



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale meccanica

SIMULAZIONE DELLA TRANSIZIONE LAMINARE-TURBOLENTA

SIMULATION OF THE LAMINAR-TURBOLENT TRANSITION

Relatore:

Prof. Andrea Crivellini

Tesi di Laurea di:

Carlo Rinaldi

A.A. 2020 / 2021

INDICE

1. Introduzione	4
2. Ansys Fluent CFD	5
3. Geometria	6
4. Mesh	8
5. Setup	10
6. Solution	16
7. Results	18
8. Verifica dei risultati	21
9. Conclusioni	30
10. Bibliografia	34

RINGRAZIAMENTI

Vorrei innanzitutto ringraziare il prof. Andrea Crivellini per il suo aiuto e i suoi consigli durante tutta l'esperienza del tirocinio e la stesura della tesi.

Inoltre, ringrazio la mia famiglia, tutti i miei amici e le persone che mi sono state accanto durante questi anni e che mi hanno aiutato a raggiungere questo importante traguardo.

CAPITOLO 1

Introduzione

Il contenuto di questa tesi consiste nella descrizione del lavoro da me effettuato durante il tirocinio svolto in via telematica in collaborazione con il prof. Andrea Crivellini, del dipartimento di Ingegneria Industriale e Scienze Matematiche dell'Università Politecnica delle Marche.

Il problema fluidodinamico riguarda lo studio del flusso di un fluido che lambisce una lamina di geometria nota, al variare del numero di Reynolds Re e dell'intensità di turbolenza Tu . La lamina è una lastra piana di lunghezza 16 m con bordo di attacco circolare, di raggio 0,5 m.

Da risultati precedentemente ottenuti si vede come il fluido che va a lambire la lamina genera una separazione tra lamina e fluido stesso creando una zona di ricircolo, chiamata "bolla". Dopo un certo spazio si ha il punto di riattacco, cioè dove il fluido torna a lambire la lamina nella direzione del moto. Per valutare dove avviene il punto di riattacco sono stati fatti dei calcoli con il metodo DNS (Direct Numerical Simulation), e poi dei calcoli con il programma ANSYS FLUENT CFD (Computational Fluid Dynamics). Mentre quest'ultimo metodo presenta diversi modelli di turbolenza, il metodo DNS è più preciso perché oscillazione e turbolenza non vengono modellate ma calcolate risolvendo le equazioni esatte di Navier-Stokes (1.1). Si è visto come tra i vari modelli di turbolenza del sistema "Fluent", quello che più si avvicina ai risultati ottenuti con il metodo DNS è il modello "Transition SST".

$$\begin{aligned}
 & \bullet \quad \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla \vec{u} = -\nabla p / \rho + \nu \nabla^2 \vec{u} \\
 & \bullet \quad \nabla \cdot \vec{u} = 0
 \end{aligned} \tag{1.1}$$

In questo problema ci poniamo l'obiettivo di verificare l'attendibilità dei risultati ottenuti con il modello "Transition SST", andando a verificare quanto una diversa Mesh, con le stesse condizioni al contorno, vada ad inficiare il risultato finale.

CAPITOLO 2

Ansys Fluent CFD

La fluidodinamica computazionale (Computational Fluid Dynamics, CFD) è uno strumento di sorprendente flessibilità, precisione e ampiezza di applicazioni. CFD ha una capacità di modellazione fisica necessaria per la modellazione di flussi, turbolenza, trasferimento di calore e reazioni chimiche per applicazioni industriali. Queste vanno dal flusso d'aria sull'ala di un aeromobile alla combustione in una fornace, dalle colonne a bolle alle piattaforme petrolifere, dal flusso di sangue alla produzione di semiconduttori e dalla progettazione di camere bianche agli impianti di trattamento delle acque di scarico. Con Ansys si possono fare diversi tipi di simulazioni, nel caso della simulazione Fluent, che permette di andare a studiare il moto e le caratteristiche di un fluido attorno ad un oggetto, è costituito dai seguenti step:

1. Geometry: il programma che permette di creare la geometria è Spaceclaim
2. Mesh: il programma che permette di creare la mesh è Meshing
3. Setup: il programma che permette di settare il sistema è Fluent
4. Solution: il programma che permette di visionare le soluzioni è Fluent
5. Results: il programma che permette di visionare i risultati è Fluent

CAPITOLO 3

Geometria

Come già detto, la geometria del problema è costituita da una lastra piana con attacco circolare, di raggio 0,5 m (Fig. 2.1). Il dominio in cui passerà il fluido è un rettangolo abbastanza grande da poter considerare le grandezze al suo contorno costanti e non influenzate dalla presenza della lastra.

L'origine del sistema di riferimento XY è stato posto sul centro della circonferenza di raggio 0,5 m pari al raggio di raccordo della lastra.

Il punto di attacco si trova quindi in posizione (-0,5; 0), mentre la lastra è piana a partire dal punto (0; 0,5).

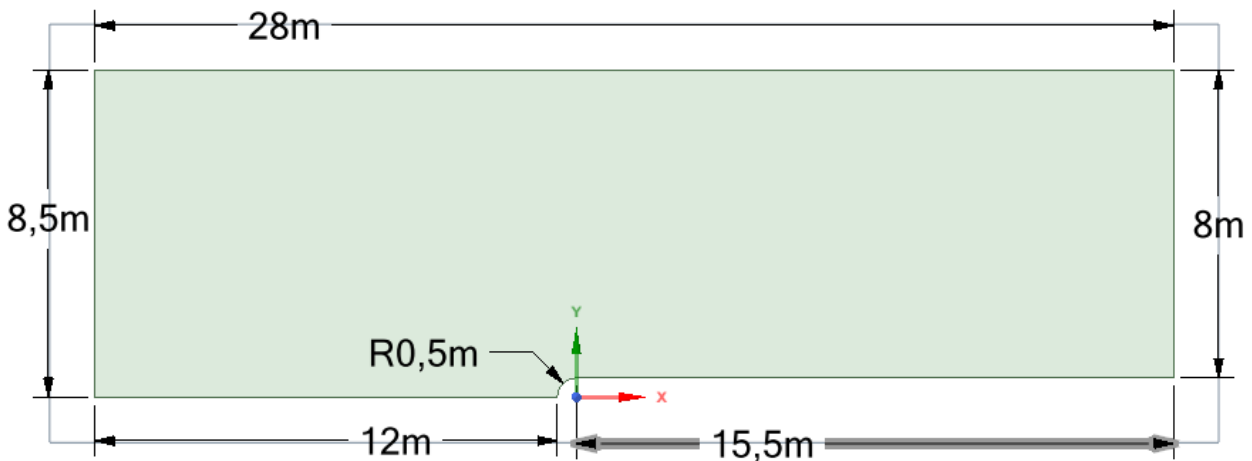


Fig. 2.1 Geometria del problema

Nella figura sono riportate le quote in metri, ma è stato deciso di lavorare in termini adimensionali, sapendo che Re dipende dal Diametro (D) preso unitario, dalla velocità (u) presa unitaria, dalla densità (ρ) presa unitaria, e dalla viscosità (μ) ma siccome tutti i valori sono unitari si evince che la viscosità è l'inverso di Re .

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \longrightarrow Re = \frac{1}{\mu}$$

Le superfici del dominio sono state nominate come in Fig. 4.4, e sono state chiamate in questo modo perché quando si passerà alla fase di Setup, si collegheranno automaticamente alle condizioni iniziali.

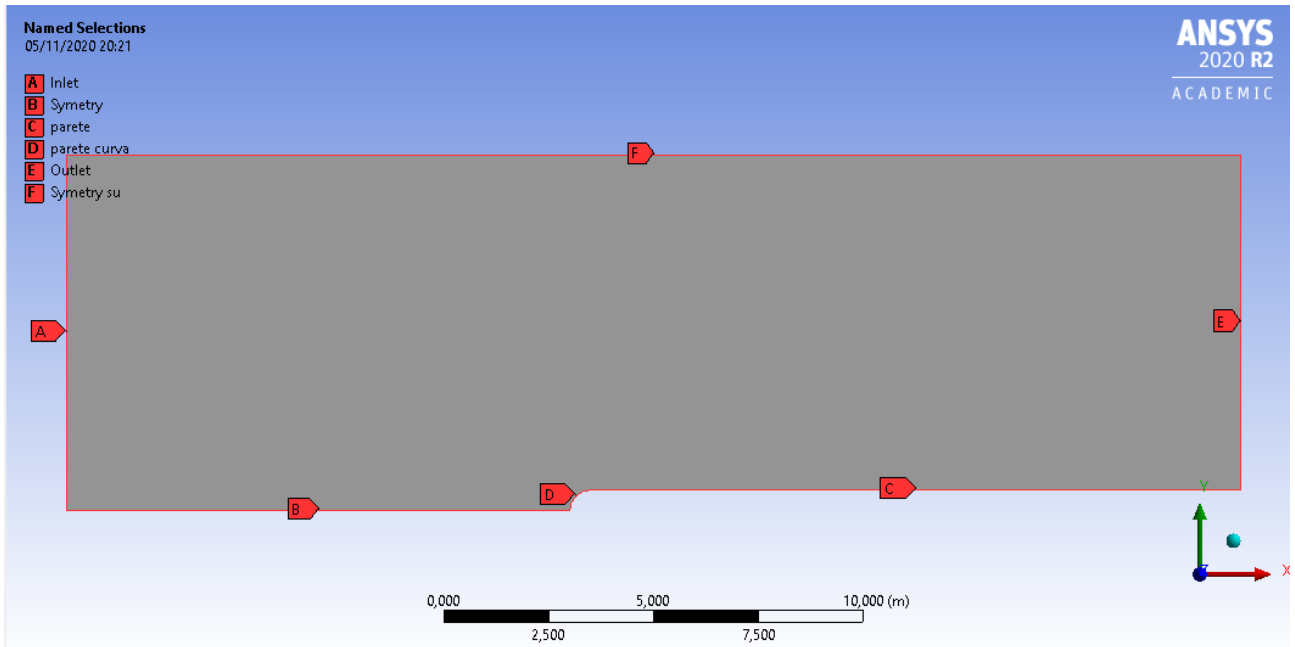


Fig. 2.2 Dominio con le sue nomenclature

CAPITOLO 4

Mesh

La generazione della mesh è una delle operazioni più importanti, è quella per cui è stato speso il maggior lavoro durante questo studio. Se viene generata una cattiva mesh le soluzioni saranno errate o con un maggiore errore; invece, una buona griglia permette di ottenere soluzioni con un minore errore. La mesh consiste nel suddividere il dominio fluido in tante celle che possono essere di varia forma, e più è fitta con celle piccole e regolari, più il risultato sarà preciso. Il sistema andrà a calcolare le equazioni in ognuna di queste celle. Le mesh possono essere di due tipi, strutturate o non strutturate.

Le griglie strutturate (di tipo cartesiano) consistono nella suddivisione del dominio in celle quadrangolari (rettangoli o quadrati) nel caso bidimensionale (Fig. 4.1), in cubi o parallelepipedi nel caso tridimensionale. Possono essere anche a blocchi, cioè dove il dominio è diviso in blocchi ognuno dei quali ha una mesh strutturata: questo metodo consente di usare la mesh più fitte nelle zone dove è richiesto, è utile per geometrie complesse.

Le griglie non strutturate (Fig. 4.2) rappresentano l'evoluzione delle griglie di tipo cartesiano: in esse si definiscono delle coordinate curvilinee che seguono l'andamento del corpo. Sono costituite, nel caso bidimensionale, da triangoli e, in quello tridimensionale da piramidi o tetraedri. Consentono di descrivere geometrie complesse con costi computazionali e operativi ridotti rispetto a quelle strutturate, mantenendo un certo grado di accuratezza della soluzione.

