



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale **MECCANICA**

**SIMULAZIONE NUMERICA DELLA TRANSIZIONE LAMINARE-TURBOLENZA
INDOTTA DALLA SEPARAZIONE DELLO STRATO LIMITE**

**NUMERICAL SIMULATION OF THE LAMINAR-TURBULENT TRANSITION
INDUCED BY THE SEPARATION OF THE BOUNDARY LAYER**

Relatore:

Prof. **Andrea Crivellini**

Tesi di Laurea di:

Elisa Maurizi

A.A. 2020 / 2021

Capitolo 1 Introduzione	2
Capitolo 2 Fluidodinamica Computazionale	3
2.1 Nascita della CFD	3
2.2 Ansys Fluent CFD	4
Capitolo 3 Introduzione alla fluidodinamica	5
3.1 Che cos'è un fluido	5
3.2 Regimi di moto	5
Capitolo 4 Geometria	9
Capitolo 5 Mesh	10
Capitolo 6 Setup	17
6.1 Modelli di turbolenza	17
6.1.1 Metodo RANS	17
6.1.2 Modelli k- ω	18
6.2 Setup	20
Capitolo 7 Solution	23
Capitolo 8 Results	25
Capitolo 9 Conclusioni	31
Bibliografia	39

Capitolo 1

Introduzione

Il contenuto di questo lavoro di tesi si inserisce nell'ambito della fluidodinamica computazionale. Contiene lo studio svolto durante il periodo di tirocinio con il professore Andrea Crivellini, presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche dell'Università Politecnica delle Marche.

Si propone di studiare il flusso di un fluido che lambisce una lamina piana con attacco circolare per un fissato numero di Reynolds ($Re = 6900$) e intensità di turbolenza ($Tu = 2,3\%$).

Da risultati precedentemente ottenuti si è osservato che il fluido che va a lambire la lamina genera una separazione tra la lamina e il fluido stesso creando una zona di ricircolo detta "bolla di ricircolo". Dopodiché il fluido torna a lambire la lamina nella direzione del moto nel così detto punto di riattacco.

Per valutare la distanza del punto di riattacco dall'inizio della separazione sono stati compiuti calcoli con il metodo DNS (*Direct Numerical Simulation*): sistema che permette di fare calcoli onerosi in modo preciso perché oscillazioni e turbolenza non vengono modellate ma calcolate direttamente risolvendo le equazioni esatte di Navier-Stokes.

L'obiettivo di questo lavoro è verificare l'attendibilità dei risultati ottenuti con il software di simulazione Ansys Fluent CFD confrontandoli con i risultati ottenuti con il metodo DNS e andando a verificare quanto una diversa mesh applicata alla geometria vada a variare il risultato finale.

Capitolo 2

Fluidodinamica Computazionale

2.1 Nascita della CFD

Lo studio dei fenomeni fluidodinamici rappresenta da sempre una sfida nel campo ingegneristico.

Un problema fluidodinamico può essere risolto in tre diversi metodi.

Il primo metodo è quello dell'analisi sperimentale, per molti anni lo strumento per compiere queste indagini è stato la galleria del vento. La costruzione di una galleria del vento richiede però un grande investimento e la dimensione dei modelli che si possono studiare è vincolata dalle dimensioni della camera di prova. Risulta essere quindi un processo lento, costoso, che prevede di costruire per ogni studio un nuovo prototipo e che necessita della continua disponibilità della galleria del vento per il proprio studio.

Il secondo metodo è quello della risoluzione teorica/analitica. Il problema fluidodinamico è governato dalle equazioni di Navier-Stokes, queste equazioni sono difficili da risolvere essendo equazioni differenziali non lineari alle derivate parziali.

Con lo svilupparsi della tecnologia informatica è diventato possibile risolvere per via numerica le equazioni che governano la fluidodinamica tramite computer. Nasce così la *Computational Fluid Dynamics* (CFD). Per essere risolte, le equazioni devono essere discretizzate e approssimate in una forma algebrica risolvibile da un computer. Si costruisce un reticolo di calcolo del dominio fluido e si applicano ai volumi di calcolo le equazioni discretizzate. Le soluzioni che si ottengono non sono soluzioni esatte dell'equazioni di Navier-Stokes, ma una soluzione del problema approssimato per via numerica. La risoluzione di un flusso turbolento richiede grande potenza di calcolo e le equazioni rimangono di notevole complessità, per questo si sono sviluppati dei modelli matematici (modelli di turbolenza) per semplificare i problemi oggetti di studio. Il mercato della CFD è in continuo sviluppo, si prevede una notevole crescita annua grazie anche alla diffusione di programmi *Open Source*. I vantaggi della fluidodinamica computazionale sono vari: gli investimenti iniziali richiesti sono relativamente bassi, non c'è limite alle dimensioni dei modelli ed è possibile prevedere le performance di un progetto prima che esso venga materialmente realizzato. Gli svantaggi sono che questi modelli sono sperimentali e funzionano bene per certi tipi di problemi su cui sono stati calibrati ma non sempre sono affidabili; bisogna saper scegliere il metodo più adatto. Le gallerie del vento

rivestono ancora un ruolo fondamentale permettendo di osservare i fenomeni dal vero e raccogliere dati per validare i modelli matematici sviluppati.

2.2 Ansys Fluent CFD

Ansys Fluent è un prodotto della linea Ansys CFD per la fluidodinamica computazionale. In particolare per questo studio è stata usata la versione *Ansys 2021 R2 Student*. È uno strumento di sorprendente flessibilità e precisione che permette di compiere studi per innovare e ottimizzare le prestazioni di prodotti per una vasta gamma di applicazioni. Queste vanno dal flusso d'aria sull'ala di un aeromobile al condizionamento all'interno di un'automobile, dal raffreddamento di un motore elettrico alla combustione di un motore a combustione interna, dallo sport alla bioingegneria per lo studio del flusso di sangue.

Il software permette di prevedere le interazioni tra fluidi e solidi dalla pressione e/o dai carichi termici. Si possono creare modelli fisici avanzati e analizzare una varietà di fenomeni di fluidi, il tutto in uno spazio personalizzabile e intuitivo. Dispone di un'ampia gamma di modelli di turbolenza, incluso il modello $k-\omega$ utilizzato per questo studio.

Il processo di simulazione si sviluppa nei seguenti step illustrati in dettaglio nei capitoli seguenti:

1. Geometry
2. Mesh
3. Setup
4. Solution
5. Results

Capitolo 3

Introduzione alla fluidodinamica

Prima di procedere con la trattazione dei vari step è opportuno introdurre alcuni concetti fondamentali di fluidodinamica per avere una chiara base teorica.

3.1 Che cos'è un fluido

Un fluido può essere definito come una sostanza senza forma propria, cioè che assume la forma del recipiente che lo contiene. Un fluido può essere:

- Liquido: assume la forma del contenitore e, in presenza di un campo gravitazionale, genera una superficie libera.
- Aeriforme: si espande fino ad incontrare le pareti del contenitore e riempie tutto lo spazio disponibile, non ha volume proprio e non può formare una superficie libera.

Una definizione alternativa può essere data considerando le diverse caratteristiche alla deformazione tra un solido e un fluido: un solido è in grado di resistere alla deformazione indotta da una tensione tangenziale esterna reagendo con una tensione interna proporzionale alla deformazione; un fluido, sottoposto ad una tensione tangenziale esterna, continua a deformarsi e la tensione interna è proporzionale alla velocità di deformazione.

Un fluido può essere omogeneo se le sue caratteristiche fisiche sono costanti per qualsiasi volume, o disomogeneo se le sue caratteristiche fisiche non sono costanti.

Una proprietà importante dei fluidi è la viscosità che rappresenta la resistenza interna del fluido al moto. Nei liquidi è dovuta alle forze di coesione tra le molecole (decrese con la temperatura perché le molecole acquisiscono più energia e, muovendosi liberamente, possono opporsi meglio alle forze di coesione).

3.2 Regimi di moto

- Moto laminare: è un moto caratterizzato da un elevato grado di ordine e da linee di flusso che appaiono disposte come su "lamine". È un flusso regolare in cui gli strati infinitesimi e adiacenti di fluido scorrono l'uno sull'altro in maniera ordinata senza mescolarsi nemmeno su scala microscopica.
- Moto turbolento: è un moto caratterizzato da un elevato grado di disordine, intrinsecamente non stazionario, caratterizzato da fluttuazioni della velocità, da intenso mescolamento e da vortici.

- Moto di transizione: è un moto che contiene al suo interno sia regioni a regime laminare sia regioni a regime turbolento.

Nel momento in cui viene inserita una soluzione colorata in una condotta in cui l'acqua si muove con velocità v , si ottengono i seguenti comportamenti: se il moto è laminare il filetto fluido colorato si muove in modo rettilineo all'interno della condotta, conservando la sua velocità e la sua forma; se viene aumentata la velocità, il moto laminare si mantiene fino ad una certa velocità limite, sopra la quale il filetto fluido si disfa e il colore si diffonde all'interno del capillare stesso. Al di sopra di questa velocità, il moto diventa turbolento. La portata della condotta decresce, ovvero, a parità di differenza di pressione tra l'inizio e la fine della condotta, la portata è più bassa di quella calcolabile a partire dalla legge di Poiseuille (3.2.1, legge che permette di calcolare la portata di un fluido reale che si muove di moto laminare all'interno di un condotto e di calcolare la velocità media). Questo perché nel moto turbolento iniziano a formarsi dei vortici che si muovono all'interno del liquido.

$$Q = \frac{\pi r^4}{8\eta l} \Delta p \quad (3.2.1)$$

L'energia fornita dalle forze di pressione (quelle che mettono in moto il fluido) si divide in energia cinetica traslazionale del fluido e in energia cinetica rotazionale. Tale energia, nel momento in cui i vortici si rompono, si trasforma in energia cinetica disordinata nel fluido. Questo implica che a parità di lavoro delle forze di pressione, la portata nel regime turbolento è più bassa di quella del regime laminare. Si può inoltre dimostrare che nel regime laminare le forze di attrito (quelle che dipendono dalla viscosità) sono più intense di quelle di inerzia del fluido, mentre avviene l'opposto nel regime turbolento.

Il Numero di Reynolds (Re , 3.2.2) è un numero puro ed è il parametro chiave per determinare se il regime di moto sia laminare o turbolento. Esso rappresenta il rapporto tra forze di inerzia e forze di attrito viscosi. Tale numero deve dipendere dalla velocità media del fluido u , dal diametro d , dalla viscosità μ e dalla densità ρ .

Quando Re è basso prevalgono le forze viscosi e ci sarà quindi un moto laminare (*fig. 3.2.1a*); quando Re è elevato prevalgono le forze inerziali e ci sarà quindi un moto turbolento (*fig. 3.2.1b*).

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (3.2.2)$$

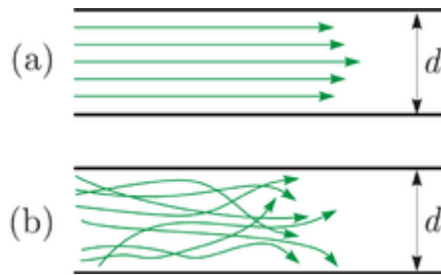


Fig. 3.2.1 – Regimi di moto

Tutti i flussi, come quelli bidimensionali nelle condotte o lungo lastre piane, diventano instabili al di sopra di un certo numero di Reynolds. È un flusso disordinato che risulta caratterizzato da un moto medio, a cui si sovrappongono fluttuazioni della velocità di carattere tridimensionale e vortici di varia grandezza: particelle fluide che inizialmente si trovano a grande distanza, successivamente possono trovarsi vicine determinando un intenso mescolamento con rilevante scambio di massa, quantità di moto e calore.

Le strutture vorticosi possono essere raggruppate, in base alla loro funzione energetica, in tre bande dimensionali:

- Banda energetica: contenente i vortici di grande scala
- Banda inerziale: comprendente quelli di dimensione media
- Banda dissipativa: relativa alle strutture vorticosi di piccola scala

La differenza di ampiezza tra i vortici aumenta con il numero di Reynolds: quelli più grandi, associati alle frequenze di fluttuazione più basse, presentano velocità e lunghezze caratteristiche dello stesso ordine di grandezza di quelle del moto medio e risultano dominati dagli effetti inerziali; i vortici più piccoli, associati alle frequenze di fluttuazione più alte, sono determinati da forze di natura viscosa. I vortici più grandi interagiscono con il moto medio e da questo assorbono energia cinetica attraverso un meccanismo di allungamento (*vortex stretching*) provocato dalla presenza di un gradiente della velocità media (*fig. 3.2.2*). A loro volta questi, considerati come filetti vorticosi elementari che si deformano fra loro, passano l'energia cinetica ad altri vortici su scala man mano sempre più piccola, finché le forze viscosi non provocano la sua dissipazione sotto forma di calore. Questo processo viene chiamato cascata di energia (*fig. 3.2.3*). A causa della sua interazione con il moto medio, il moto turbolento su larga scala dipende in modo notevole dalle condizioni al contorno, poiché il moto medio può avere direzioni preferenziali, anche quello turbolento su larga scala può essere fortemente anisotropo. Tuttavia, durante il processo di cascata, la sensibilità alla

direzione tende a uniformarsi e il moto tende a divenire isotropo. Quando il numero di Reynolds è molto alto, cioè quando lo spettro fra vortici a grande e a piccola scala è largo, il moto dissipativo su piccola scala può essere ritenuto isotropo. Questo tipo di moto, anisotropo su larga scala e isotropo su piccola scala, viene chiamato localmente isotropo.

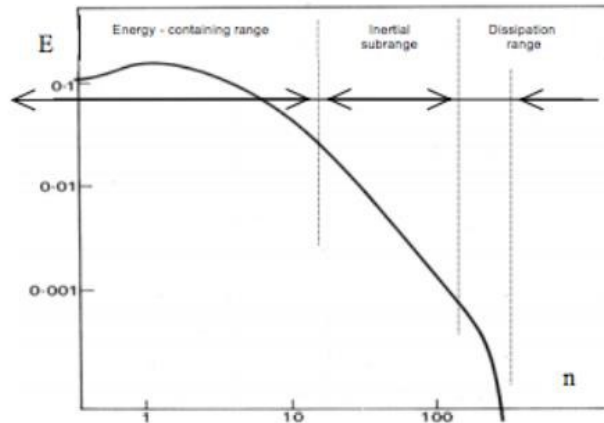


Fig. 3.2.2 - Spettro d'energia in un punto fisso di uno strato limite turbolento

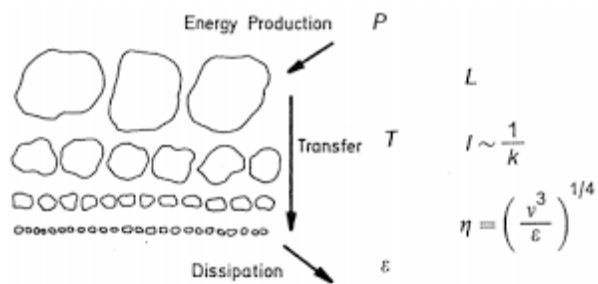


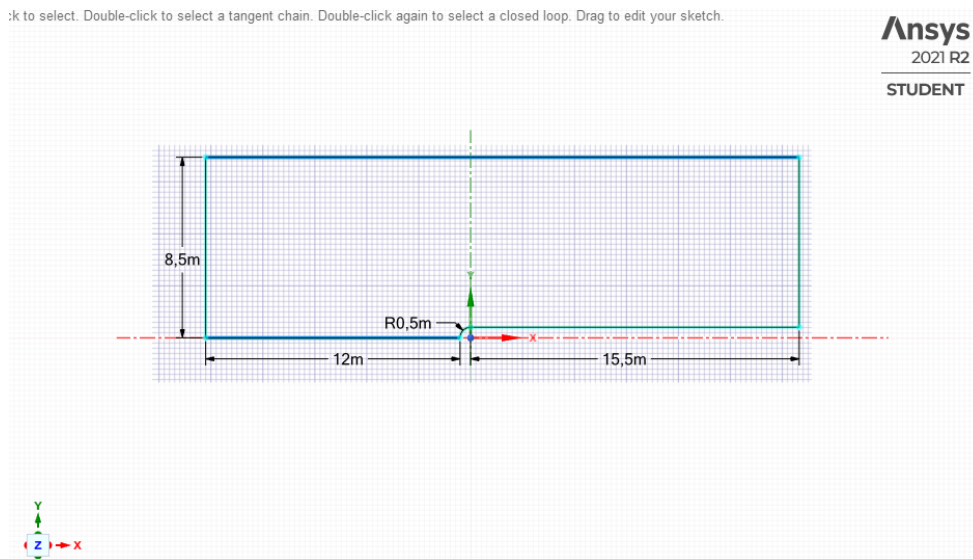
Fig. 3.2.3 – Cascata di energia

Capitolo 4

Geometria

Il primo step da eseguire per lo svolgimento dello studio è “*Geometry*”. Impostato il tipo di analisi in 2D, si procede con la realizzazione delle geometria del problema tramite *Space Claim*. Oggetto dello studio è una lastra piana di lunghezza 16m con attacco circolare di raggio 0,5m e ampiezza 90°. Il dominio in cui sarà valutato il fluido è di contorno rettangolare, sufficientemente grande da poter considerare le grandezze del moto del fluido costanti al contorno e non influenzate dalla presenza della lastra (*fig 4.1*). Il dominio è stato impostato appartenente al piano *xy* e l’origine del sistema di riferimento *O* è stata posta al centro della circonferenza di costruzione della lastra. Il punto di attacco della lastra avrà quindi coordinate (-0,5 , 0).

