CONFIGURACIÓ DE RAJOS INCIDENTS

6 ETAPES DE LA SIMULACIÓ

7 VALIDACIÓ DE L'EFICÀCIA DELS DIFERENTS MODELS TURBULENTS

8 ESTUDI PARÀMETRIC DEL COEFICIENT DE CONVECCIÓ

9 RESUM DEL PRESSUPOST

10 CONCLUSIONS

11 RELACIÓ DE DOCUMENTS

12 BIBLIOGRAFIA

A. EQUACIONS DE GOVERN

B. SOLUCIONS ALTERNATIVES

C. DISSENY

D. MALLAT

E. RESUM DE LES SIMULACIONS

F. POST-PROCÉS

G. PRESSUPOST

12 BIBLIOGRAFIA

ANSYS. ANSYS Documentation. ANSYS v15.0 Academic. 2014

BAUGHN, J.W., SHIMIZU, S. Heat Transfer Measurements From a Surface With Uniform Heat Flux and an Impinging Jet. Journal of Heat Transfer. Vol. 111. No. 4. p. 1096-1098. 1989.

BAUGHN, J.W., HECHANOVA, A.E., YAN, X. An Experimental Study of Entrainment effects on the Heat Transfer From a Flat Surface to a Heated Circular Impinging Jet. Journal of Heat Transfer. Vol.113. No. 4. p. 1023-1025. 1991.

BEHNIA, M., PARNEIX, S., DURBIN, P.A. Prediction of heat transfer in an axisymmetric turbulent jet impinging on a flat plate. International journal of heat and mass transfer. Vol. 41. No. 12. p. 1845-1855. 1998

BEHNIA, M., PARNEIX, S., SHABANY, Y., DURBIN, P. A. Numerical study of turbulent heat transfer in confined and unconfined impinging jets. International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol. 20 No. 1. p. 1-9. 1999

BERGMAN, T., ADRIENNE., L. INCROPERA, F., DEWITT, D., Fundamentals of heat and mass transfer. 7a ed. John Wiley & Sons. Jefferson City. 2011

BOVO, M., ETEMAD, S., DAVIDSSON, L. On the numerical modeling of impinging jet heat transfer. International Symposium on Convective Heat and Mass Transfer in Sustainable Energy. 2009.

DEWAN, A., DUTTA, R., SRINIVASAN, B. Recend Trends in Computation of Turbulent Jet Impingement Heat Transfer. Heat Transfer Engineering. Vol. 33. No. 4-5. p. 447-460. 2012

DRAKSLER, M., KONČAR, B. Analysis of heat transfer and flow characteristics in turbulent impinging jet. Nuclear engineering and design. Vol. 241. No. 4. p. 1248-1254. 2011

JAMBUNATHAN, K., LAI, E., MOSS, M. A., BUTTON, B. L. A Review of Heat Transfer Data for Single Circular Jet Impingement. International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol. 13, No. 2. p. 106-115. 1992.

KATTI, V., PRABHU, S.V. Experimental study and theoretical analysis of local heat transfer distribution between smooth flat surface and impinging air jet from a circular straight pipe nozzle. International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 51. No. 17. p. 4480-4495. 2008

PULAT, E. ISMAN, M.K., ETEMOGLU, A.B., CAN, M. Effect of Turbulence Models and Near-Wall Modeling Approaches on Numerical Results in Impingement Heat Transfer. Numerical Heat Transfer, Part B. Vol. 60, No. 6. p. 486-519. 2011

RAISEE, M., NOURSADEGHI, A., HEJAZI, B., KHODAPARAST, S., BESHARATI, S. Simulation of Turbulent Heat Transfer In Jet Impingement of Air Flow Onto A Flat Wall. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. Vol. 1 No. 4. p. 314-324. 2007.

ZUCKERMAN, N., LIOR, N. Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling. Journal of Heat Transfer. Vol. 127. No. 5. p. 544–552. 2005.

ZUCKERMAN, N., LIOR, N. Radial Slot Jet Impingement Flow and Heat Transfer on a Cylindrical Target. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Vol. 21. No. 3. p. 548–561. 2007

A. EQUACIONS DE GOVERN

A.1 Equacions de Govern en els models RANS

En els models Reynolds mitjana, les variables de les equacions de Navier-Stokes són descompostes en component mitjana i fluctuant tal i com es mostra en l'exemple de la velocitat:

$$u_i = \overline{u_i} + u_i' \qquad \textit{(Eq. 5)}$$

On:

- u_i: és la component instantània del fluid.
- u_i': és la component fluctuant.
- $\overline{u_i}$: és la component mitjana.

Les equacions de conservació són les següents:

Equació de continuïtat:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j\right) = 0 \qquad \textit{(Eq. 6)}$$

Equació de moment:

$$\frac{\partial}{\partial\, t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial\, x_j}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial\, P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial\, u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\, u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial\, u_k}{\partial x_k}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u_i' u_j'}\right) \qquad \textit{(Eq. 7)}$$

Equació d'energia:

$$\rho c_p \frac{\partial\, T}{\partial\, t} + \rho c_p \frac{\partial\, u_j\, T}{\partial\, x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda \frac{\partial\, T}{\partial\, x_j}\right) + S_E \qquad \textit{(Eq. 8)}$$

La component $\left(-\overline{u_i' u_j'}\right)$ fa referència a l'esforç de Reynolds, que a la vegada està relacionat amb els gradients de la velocitat i la viscositat de turbulència μ_t mitjançant la hipòtesi Bussinessq:

$$-\rho\overline{u_i' u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial\, u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\, u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}\left(\rho k + \mu_t \frac{\partial\, u_k}{\partial x_k}\right) \qquad \textit{(Eq. 9)}$$

Nomenclatura:

- c_p: calor específic.(J/kg·K)
- P: pressió. (Pa)
- T: Temperatura. (K)
- u: velocitat. (m/s)
- ρ: densitat (kg/m^3)
- μ_t: viscositat turbulenta. (kg/m·s)
- λ: conductivitat tèrmica. (W/m·K).

La component $\mu_t$es pot calcular de diferents mètodes segons el model turbulent usat.

A.2 Model k-ε

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \qquad \textit{(Eq. 10)}$$

On:

- k: energia cinètica de turbulència (m^2/s^2)
- ε: rati de dissipació de turbulència. (m^2/s^3)

Aquestes variables s'obtenen de les següents equacions de transport 11 i 12:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k\rho u_j\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \rho \cdot \varepsilon \qquad \textit{(Eq. 11)}$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\varepsilon\rho u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon1}P_k-C_{\varepsilon2}\varepsilon\rho)$$ *(Eq. 12)*

P_k, representa la generació d'energia cinètica de turbulència pels gradients de velocitat mitjana i és calculat segons l'equació 13:

$$P_k=\mu_t S^2$$ *(Eq. 13)*

On:

$$S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$ *(Eq. 14)*

I:

$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$$ *(Eq. 15)*

El model, presenta les següents constants:

- $C_{\varepsilon1}=1{,}44$
- $C_{\varepsilon2}=1{,}92$
- $C_\mu=0{,}09$
- $\sigma_k=1{,}0$
- $\sigma_\varepsilon=1{,}3$

A.3 Model k-ε RNG

En el model RNG k-ε les equacions de transport són les equacions 16 i 17:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(k\rho u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{kRNG}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k-\rho\varepsilon$$ *(Eq. 16)*

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\varepsilon\rho u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon1RNG}P_k-C_{\varepsilon2RNG}\varepsilon\rho)$$ *(Eq. 17)*

P_k és calculat segons l'equació 13, $C_{\varepsilon 1RNG}$ és calculat segons l'equació 18:

$$C_{\varepsilon 1RNG} = 1{,}42 - f_\eta \qquad \textit{(Eq. 18)}$$

On:

$$f_\eta = \frac{\eta\left(1 - \frac{\eta}{4{,}38}\right)}{(1 + \eta^3 \beta_{RNG})} \qquad \textit{(Eq. 19)}$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho \varepsilon C_{\mu RNG}}} \qquad \textit{(Eq. 20)}$$

Les constants en aquest model són:

- $\beta_{RNG} = 0{,}012$
- $C_{\varepsilon 2RNG} = 1{,}68$
- $C_{\mu RNG} = 0{,}085$
- $\sigma_{kRNG} = 0{,}7179$
- $\sigma_{\varepsilon RNG} = 0{,}7179$

A.4 Model k-ω

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \qquad \textit{(Eq. 21)}$$

On:

- k: energia cinètica de turbulència (m^2/s^2)
- ω: freqüència de turbulència. (s^{-1})

Aquestes variables s'obtenen de les següents equacions de transport 22 i 23:

$$\frac{\partial(k\rho)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \beta' \rho k \omega \qquad \textit{(Eq. 22)}$$

$$\frac{\partial(\omega\rho)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+\alpha\frac{\omega}{k}P_k-\beta\rho\omega^2 \quad \textit{(Eq. 23)}$$

P_k és calculat segons l'equació 13. Les constants en aquest model són:

- $\beta' = 0{,}09$
- $\alpha = 5/9$
- $\beta = 0{,}075$
- $\sigma_k = 2$
- $\sigma_\omega = 2$

A.5 Model k-ω SST

Consisteix en un model que presenta el comportament del model kω a prop de la paret i el model kε lluny de la paret. El model presenta les següents equacions de transport:

$$\frac{\partial(k\rho)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{k3}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k-\beta'\rho k\omega \quad \textit{(Eq. 24)}$$

$$\frac{\partial(\omega\rho)}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\omega u_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{\omega3}}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+(1-F_1)2\rho\frac{1}{\sigma_{\omega2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}+\alpha_3\frac{\omega}{k}P_k-\beta_3\rho\omega^2 \quad \textit{(Eq. 25)}$$

La funció de mescla F_1 presenta la següent fórmula:

$$F_1=\tanh({\arg_1}^4) \quad \textit{(Eq. 26)}$$

On:

$$\arg_1{}^4=\min\left(\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta'\omega y},\frac{500\nu}{y^2\omega}\right),\frac{4\rho k}{CD_{k\omega}\sigma_{\omega2}y^2}\right) \quad \textit{(Eq. 27)}$$

On y (m) és la distància a la paret més propera, ν és la viscositat cinemàtica (m^2/s) i $CD_{k\omega}$ s'expressa segons:

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\frac{1}{\sigma_{\omega 2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1{,}0 \cdot 10^{-10}\right)$$ *(Eq. 28)*

En aquest model, μ_t compleix:

$$\mu_t = \rho\frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1\omega, S_T F_2)}$$ *(Eq. 29)*

S_T fa referència a la mesura de velocitat de deformació, i F_2 és una funció de mescla expressada segons:

$$F_1 = \tanh({\arg_2}^4)$$ *(Eq. 30)*

On:

$${\arg_2}^4 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta'\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right)$$ *(Eq. 31)*

A les equacions 24 i 25 P_k és calculat segons l'equació 13.

Les constants que apareixen a les equacions 24 i 25 són calculades com una combinació lineal de diferents constants segons indica l'equació 32:

$$\Phi_3 = F_1\Phi_1 + (1 - F_1)\Phi_2$$ *(Eq. 32)*

El llistat de constants en aquest model són:

- $\beta' = 0{,}09$
- $\alpha_1 = 5/9$
- $\beta_1 = 0{,}075$
- $\sigma_{k1} = 2$
- $\sigma_{\omega 1} = 2$
- $\alpha_2 = 0{,}44$

- $\beta_2 = 0{,}0828$
- $\sigma_{k2} = 1$
- $\sigma_{\omega 2} = 1/0{,}856$

A.6 Limitant Kato Launder

Amb el limitant Kato Launder, P_k, que representa la generació d'energia cinètica de turbulència pels gradients de velocitat mitjana és calculat segon l'equació:

$$P_k = \mu_t \Omega S \qquad \textit{(Eq. 33)}$$

On:

$$\Omega = \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \qquad \textit{(Eq. 34)}$$

I:

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \qquad \textit{(Eq. 35)}$$

A.7 Variable y+

La variable y+ és calculada segons l'equació 36:

$$y+ = \frac{yU_T}{\nu} \qquad \textit{(Eq. 36)}$$

- y: distància de la paret al primer node. (m)
- U_T: velocitat friccional. (m/s)
- ν: viscositat cinemàtica del fluid. (m^2/s)

On:

$$U_T = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \qquad \textit{(Eq. 37)}$$

- τ_ω: tensió tallant. ($kg/m \cdot s^2$)
- ρ: densitat del fluid. (kg/m^3)

B. SOLUCIONS ALTERNATIVES

Per a decidir el procés a seguir a l'hora de simular el cas de bufadors d'aire s'ha procedit a un estudi d'alternatives. L'estudi d'alternatives es duu a terme amb els següents passos:

- Definició de les alternatives proposades.
- Definició dels criteris de selecció, tot indicant el seu pes.
- Realització de l'estudi.
- Elecció de la millor proposta.

Es proposen 2 possibles solucions:

Simulació en una sola fase del procés complert. Des que l'aire entra al principi del tub fins que surt del bufador i impacta a la superfície d'incidència.

Simulació del procés en dues fases. A la primera fase es simula el flux d'aire a l'interior del tub i a la segona fase es simula el comportament del flux a partir de la sortida del bufador. Els resultats obtinguts a la sortida del bufador de la primera fase s'assignaran com a condició de contorn a la segona fase.

Els criteris de selecció que s'han utilitzat estan especificats a la taula 4. Cada criteri consta d'un pes específic que ens indica la importància d'aquest.

Criteri	Descripció	Pes
Convergència	Capacitat d'aquell procés per a facilitar la convergència	2
Mallat	No sobrepassar la limitació de 512.000 nodes que té com a requisit el programari	3
Versatilitat	Simplificació de les operacions de disseny, mallat i pre-procés de les diferents simulacions	1
Tractament a prop de la paret	Capacitat d'aquell procés de poder complir amb els requeriments y+ que requereix la configuració d'estudi	3

Taula 4. Criteris solucions

Aquests criteris s'han avaluat amb valors de 1-3 depenen de si es compleixen poc o molt a la taula 5. La solució amb una puntuació superior és l'escollida.

Criteri	Pes	Opció 1	Opció 2
Convergència	2	2	3

Mallat	3	2	3
Versatilitat	1	2	3
Tractament a prop de la paret	3	2	3
TOTAL		18	27

Taula 5. Anàlisi solucions alternatives

Per tant segons aquest estudi la millor opció a desenvolupar és la número 2.

C. DISSENY

C.1 Fase tub

S'ha procedit als següents dissenys de tub:

Cas	Diàmetre entrada (mm)	Diàmetre sortida (mm)	Angle de xamfrà (º)	Amplada del xamfrà (mm)	Longitud (mm)
Tub estàndard	25	25	-	-	1800
Tub amb xamfrà 30º	30	25	30	2,5	1800
Tub amb xamfrà 45º	30	25	45	2,5	1800
Tub amb xamfrà 60º	30	25	60	2,5	1800

Taula 6. Característiques disseny fase tub

C.2 Fase a la sortida del bufador

La geometria a la sortida del bufador presenta les següents característiques:

Cas	Diàmetre bufador (mm)	Diàmetre superfície incident (mm)	Distància entre bufador i superfície incident (mm)
z/D=2	25	500	50
z/D=4	25	500	100
z/D=6	25	500	150
z/D=8	25	500	200
z/D=10	25	500	250

Taula 7. Característiques disseny fase a la sortida del bufador

D. MALLAT

D.1 Fase tub

Per al mallat del tub, s'introdueixen les següents funcions pels diferents casos de tub estàndard, i amb els diferents xamfrans:

Cas	Funció	Element destí	Tipologia
Tub estàndard	Sweep	Volum	Divisions
	Face Sizing	Superfície de sortida del bufador	Mida de l'element
Tub amb xamfrà	Multizone	Volum	Hexaèdric
	Edge Sizing	Aresta	Divisions
	Face Sizing	Superfície de sortida del bufador	Mida de l'element

Taula 8. Funcions de mallat fase tub

Els diferents mallats que s'obtenen en aquesta fase són els següents:

Cas	Sweep/Edge Sizing	Face sizing	Nombre de nodes	Nombre d'elements
Tub estàndard	500 divisions. Bias 20.	0,0004 m	440379	411500
Tub amb xamfrà 30º	500 divisions. Bias 20.	0,0004 m	381976	355239
Tub amb xamfrà 45º	500 divisions. Bias 20.	0,0004 m	354328	329526
Tub amb xamfrà 60º	500 divisions. Bias 20.	0,0005 m	267225	244348

Taula 9.Detalls mallat fase tub

D.2 Fase a la sortida del bufador

Pel que fa al mallat a partir de la geometria a partir de la sortida del bufador, s'utilitzen les següents funcions:

Funció	Element destí	Tipologia
Multizone	Volum	Hexaèdric
Edge Sizing	Aresta	Divisions
Face Sizing 1	Superfície sortida bufador i centre zona d'impacte	Mida de l'element
Face sizing 2	Superfície exterior zona d'impacte, i superfície límit axial	Esfera d'influència

Taula 10. Funcions mallat a la sortida del bufador

Els diferents mallats que s'obtenen en aquesta fase són els següents:

Cas	z/D	Edge sizing	Face sizing 1	Face sizing 2	Nombre de nodes	Nombre d'elements
Validació	z/D=2	100 divisions. Bias 200.	0,001 m	R. esfera: 0,15m Mida element: 0,004m	151737	140580
Validació	z/D=6	100 divisions. Bias 275.	0,001 m	R. esfera: 0,15m Mida element: 0,004m	149175	138156
Estudi paramètric	z/D=2	200 divisions. Bias 300.	0,001 m	R. esfera: 0,15m Mida element: 0,004m	294468	273245
Estudi paramètric	z/D=4	200 divisions. Bias 600.	0,001 m	R. esfera: 0,15m Mida element: 0,004m	301430	280126
Estudi paramètric	z/D=6	200 divisions. Bias 600.	0,001 m	R. esfera: 0,15m Mida element: 0,004m	285552	264665
Estudi paramètric	z/D=8	200 divisions. Bias 600.	0,001 m	R. esfera: 0,15m Mida element: 0,004m	277078	256494
Estudi paramètric	z/D=10	200 divisions. Bias 600.	0,001 m	R. esfera: 0,15m Mida element: 0,004m	269589	249392

Taula 11. Detalls mallat a la sortida del bufador

E. RESUM DE LES SIMULACIONS

El detall dels temps de totes les simulacions realitzades es poden trobar en el present annex. En les diferents simulacions s'ha complert el criteri de convergència establert a les condicions de contorn.