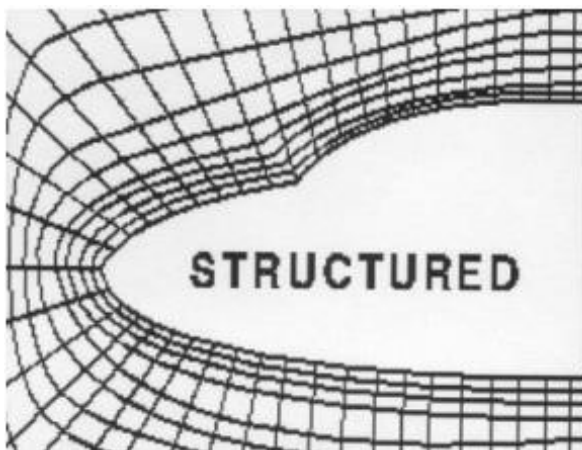


Fig. 4.1 Griglia strutturata

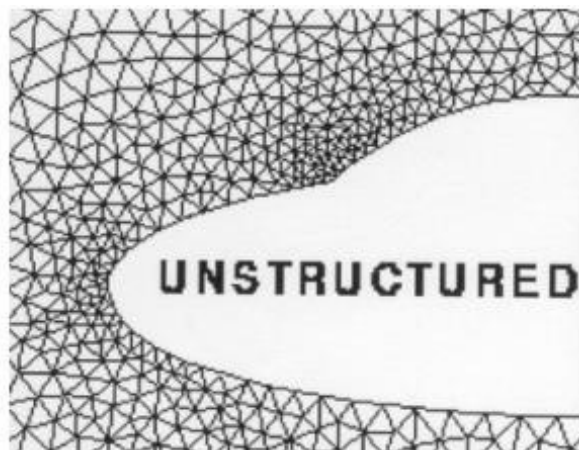


Fig. 4.2 Griglia non strutturata

La parte indispensabile nella generazione di una mesh è la distribuzione di punti sulla superficie da descrivere, che determina il numero di elementi che la compongono e la qualità della soluzione ottenuta. Nella griglia è possibile diversificare la densità, in questo caso si parla di griglia adattiva: la mesh viene addensata solo dove occorre, ad esempio nelle zone dove si modella la turbolenza o dove avvengono i fenomeni fisici di maggior interesse. Così facendo ottengo un miglioramento della qualità della soluzione nei punti di maggior importanza e velocizziamo il processo nei punti dove le variabili non subiscono forti variazioni.

CAPITOLO 5

Setup

Prima di parlare di questo step, è necessario introdurre alcune nozioni che permetteranno di comprendere al meglio ciò che verrà trattato.

5.1 Regimi di moto

Innanzitutto, bisogna definire il fluido come una sostanza senza forma propria, cioè che assume la forma del recipiente che lo contiene. Il fluido si suddivide in:

- **Liquido:** occupa una parte limitata del recipiente perché mantiene il proprio volume, una sua caratteristica è l'incomprimibilità;
- **Gas:** occupa l'intero volume disponibile del recipiente perché non ha un volume proprio (tende ad occupare tutto il volume a sua disposizione), una sua caratteristica è la comprimibilità.

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 sua proprietà importante è la viscosità che rappresenta la resistenza del fluido al moto; nei liquidi, invece, è dovuta alle forze di coesione tra le molecole (decrece con la temperatura, perché acquisiscono più energia e, muovendosi liberamente, possono opporsi meglio alle forze di coesione).

I regimi di moto sono:

- **Laminare:** 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;
- **Turbolento:** un flusso caotico e casuale, intrinsecamente non stazionario, caratterizzato da fluttuazioni della velocità e intenso mescolamento.

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 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 sparpaglia 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 inizio e fine della condotta, la portata è più bassa di quella calcolabile a partire dalla legge di Poiseuille (5.1, 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).

$$q = \frac{\pi R^4 \Delta p}{8 \eta l} \quad (5.1)$$

Infatti, nel moto turbolento iniziano a formarsi all'interno del liquido dei vortici, che si muovono (dopo essersi formati) come un tutto all'interno del liquido. 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 distruggono, 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 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 rapporto tra forze di inerzia e forze di attrito definisce un numero puro, detto di Reynolds, che viene normalmente usato per studiare il passaggio tra il regime laminare e quello turbolento. Tale numero deve dipendere dalla velocità media del fluido v , dal diametro d , dalla viscosità μ e dalla densità ρ .

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (5.2)$$

Il termine (5.2) al numeratore rappresenta le forze inerziali e il termine al denominatore rappresenta le forze viscosse. Quando Re è elevato prevalgono le forze inerziali e ci sarà un moto turbolento (fig. 5.1b), quando il Re è basso prevalgono le forze viscosse e ci sarà un moto laminare (fig. 5.1a).

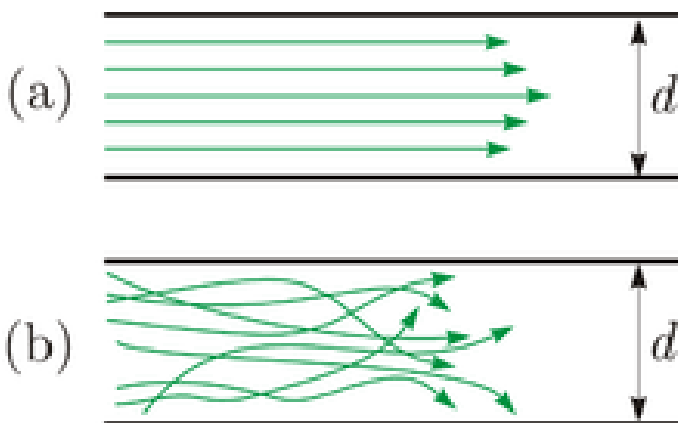


Fig 5.1 Tipi di moto al variare di Re

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, possono venirsi a trovare successivamente vicine, determinando, in tal modo, un intenso mescolamento cui consegue un 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, mentre 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 (fig. 5.2) attraverso un meccanismo di allungamento (vortex stretching), provocato dalla presenza di un gradiente della velocità media;

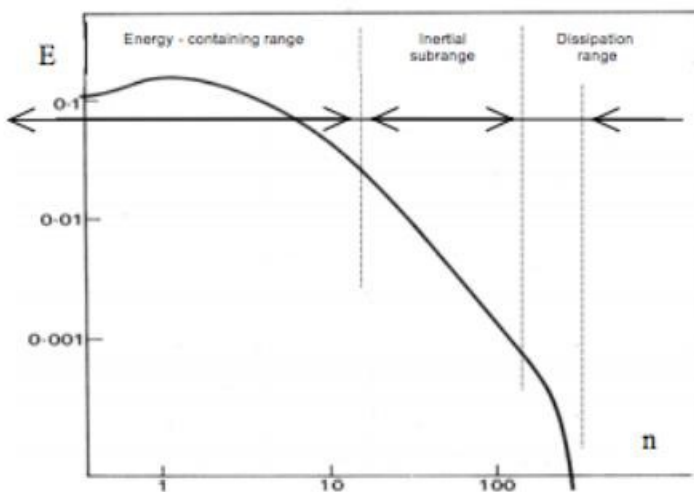


Fig. 5.2 Spettro d'energia in un punto fisso di uno strato limite turbolento

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, fino a che le forze viscosi non provocano la sua dissipazione sotto forma di calore (fig.5.3). Questo processo viene chiamato cascata di energia.

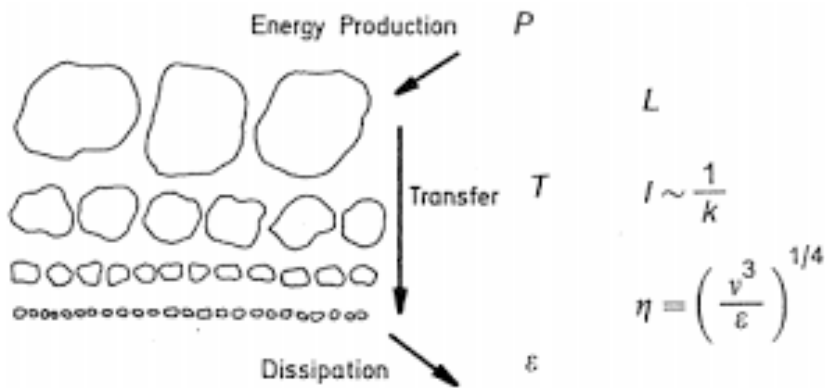


Fig. 5.3 Cascata di energia

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.

5.2 Il metodo di RANS: Reynolds averaged Navier-Stokes

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. Ma non è possibile descrivere un moto complesso come quello turbolento con solamente le 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 N-S, 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.

5.3 Modelli di turbolenza

La modellazione della turbolenza è la rappresentazione degli effetti della turbolenza sulla fluidodinamica di un flusso. Nel programma usato ci sono vari modelli di turbolenza:

- k- ω con transizione: nulla;
- k- ω con transizione: gamma-transport-eqn;
- Transizione k-kl- ω ;
- Transizione SST (shear stress transport): è una combinazione dei modelli k- ω e k- ϵ , in cui una funzione attiva il modello k- ω vicino al muro e il modello k- ϵ nel flusso libero.

5.4 Setup

Il setup permette di impostare le condizioni al contorno e tutti i vari campi necessari a descrivere il sistema (fig 5.4).

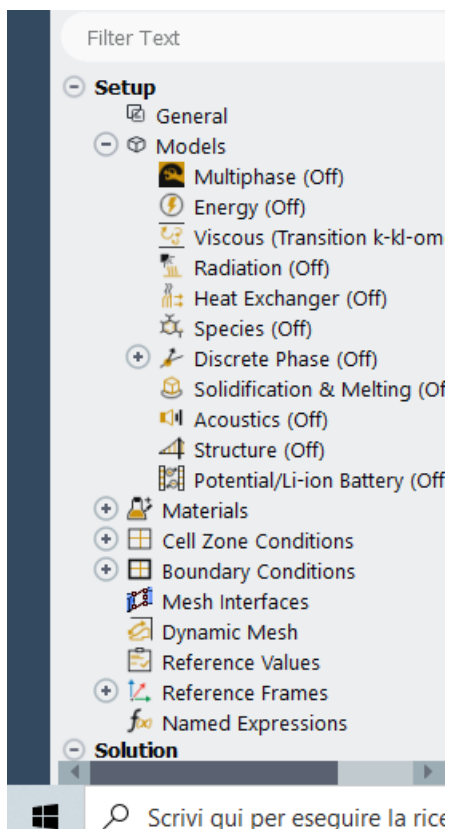


Fig. 5.4 Setup Fluent

Si possono impostare vari modelli viscosi, come detto noi utilizzeremo il modello Transition SST (4 eqn).

In seguito vanno impostati i materiali, da dividere in materiali fluidi e solidi. Alle pareti è stato associato il muro (wall), il fluido è stato settato a densità costante, posto incomprimibile mentre la viscosità viene variata a seconda del Reynolds che si sta usando (la viscosità è l'inverso di Re, già dimostrato in precedenza).

Poi si procede con le condizioni al contorno: la velocità in ingresso (velocity inlet) è stata posta unitaria in direzione X e nulla in Y (fig 5.5). La pressione relativa in ingresso e uscita è nulla.