Fig. 4.1 – Geometria del problema



Ultimato lo schizzo è possibile generare la superficie del dominio e passare allo step successivo. Sarà usato lo stesso dominio per tutti i diversi metodi di calcolo.

Capitolo 5

Mesh

Lo step di creazione della mesh è uno dei più importanti, consiste in una discretizzazione del dominio in più volumi di controllo o “celle” di varia forma. Questa operazione viene realizzata tramite *Meshing* e permette di ridurre la determinazione delle grandezze del fluido (velocità e pressione) in un numero finito di punti della griglia (*grid points*). Ciò è possibile perché il fluido è considerato come un mezzo continuo, ovvero ogni elemento di volume fluido, scelto arbitrariamente piccolo, è sempre sufficientemente grande da contenere un numero alto di molecole. Tramite interpolazione dei vari valori centrali di diverse celle sarà possibile determinare i valori in altre posizioni della cella. La realizzazione di una buona griglia è quindi fondamentale per avere soluzioni accettabili: una griglia più fine permetterà di avere risultati più precisi.

Le griglie possono essere di due tipologie:

- **Strutturate:** sono di tipo cartesiano, suddividono il dominio in celle quadrangolari nel caso bidimensionale o parallelepipedi nel caso tridimensionale. Queste sono le griglie più semplici da realizzare e vengono usate nel caso di geometrie molto semplici. Si possono realizzare anche griglie a blocchi: il dominio è diviso in blocchi ognuno dei quali ha una sua mesh strutturata, questo consente di realizzare mesh più fitte nelle zone dove è necessaria una maggior precisione, utile nel caso di geometrie più complesse. (*fig. 5.1a*)
- **Non strutturate:** sono l’evoluzione delle griglie cartesiane. Il dominio si suddivide definendo delle coordinate curvilinee che seguono l’andamento del corpo. Le celle hanno forma triangolare nel caso bidimensionale e piramidale o tetraedrale nel caso tridimensionale. Queste griglie consentono di descrivere geometrie complesse con costi computazionali e operativi ridotti rispetto a quelle strutturate, mantenendo un certo grado di accuratezza della soluzione. (*fig. 5.1b*)

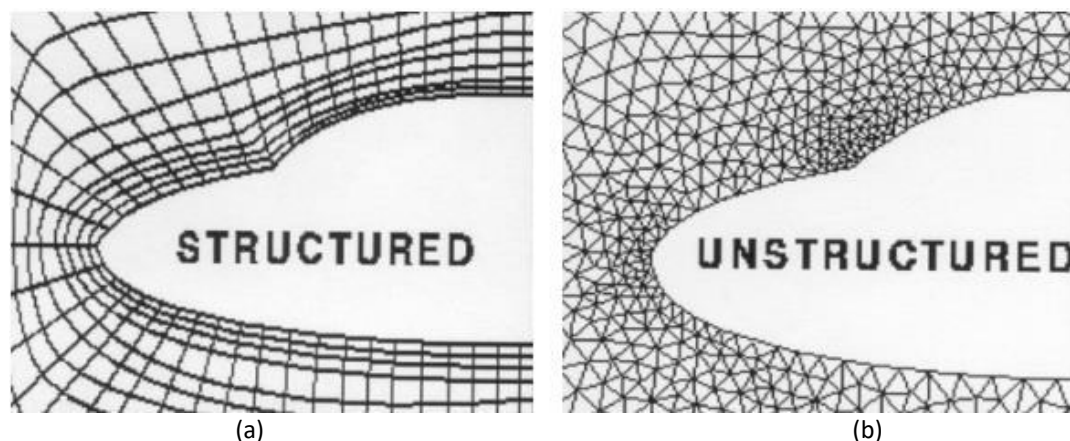


Fig. 5.1 – Tipologie di mesh

Per alcuni domini è consigliato usare griglie ibride usufruendo dei vantaggi di entrambe le tipologie: mesh di tipo strutturato sulla parete del corpo e di tipo non strutturato nel resto del dominio. Questa modalità consente di avere risultati più accurati, di facilitare la creazione della griglia e di velocizzare la soluzione.

La griglia strutturata deve contenere tutto lo strato limite del fluido, per questo motivo prima di generare la mesh è importante fare un'attenta analisi dimensionale. Bisogna considerare la presenza, in prossimità delle pareti, di strati limite, di eventuali zone di separazione e, per flussi ad elevato numero di Mach, di onde d'urto.

La caratteristica principale di una mesh è la distribuzione dei punti sulla superficie da descrivere, questa determina il numero di elementi calcolati e la qualità della soluzione ottenuta. Nella realizzazione della griglia è possibile diversificare la densità delle celle e realizzare una griglia adattiva: nelle zone dove si modella la turbolenza o dove avvengono i fenomeni fisici di maggior interesse si procederà intensificando il numero di celle. Ai lati del dominio, dove il flusso non è influenzato dalla presenza della lastra, sarà sufficiente una griglia meno fine per ottenere ugualmente i risultati desiderati.

Partendo dalla superficie generata nello step “Geometry” e impostando una dimensione degli elementi della mesh di 0,5m, il software genera una prima mesh molto grossolana (fig. 5.2) che non permette di andare a valutare bene il comportamento del fluido vicino alla lamina.

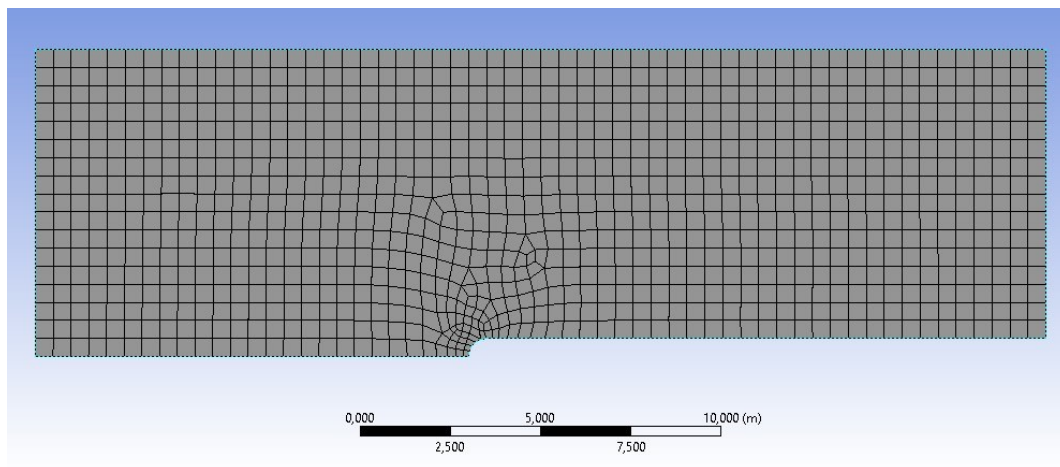


Fig. 5.2 – Mesh generata di default con Element Size 0,5m

Per necessità di chiarezza le superfici del dominio sono state nominate come in fig 5.3. Si è scelto di adottare questa particolare denominazione perché poi allo step successivo sarà più facile collegare le superfici alle rispettive condizioni iniziali.

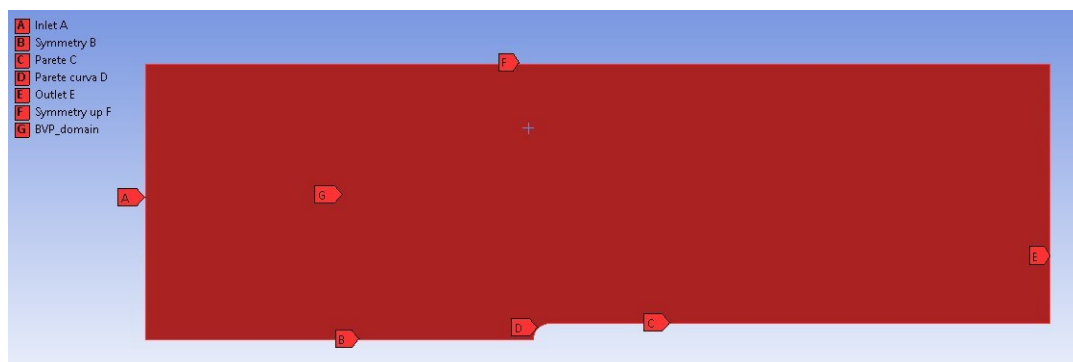


Fig. 5.3 – Named Selection

Si procede quindi con la lavorazione della mesh dimensionando le divisioni su ogni lato e settando i parametri in modo tale da ottenere un maggiore addensamento di celle nella zona di maggiore interesse.

Si sono così realizzate 5 diverse mesh di addensamento sempre crescente di cui si riportano i settaggi impostati (*edge sizing*) nei vari lati.

In tutte le mesh è stato inserito il metodo *Multizone Quadrangoli/Triangoli*.

Per ogni mesh è stata impostata anche l'*inflation* con *Scope Geometry*: la superficie e *Definition Boundary*: gli spigoli “parete” e “parete curva”. Come opzione si è selezionata la *First Layer Thickness* e per ogni mesh sono stati variati *First Layer Height*, *Maximum Layers*, *Growth Rate*.

Mesh n.1 (figg. 5.4a, 5.4b)

Symmetry: *Number of division: 45* *Bias Factor: 20*

Parete: *Number of division: 70* *Bias Factor: 30*

Parete Curva: *Number of division: 35*

Inflation: *First Layer Height: $2 \cdot 10^{-3}$* *Maximum Layers: 18* *Growth Rate: 1,3*

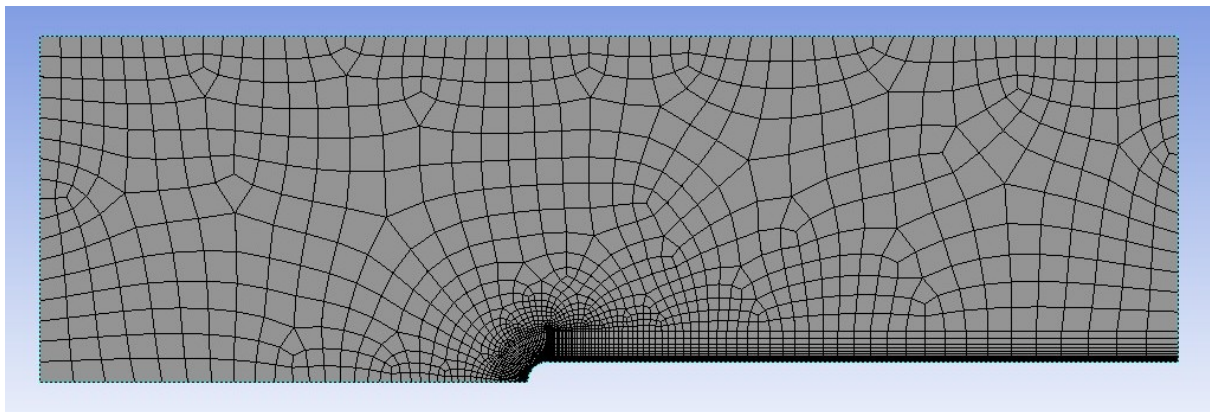


Fig. 5.4a – Mesh 1

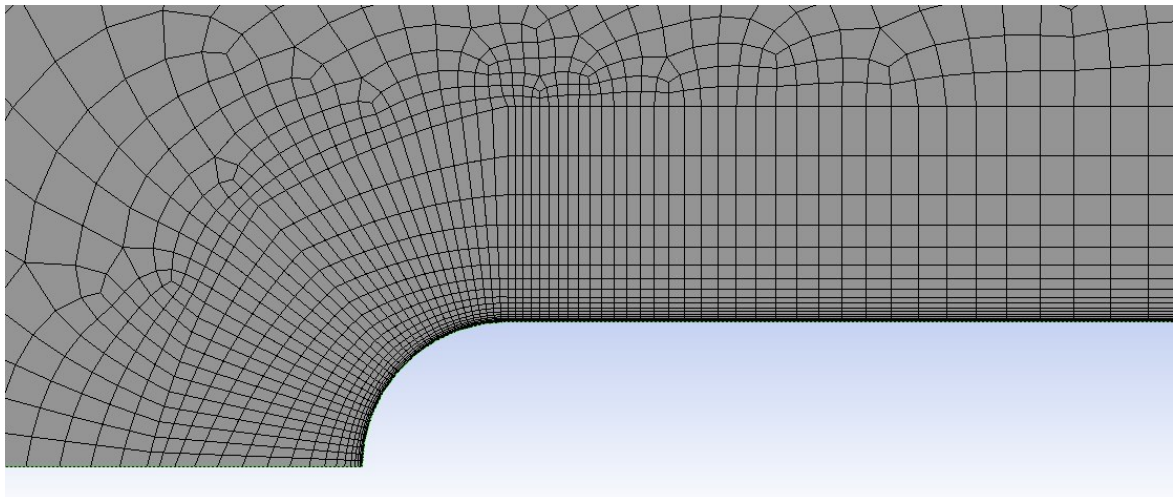


Fig. 5.4b– Mesh 1 ingrandita

Mesh n.2 (figg. 5.4a, 5.4b)

Symmetry: *Number of division: 55* *Bias Factor: 30*

Parete: *Number of division: 90* *Bias Factor: 45*

Parete Curva: *Number of division: 45*

Inflation: *First Layer Height: $2 \cdot 10^{-4}$* *Maximum Layers: 35* *Growth Rate: 1,2*

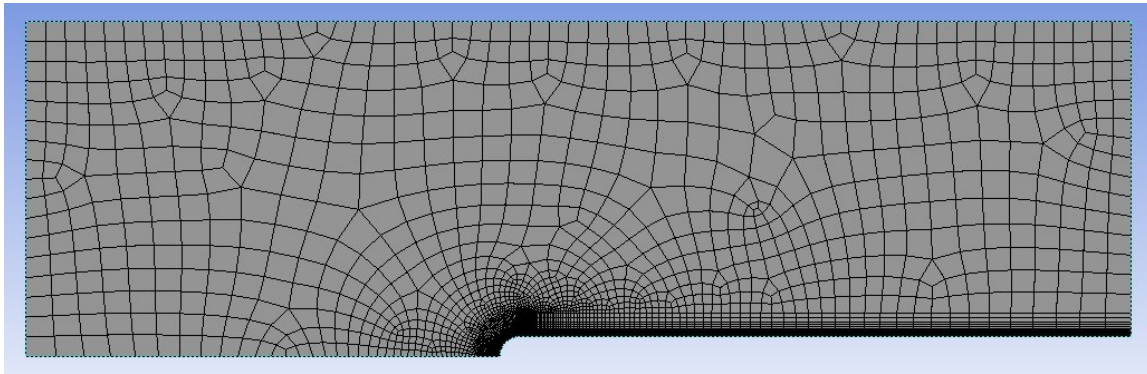


Fig. 5.5a – Mesh 2

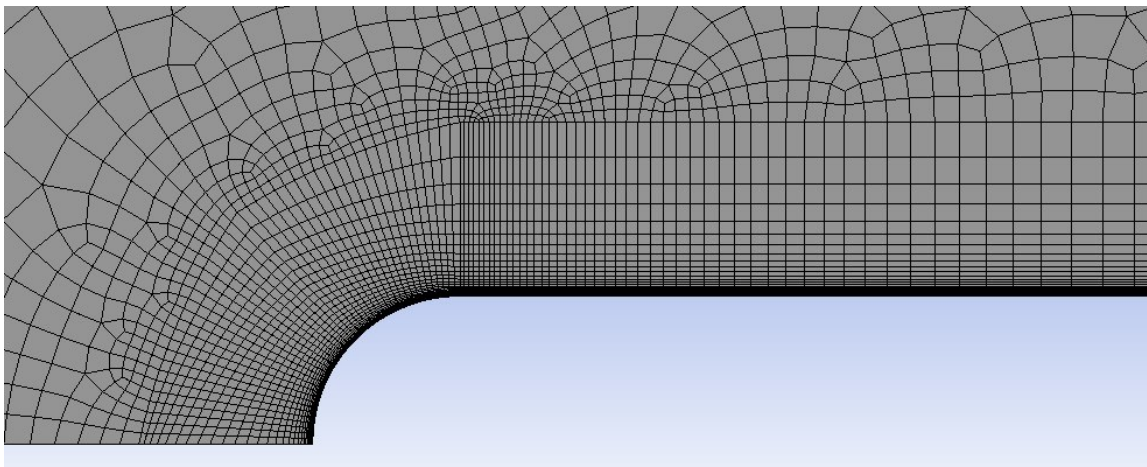


Fig. 5.5b – Mesh 2 ingrandita

Mesh n.3 (figg. 5.6a, 5.6b)

Questa mesh è stata realizzata partendo dal sizing della mesh 1 per poi aumentare il numero di celle solo nella zona del dominio più lontana dalla lastra(*). Servirà a dimostrare che il dominio fluido è stato dimensionato adeguatamente e che agli estremi del dominio il flusso non è influenzato dalla presenza della lastra. I risultati attesi sono quindi congruenti a quelli della mesh 1.