E.1 Fase tub

S'han dut a terme les següents simulacions a la fase de tub:

Cas	Re	Temps
Tub estàndard	10000	0h 56min
Tub estàndard	20000	0h 57min
Tub estàndard	23000	0h 58min
Tub estàndard	30000	0h 58min
Tub estàndard	40000	1h 03min
Tub amb xamfrà 30º	20000	0h 36min
Tub amb xamfrà 30º	30000	0h 41min
Tub amb xamfrà 45º	20000	0h 34min
Tub amb xamfrà 45º	30000	0h 39min
Tub amb xamfrà 60º	20000	0h 27min
Tub amb xamfrà 60º	30000	0h 30min
	TOTAL	**8h 19min**

Taula 12. Temps simulació fase tub

E.1 Fase a la sortida del bufador

S'han dut a terme les següents simulacions a la fase a la sortida del bufador. A la taula 13, es poden veure els temps en la etapa de validació.

Model	z/D	Temps
kε	2	1h 40min
kε - Kato Launder	2	1h 40min
kεRNG	2	1h 30min
kεRNG - Kato Launder	2	1h 29min
kω	2	0h 55min
kω – Kato Launder	2	0h 46min
kωSST	2	1h 48min
kωSST – Kato Launder	2	1h 43min
kε	6	1h 53min
kε-Kato Launder	6	2h 43min

kεRNG	6	2h 03min
kεRNG - Kato Launder	6	2h 11min
kω	6	1h 59min
kω – Kato Launder	6	1h 56min
kωSST	6	2h 15min
kωSST – Kato Launder	6	2h 01min
	TOTAL	**28h 32min**

Taula 13. Temps simulació a la sortida del bufador - validació

A la taula 14, es poden veure els temps en l'etapa d'estudi paramètric:

z/D	Re	Confinament	Angle de xamfrà (º)	Perfil de velocitats del bufador desenvolupat	Temps
2	10000	No	-	Sí	3h 11min
2	20000	No	-	Sí	3h 16min
2	30000	No	-	Sí	3h 12min
2	40000	No	-	Sí	2h 44min
4	10000	No	-	Sí	3h 17min
4	20000	No	-	Sí	2h 56min
4	30000	No	-	Sí	2h 49min
4	40000	No	-	Sí	2h 49min
6	10000	No	-	Sí	2h 53min
6	20000	No	-	Sí	3h 20min
6	30000	No	-	Sí	3h 24min
6	40000	No	-	Sí	3h 24min
8	10000	No	-	Sí	3h 17min
8	20000	No	-	Sí	3h 23min
8	30000	No	-	Sí	3h 21min
8	40000	No	-	Sí	3h 35min
10	10000	No	-	Sí	3h 29min
10	20000	No	-	Sí	4h 26min
10	30000	No	-	Sí	3h 54min
10	40000	No	-	Sí	3h 58min
2	20000	Sí	-	Sí	3h 25min
2	30000	Sí	-	Sí	3h 34min
6	20000	Sí	-	Sí	3h 33min
6	30000	Sí	-	Sí	3h 35min
2	20000	No	-	No	2h 30min
2	30000	No	-	No	2h 28min
6	20000	No	-	No	3h 09min
6	30000	No	-	No	3h 08min
2	20000	No	30	Sí	3h 23min
2	30000	No	30	Sí	3h 24min

2	20000	No	45	Sí	3h 19min
2	30000	No	45	Sí	2h 47min
2	20000	No	60	Sí	2h 45min
2	30000	No	60	Sí	2h 45min
6	20000	No	30	Sí	3h 42min
6	30000	No	30	Sí	3h 19min
6	20000	No	45	Sí	3h 37min
6	30000	No	45	Sí	4h 03min
6	20000	No	60	Sí	3h 02min
6	30000	No	60	Sí	2h 47min
				TOTAL	**130h 53 min**

Taula 14. Temps simulació a la sortida del bufador - estudi paramètric

El temps total del conjunt de les simulacions és de: 167 h 44 min.

F. POST-PROCÉS

F.1 Perfils d'energia cinètica de turbulència i velocitat

S'adjunta una tria de perfils de turbulència i velocitat a la sortida del bufador dels diferents casos analitzats.

Les figures 35 i 36 fan referència al cas z/D=2 i Re=20000:

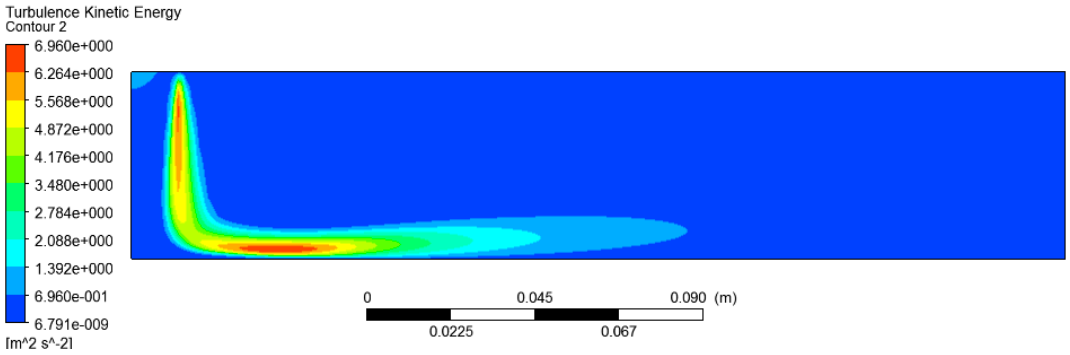

Figura 35. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=2 i Re=20000

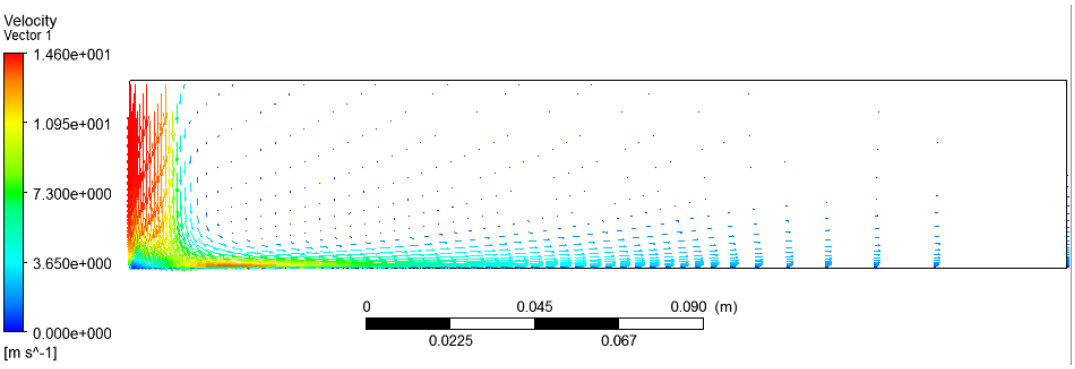

Figura 36. Distribució de velocitat. Cas z/D=2 i Re=20000

Les figures 37 i 38 fan referència al cas z/D=2 i Re=30000:

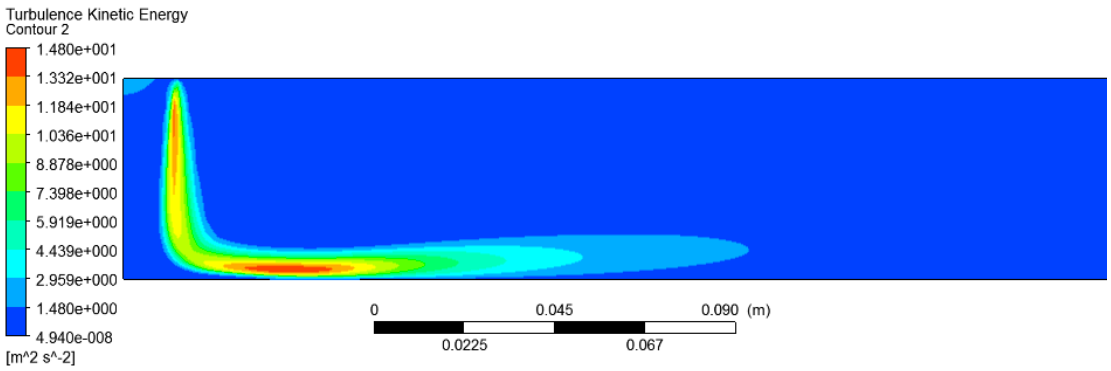

Figura 37. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=2 i Re=30000

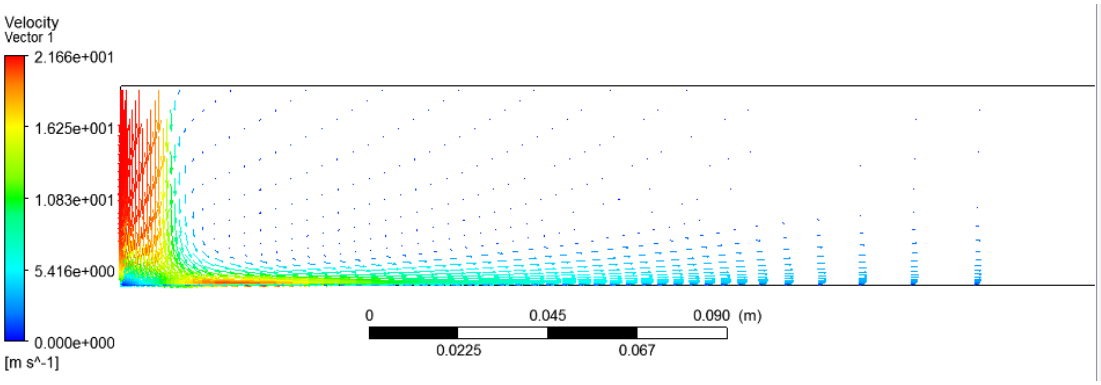

Figura 38. Distribució de velocitat. Cas z/D=2 i Re=30000

Les figures 39 i 40 fan referència al cas z/D=4 i Re=20000:

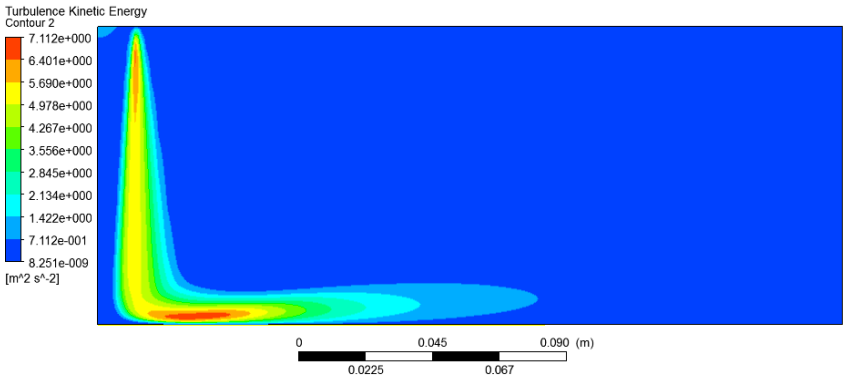

Figura 39. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=4 i Re=20000

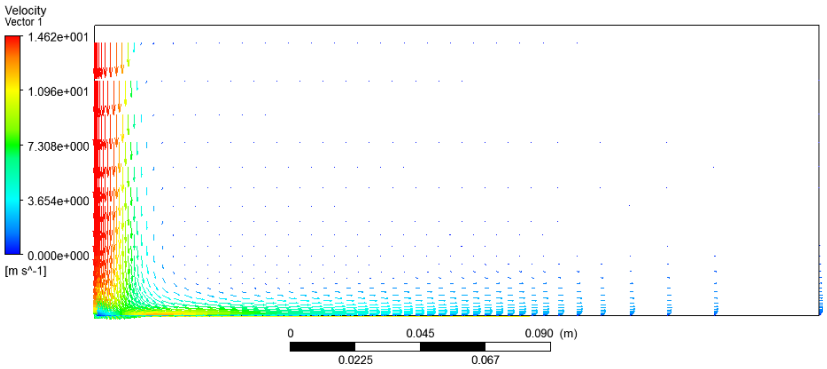

Figura 40. Distribució de velocitat. Cas z/D=4 i Re=20000

Les figures 41 i 42 fan referència al cas z/D=4 i Re=30000

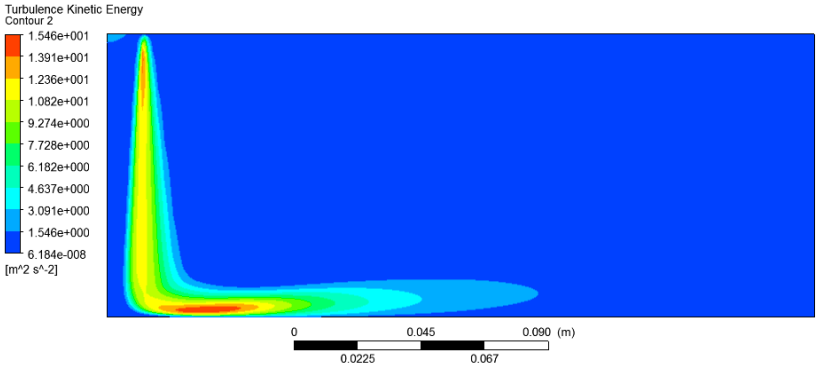

Figura 41. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=4 i Re=30000

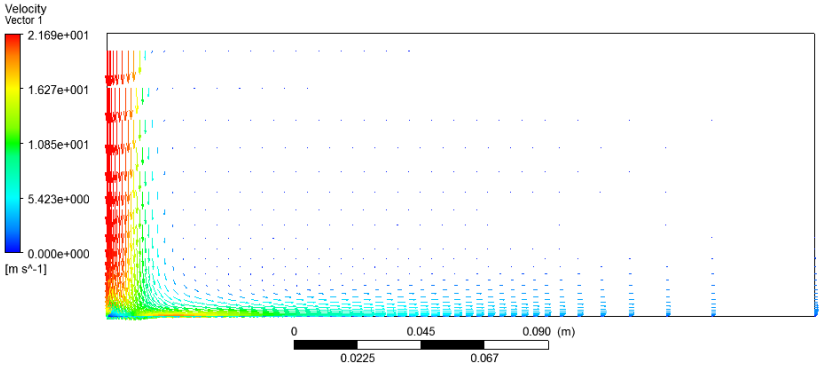

Figura 42. Distribució de velocitat. Cas z/D=4 i Re=30000

Les figures 43 i 44 fan referència al cas z/D=6 i Re=20000:

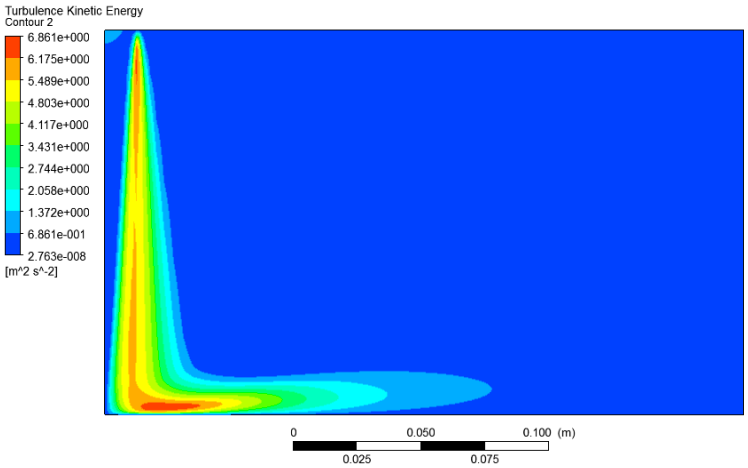

Figura 43. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=6 i Re=20000

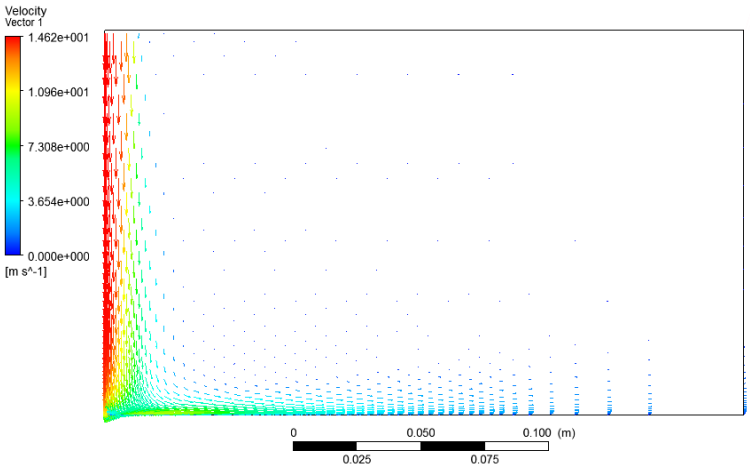

Figura 44. Distribució de velocitat. Cas z/D=6 i Re=20000

Les figures 45 i 46 fan referència al cas z/D=6 i Re=30000:

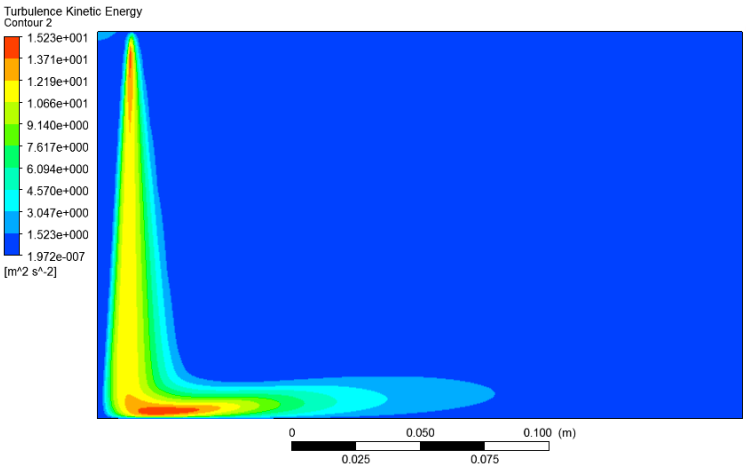

Figura 45. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=6 i Re=30000

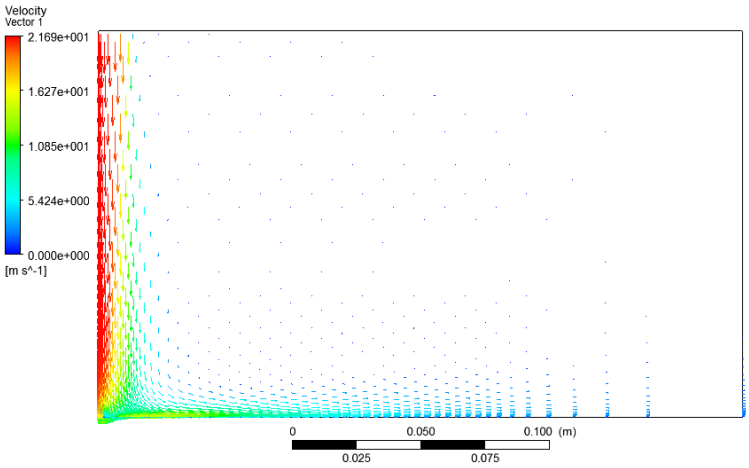

Figura 46. Distribució de velocitat. Cas z/D=6 i Re=30000

Les figures 47 i 48 fan referència al cas z/D=8 i Re=20000:

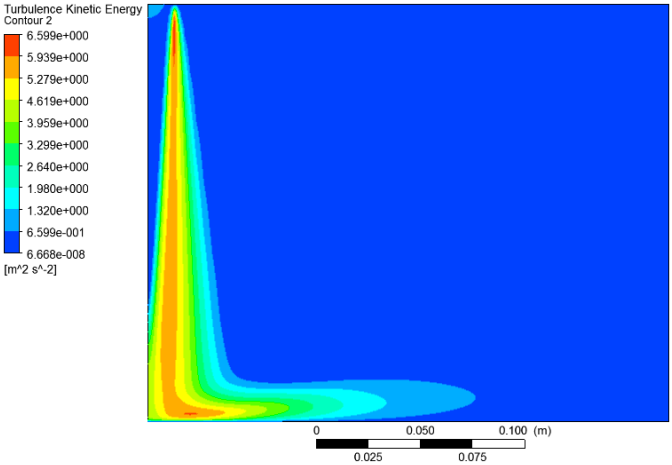

Figura 47. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=8 i Re=20000

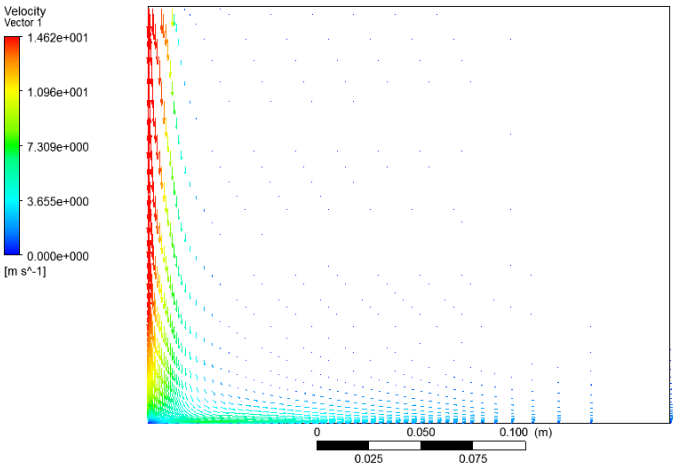

Figura 48. Distribució de velocitat. Cas z/D=8 i Re=20000

Les figures 49 i 50 fan referència al cas z/D=8 i Re=30000:

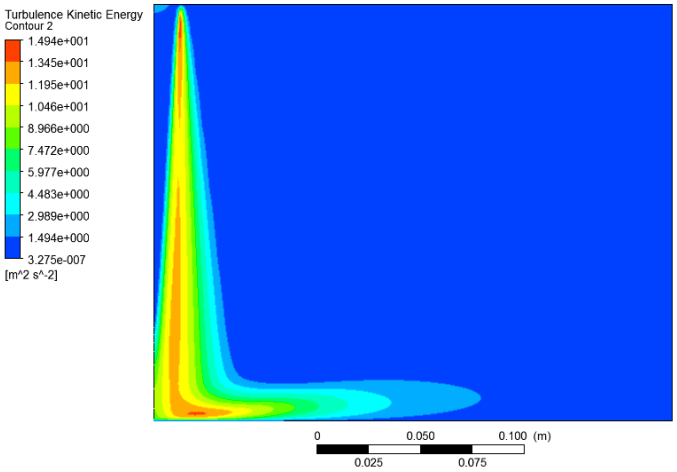

Figura 49. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=2 i Re=30000

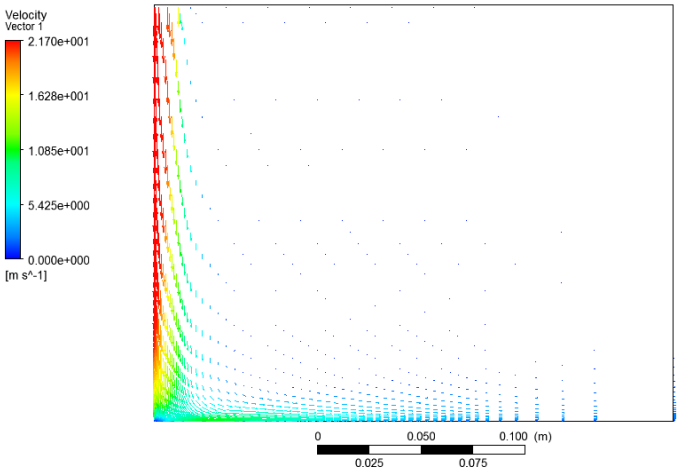

Figura 50. Distribució de velocitat. Cas z/D=8 i Re=30000

Les figures 51 i 52 fan referència al cas z/D=10 i Re=20000:

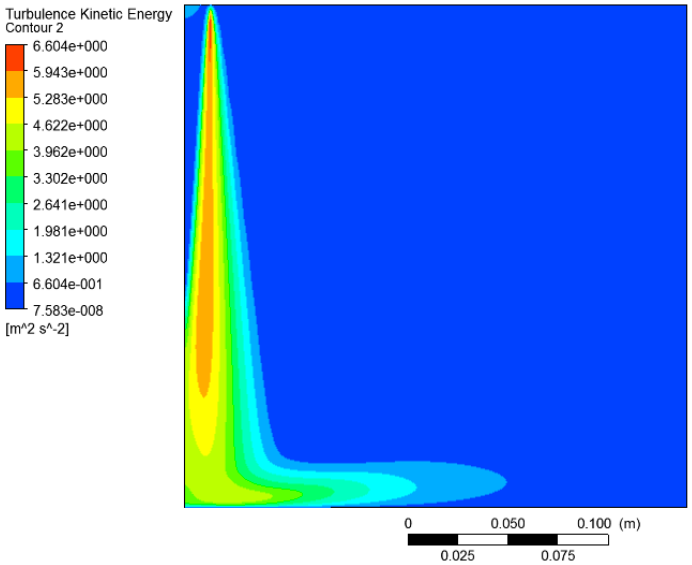

Figura 51. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=10 i Re=20000

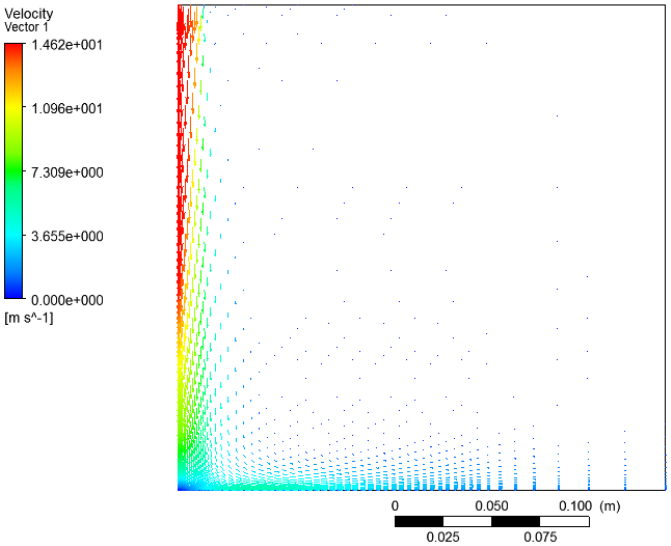

Figura 52. Distribució de velocitat. Cas z/D=10 i Re=20000

Les figures 53 i 54 fan referència al cas z/D=10 i Re=30000:

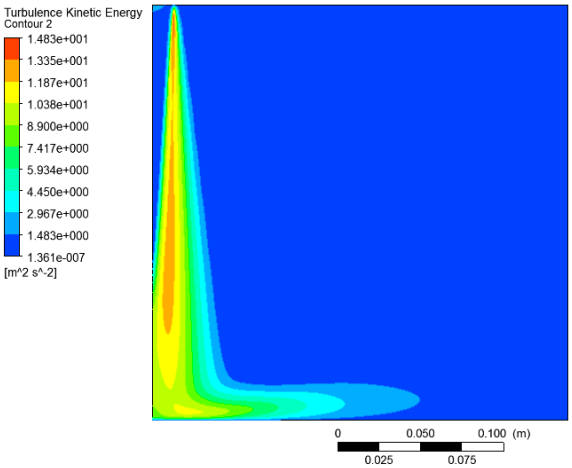

Figura 53. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=10 i Re=30000

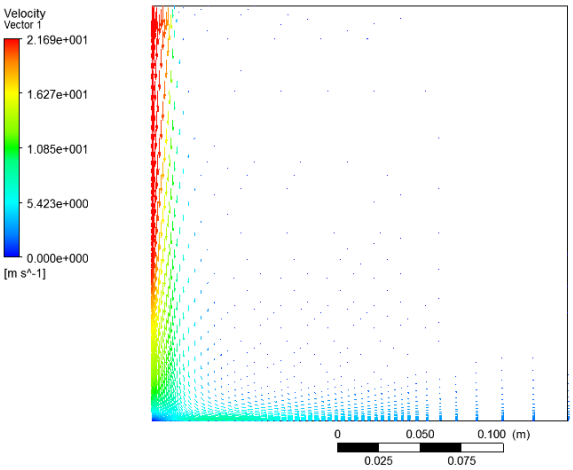

Figura 54. Distribució de velocitat. Cas z/D=10 i Re=30000

Les figures 55 i 56 fan referència al cas z/D=2 i Re=20000 i xamfrà a 30º:

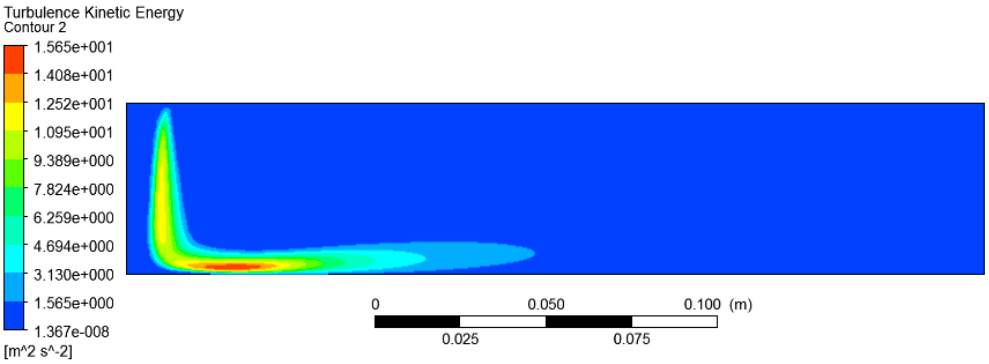

Figura 55. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=2, Re=20000 i bufador amb xamfrà 30º

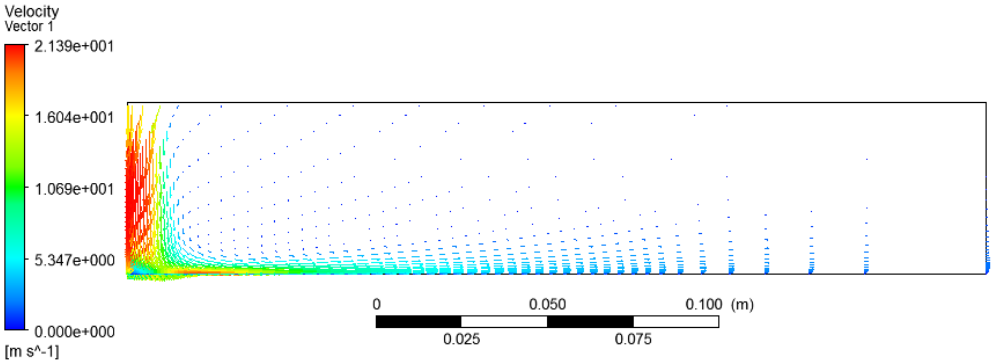

Figura 56. Distribució de velocitat. Cas z/D=2, Re=20000 i bufador amb xamfrà 30º

Les figures 57 i 58 fan referència al cas z/D=6 i Re=20000 i xamfrà a 30º:

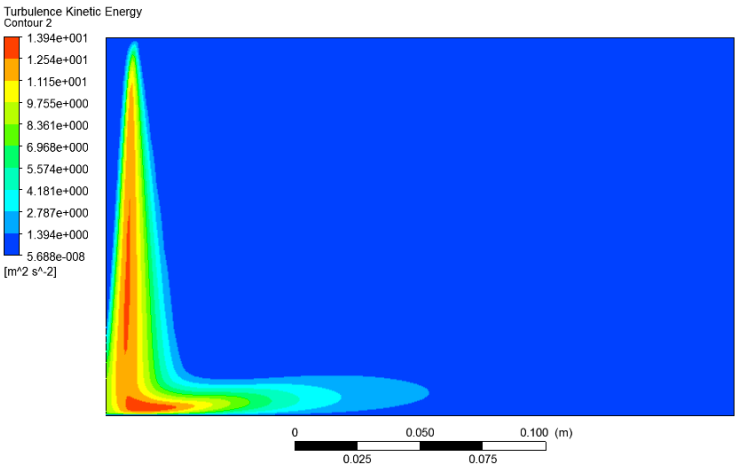

Figura 57. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=6, Re=20000 i bufador amb xamfrà 30º

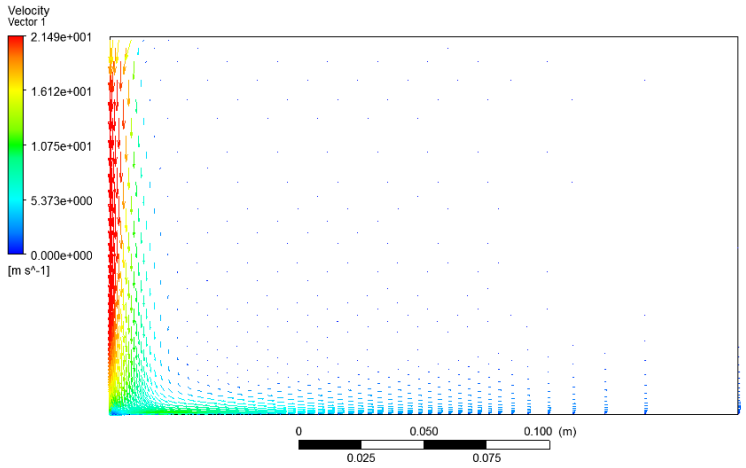

Figura 58. Distribució de velocitat. Cas z/D=6, Re=20000 i bufador amb xamfrà 30º

Les figures 59 i 60 fan referència al cas z/D=2 i Re=20000 i perfil de velocitat uniforme:

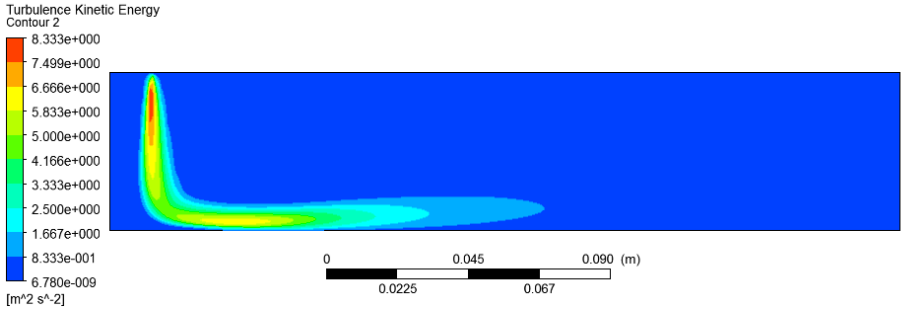

Figura 59. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=2, Re=20000 i perfil de velocitat uniforme