La turbolenza dipenderà:

- dall'intermittenza, che nel corso delle simulazioni rimarrà costante e pari a 1, ma in una prova è stata variata a 0,5 per vedere se influenzasse i risultati;
- dall'intensità di turbolenza (Tu), che viene variata nel corso delle prove, assumendo i seguenti valori: 0; 0,2; 0,65; 2,3; 5,6;

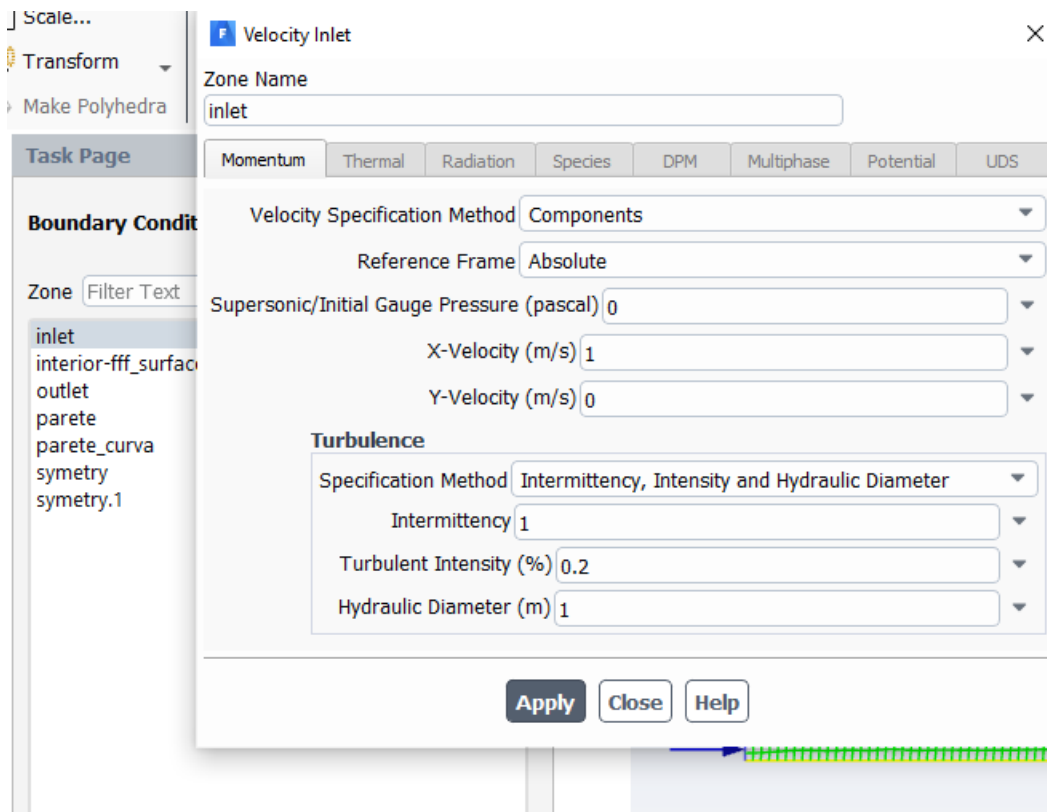


Fig. 5.5 Settaggio velocità in ingresso

CAPITOLO 6

Solution

Prima di calcolare i risultati si possono configurare le ultime impostazioni come i metodi (methods), che abbiamo impostato al secondo ordine, ossia le equazioni arriveranno al secondo ordine fornendo risultati più precisi rispetto al primo ordine. Successivamente bisogna effettuare l'inizializzazione, dove il programma andrà ad inizializzare il programma prendendo come dati iniziali quelli della superficie in ingresso (inlet). Una volta fatto ciò, si procede impostando un numero di iterazioni e cliccando su "Run Calculation". Le iterazioni non devono essere né troppe né troppo poche, ma di un numero sufficiente a far andare a convergenza i risultati. Una volta finito il calcolo, si ottiene un grafico simile a quello di fig. 6.1, relativo alla prova con $Re=3450$, $Tu=2,3$ (Transition SST).

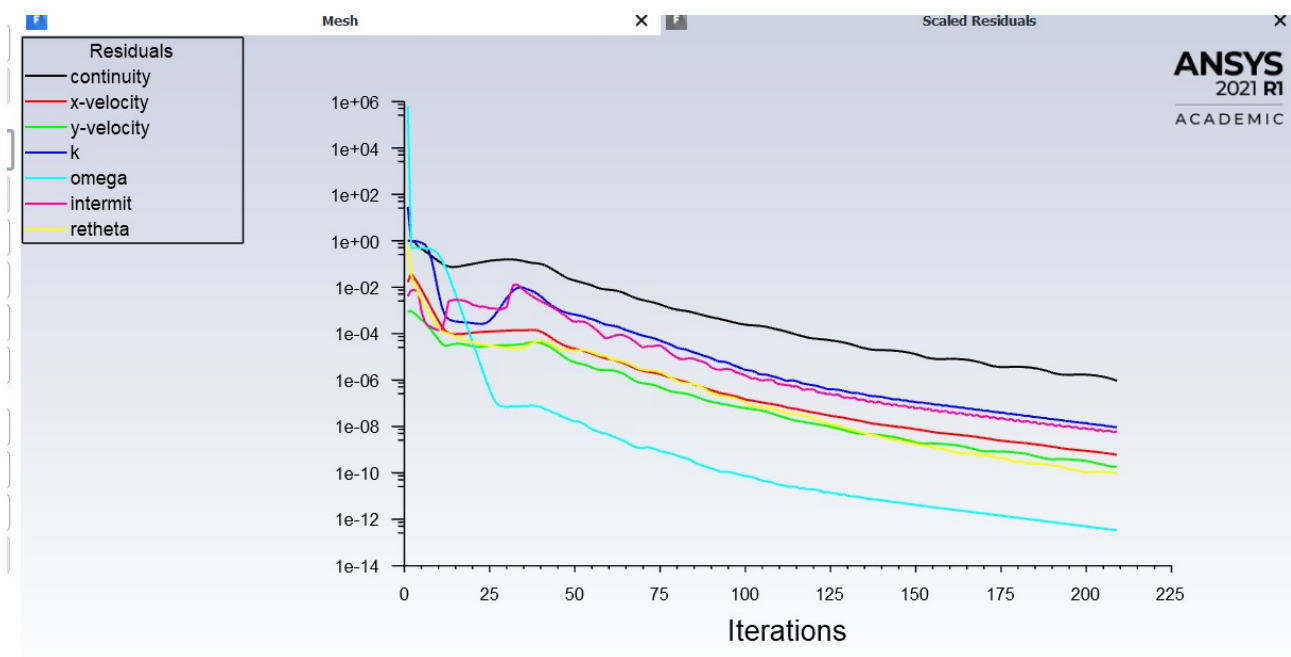


Fig. 6.1 Scaled Residuals

Dal grafico si nota che le curve proseguono fin 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. Nella precisione doppia i residui possono diminuire fino a dodici ordini di grandezza prima di raggiungere il valore minimo e smettere di variare.

Per poter considerare i residui adeguati, questi devono trovarsi almeno sotto alla 10^{-4} se non si trovano al di sotto di questo valore occorrerà una mesh più fine. Perché come detto nel capitolo 4 la griglia è molto importante, da essa, infatti, dipende la qualità delle soluzioni che si ottengono.

CAPITOLO 7

Results

I risultati sono l'obiettivo di ogni simulazione, infatti permettono di andare a valutare le performance del design, in questo caso una lamina con bordo d'attacco curvo. I risultati sono essenziali per prendere decisioni sul design. Il programma permette di visualizzare i risultati in vari modi, possono essere visualizzati in grafici, in immagini e in tabelle. Nel nostro caso abbiamo analizzato i valori della tensione d'attrito sulla parete lungo l'asse x (x-wall shear stress) e del coefficiente di pressione (pressure coefficient); per entrambi, abbiamo riportato sia il grafico sia le tabelle con i valori. Per esempio, riferendosi alla prova con $Re=3450$, $Tu=2,3$ (Transition SST), di seguito sono riportati: il grafico della tensione d'attrito (fig 7.1), il grafico del coefficiente di pressione (fig. 7.2), i valori della tensione d'attrito (fig. 7.3), e i valori del coefficiente di pressione (fig. 7.4).

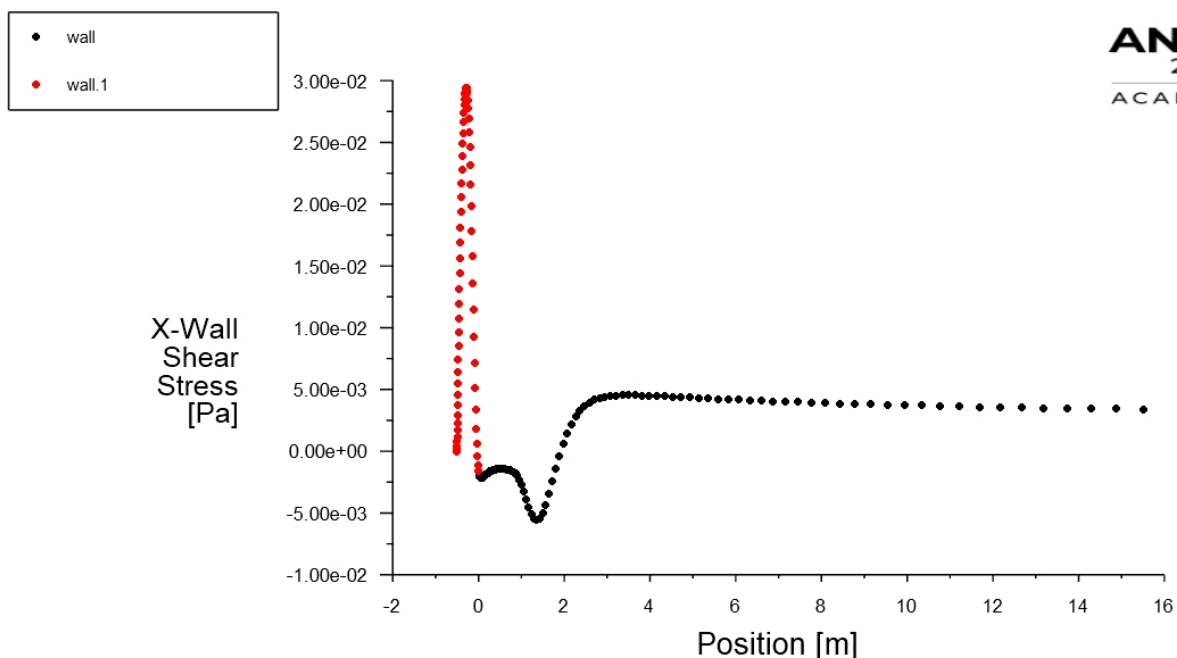


Fig. 7.1 Grafico della tensione d'attrito sulla parete lungo l'asse X

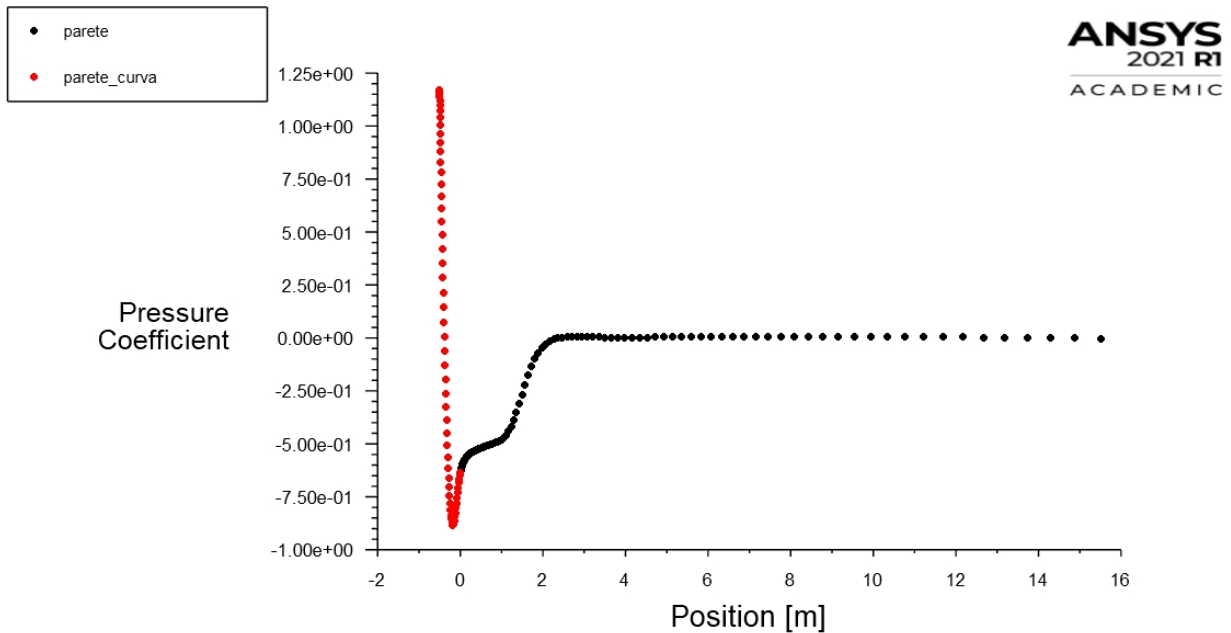


Fig. 7.2 Grafico del coefficiente di pressione

File	Modifica	Formato	Visualizza ?
1.06	-0.00328514		
1.11497	-0.00389842		
1.17216	-0.00451791		
1.23165	-0.00506312		
1.29354	-0.00544206		
1.35793	-0.00559059		
1.42491	-0.00545973		
1.49459	-0.00503355		
1.56707	-0.00434676		
1.64248	-0.00346368		
1.72093	-0.00245885		
1.80254	-0.00140351		
1.88744	-0.000362828		
1.97577	0.000607007		
2.06765	0.00146584		
2.16323	0.00219925		
2.26267	0.00280466		
2.36612	0.00328606		
2.47374	0.00366111		
2.58569	0.00394485		
2.70216	0.00415455		
2.82332	0.00430537		
2.94936	0.00440853		
3.08049	0.00447671		
3.2169	0.00451697		
3.35881	0.00453789		
3.50643	0.00454165		
3.66001	0.00453306		
3.81978	0.00451638		
3.98599	0.00449464		
4.1589	0.00446816		
4.33877	0.00443758		
4.5259	0.00440516		
4.72057	0.00437163		
4.92309	0.00433697		
5.13377	0.0043013		
5.35294	0.00426508		
5.58094	0.00422871		
5.81813	0.00419254		
6.06489	0.0041568		
6.32159	0.0041216		
6.58864	0.00408712		
6.86645	0.00405287		
7.15546	0.00401789		