(*) *Element sizing*: 0,4m

Symmetry: *Number of division*: 45 *Bias Factor*: 20

Parete: *Number of division*: 70 *Bias Factor*: 30

Parete Curva: *Number of division*: 35

Inflation: *First Layer Height*: $2 \cdot 10^{-3}$ *Maximum Layers*: 18 *Growth Rate*: 1,3

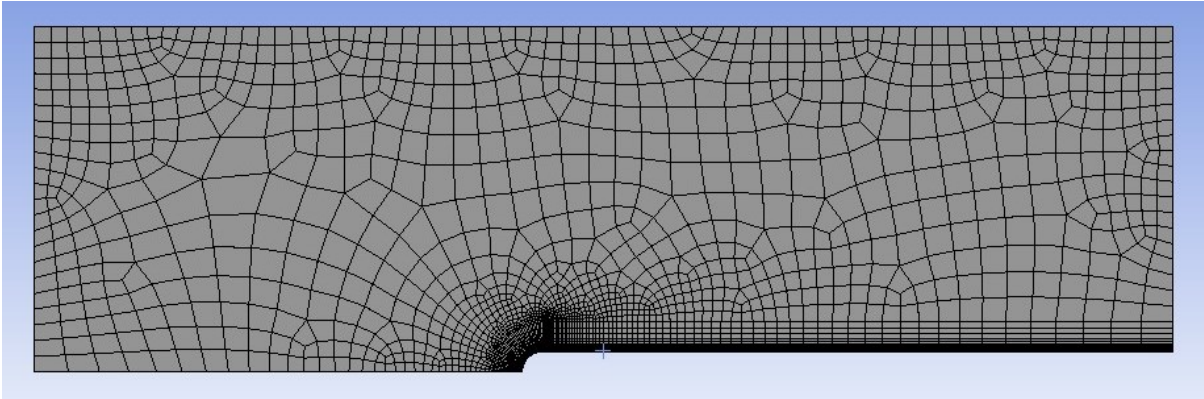


Fig. 5.6 – Mesh 3

Mesh n.4 (figg. 5.7a, 5.7b)

Symmetry: *Number of division: 65* *Bias Factor: 35*

Parete: *Number of division: 100* *Bias Factor: 50*

Parete Curva: *Number of division: 55*

Inflation: *First Layer Height: $1,5 \cdot 10^{-4}$* *Maximum Layers: 60* *Growth Rate: 1,1*

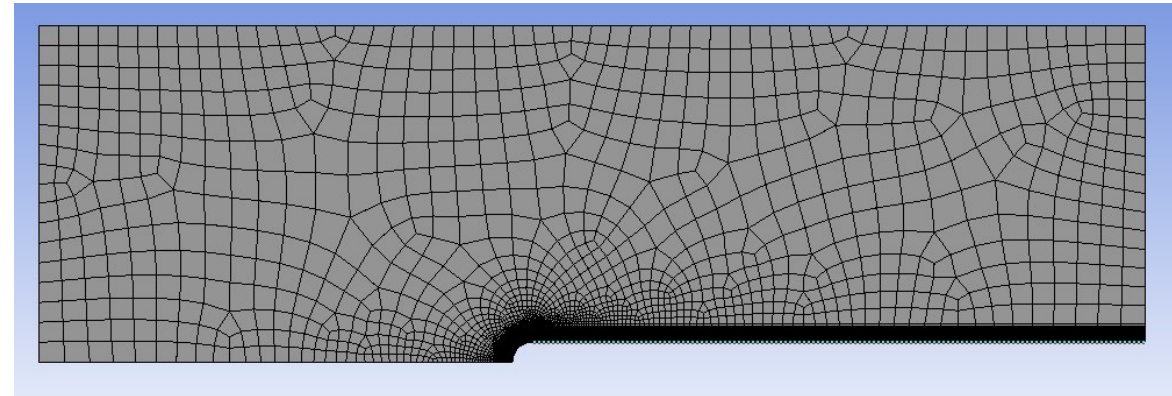


Fig. 5.7a – Mesh 4

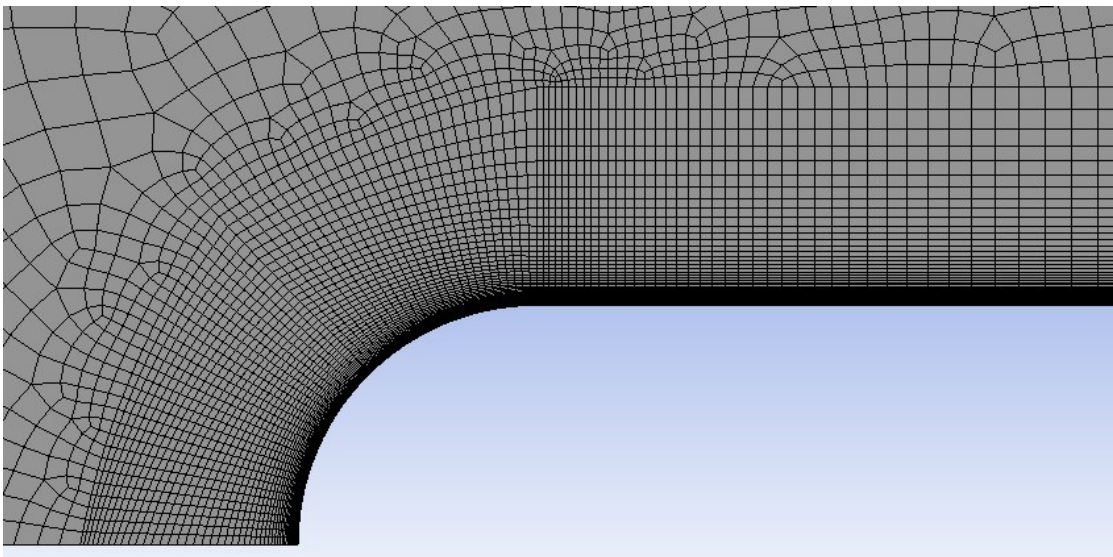


Fig. 5.7b – Mesh 4 ingrandita

Mesh n.5 (figg. 5.8a, 5.8b)

Symmetry: *Number of division: 75* *Bias Factor: 45*

Parete: *Number of division: 120* *Bias Factor: 60*

Parete Curva: *Number of division: 65*

Inflation: *First Layer Height: $1 \cdot 10^{-4}$* *Maximum Layers: 85* *Growth Rate: 1,075*

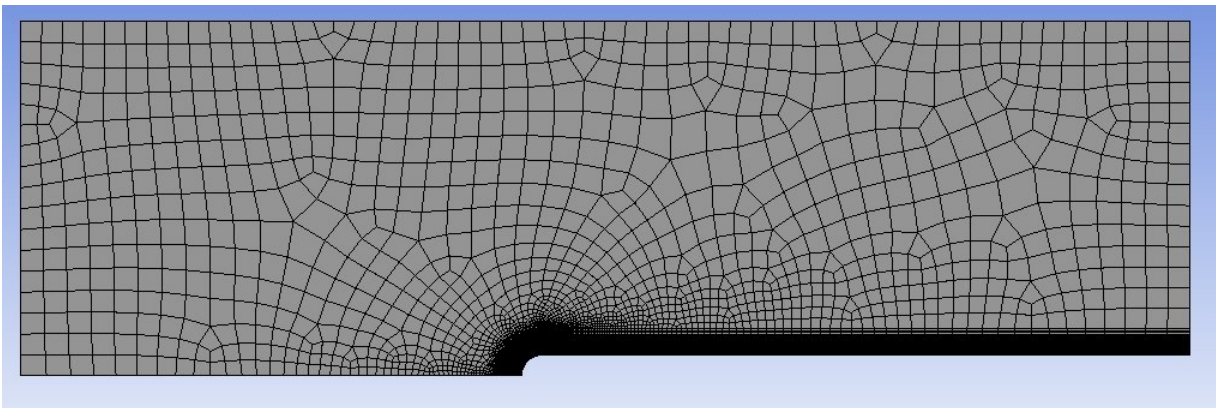


Fig. 5.8a – Mesh 5

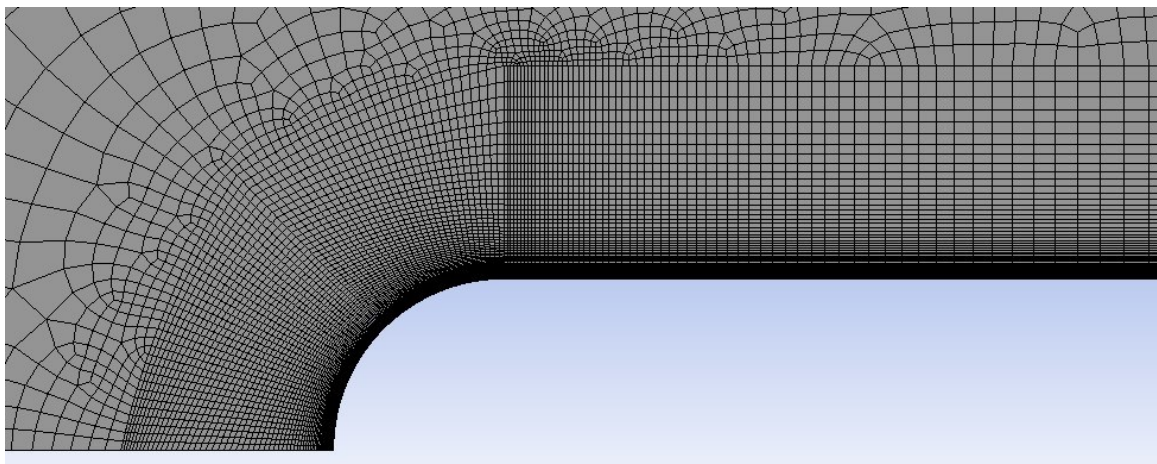


Fig. 5.8b – Mesh 5 ingrandita

Questo affinamento delle mesh è stato effettuato perché ha permesso di valutare in maniera più precisa la zona dove si modella la turbolenza consentendo quindi di ottenere un calcolo più preciso del punto di riattacco del flusso sulla lamina. Infatti, la variazione sensibile dei dati ottenuti da due diverse mesh è segno di una mesh non abbastanza raffinata.

Si potrà andare a valutare la qualità delle soluzione ottenuta solo quando i risultati di due diverse mesh non saranno variati sensibilmente.

Capitolo 6

Setup

Questo è lo step che permette di impostare i diversi modelli matematici applicati per il calcolo, ovvero le equazioni che lo governano, e le condizioni al contorno, cioè i parametri che definiscono il problema agli estremi del dominio (il campo di moto).

Prima di procedere con la descrizione è opportuno introdurre alcuni concetti che riguardano i modelli matematici per il calcolo della turbolenza.

6.1 Modelli di turbolenza

Dal punto di vista numerico la risoluzione diretta di un flusso turbolento (approccio *DNS Direct Numerical Simulation*) richiederebbe un numero di volumi/punti di calcolo così grande da risultare improponibile ad alti numeri di Reynolds. L'effetto della turbolenza viene quindi modellato modificando opportunamente le equazioni di Navier-Stokes (approccio *Reynolds Averaged Navier-Stokes RANS* o equazioni mediate alla Reynolds) aggiungendo al sistema originale nuove equazioni (i modelli di chiusura per la turbolenza) per descrivere, con un approccio statistico, le grandezze tipiche della turbolenza, ad esempio l'energia cinetica turbolenta.

Questi modelli teorici-sperimentali non sono quindi le equazioni esatte di governo del fenomeno fisico, funzionano bene per certi tipi di problemi su cui sono stati calibrati ma non sempre sono affidabili. Esiste un numero molto grande di modelli di cui alcuni con un numero di equazioni maggiore di quello del set di equazioni originali di Navier-Stokes, è quindi necessario sapere scegliere quello più adatto. I flussi di transizione sono particolarmente difficili per questi modelli (coesistenza di regioni laminari e turbolente). Esiste una via intermedia *Large Eddy Simulation (LES)*: si modellano solo le strutture turbolente più piccole, mentre quelle più grandi sono calcolate direttamente.

6.1.1 Metodo RANS

Con questo metodo si prende in esame solo il moto medio, perché la sola conoscenza delle grandezze medie può essere sufficiente alla soluzione del problema relativo ad un flusso turbolento. Questa agevolazione permette di ridurre notevolmente il costo computazionale del problema, rendendo la risoluzione paragonabile a quella di un comune problema laminare e stazionario. Non è possibile descrivere un moto complesso come quello turbolento con le sole equazioni del moto medio. Per questa ragione è indispensabile introdurre dei modelli,

detti modelli di turbolenza, che completano le equazioni mediate di Reynolds. Il problema consiste nell'esprimere i termini contenenti grandezze fluttuanti a media nulla, che si originano dalla media delle equazioni di Navier-Stokes, in funzione di grandezze proprie del solo moto medio. Quest'ultimo è noto come problema della chiusura. Gli svantaggi sono legati alla formulazione di modelli turbolenti, che risultano impossibili da elaborare in modelli sufficientemente generali.

6.1.2 Modelli k- ω

I modelli k- ω sono i più famosi e i più utilizzati e sono stati scelti per questo studio. Nel modello ω rappresenta una frequenza caratteristica delle scale turbolente più piccole. Il modello più conosciuto è quello di Wilcox (1993) e dà migliori risultati in presenza di gradienti di pressione in direzione del flusso (strati limiti soggetti a gradienti di pressione). Il modello k- ω è estremamente sensibile al valore di ω al contorno e richiede l'imposizione di valori non nulli, non fisici, di tale grandezza anche in corrispondenza di contorni non turbolenti. Nel 1994 Menter ha preso il meglio delle caratteristiche dei modelli sviluppati fino a quel momento ottenendo un modello SST (Shear Stress Transport) che usa il modello k- ϵ lontano dalla parete e il modello k- ω in prossimità della parete.

Il software permette di utilizzare vari modelli k- ω :

- k- ω none: presuppone che il flusso sia ovunque turbolento. Questo modello è intrinsecamente inadatto allo studio di questo problema perché lo strato limite che si forma all'inizio della lastra è laminare e poi il riattacco diventa turbolento. Si attendono quindi risultati diversi da quelli ottenuti con il metodo DNS.

- k- ω con transizione: *gamma-transport-eqn*
gamma-transport-algebraic

Questi modelli con transizione non assumono che il flusso sia completamente turbolento ovunque (fig. 6.1.2.1).

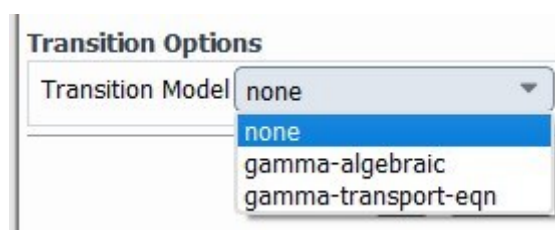


Fig. 6.1.2.1 – Modelli k- ω , opzioni di transizione

Il software permette di abilitare una correzione a basso numero di Reynolds per la viscosità turbolenta abilitando l'opzione "Correzioni a bassa Re" in Opzioni: k-omega: Modello viscoso.

Questa nuova versione del software 2021 R2 permette anche di includere nel modello k- ω con transizione *gamma-transport-eqn* il *Crossflow Transition* (fig.6.1.2.2). Per studiare questa nuova opzione si ricaveranno i risultati di ogni mesh per entrambe le possibilità per osservare se questa differente impostazione varia il risultato del problema studiato.

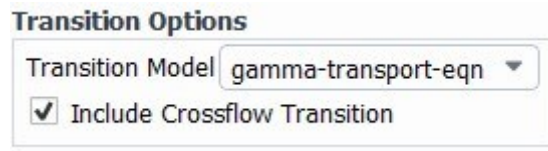


Fig. 6.1.2.2 – Crossflow Transition

6.2 Setup

Si procede con la descrizione del vero e proprio processo di setup realizzato per il problema in esame.

All'apertura del software di Setup si seleziona l'opzione "Double Precision". Il primo passo da compiere è l'impostazione del modello di risoluzione (fig. 6.2.1). L'unico modello lasciato attivo è quello viscoso.