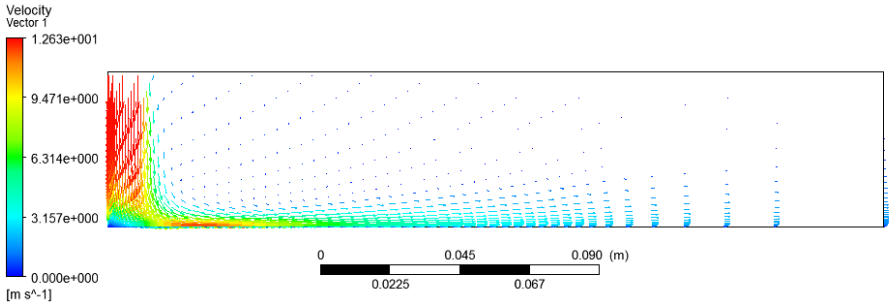

Figura 60. Distribució de velocitat. Cas z/D=2, Re=20000 i perfil de velocitat uniforme

Les figures 61 i 62 fan referència al cas z/D=6 i Re=20000 i perfil de velocitat uniforme:

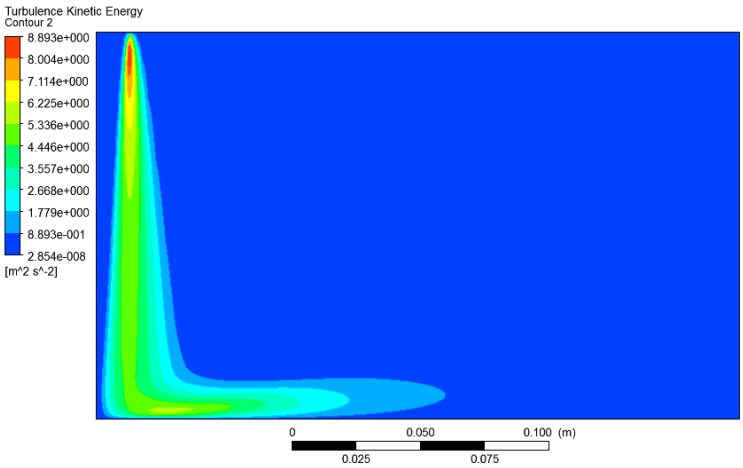

Figura 61. Energia cinètica de turbulència. Cas z/D=6, Re=20000 i perfil de velocitat uniforme

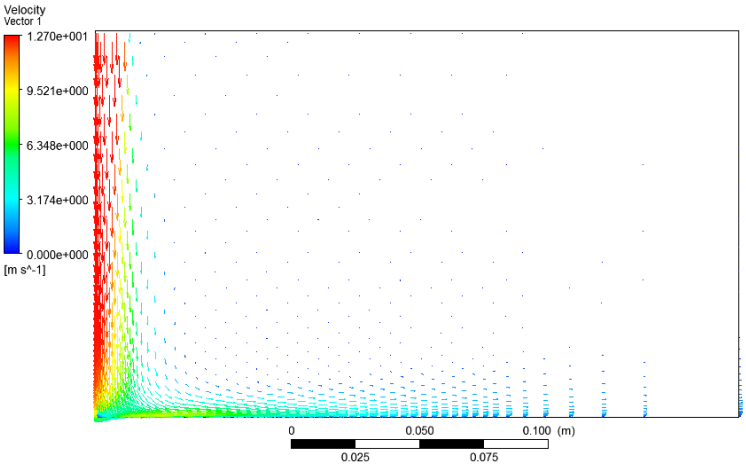

Figura 62. Distribució de velocitat. Cas z/D=6, Re=20000 i perfil de velocitat uniforme

F.2 Distribucions de y+

S'adjunten les diferents distribucions de y+ dels diferents casos analitzats:

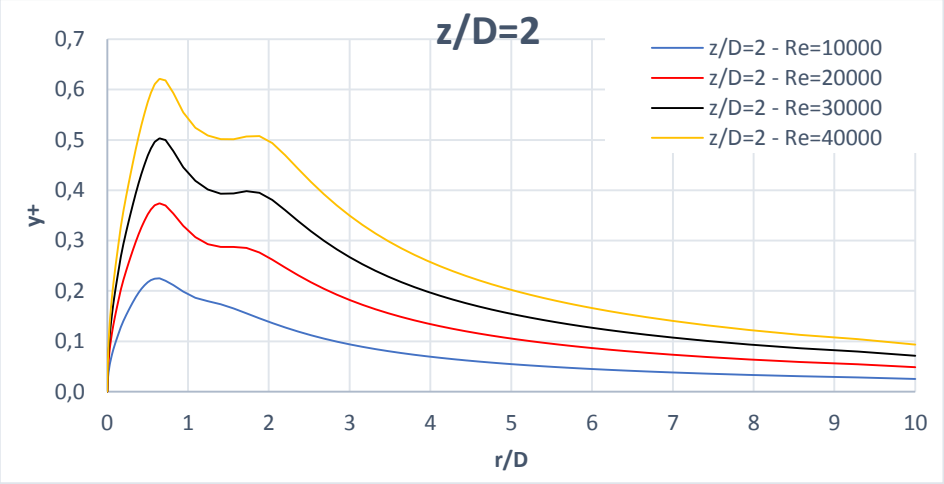

Figura 63. Distribució y+. Casos z/D=2

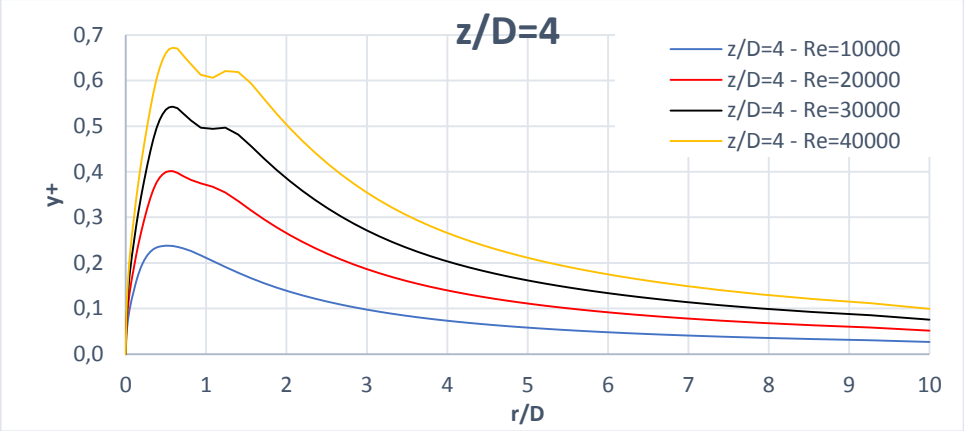

Figura 64. Distribució y+. Casos z/D=4

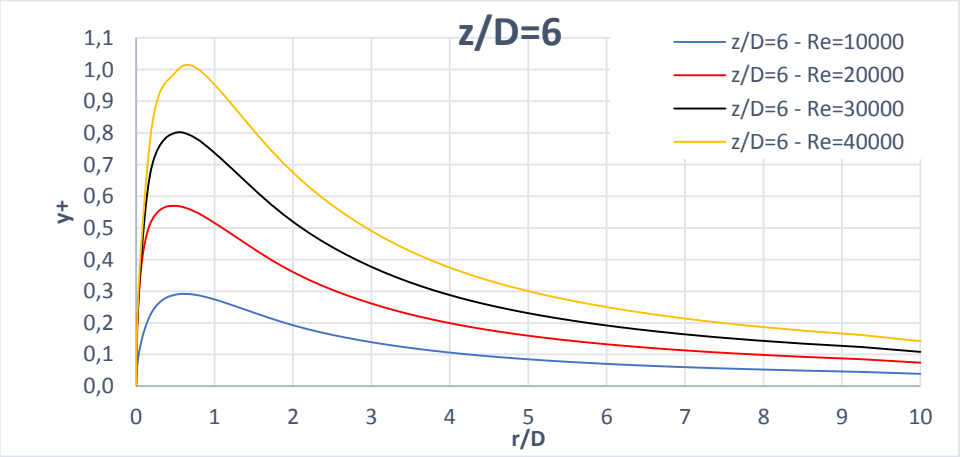

Figura 65. Distribució y+. Casos z/D=6

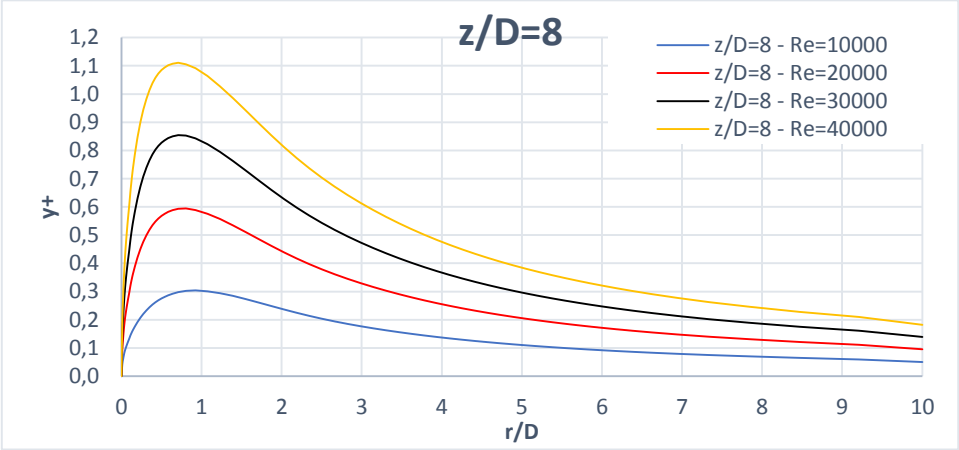

Figura 66. Distribució y+. Casos z/D=8

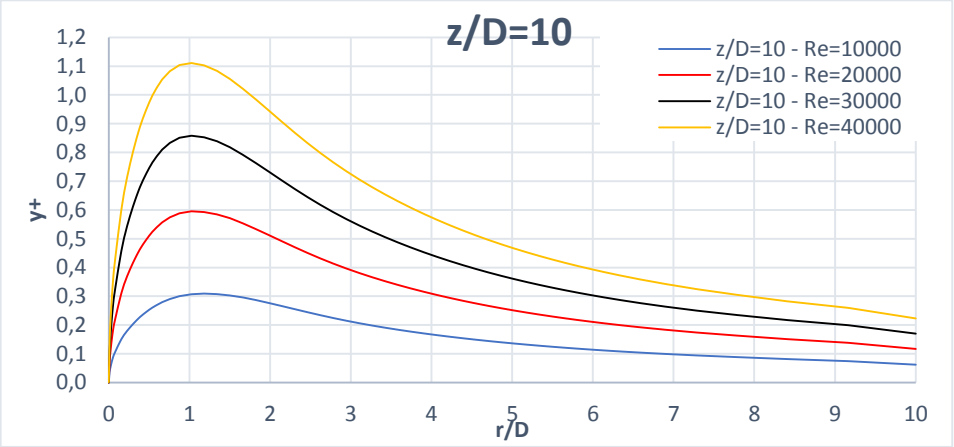

Figura 67. Distribució y+. Casos z/D=10

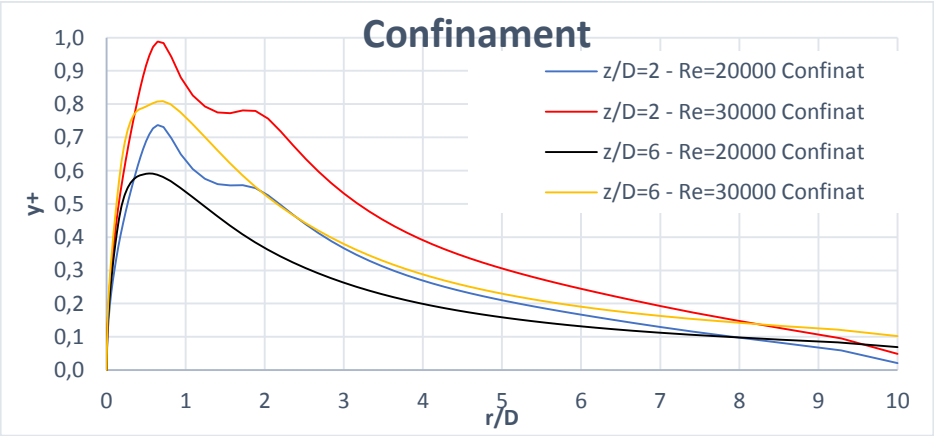

Figura 68. Distribució y+. Casos amb confinament

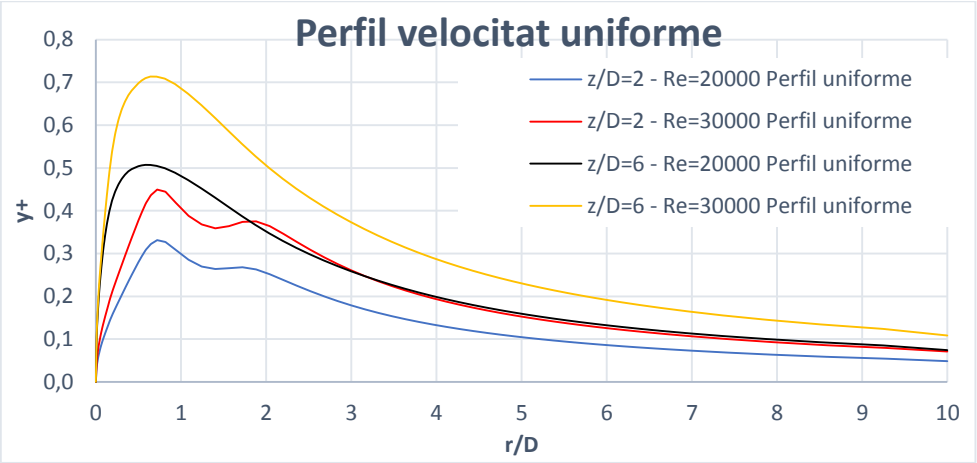

Figura 69. Distribució y+. Casos amb perfil de velocitat uniforme

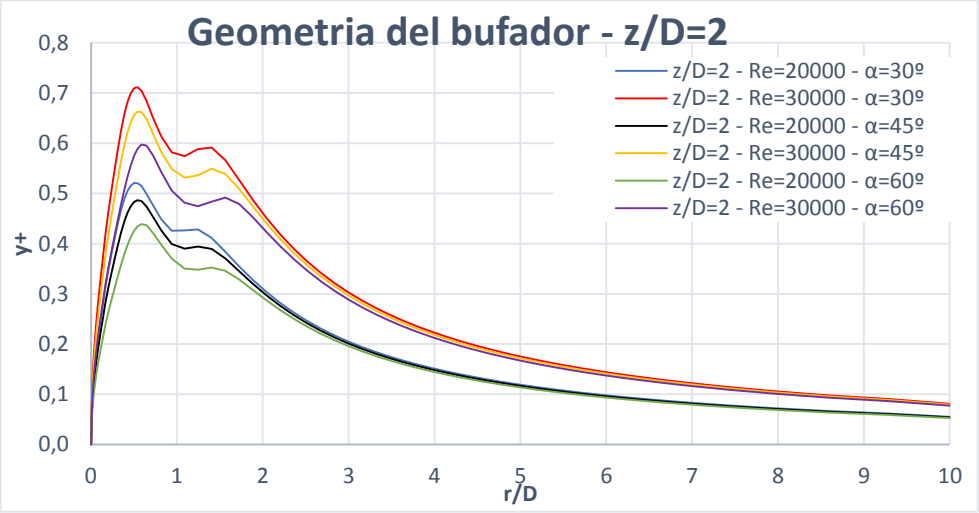

Figura 70. Distribució y+. Casos amb bufador amb xamfrà – z/D=2

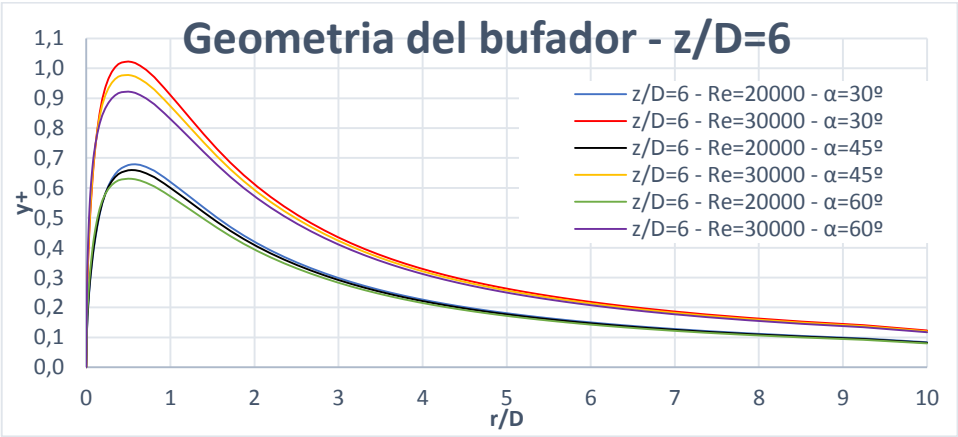

Figura 71. Distribució y+. Casos amb bufador amb xamfrà – z/D=6

G. PRESSUPOST

A la següent taula es presenta el pressupost del següent projecte:

AMORTITZACIONS						
Article	Cost Adquisició (€/unitat)	Unitats	Vida útil (h)	Quota horària (€/h)	Temps ús (h)	Amortització (€)
Llicència ANSYS educacional	400,00	1	8760	0,0457	167,73	7,66 €
PC	1.000,00	10	43800	0,2283	167,73	38,29 €
OPERACIONS						
Activitat				Cost unitari (€/h)	Quantitat (h)	Cost total (€)
Recerca bibliogràfica				20	120	2.400,00 €
Modelització				20	150	3.000,00 €
Anàlisi de resultats				20	80	1.600,00 €
Redacció				20	160	3.200,00 €
					SUBTOTAL	10.245,95 €
					21% IVA	2.151,65 €
					TOTAL	12.397,60 €

Taula 15. Pressupost del projecte