Fig 7.3 Dati della tensione d'attrito

File	Modifica	Formato	Visualizza ?
1.06	-0.470183		
1.11497	-0.458333		
1.17216	-0.441549		
1.23165	-0.418625		
1.29354	-0.389051		
1.35793	-0.352991		
1.42491	-0.311457		
1.49459	-0.266452		
1.56707	-0.220467		
1.64248	-0.176034		
1.72093	-0.135237		
1.80254	-0.0996049		
1.88744	-0.0699623		
1.97577	-0.0465036		
2.06765	-0.0287892		
2.16323	-0.0160166		
2.26267	-0.00723116		
2.36612	-0.00155458		
2.47374	0.00188404		
2.58569	0.00374557		
2.70216	0.0045601		
2.82332	0.00477191		
2.94936	0.00456716		
3.08049	0.00419124		
3.2169	0.00379368		
3.35881	0.00341592		
3.50643	0.00309849		
3.66001	0.0028563		
3.81978	0.00272621		
3.98599	0.00269636		
4.1589	0.00274344		
4.33877	0.00285198		
4.5259	0.00302557		
4.72057	0.00324873		
4.92309	0.00349801		
5.13377	0.00376206		
5.35294	0.00403456		
5.58094	0.00430797		
5.81813	0.00457194		
6.06489	0.00481851		
6.32159	0.00504299		
6.58864	0.0052438		
6.86645	0.00541307		
7.15546	0.00553748		

Fig. 7.4 Dati del coefficiente di pressione

Prendiamo in considerazione la fig. 7.1, dove è riportato l'andamento dell'*x*-wall shear stress, ovvero delle sollecitazioni τ sulla parete; la formula che permette di ottenere lo sforzo τ è:

$$\tau = -\mu \frac{\partial v}{\partial r} \quad (7.1)$$

Nel primo tratto si può notare che la sollecitazione è nulla perché all'inizio della lamina il fluido ha velocità nulla. La curva, come il fluido inizia ad allontanarsi dalla testa della lamina, incomincia ad aumentare fino ad arrivare all'apice, dove la velocità sarà massima; dopo tale punto, la sollecitazione inizierà a diminuire, fino ad arrivare a valori inferiori di "0". Questi valori negativi stanno ad indicare che la sollecitazione che si genera per lo scorrimento del fluido non avrà più la direzione iniziale, ma avrà la direzione opposta e, quindi, ci sarà un ricircolo del fluido. I valori negativi arriveranno ad un minimo in cui ci sarà la velocità massima del fluido del ricircolo. I valori inizieranno di nuovo ad aumentare fino ad arrivare a "0", a tal proposito si avrà il punto di riattacco, cioè il fluido che passa sopra al ricircolo tornerà a lambire la lamina. Le sollecitazioni che si generano tenderanno a convergere ad un valore positivo. Il punto di riattacco si può ricavare approssimativamente dal grafico, ma in maniera più precisa dai dati delle tabelle: il punto di riattacco ha luogo dove lo shear stress passa da un valore negativo a un valore positivo (nel caso di fig 7.3, ciò avviene per una *x* compresa tra 1.88744 e 1.97577).

Per quanto riguarda il coefficiente di pressione, questo descrive come varia la pressione nei vari punti. Prendendo in considerazione la fig. 7.2, si può vedere come il primo tratto parte da un valore massimo, perché all'inizio della lamina la velocità sarà nulla e dall'equazione di Bernoulli (7.2), essendo la velocità nulla, dovrà essere massima la pressione.

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (7.2)$$

Il coefficiente di pressione inizierà a diminuire lungo la curva fino a raggiungere un valore minimo al di sotto dello "0", nel quale si avrà una depressione, qui ci sarà il ricircolo. Tornerà in una situazione normale quando il nostro c_p sarà pari a zero, a quel punto si avrà il punto di riattacco. Dopo questo passaggio, la curva crescerà leggermente e poi convergerà ad un valore vicino allo "0". Il c_p è dato dalla seguente formula:

$$c_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho v_\infty^2} \quad (7.3)$$

CAPITOLO 8

Verifica dei risultati

I risultati del modello Transition SST ottenuti precedentemente sono stati eseguiti con la mesh di fig. 8.1, che presenta un maggiore addensamento di celle in prossimità dell'attacco circolare e lungo la parete piana della lastra, mentre nelle zone più lontane dalla lastra il reticolo è di tipo cartesiano con celle di dimensioni più grandi.

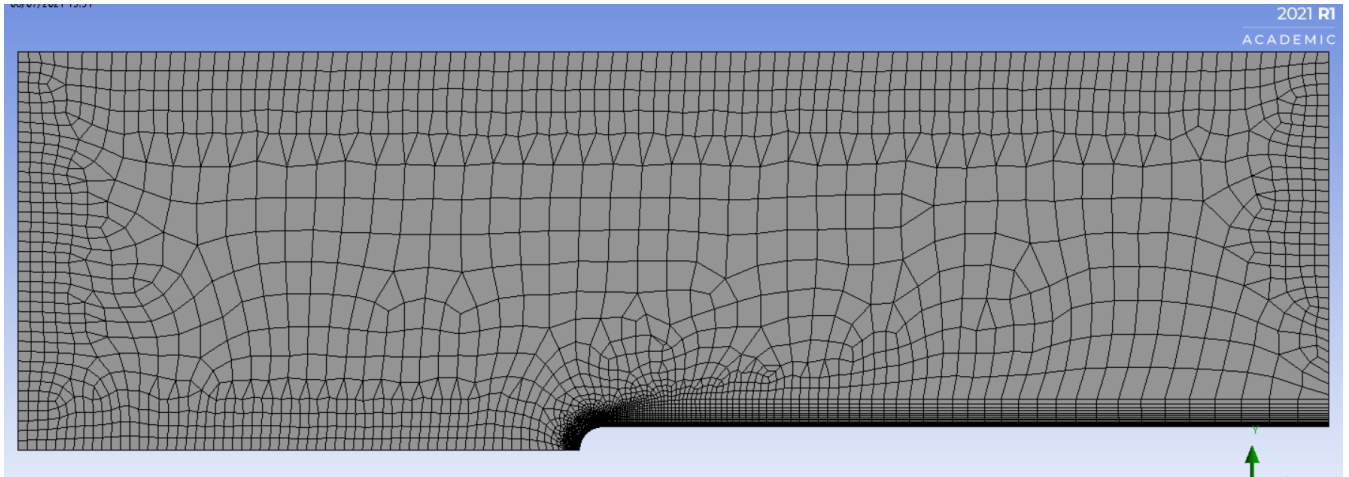


Fig. 8.1 Mesh generata in precedenza

Le superfici sono state impostate nel seguente modo:

- **Inlet:** numero di divisioni: 40;
- **Outlet:** numero di divisioni: 35;
- **Symmetry su:** numero di divisioni: 89;
- **Parete:** numero di divisioni: 90, bias factor: 40;
- **Symmetry:** numero di divisioni: 60;
- **Parete curva:** numero di divisioni: 50;
- **Inflation:** bisogna selezionare la superficie, dopodiché si sceglie la parete e la parete curva, e impostato first layer thickness con spessore del primo layer di $2e-4$, questa impostazione permette di impostare la grandezza del primo layer, che aumenterà con multiplo 1,2 fino ad arrivare a 35 layer.

L'obiettivo del lavoro era creare una mesh più fine della precedente, e vedere se (e quanto) questa andasse ad inficiare i risultati ottenuti per il modello Transition SST. Per questo è stata fatta la mesh di figura 8.2, che risulta più raffinata della precedente soprattutto nella zona in prossimità della lastra.

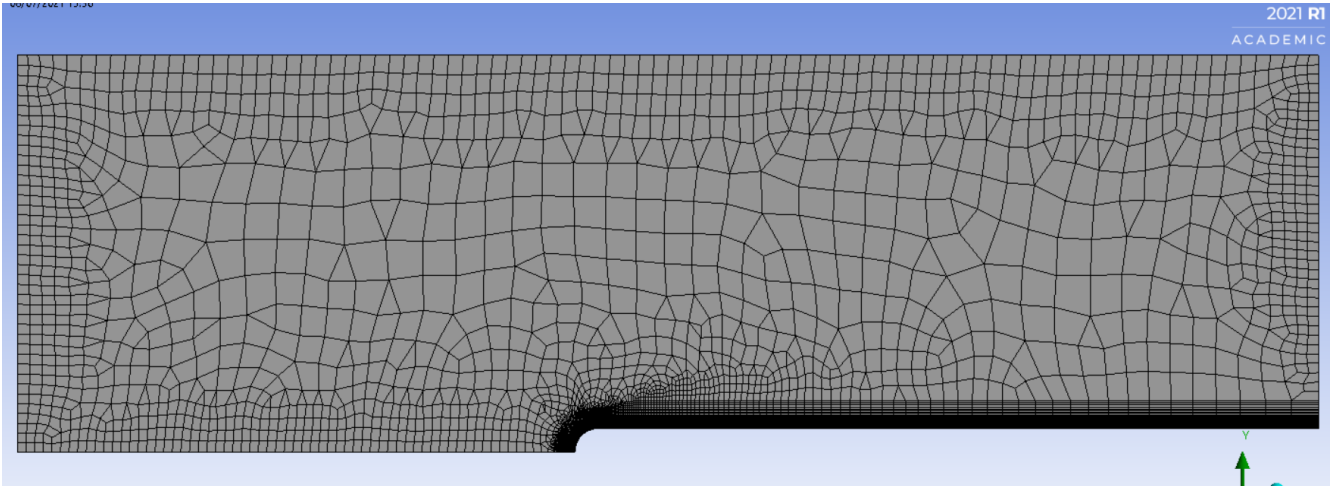


Fig. 8.2 mesh raffinata

Le superfici sono state impostate nel seguente modo:

- **Inlet:** numero di divisioni: 40;
- **Outlet:** numero di divisioni: 40;
- **Symmetry su:** numero di divisioni: 89;
- **Parete:** numero di divisioni: 100, bias factor: 50;
- **Symmetry:** numero di divisioni: 65;
- **Parete curva:** numero di divisioni: 60;
- **Inflation:** first layer thickness: 1e-4
Maximum layers: 70
Growth rate: 1,095

In figura 8.3a e 8.3b possiamo vedere il confronto tra le due mesh ingrandite nella zona dell'attacco circolare della lastra:

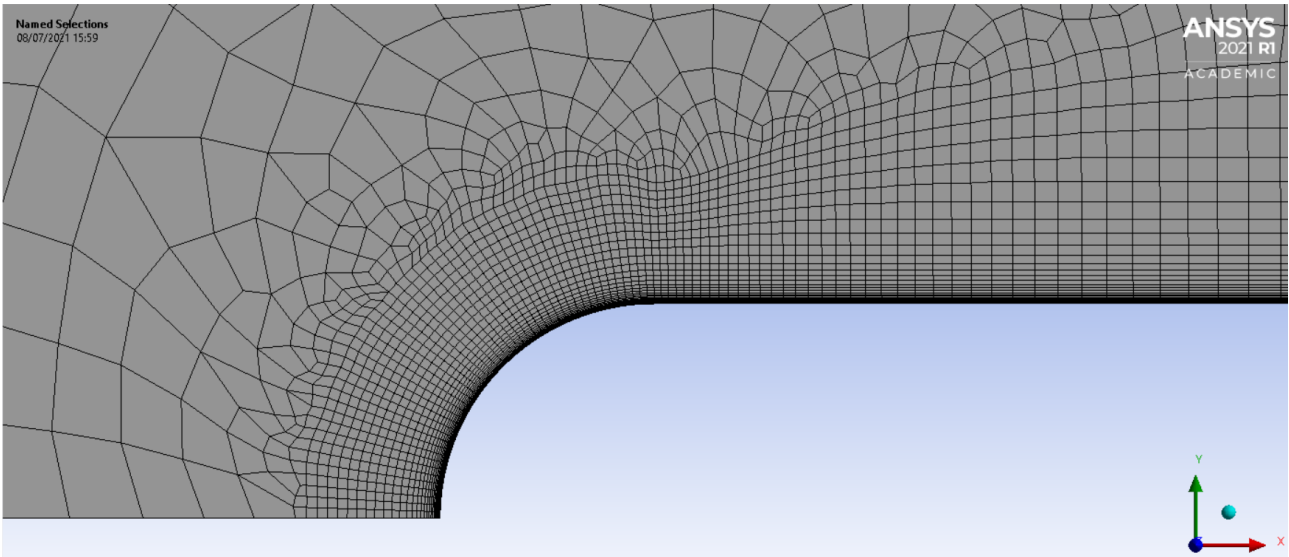


Fig 8.3a Mesh generata inizialmente ingrandita

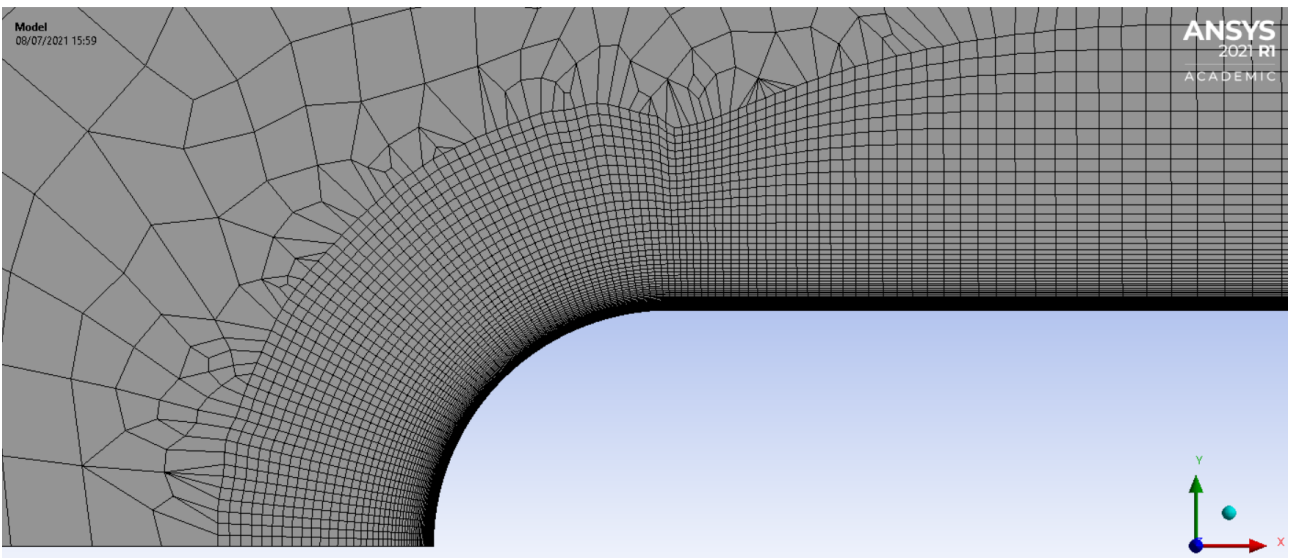


Fig. 8.3b Mesh raffinata ingrandita

Qui di seguito sono riportati i grafici della tensione d'attrito sulla parete lungo l'asse x (x-wall shear stress) e i grafici del coefficiente di pressione (pressure coefficient) di tutte le simulazioni con il modello Transition SST eseguite con la mesh raffinata, e in seguito con la mesh precedente. Il numero di Reynolds (Re) e l'intensità di turbolenza (Tu) sono stati variati con i valori riferiti in precedenza. Nel caso di $Re=3450$, $Tu=0,2$ sono stati variati anche l'Intermittency e il Length Scale.