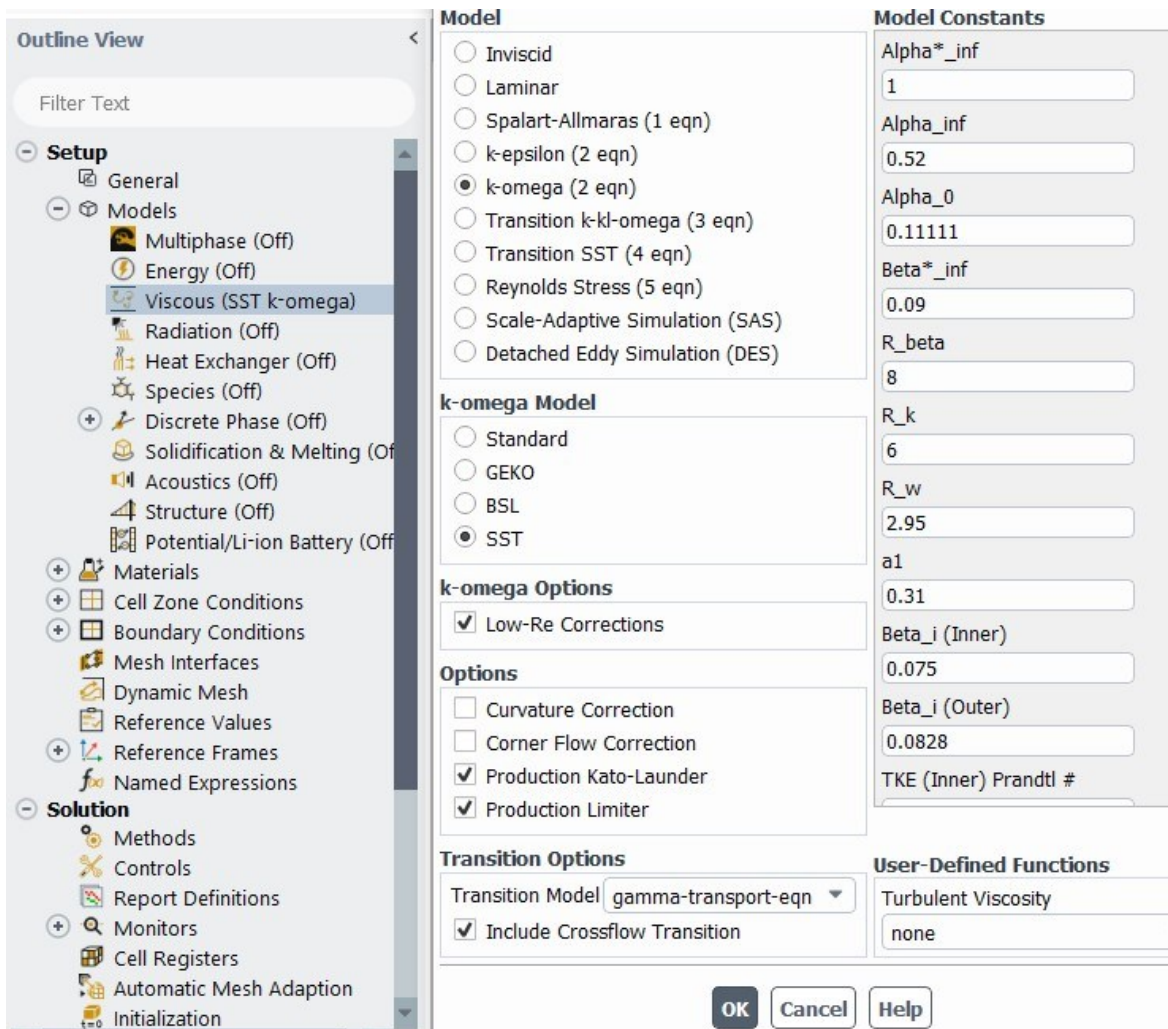


Fig. 6.2.1 – Setup modello viscoso

Si possono impostare vari modelli viscosi; come detto, per questo studio verrà applicato il modello $k-\omega$ (2eqn) e verrà fatta variare l'opzione di transizione. Questo metodo verrà applicato per ogni mesh. Quindi per ogni mesh si avranno 4 risultati:

- $k-\omega$ none
- $k-\omega$ γ -transport-eqn + Crossflow Transition
- $k-\omega$ γ -transport-eqn
- $k-\omega$ γ -transport- algebraic

Si procede poi all'impostazione dei materiali: il solido rimane quello di default (alluminio), come fluido si sceglie un fluido newtoniano a densità costante pari a 1 Kg/m³ e viscosità costante (fig.6.2.2).

Sapendo che Re dipende dal diametro (d), dalla velocità (u), della densità (ρ) e dalla viscosità (μ) (3.2.2), per lavorare in termini adimensionali si prendono $d = u = \rho = 1$. Questo ci permette di ottenere la viscosità μ come il reciproco del Numero di Reynolds (6.2.1):

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \rightarrow Re = \frac{1}{\mu} \quad (6.2.1)$$

Quindi poiché lo scopo di questo studio è di studiare il flusso di un fluido che lambisce una lamina piana con attacco circolare per $Re = 6900$, si avrà:

$$Re = \frac{1}{\mu} \rightarrow \mu = \frac{1}{6900} = 1,449275362 \cdot 10^{-4} \frac{Kg}{ms}$$

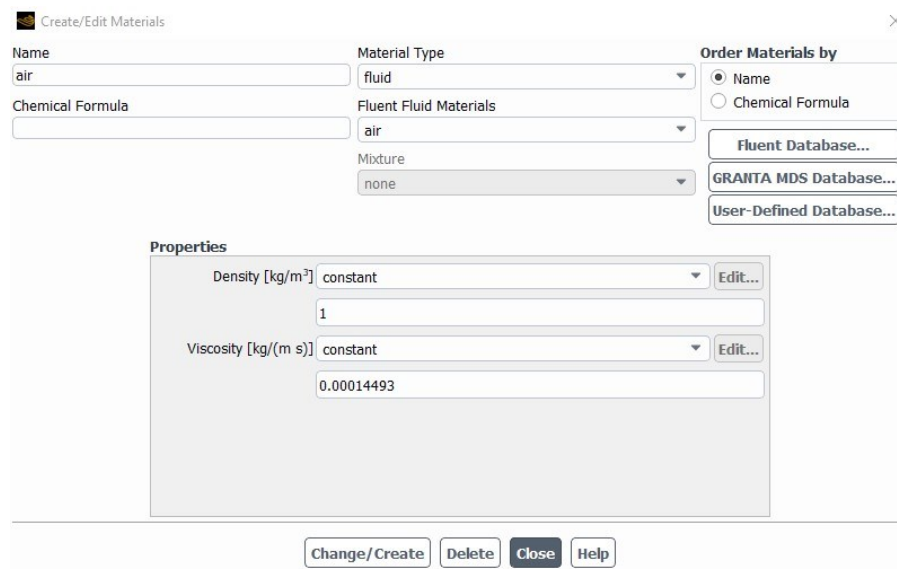


Fig. 6.2.2 – Impostazione materiale fluido

In seguito si impostano le condizioni al contorno (*Boundary Conditions*). Si può comprendere ora il motivo per il quale le superfici sono state denominate in questo modo: alla superficie *Inlet* è stata associata la velocità di ingresso del fluido (*Velocity Inlet*); alla superficie *Outlet* viene associata la pressione di uscita (*Pressure Outlet*); alla *Parete* e alla *Parete curva* viene associato il muro (*wall*) e a *Symmetry* viene associato *Symmetry* che consente di ribaltare la figura come uno specchio (fig.6.2.3).

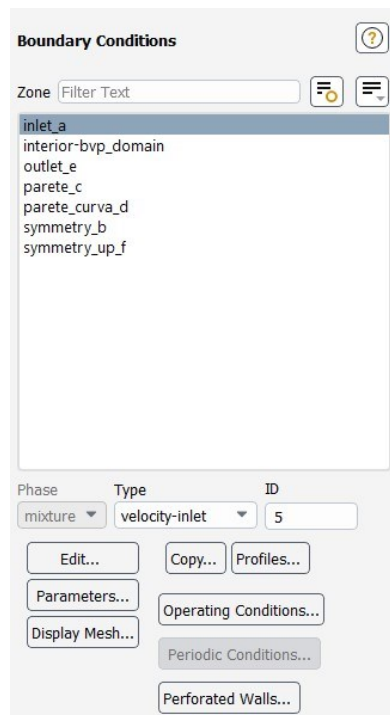


Fig. 6.2.3 – Boundary Conditions

Si specifica il metodo della velocità di ingresso in componenti: la componente lungo l'asse x sarà unitaria; la componente lungo l'asse y sarà nulla (fig. 6.2.4).

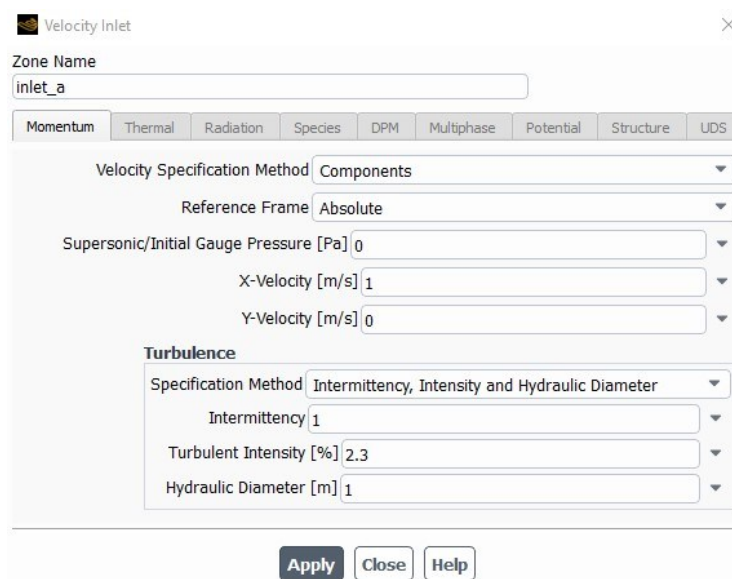


Fig. 6.2.4 – Boundary Conditions, Velocity Inlet

La turbolenza dipende da:

- intermittenza che nel corso delle simulazioni rimarrà costante
- intensità di turbolenza che come richiesto dal problema di studio sarà fissata a 2,3%
- diametro idraulico che resterà costante pari a 1m.

La pressione di uscita è posta costante pari a 0 Pa.

Capitolo 7 Solution

Prima di ottenere le soluzioni si sono configurate alcune impostazioni come i *Solution Methods*: la discretizzazione spaziale è stata configurata al secondo ordine così da fornire risultati più precisi (fig. 7.1).

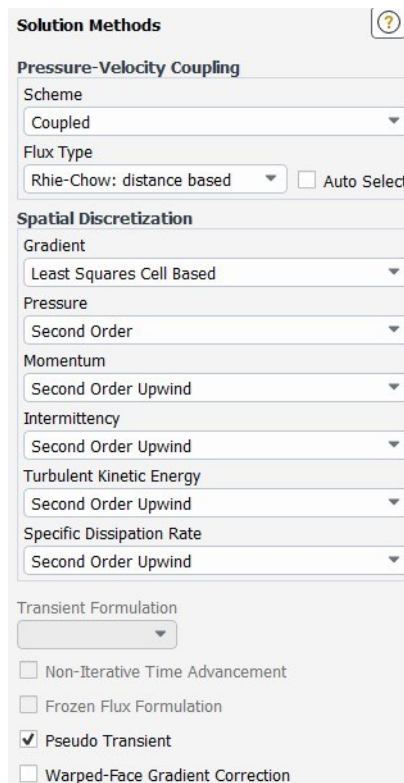


Fig. 7.1 – Solution Methods

Successivamente sono stati impostati i *Residual Monitors*: per tutte le equazioni è stato impostato un criterio assoluto di $1 \cdot 10^{-6}$. Ciò significa che il computer effettuerà il calcolo fino a quando tutti i valori non andranno a convergenza con una precisione di sei ordini di grandezza (fig. 7.2).

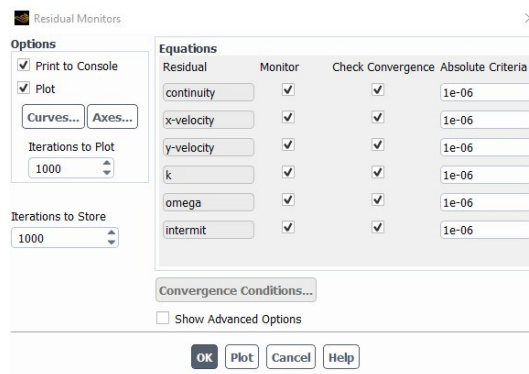


Fig. 7.2 – Residual Monitors

Si procede con l'inizializzazione ibrida: in questa fase il software prende i dati iniziali della superficie d'ingresso. In seguito nella sezione *Run Calculation* si imposta il numero di iterazioni, queste devono essere sufficientemente elevate da far andare a convergenza i risultati, e si avvia il calcolo. Il risultato è un grafico come quello mostrato in fig. 7.3 relativo alla mesh 1 *k- ω gamma-transport-eqn + Crossflow Transition*.

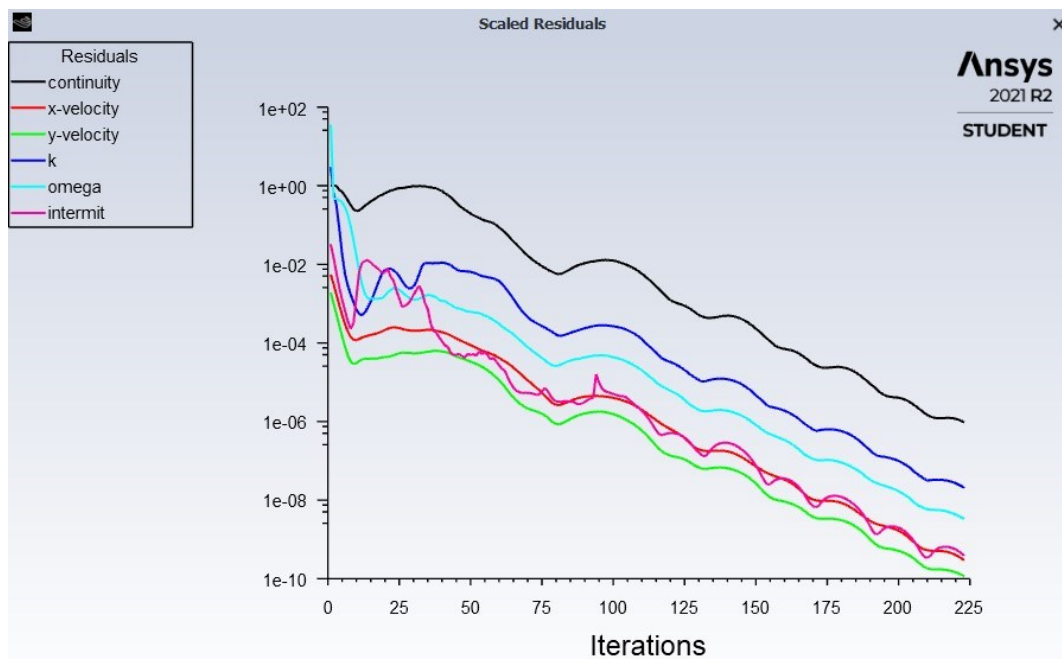


Fig. 7.3 – Scaled Residuals Mesh1 *k- ω gamma-transport-eqn + Crossflow Transition*

Dal grafico si nota che le curve proseguono fino a quando non convergono. In un computer con un'infinita precisione questi valori vanno a zero ma nei computer reali i residui arrivano ad un valore minimo e poi smettono di variare. Se i calcoli vengono effettuati per precisione singola (che è l'impostazione predefinita per la workstation), i residui possono diminuire fino a sei ordini di grandezza prima di raggiungere il valore minimo e smettere di variare. Impostando una precisione doppia i residui possono diminuire fino a dodici ordini di grandezza prima di raggiungere il valore minimo e smettere di variare. Per poter essere considerati adeguati, i residui devono almeno essere inferiori a 10^{-4} . Se non si trovano al di sotto di questo valore occorrerà una mesh più fine.

Capitolo 8 Results

I risultati sono l'obiettivo finale di ogni simulazione perché permettono di valutare le performance della geometria studiata. Il software permette di visualizzare i risultati in varie modalità: tramite grafiche a colori, plot dei risultati, animazioni, tabelle.

Qui di seguito sono riportati i valori della tensione d'attrito sulla *parete* (C) e sulla *parete curva* (D) lungo l'asse *x* (*X-wall Shear Stress*) e del coefficiente di pressione plottati in un grafico *xy* per ogni mesh e per ogni modello applicato.