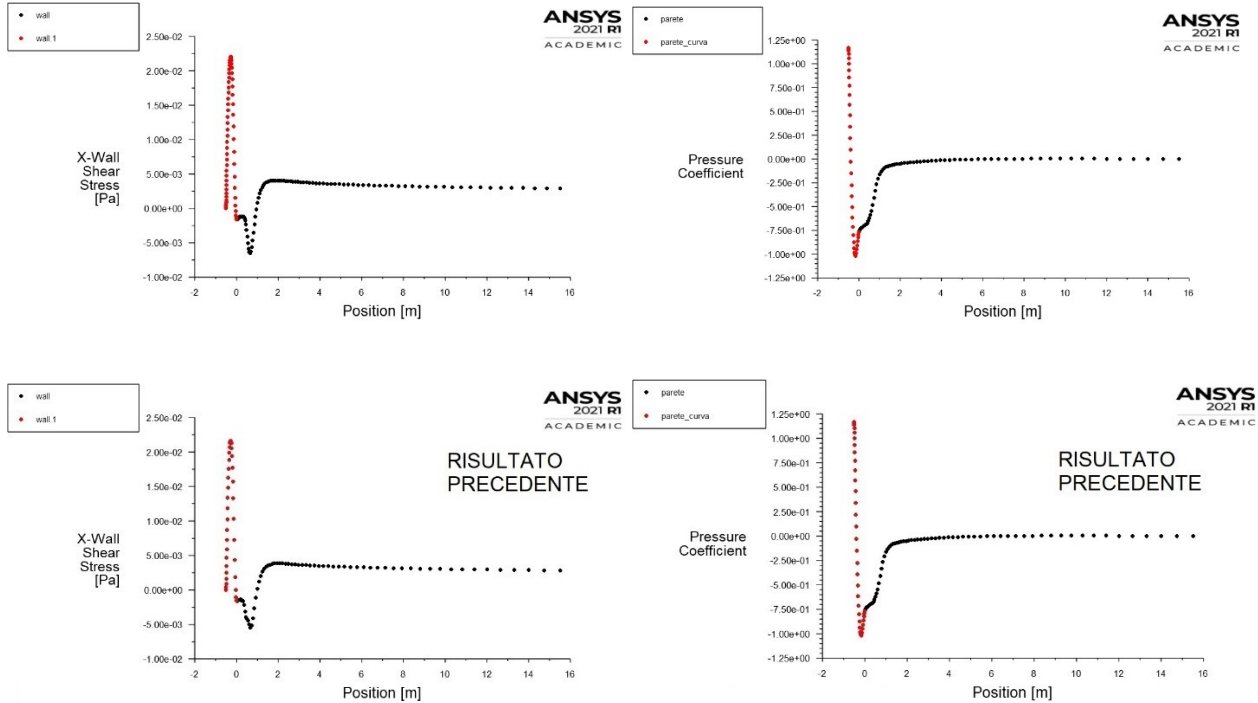


Fig 8.4 $Re\ 6900; Tu\ 2,3$

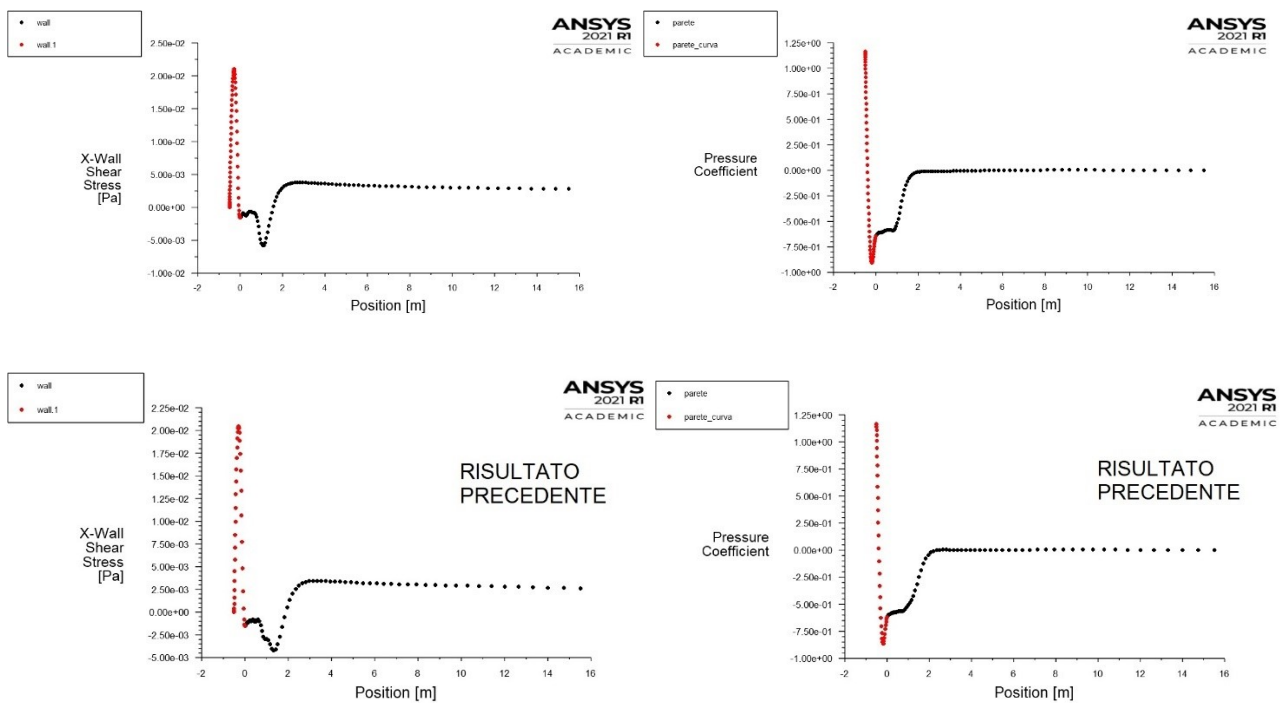


Fig 8.5 $Re\ 6900; Tu\ 0,2$

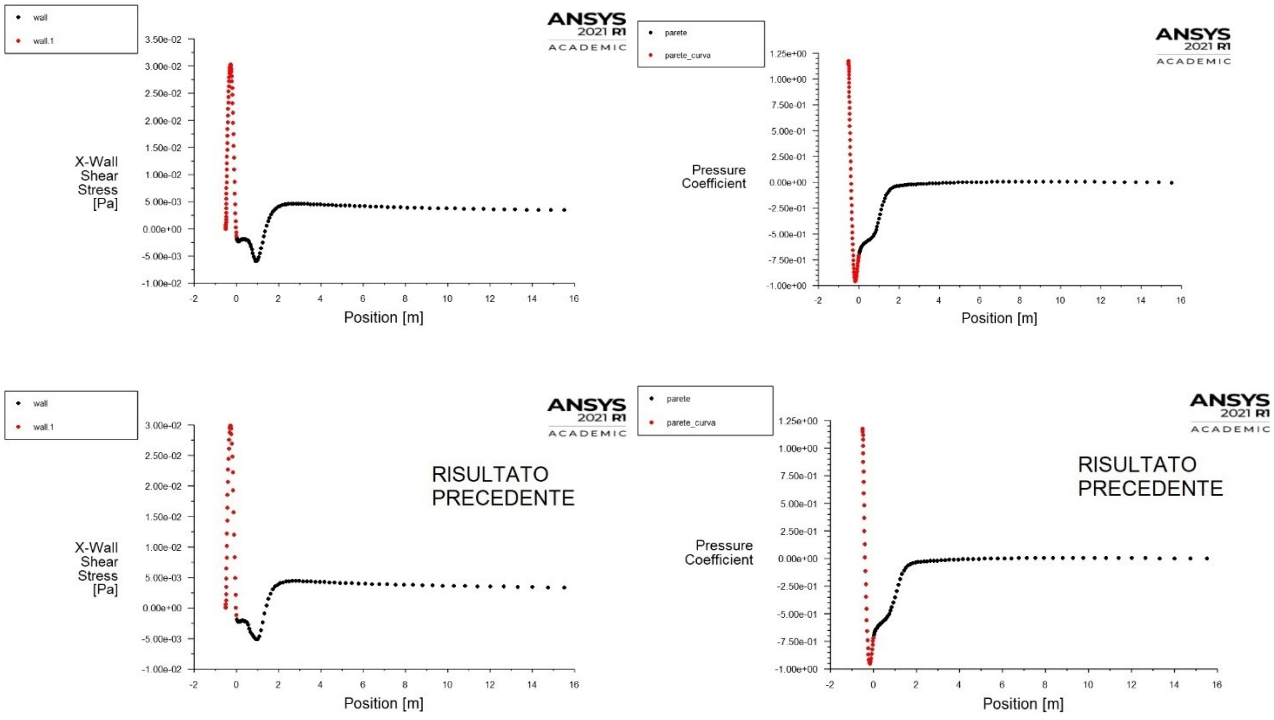


Fig 8.6 Re 3450; Tu 5,6

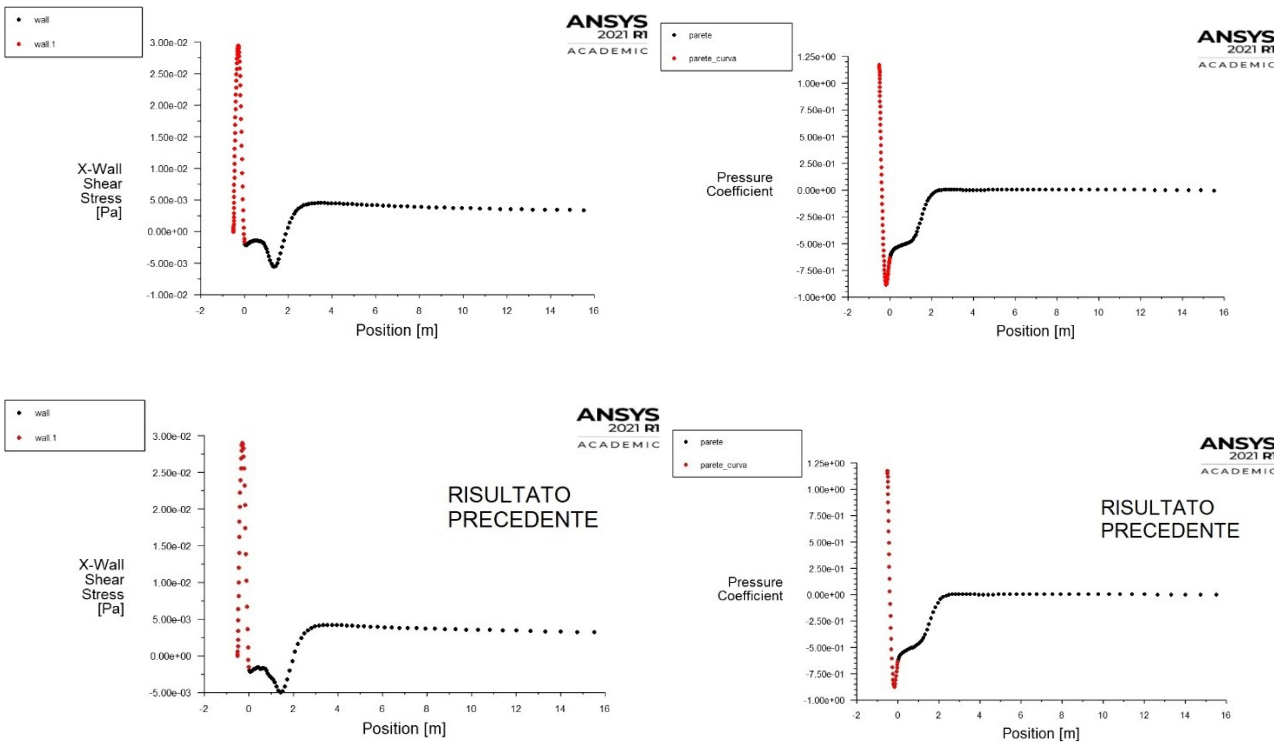


Fig 8.7 Re 3450; Tu 2,3

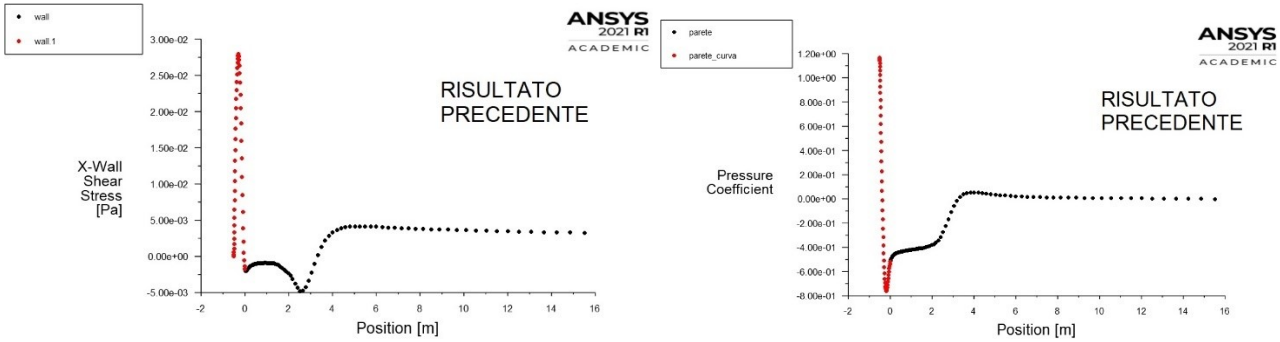
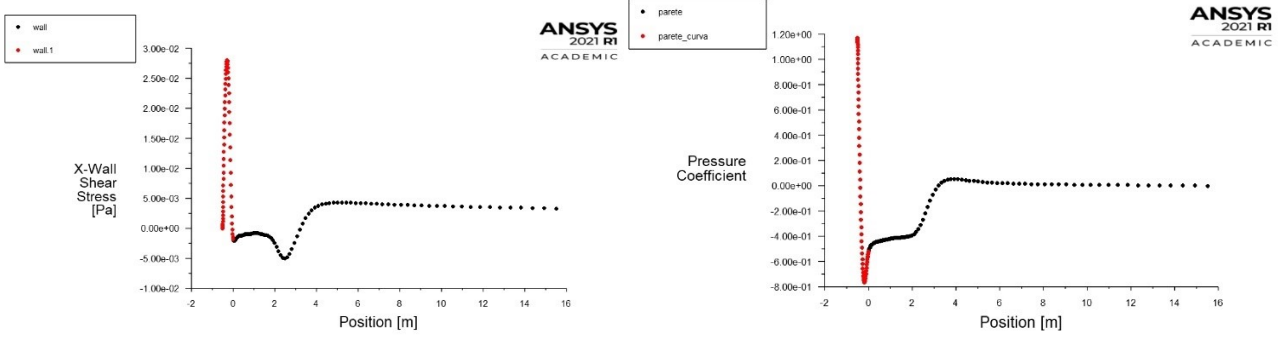


Fig 8.8 Re 3450; Tu 0,65

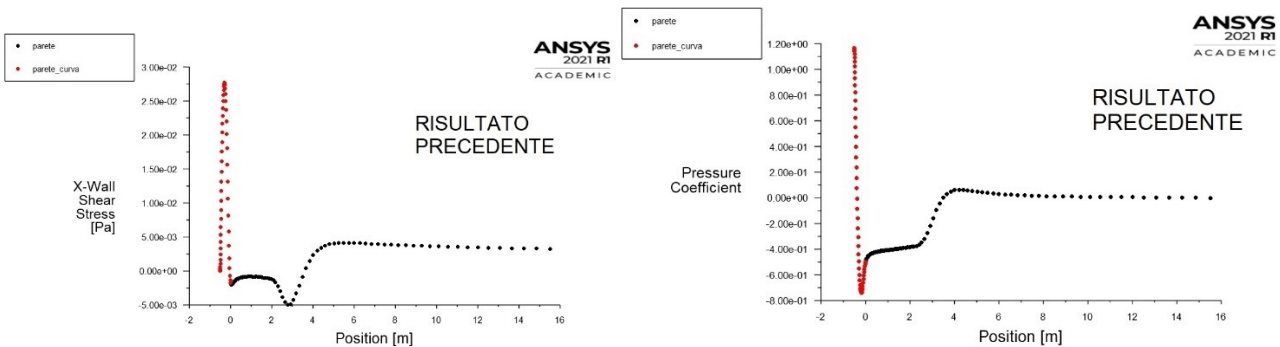
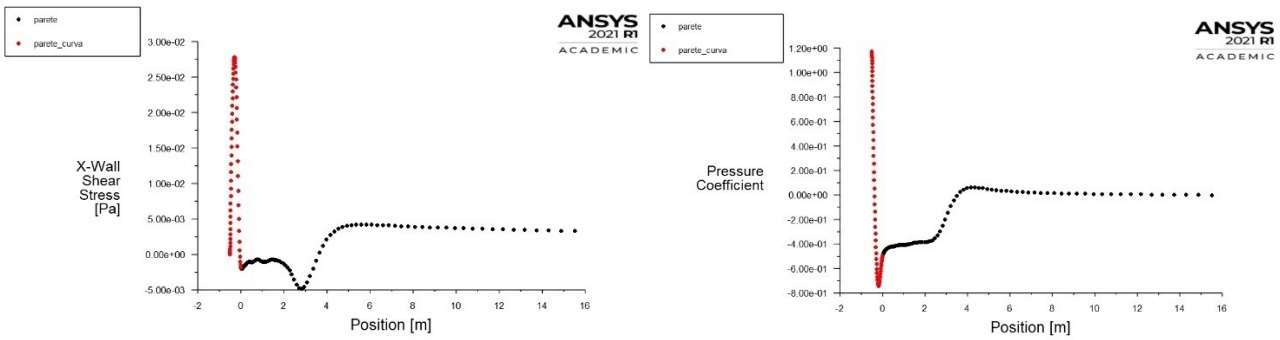