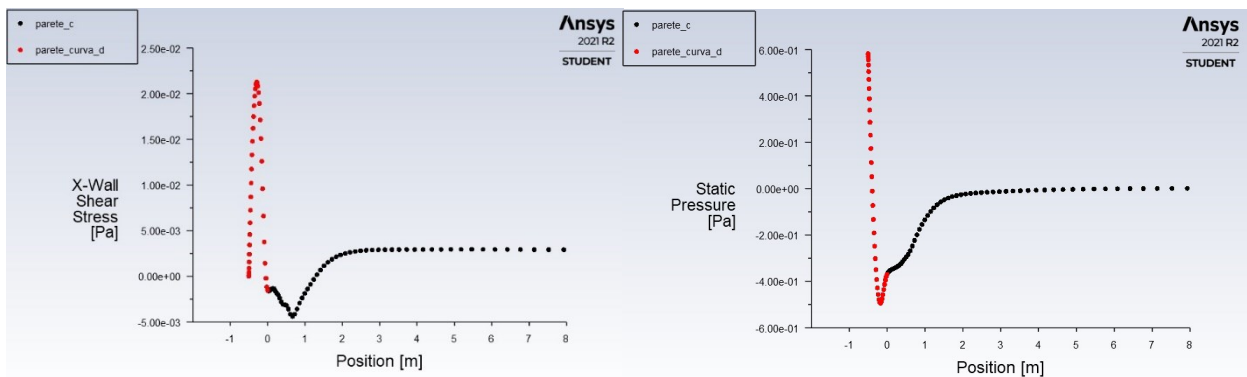


Fig. 8.1 – Mesh 1 *k- ω* transition model: none

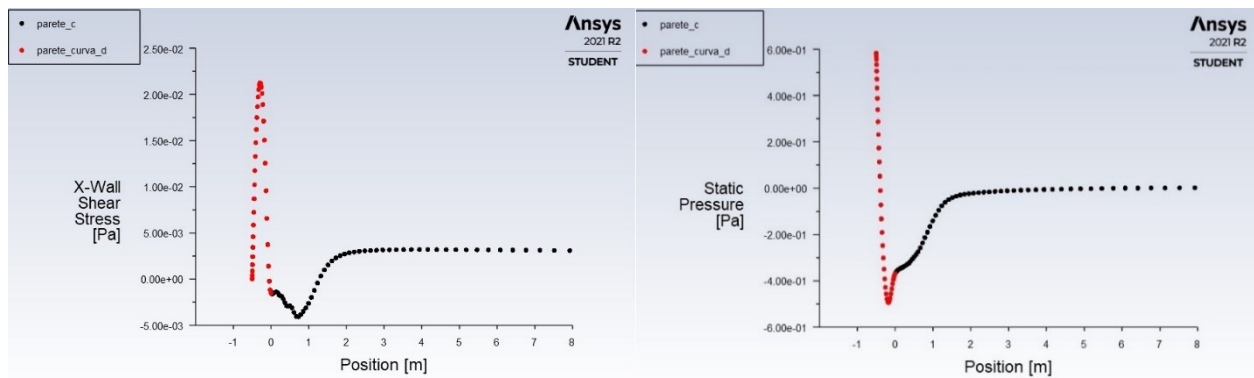


Fig. 8.2 – Mesh 1 *k- ω* transition model: *gamma-transport-eqn + Crossflow Transition*

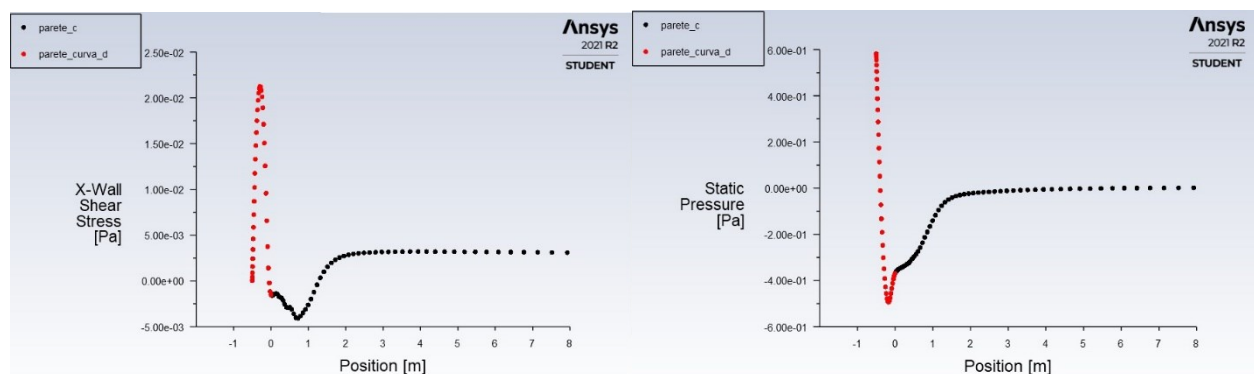


Fig. 8.3 – Mesh 1 *k- ω* transition model: *gamma-transport-eqn*

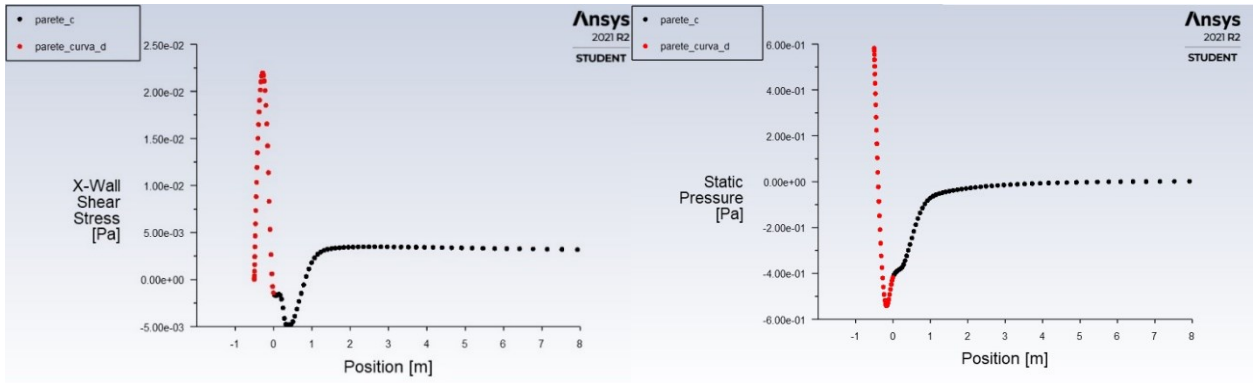


Fig. 8.4 – Mesh 1 $k-\omega$ transition model: γ -algebraic

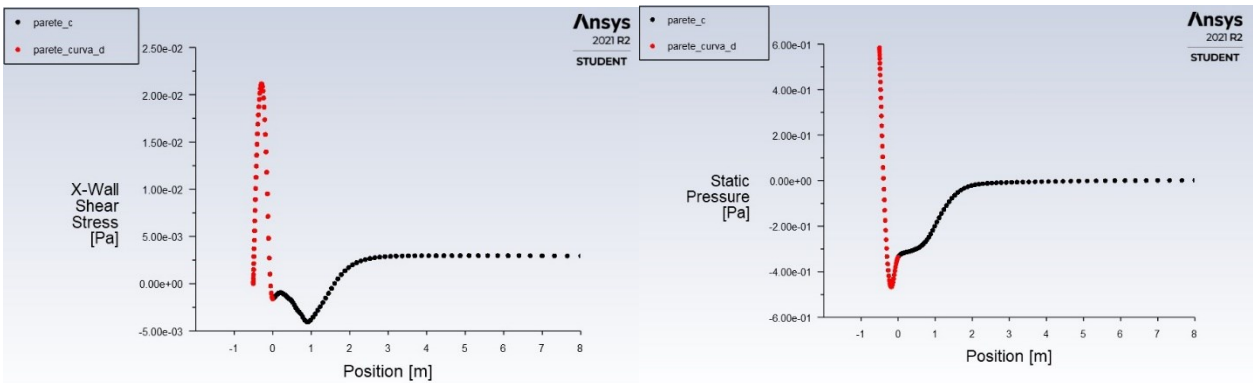


Fig. 8.5 – Mesh 2 $k-\omega$ transition model: none

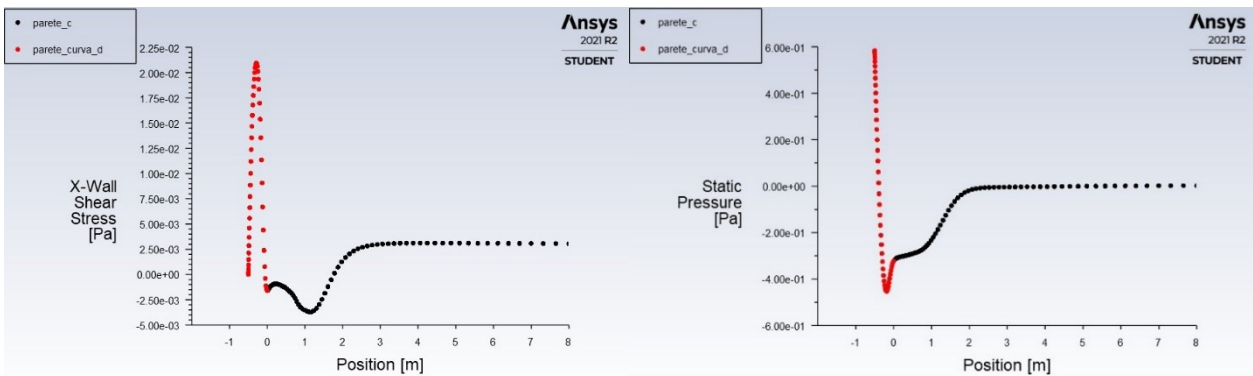


Fig. 8.6 – Mesh 2 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn + Crossflow Transition

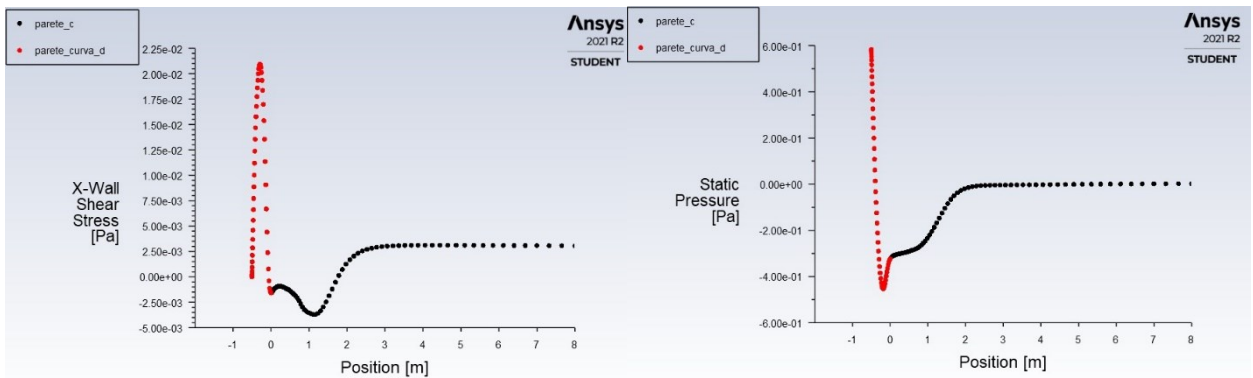


Fig. 8.7 – Mesh 2 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn

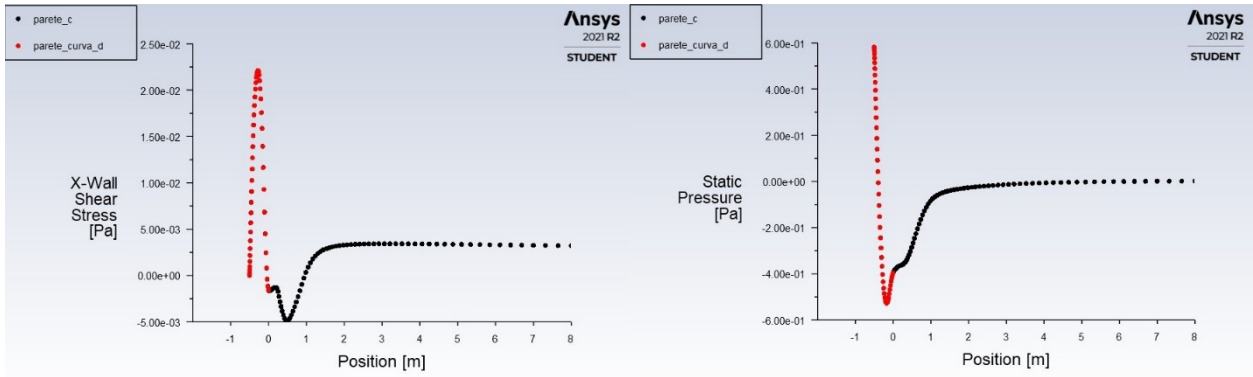


Fig. 8.8 – Mesh 2 $k-\omega$ transition model: γ -algebraic

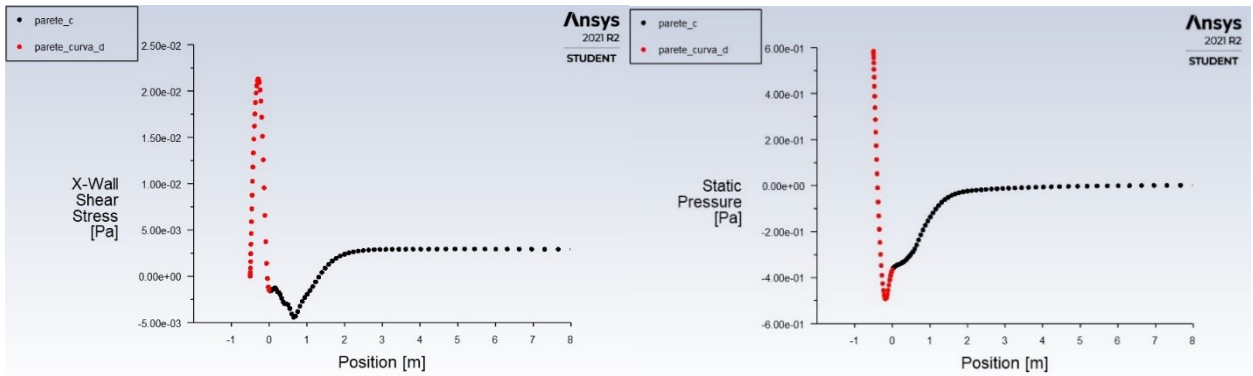


Fig. 8.9 – Mesh 3 $k-\omega$ transition model: none

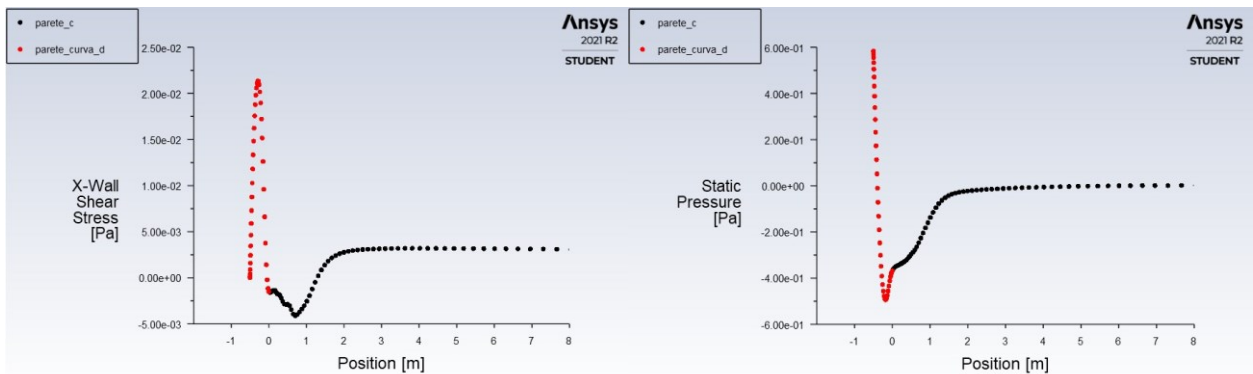


Fig. 8.10 – Mesh 3 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn + Crossflow Transition