Fig 8.9 Re 3450; Tu 0,2

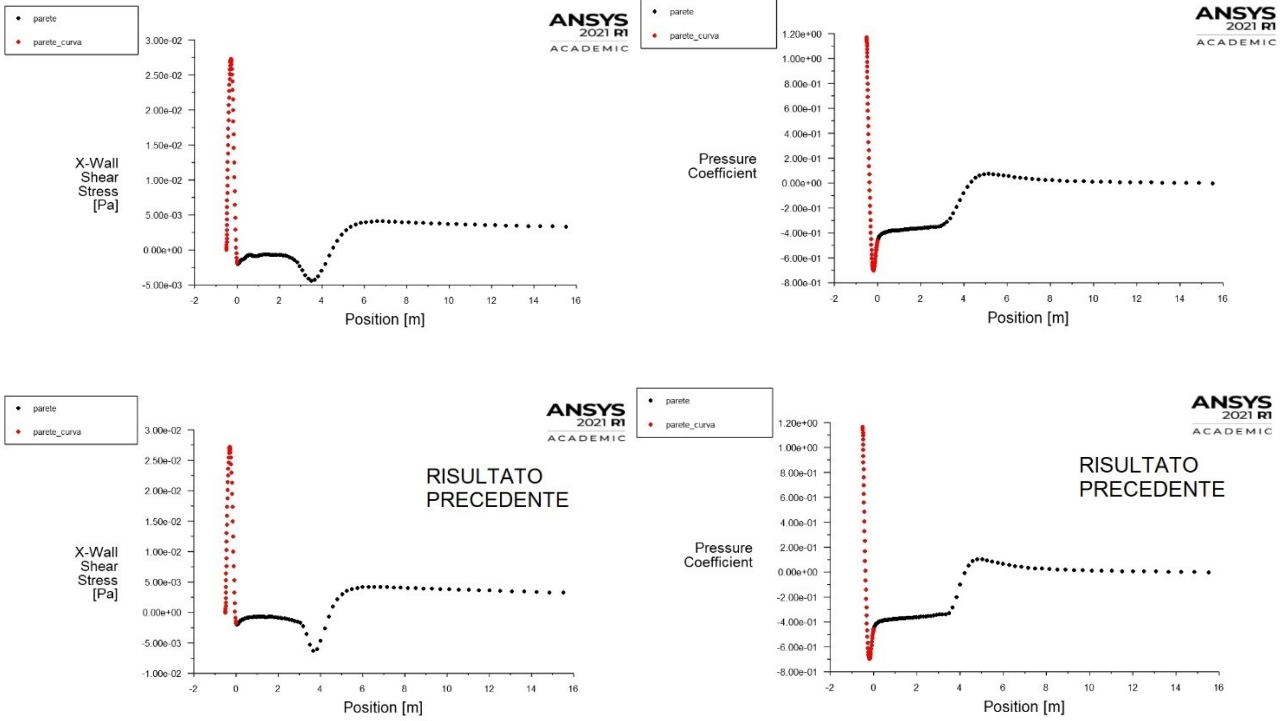


Fig 8.10 Re 3450; Tu 0,2; Intermittency 0,5

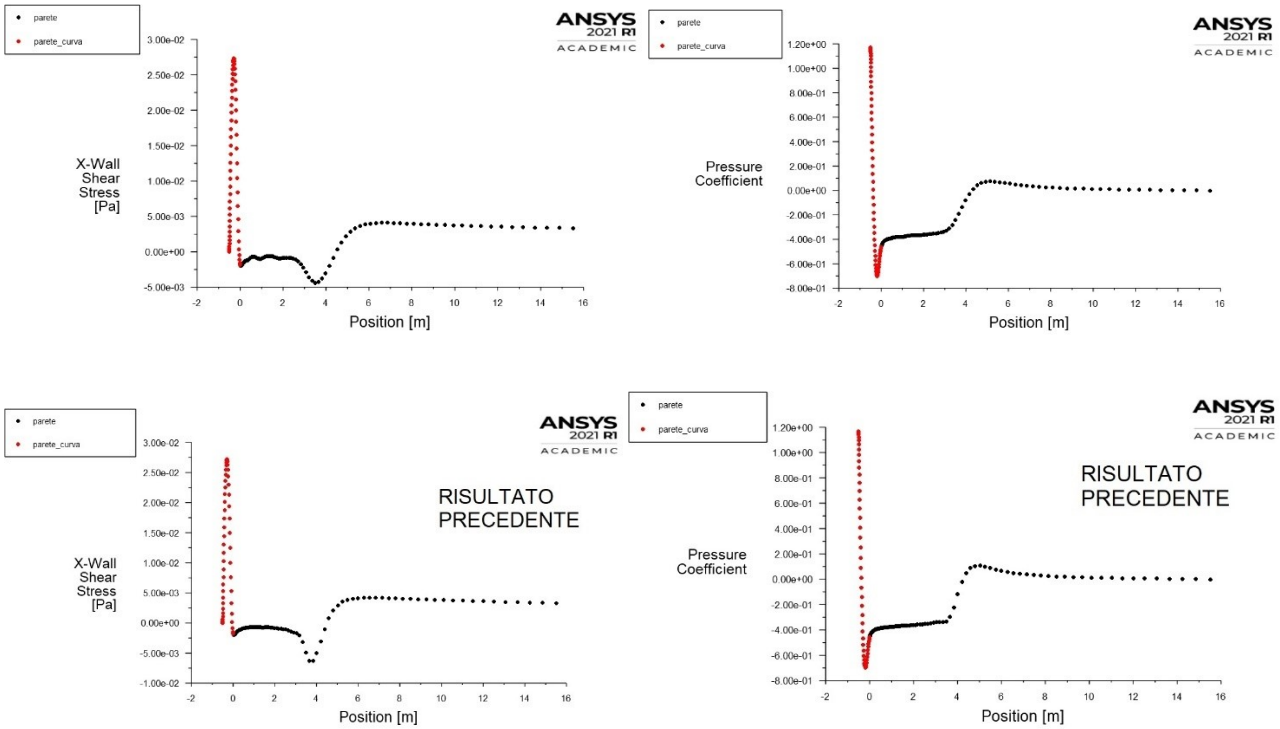


Fig 8.11 Re 3450; Tu 0,2; Intermittency 0,5; Length Scale 0,5

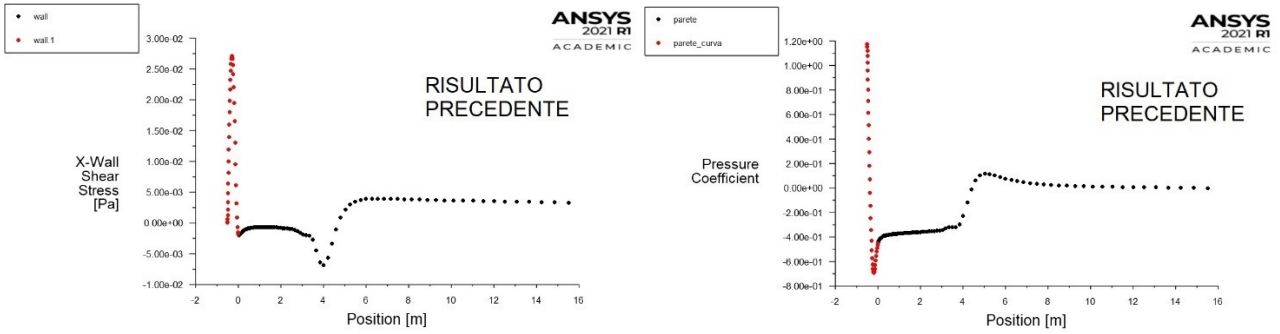
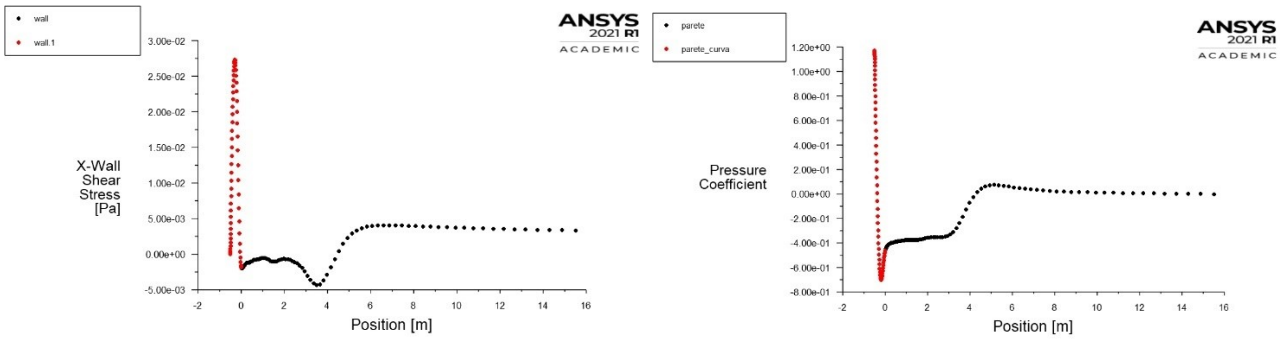


Fig 8.12 Re 3450; Tu 0

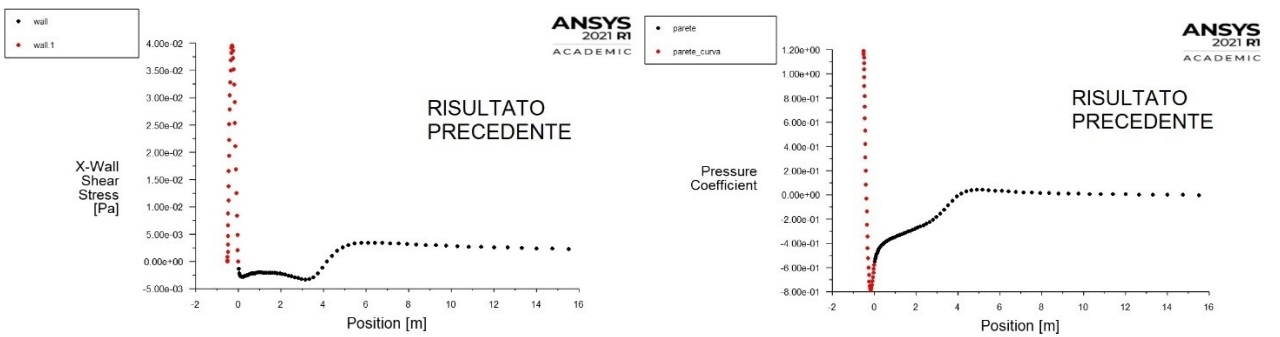
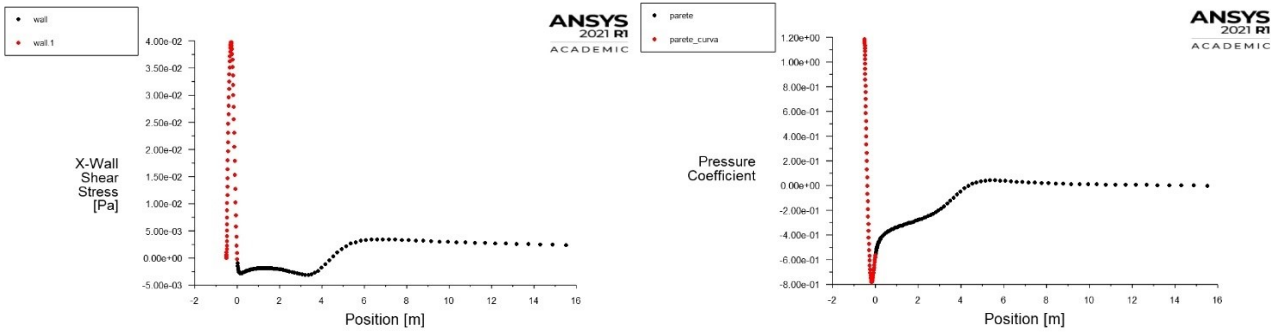