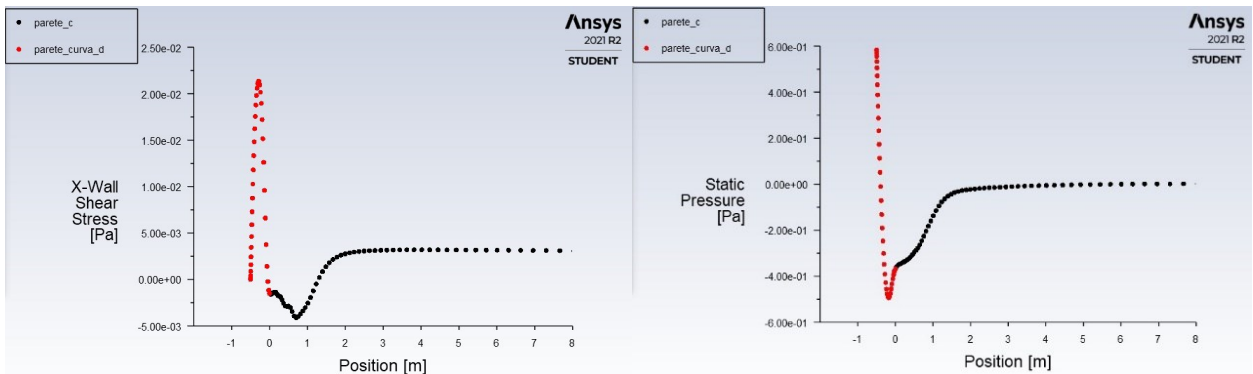


Fig. 8.11 – Mesh 3 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn

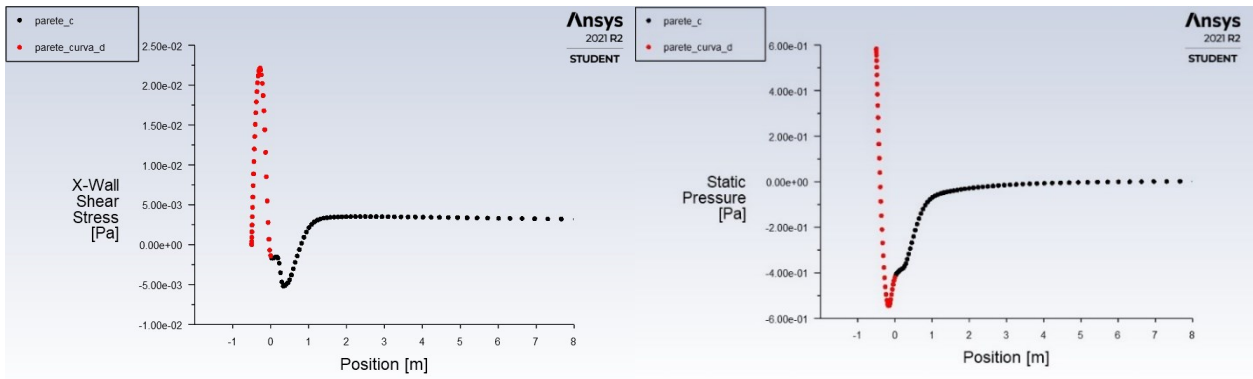


Fig. 8.12 – Mesh 3 $k-\omega$ transition model: γ -algebraic

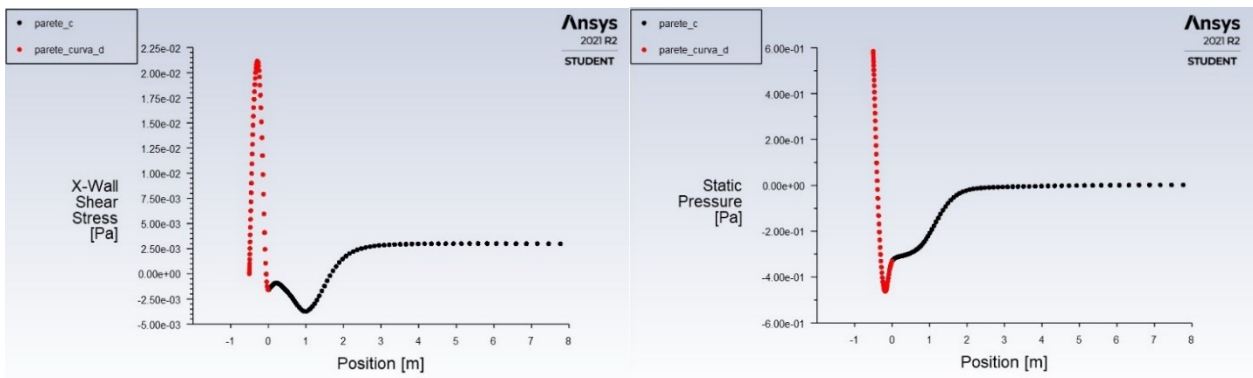


Fig. 8.13 – Mesh 4 $k-\omega$ transition model: none

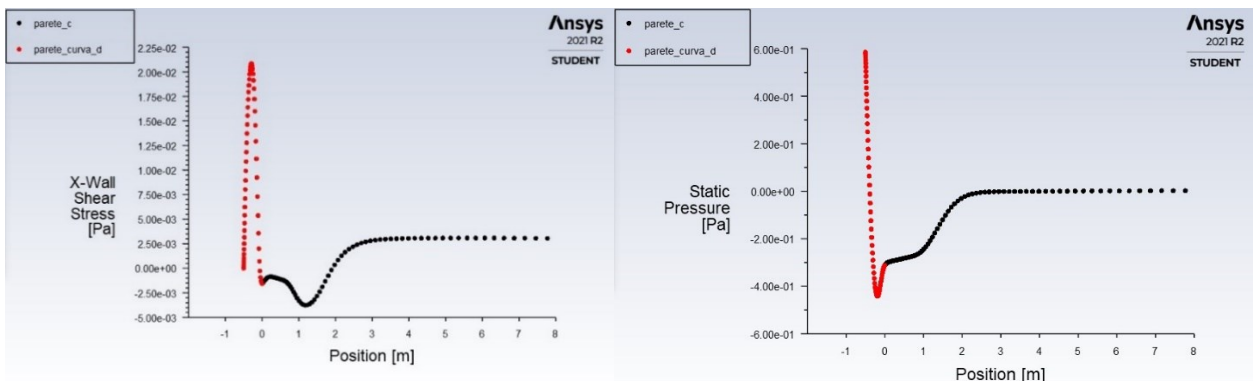


Fig. 8.14 – Mesh 4 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn + Crossflow Transition

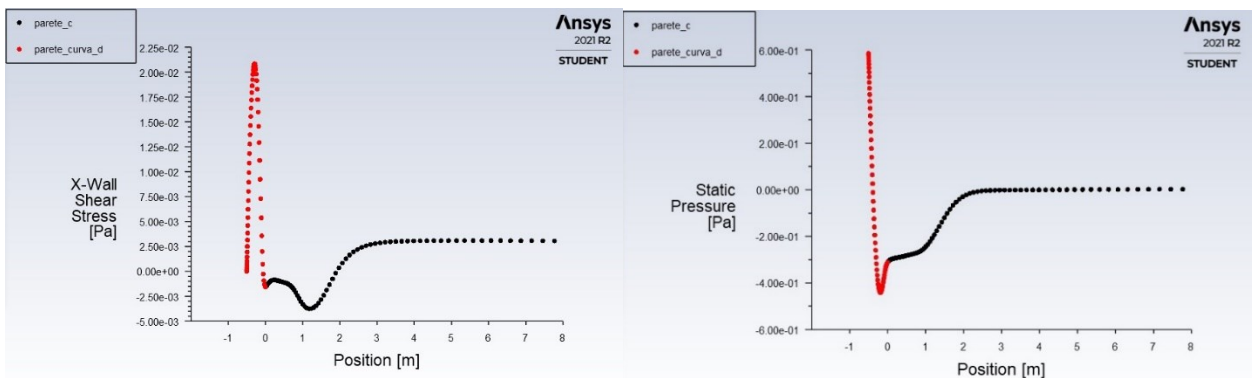


Fig. 8.15 – Mesh 4 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn

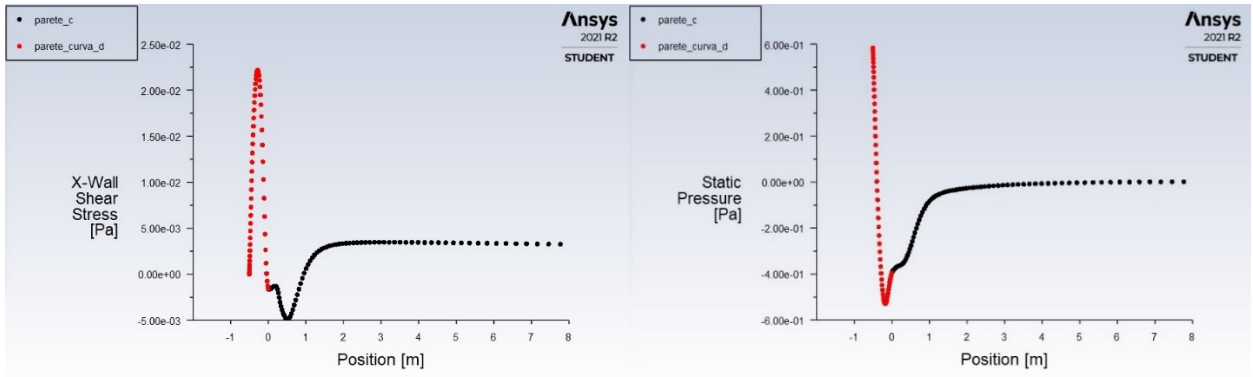


Fig. 8.16 – Mesh 4 $k-\omega$ transition model: γ -algebraic

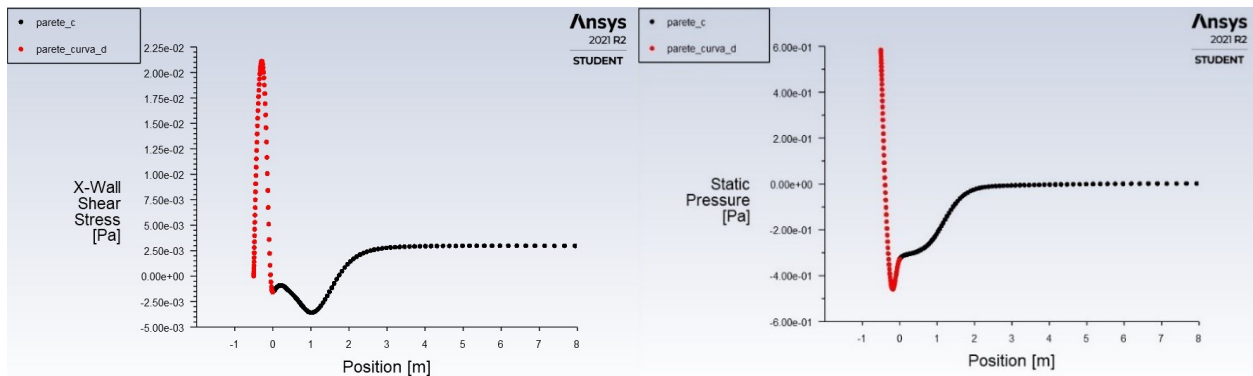


Fig. 8.17 – Mesh 5 $k-\omega$ transition model: none

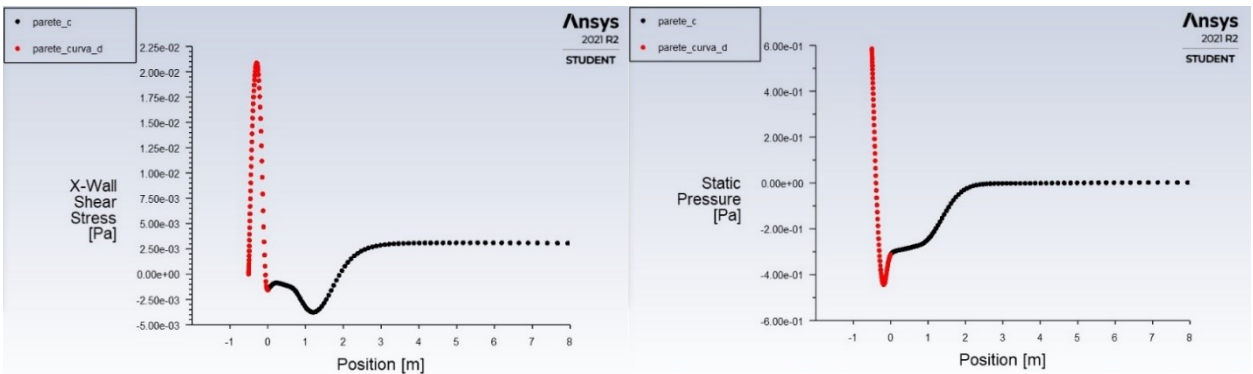


Fig. 8.18 – Mesh 5 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn + Crossflow Transition

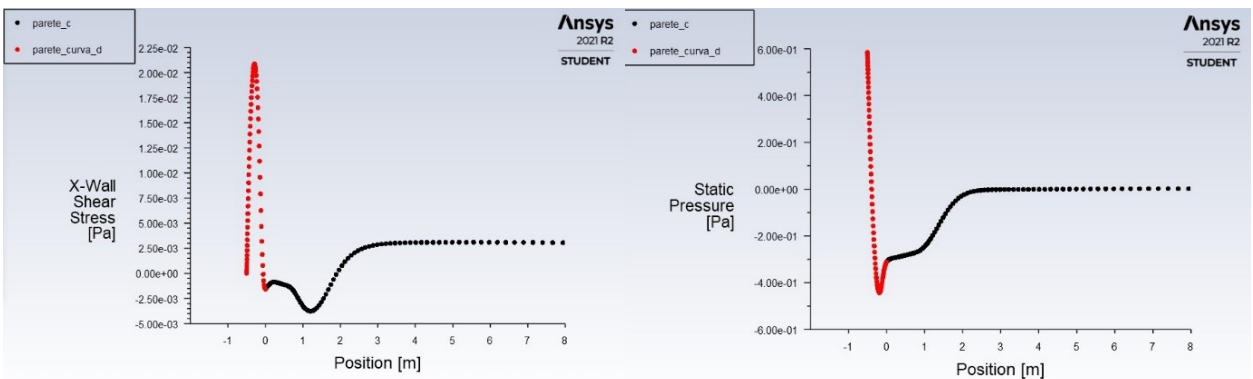


Fig. 8.19 – Mesh 5 $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn

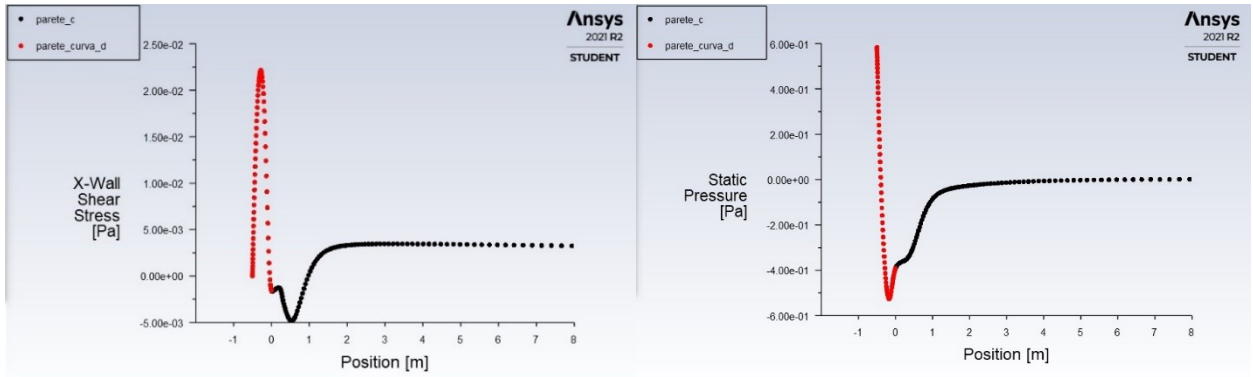


Fig. 8.20 – Mesh 5 $k-\omega$ transition model: gamma-algebraic

Capitolo 9

Conclusioni

Dai risultati ottenuti si può osservare che in nessuna delle mesh l'aver incluso la *Crossflow Transition* nel modello *k- ω transition model: gamma-transport-eqn* ha variato il risultato rispetto al modello *gamma-transport-eqn*; infatti, come si osserva dalle figure 9.1 le due curve sono coincidenti per tutte le mesh.

Quindi si può concludere che per questo studio l'impostazione applicata non differenzia la soluzione e, per non appesantire la legenda, la curva relativa alla *k- ω transition model: gamma-transport-eqn* verrà omessa nei prossimi grafici.

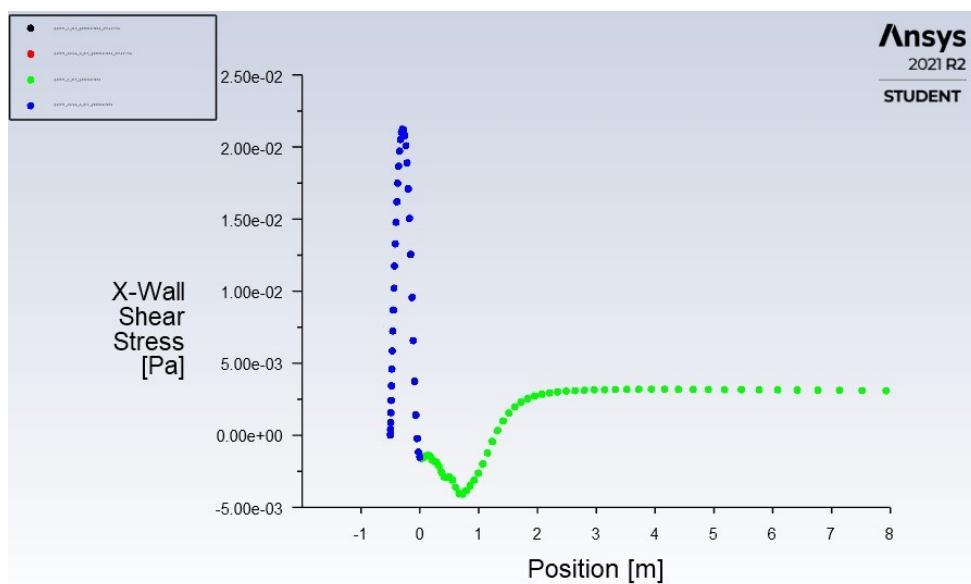


Fig. 9.1 – Mesh 1, *k- ω transition model: gamma-transport-eqn* e *k- ω transition model: gamma-transport-eqn+Crossflow Transition*

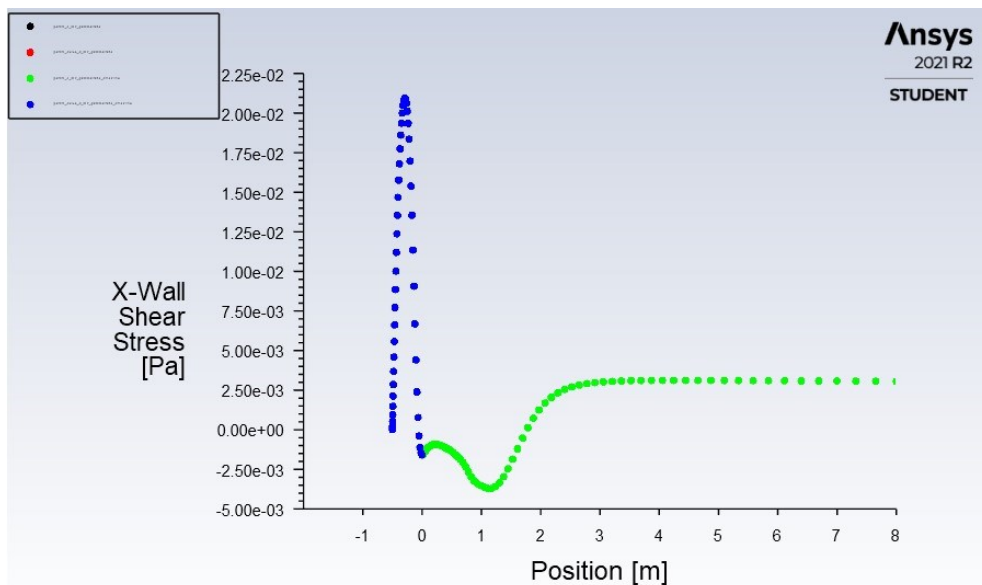


Fig. 9.1b – Mesh 2, *k- ω transition model: gamma-transport-eqn* e *k- ω transition model: gamma-transport-eqn+Crossflow Transition*

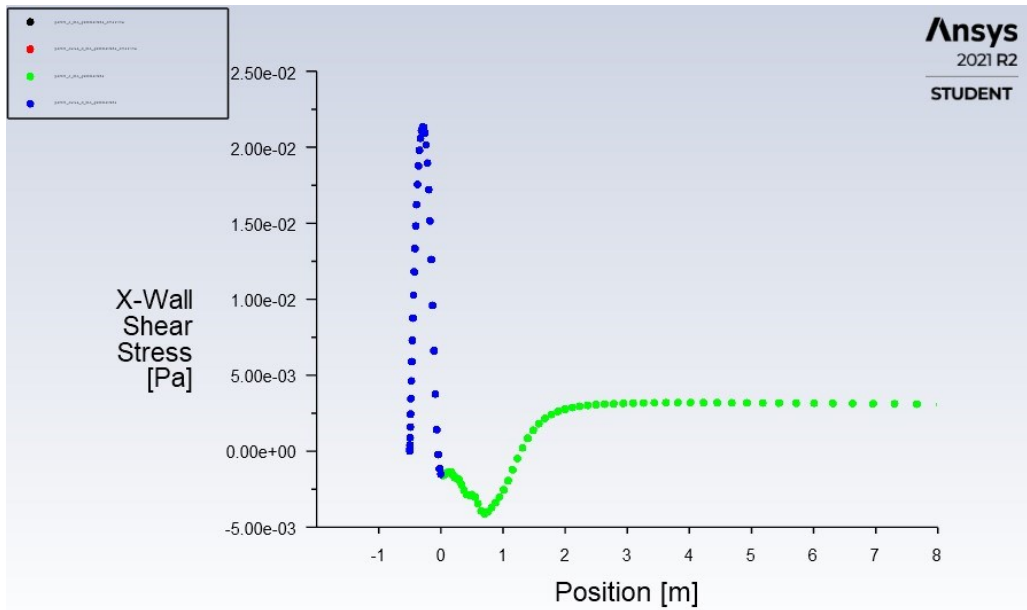


Fig. 9.1c – Mesh 3, $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn e $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn+Crossflow Transition

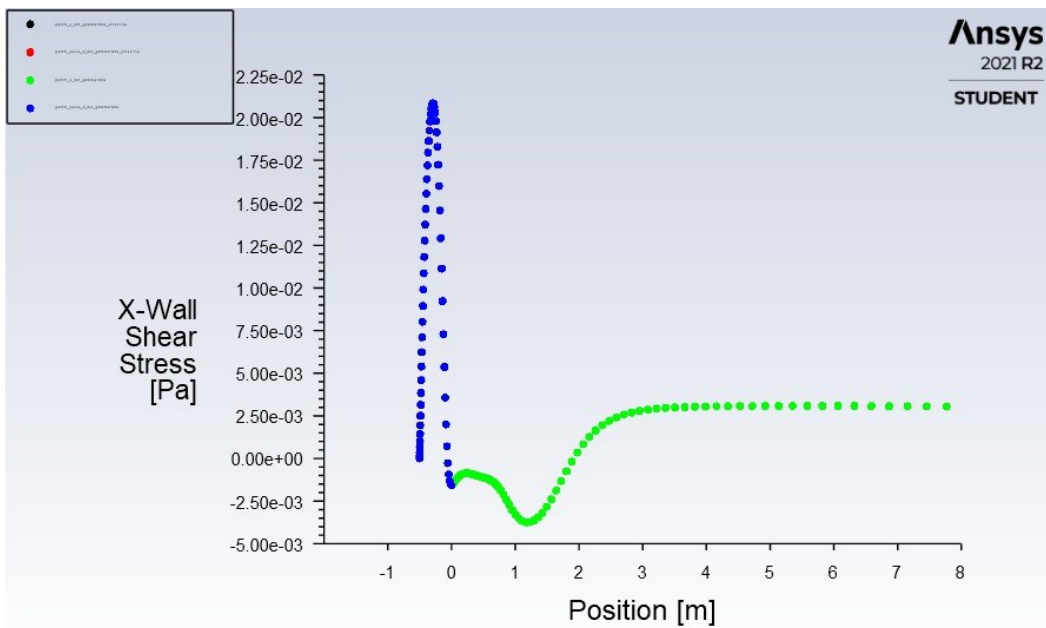


Fig. 9.1d – Mesh 4, $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn e $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn+Crossflow Transition

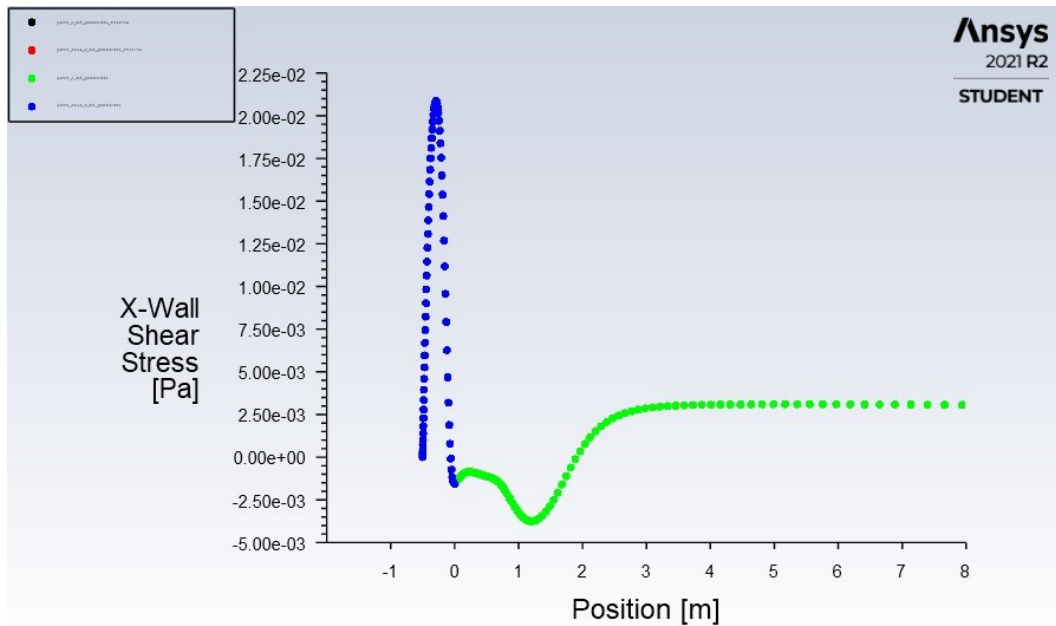


Fig. 9.1e – Mesh 5, $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn e $k-\omega$ transition model: γ -transport-eqn+Crossflow Transition

Come previsto i risultati tra la mesh 1 e la mesh 3 non variano (fig. 9.2). La differenza tra le due mesh è data da un maggior raffinamento della griglia nella zona del dominio più lontana dalla lastra. Questo dimostra che il dominio del problema è stato dimensionato bene e sufficientemente grande da far sì che il flusso al contorno del dominio non sia influenzato dalla presenza della lastra.

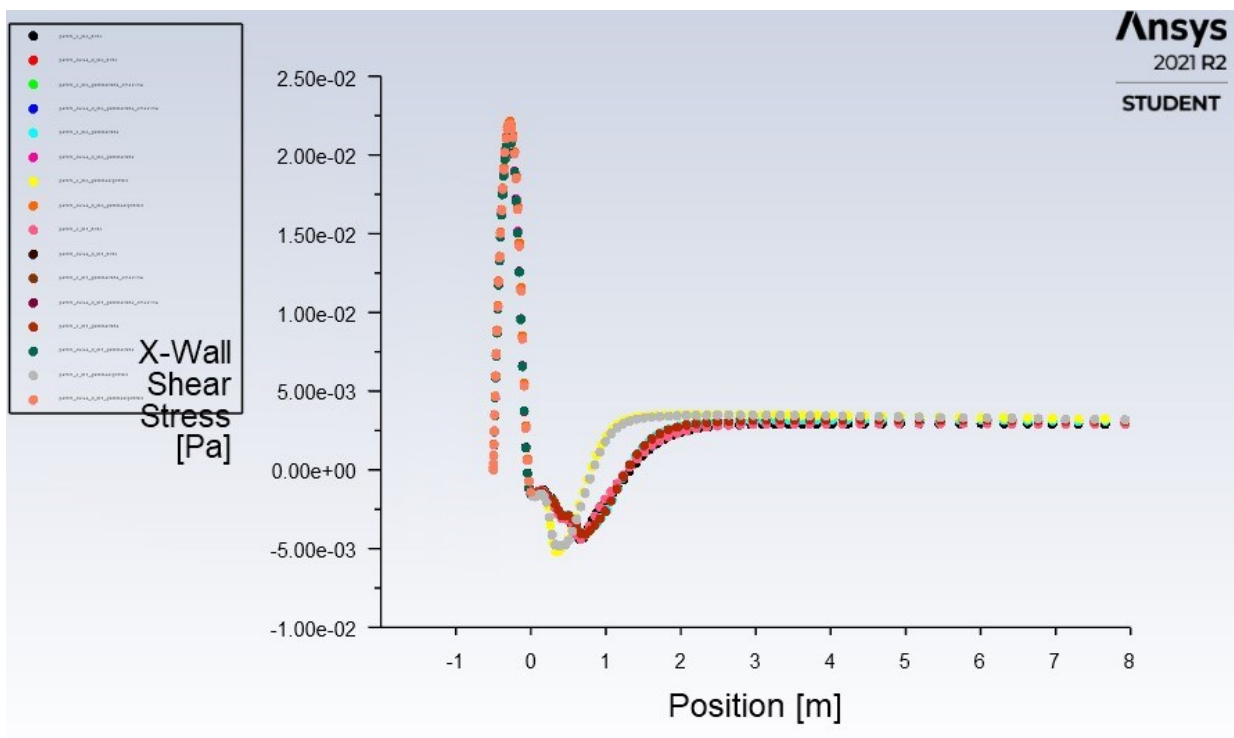


Fig. 9.2 – Mesh 1 e Mesh3, confronto tra tutti i modelli applicati

Come si può osservare dalle figure 9.3a, b, c le soluzioni dei modelli corrispondenti tra le mesh 1, 2 e 4 variano sensibilmente. È stato quindi necessario realizzare una quinta mesh più raffinata.

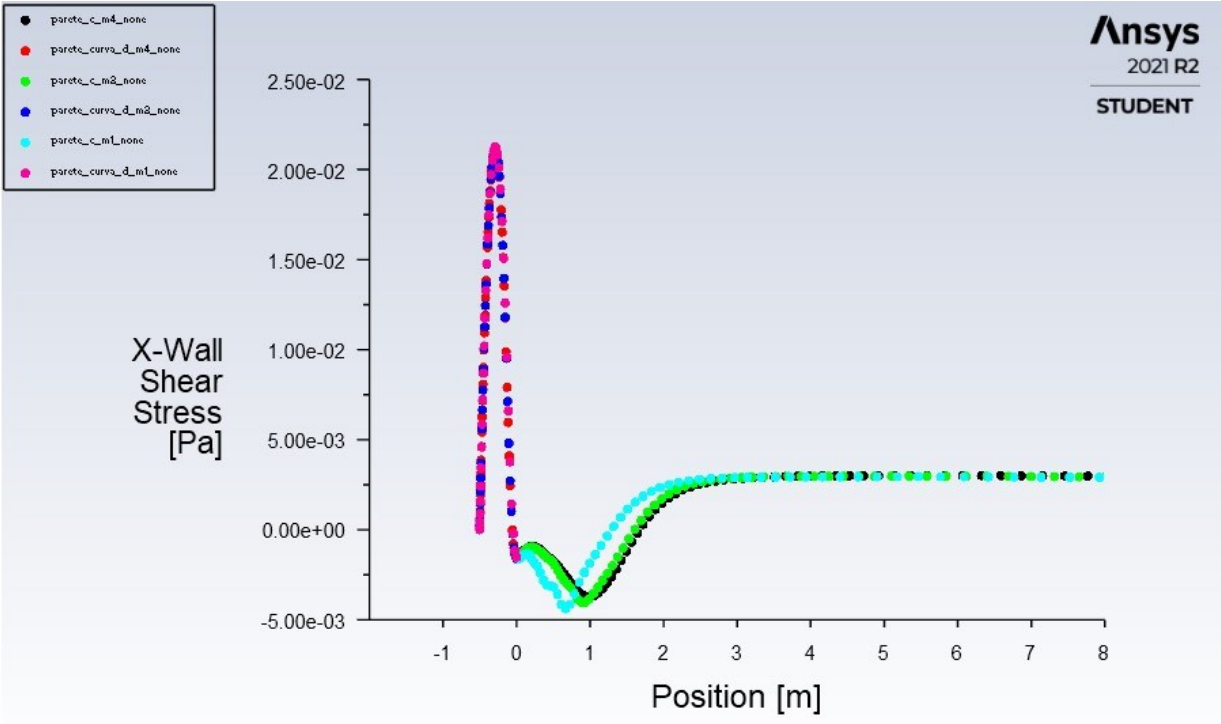


Fig. 9.3a – Mesh 1, 2, 4 k-w transition model: none

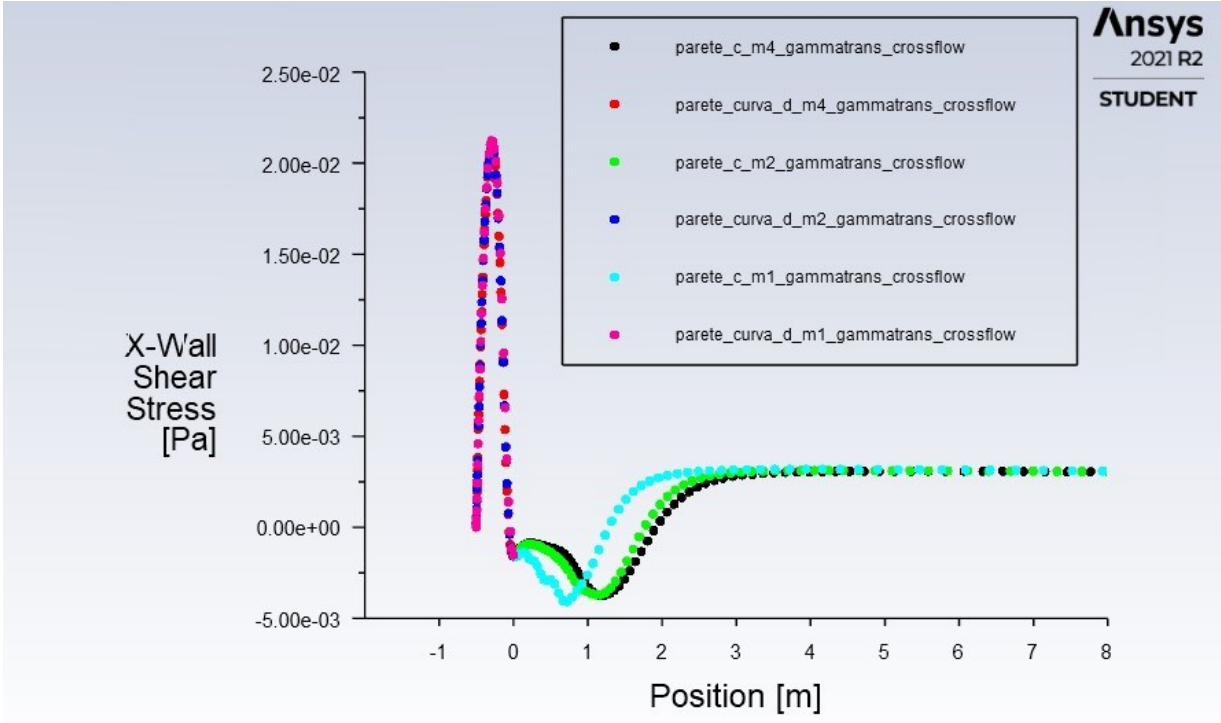


Fig. 9.3b – Mesh 1, 2, 4, k-w transition model: gamma-transport-eqn+Crossflow Transition