Fig 8.13 Re 1725; Tu 2,3

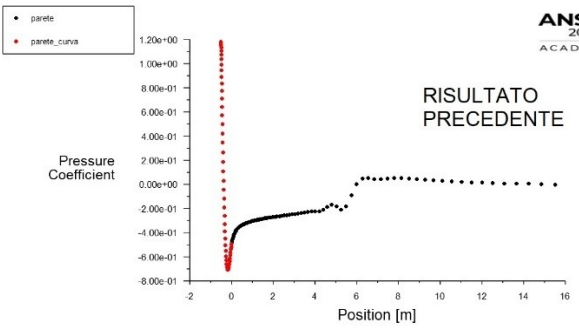
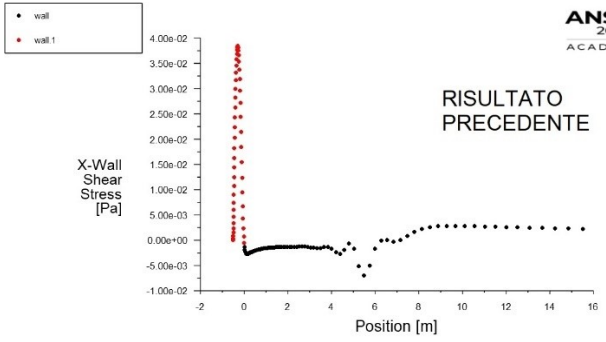
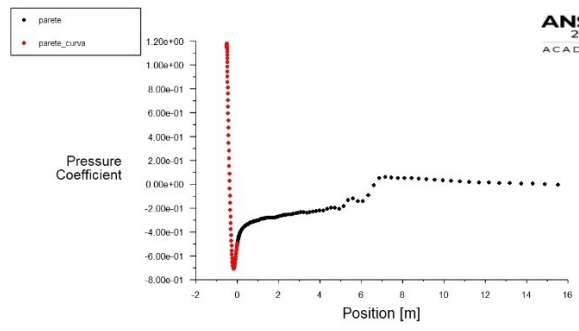
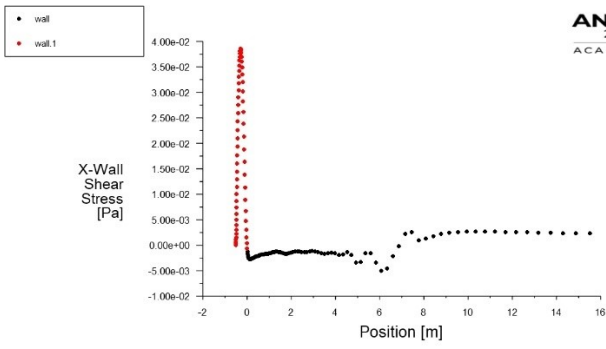


Fig 8.14 Re 1725; Tu 0,2

CAPITOLO 9

Conclusioni

Confrontando le differenze tra questi grafici, e soprattutto tra i relativi dati, si è giunti alla tabella di fig. 8.15, dove per ogni simulazione al variare di Re e Tu è stata riportata la lunghezza della cosiddetta “bolla” (ovvero dove avviene il punto di riattacco) ottenuta con la mesh precedente accanto alla lunghezza ottenuta dalla simulazione con la mesh più raffinata.

Re	Tu	Intermitt.	lunghezza bolla		differenza
			Mesh iniziale	Mesh raffinata	
6900	2,3	1	0,97	0,97	0
6900	0,2	1	1,89	1,55	0,34
3450	5,6	1	1,38	1,38	0
3450	2,3	1	2,02	1,92	0,1
3450	0,65	1	3,27	3,26	0,01
3450	0,2	1	3,61	3,62	-0,01
3450	0,2	0,5 L.s. 0,5	4,51	4,47	0,04
3450	0,2	0,5	4,23	4,47	-0,24
3450	0	1	4,70	4,45	0,25
1725	2,3	1	4,16	4,44	-0,28
1725	0,2	1	7,14	6,94	0,2

Fig 8.15 Confronto dei risultati

I valori presenti nella tabella sono stati ottenuti per interpolazione lineare dai valori forniti dal sistema per l’x-wall shear stress (fig. 7.3, relativa alla prova $Re=3450$, $Tu=2,3$): si considerano l’ultimo valore della tensione negativo ($y_a = -0.000362828$) e il primo positivo ($y_b = 0.000607007$), relativi rispettivamente ad x_a (1.88744) e x_b (1.97577), fig. 8.16.

```

1.04248 -0.00340308
1.72093 -0.00245885
1.80254 -0.00140351
1.88744 -0.000362828
1.97577 0.000607007
2.06765 0.00146584
2.16323 0.00219925
2.26267 0.00280166

```

Fig 8.16 Dati della prova Re 3450; Tu 2,3; ingrandimento sul punto di riattacco

La formula dell'interpolazione lineare è la seguente:

$$\frac{x-x_b}{x_a-x_b} y_a = \frac{x-x_a}{x_a-x_b} y_b \quad (8.1)$$

Quindi, isolando x , il punto di riattacco si avrà a $x = \frac{x_b y_a - x_a y_b}{y_a - y_b}$.

Nel caso di fig. 8.16, il punto di riattacco si ha per $x \approx 1,92$, che è il valore riportato nella tabella.

Dalla tabella si può vedere come, in generale, i risultati tendono a convergere maggiormente per Re e Tu alti, mentre presentano delle differenze rilevanti per Re e Tu bassi. In particolare, differiscono i risultati delle prove:

- Re 6900, Tu 0,2 (diff. 0,34)
- Re 3450, Tu 2,3 (diff. 0,10)
- Re 3450, Tu 0,2, Intermittency 0,5 (diff. 0,24)
- Re 3450, Tu 0 (diff. 0,25)
- Re 1725, Tu 2,3 (diff. 0,28)
- Re 1725, Tu 0,2. (diff. 0,20)

Per ognuna di queste prove è stata realizzata ancora un'altra mesh, ulteriormente raffinata (fig. 8.17), e sono stati ricalcolati i risultati per vedere se fossero più simili alla simulazione con la prima o con la seconda mesh (ci si aspettava che i risultati si avvicinassero alla simulazione con la mesh più fine).

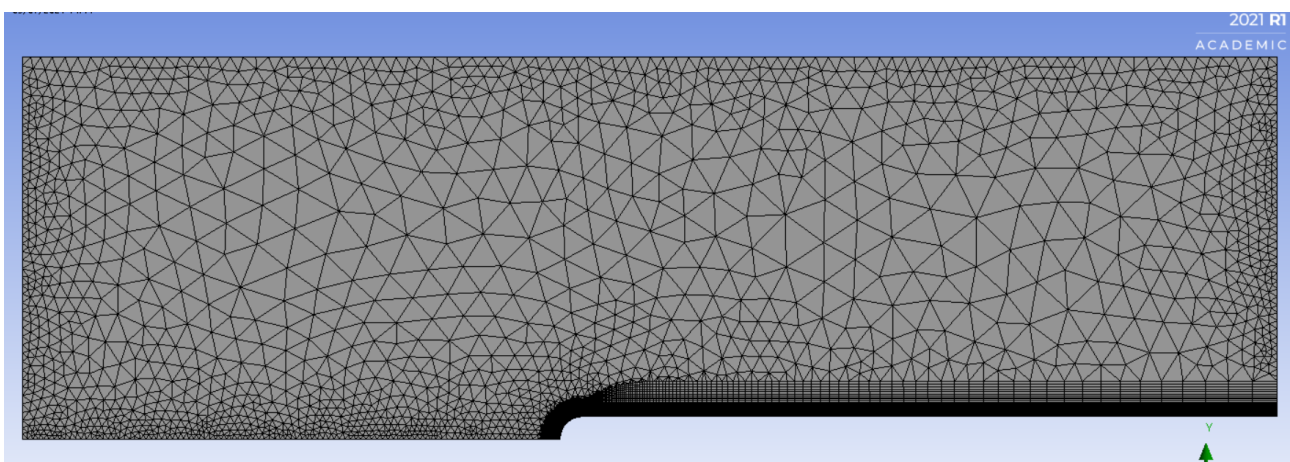


Fig 8.17 Mesh ulteriormente raffinata

Le superfici sono state impostate nel seguente modo:

- **Inlet:** numero di divisioni: 45;
- **Outlet:** numero di divisioni: 45;

- **Symmetry su:** numero di divisioni: 100;
- **Parete:** numero di divisioni: 115, bias factor: 60;
- **Symmetry:** numero di divisioni: 100;
- **Parete curva:** numero di divisioni: 85;
- **Inflation:** first layer thickness: 5e-5
Maximum layers: 82
Growth rate: 1,093

Di seguito è riportato l'ingrandimento sulla zona di attacco della lastra (fig 8.18).

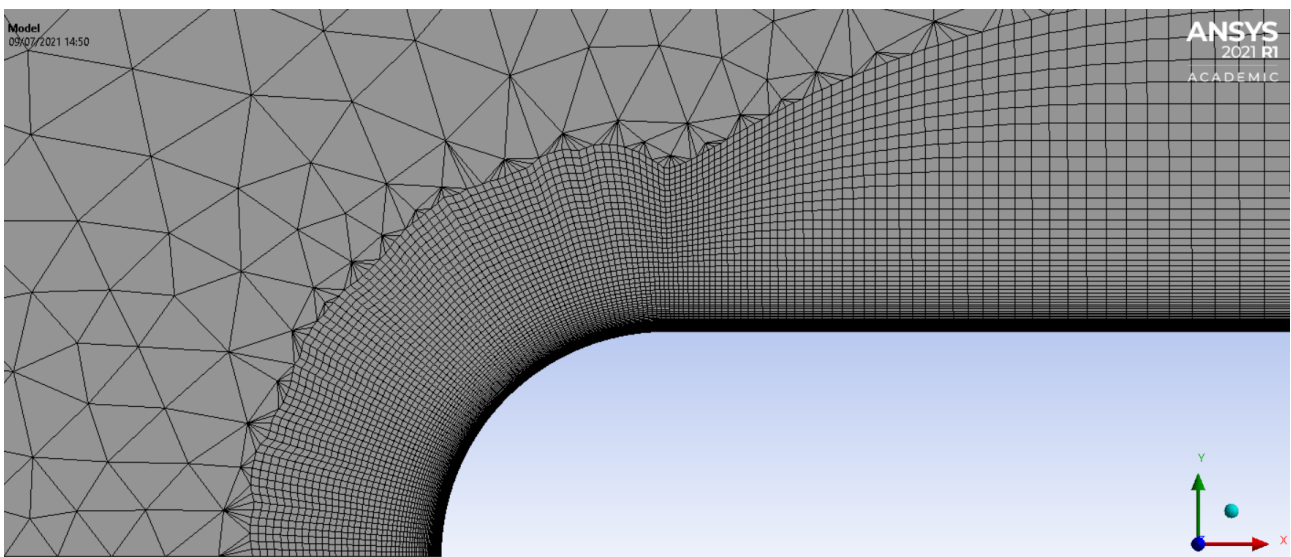


Fig 8.18 Mesh ulteriormente raffinata ingrandita

Come ci si aspettava, i risultati sono simili a quelli ottenuti con la mesh fine, come si può vedere dalla tabella di fig. 8.19.

Re	Tu	Intermitt.	lunghezza bolla			Differenza (1)-(2)
			Mesh iniziale	Mesh raffinata (1)	Mesh più raffinata (2)	
6900	0,2	1	1,89	1,55	1,55	0
3450	2,3	1	2,02	1,92	1,92	0
3450	0,2	0,5	4,23	4,47	4,54	-0,07
3450	0	1	4,70	4,45	4,52	-0,07
1725	2,3	1	4,16	4,44	4,43	0,01
1725	0,2	1	7,14	6,94	7,56	-0,62

Fig 8.19 Confronto dei risultati ottenuti con le tre diverse mesh

Per alti numeri di Reynolds o alti valori di Tu, si può vedere come i risultati siano praticamente uguali: è il caso delle prove con Re 6900, Tu 0,2; Re 3450, Tu 2,3; Re 1725, Tu 2,3.

Per valori intermedi di Re e Tu bassi, i risultati differiscono di 0,07, che è comunque un valore accettabile (prove con Re 3450, Tu 0,2, e Re 3450, Tu 0).

L'ultima prova, quella con Re e Tu più bassi, presenta invece dei valori molto differenti: la differenza tra i risultati ottenuti con le due mesh più raffinate è di 0,62, addirittura più alta della differenza tra la mesh più raffinata e quella iniziale, che è di 0,42, anch'essa consistente. Inoltre, sono state registrate anche delle sostanziali differenze tra i risultati della stessa prova ripetuta più volte.

Per concludere si può dire che il modello di turbolenza Transition SST preso in considerazione, è affetto da un maggior errore a Reynolds bassi e a bassi valori di intensità di turbolenza, mentre è caratterizzato da un minor errore per alti Reynolds e alti valori di turbolenza.

Bibliografia

- [1] Ansys CFD <https://www.ansys.com/it-it/products/fluids>
- [2] Laura Capece. *Simulazione RANS del fenomeno di distacco laminare-riattacco turbolento sul profilo alare eppler 387.*
- [3] Dispense Prof. R. Verzicco <http://www.uniroma2.it/didattica/fluidodinamica/>