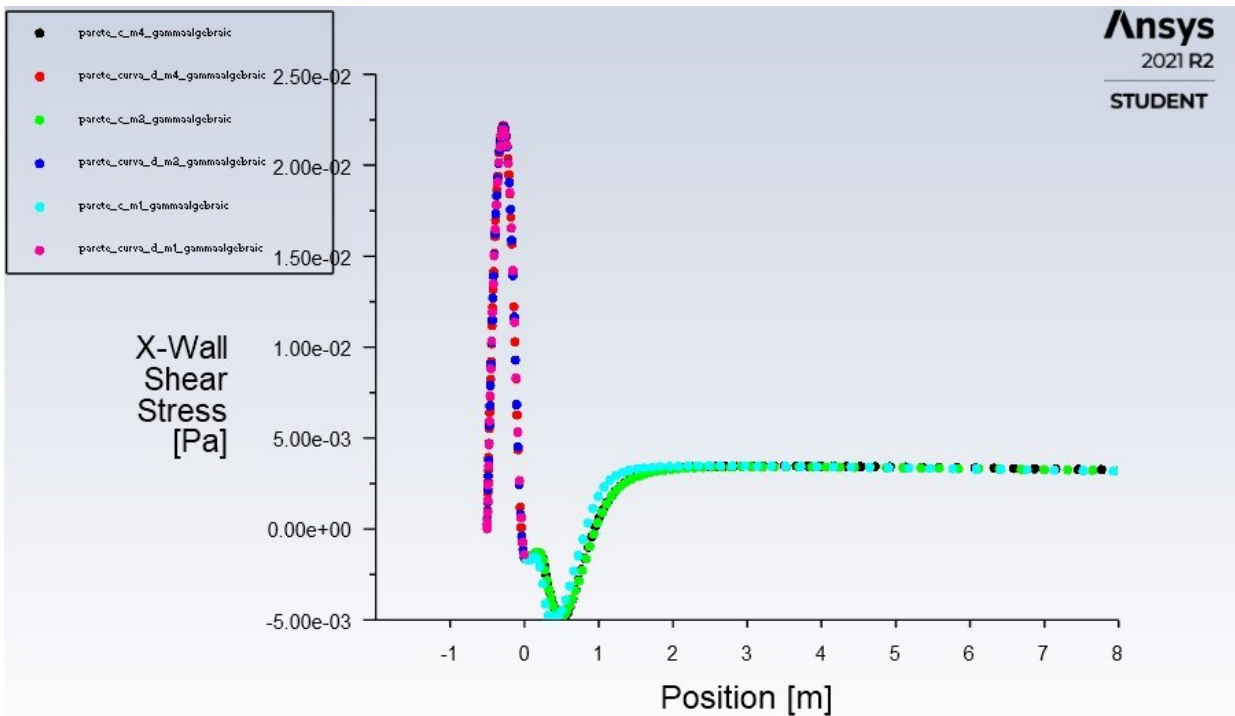


Fig. 9.3c – Mesh 1, 2, 4, $k-\omega$ transition model: γ -algebraic

Confrontando i risultati ottenuti dalle mesh 4 e 5 riportati nella figura 9.4 si osserva che i risultati non variano sensibilmente e quindi si possono prendere i risultati della mesh 5 (più raffinata e quindi teoricamente più precisa) per la valutazione del problema.

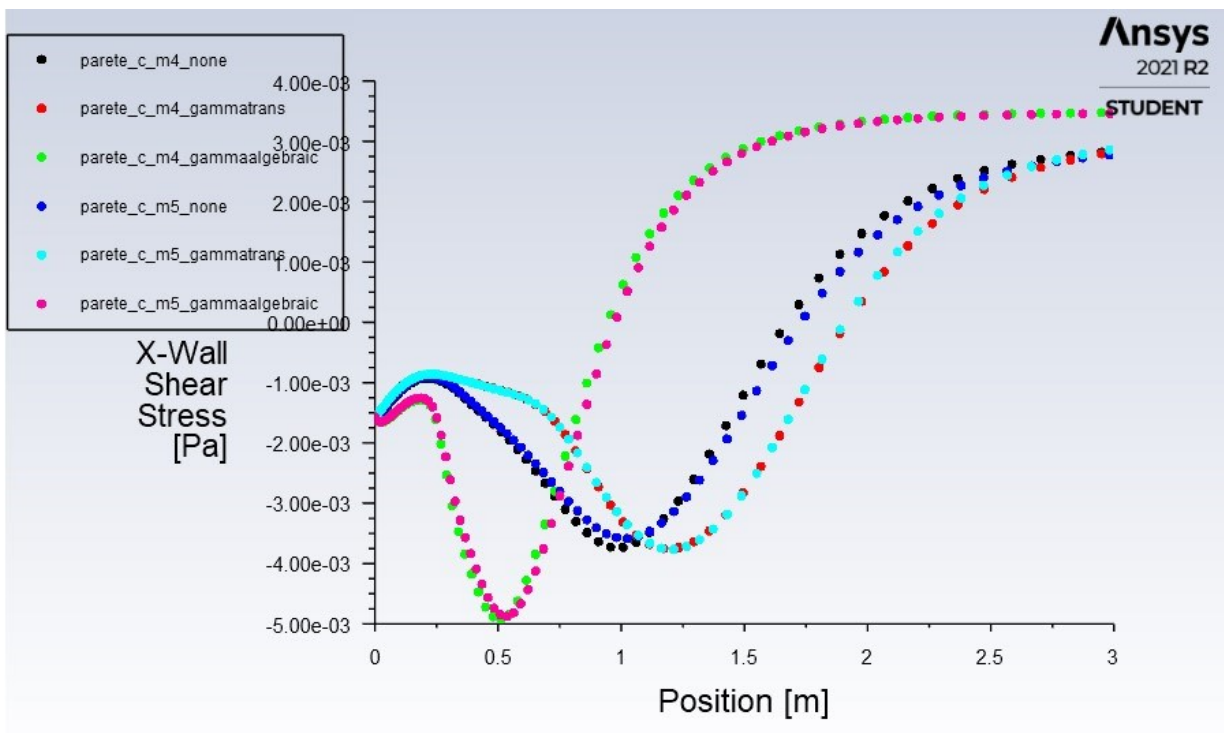


Fig. 9.4 – Mesh 4, 5 valori X-wall Shear Stress

Si ricorda che l'obiettivo di questo lavoro era verificare l'attendibilità dei risultati ottenuti con il software di simulazione Ansys Fluent CFD confrontandoli con i risultati ottenuti con il metodo DNS e andando a verificare quanto una diversa mesh applicata alla geometria possa variare il risultato finale.

Prendendo come riferimento i risultati di questa ultima mesh, si consideri l'andamento della curva dell'*x-Wall Shear Stress* (fig. 8.20), ovvero delle sollecitazioni τ sulla *parete*.

Ricordando la formula che permette di ottenere lo sforzo τ :

$$\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial r} \quad (9.1)$$

Si nota che nel primo tratto la sollecitazione è nulla; infatti, all'inizio della lamina il fluido ha velocità nulla. Come il fluido inizia ad allontanarsi dalla testa della lamina, la curva tende ad aumentare. Presenta un apice dove la velocità è massima e dopodiché torna a diminuire fino a raggiungere valori negativi. Quando la curva si trova al di sotto dello zero significa che la sollecitazione che si genera per lo scorrimento del fluido ha direzione opposta, avviene quindi il ricircolo. La curva diminuisce fino ad un minimo che corrisponde alla velocità massima del fluido del ricircolo. Poi aumenta di nuovo fino ad arrivare a zero. Qui si avrà il punto di riattacco, cioè il fluido che passa sopra al ricircolo tornerà a lambire la lamina e le sollecitazioni che si generano tendono a convergere ad un valore positivo.

Il punto di riattacco si può ricavare in maniera approssimata dal grafico in figura 9.5 ed avviene a:

- *k- ω none* $x \approx 1,7m$
- *k- ω gamma-transport-eqn + Crossflow Transition* $x \approx 1,75m$
- *k- ω gamma-transport-eqn* $x \approx 1,9m$
- *k- ω gamma-transport- algebraic* $x \approx 1m$

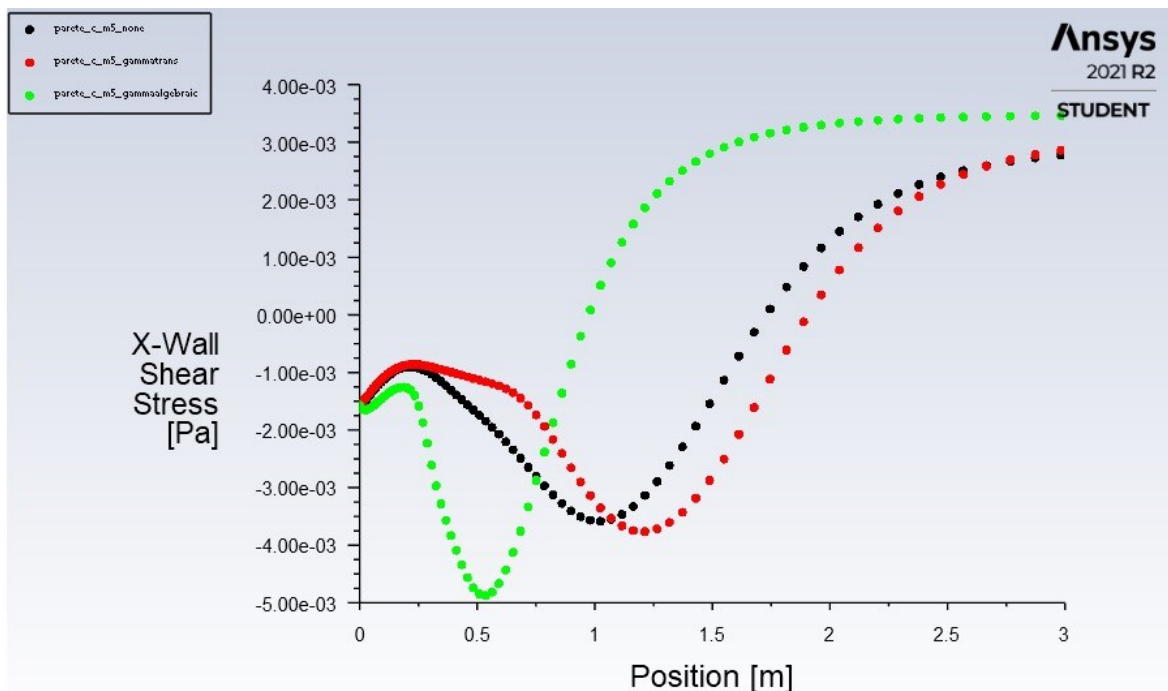


Fig. 9.5 – Mesh5 modelli a confronto

Per avere un dato più preciso si può operare per interpolazione lineare dei risultati ottenuti dalla mesh 5 (tab. 9.1) per i vari modelli applicati. Il punto di riattacco ha luogo dove lo *Shear Stress* passa da un valore negativo a un valore positivo. Si ottengono i seguenti risultati per i rispettivi modelli riportati in tabella (tab. 9.2):

k- ω none		k- ω gamma-transport-eqn + Crossflow Transition		k- ω gamma-transport-eqn		k- ω gamma-transport- algebraic	
x [m]	X-Wall Shear Stress [Pa]	x [m]	X-Wall Shear Stress [Pa]	x [m]	X-Wall Shear Stress [Pa]	x [m]	X-Wall Shear Stress [Pa]
...
1,61248	-0,00072	1,81540	-0,00061	1,81540	-0,00061	0,89912400	-0,00085535
1,67781	-0,00030	1,88783	-0,00012	1,88783	-0,00012	0,93947800	-0,00037080
1,74542	0,00010	1,96279	0,00035	1,96279	0,00035	0,98124500	0,0008726
1,81540	0,00049	2,04038	0,00078	2,04038	0,00078	1,02447000	0,00051374
...

Tab. 9.1 – Risultati dei rispettivi modelli presi per l'interpolazione lineare

Transition Model:	x [m]
k- ω none	1,7285175
k- ω gamma-transport-eqn + Crossflow Transition	1,90696872
k- ω gamma-transport-eqn	1,90696872
k- ω gamma-transport- algebraic	0,97328843

Tab. 9.2 – Risultati dei rispettivi modelli

Si consideri ora il coefficiente di pressione. Esso descrive come varia la pressione nei vari punti ed è dato dalla seguente formula (9.2):

$$c_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2}\rho v_\infty^2} \quad (9.2)$$

Prendendo in considerazione la figura 8.20, si può osservare che la curva parte da un valore massimo, corrispondente al tratto di lamina iniziale in cui la velocità è nulla. Quindi dall'equazione di Bernoulli (9.3) essendo nulla la velocità v , la pressione sarà massima.

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 \quad (9.3)$$

Il coefficiente di pressione inizia a diminuire lungo la curva fino a raggiungere un valore minimo negativo, corrispondente quindi a una depressione. Questo punto corrisponde alla zona di ricircolo. La curva tende poi ad aumentare mano a mano che si avvicina al punto di riattacco per poi tendere a zero.

Prendendo come riferimento i risultati ottenuti e confrontandoli con quelli dello studio con metodo DNS si osserva che tra tutti i modelli applicati quello che meglio approssima il calcolo è il *k- ω transition model: gamma-algebraic*. Infatti, il dato del punto di riattacco fornito dal DNS è $x=1\text{m}$. Il risultato che si avvicina più a tale valore è $x=0,97328843\text{m}$ con una differenza $\Delta x=0,02671157\text{m}$

Si può concludere quindi che il modello *k- ω none*, presupponendo un flusso completamente turbolento, si è dimostrato inadeguato allo studio di questo problema.

Il modello *k- ω transition model: gamma-algebraic* per questo studio è risultato il più accurato.

Bibliografia

[1] Ansys CFD <https://www.ansys.com/it-it/products/fluids/ansys-fluent>

[2] ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide

[3] Meccanica dei fluidi, Yunus A. Çengel, John M. Cimbala, McGraw-Hill

[4] Dispense del corso di Fluidodinamica del Prof. Roberto Verzicco:
<http://www.uniroma2.it/didattica/fluidodinamica/>

Ringraziamenti

A conclusione di questo percorso è doveroso dedicare del tempo per ringraziare tutte le persone che mi sono state accanto e che in ogni modo hanno contribuito alla realizzazione di questo percorso.

In primis, l'Università Politecnica della Marche nel nome del professor Andrea Crivellini, che mi ha trasmesso un grande interesse per la fluidodinamica durante il suo corso e mi ha dato la possibilità di approfondirne alcuni aspetti durante il periodo di tirocinio. La sua disponibilità, la sua pazienza e i suoi spunti di confronto sono stati davvero utili e preziosi per la stesura di questo elaborato.

Ringrazio poi la mia famiglia, gli amici e tutte le persone che mi hanno supportato e con cui ho condiviso questi anni importanti.