

**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Titolo tesi:

**ANALISI FLUIDODINAMICA TRAMITE CFD E
OTTIMIZZAZIONE DEL PROCESSO DI RIEMPIMENTO NEI
MOTORI DI FORMULA SAE**

Relatrice: Prof. Giovanna Cavazzini

Correlatore: Prof. Giovanni Meneghetti

Laureando: Luca Scaggion

Matricola: 1153468

Anno Accademico 2018/2019

INDICE

INTRODUZIONE	1
CAPITOLO 1 – Motori a Combustione Interna	3
1.1 INTRODUZIONE AI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA E CLASSIFICAZIONE	3
1.2 NOMENCLATURA E SCHEMA DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA ALTERNATIVI	5
1.3 FORMULA POTENZA MOTORI A COMBUSTIONE	7
1.4 ALIMENTAZIONE MOTORI A 4 TEMPI	12
1.5 PASSAGGIO ATTRAVERSO LE VALVOLE	15
1.6 DIAGRAMMA DISTRIBUZIONE	18
1.7 CASO MOTORE FORMULA SAE	20
CAPITOLO 2 – Effetti dinamici motore 4 tempi	23
2.1 INTRODUZIONE AGLI EFFETTI DINAMICI	23
2.2 EFFETTI INERZIALI	23
2.3 EFFETTI D'ONDA	26
2.4 EFFETTI D'ONDA NEL MOTORE	27
2.4.1 Effetti a valvola aperta	28
2.4.2 Effetti a valvola chiusa	29
2.5 MOTI NELLA CAMERA	30
2.5.1 Swirl	30
2.5.2 Tumble	31
2.5.3 Squish	32
CAPITOLO 3 – Caso studio motore Formula SAE	33
3.1 PROPULSORE FORMULA SAE	33
3.1.1 Valvole di scarico	35
3.1.2 Legge di alzata	36
3.2 SISTEMA ALIMENTAZIONE	38
CAPITOLO 4 – Analisi statiche e coefficiente di efflusso	41
4.1 GEOMETRIA DI RIFERIMENTO	41
4.2 DECOMPOSIZIONE GEOMETRIA E CREAZIONE MESH	45
4.3 IMPOSTAZIONE ANALISI E CONDIZIONI A CONTORNO	49
4.4 RISULTATI DELLA ANALISI PORT FLOW	50
4.5 CALCOLO COEFFICIENTE DI EFFLUSSO E DI PERDITA	55

CAPITOLO 5 – Analisi dinamiche e coefficiente di riempimento	59
5.1 GEOMETRIA DI RIFERIMENTO	59
5.2 DECOMPOSIZIONE GEOMETRIA E CREAZIONE MESH	61
5.3 IMPOSTAZIONI ANALISI E CONDIZIONI A CONTORNO	67
CAPITOLO 6 – Risultati simulazione modello Formula SAE 2018	69
6.1 LEGGE ALZATA 2018	69
6.2 VALIDAZIONE MODELLO DI CALCOLO	70
6.2.1 Portata di massa	70
6.2.2 Coefficiente di riempimento	73
6.3 RISULTATI AI VARI REGIMI	76
6.3.1 5000 rpm	76
6.3.2 8500 rpm	84
6.3.3 10000 rpm	88
6.3.4 11000 rpm	91
CAPITOLO 7 – Ottimizzazione della fase di aspirazione	97
7.1 ANALISI PUNTI DEBOLI E PUNTI DI FORZA CONFIGURAZIONE 2018	97
7.2 MODIFICHE PROPOSTE	101
7.3 LEGGE DI ALZATA PROPOSTA DAL TEAM RACEUP	104
7.4 LEGGI DI ALZATA PROPOSTE	107
7.4.1 Prima legge di alzata proposta	108
7.4.2 Seconda legge di alzata proposta	110
7.4.3 Terza legge di alzata proposta	112
7.4.4 Quarta legge di alzata proposta	115
CAPITOLO 8 – Risultati simulazione nuova legge di alzata proposta	117
8.1 RISULTATI AI VARI REGIMI DI ROTAZIONE	117
8.1.1 5000 rpm	118
8.1.2 8500 rpm	121
8.1.3 10000 rpm	125
8.1.4 11000 rpm	127
8.2 COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO	131
CONCLUSIONI	135
APPENDICE – GUIDA ANSYS FLUENT IC ENGINE	137
BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA	161

INTRODUZIONE

Lo scopo di questa tesi è quello di analizzare tramite simulazioni fluidodinamiche al CFD le prestazioni della fase di riempimento dei motori utilizzati per la Formula SAE. Si parte dalla creazione, in un primo momento, di un modello geometrico del motore partendo da misurazioni sperimentali dei componenti. Da analisi svolte sul sistema di aspirazione, svolte in una tesi precedente, si ricavano le condizioni a contorno da applicare al sistema.

Vengono svolte due tipi di analisi: statiche e dinamiche. Le analisi statiche presentano una geometria fissa (niente pistone e valvola ferma in una determinata posizione) con lo scopo di analizzare il passaggio attraverso le valvole. Le analisi dinamiche hanno una geometria variabile (viene ricreato il movimento del pistone e delle valvole di aspirazione e scarico) con lo scopo di analizzare il riempimento del cilindro durante il ciclo di funzionamento del motore.

Si analizzano i punti deboli e di forza del motore e si cerca di ottimizzare la fase di riempimento attraverso la proposta di nuove leggi di alzata per la valvola di aspirazione. Si effettuano le analisi dinamiche con le nuove leggi di alzata mantenendo le stesse impostazioni, geometria e condizioni a contorno del modello precedente.

La tesi termina con un confronto tra la miglior legge di alzata trovata e il modello precedente mettendo in luce i miglioramenti portati al riempimento del cilindro.

CAPITOLO 1

MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

Il seguente capitolo andrà a presentare le caratteristiche più importanti dei motori a combustione interna, utili per capire il tipo di analisi che sono state svolte nella tesi. Verranno presentati inizialmente i vari tipi di motori a combustione, i parametri geometrici tipici e la formula della potenza, per poi focalizzare l'attenzione sulla fase di aspirazione della carica fresca per i motori a ciclo Otto utilizzati dalla vettura di Formula SAE.

1.1 INTRODUZIONE AI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA E CLASSIFICAZIONE

I motori a combustione interna sono macchine motrici termiche il cui scopo è quello di convertire l'energia chimica, ottenuta bruciando combustibili, in lavoro meccanico reso disponibile al sistema di trasmissione.

Il fluido che scambia energia all'interno della macchina è costituito nella prima parte da una miscela di aria e combustibile mentre dopo la combustione dai prodotti dell'ossidazione del combustibile in aria. L'ossigeno necessario per la combustione è fornito dall'aria dell'atmosfera.

A differenza delle altre macchine motrici termiche i motori a combustione interna hanno il vantaggio di avere elevati rapporti potenza/peso che hanno permesso loro di imporsi come sistemi di propulsione per mezzi di trasporto e generatori di potenza. Nel corso degli anni sono stati inventati e sviluppati moltissimi tipi di motori a combustione. Andiamo a definire delle classificazioni che possono essere fatte in base a diversi parametri:

- *Funzionamento*: ad accensione comandata oppure accensione spontanea;
- *Durata del ciclo*: in 4 corse del pistone (4 tempi) o in due corse del pistone (2 tempi);
- *Tipo di combustibile* usato: benzina, gasolio, gas, alcool, olio combustibile;
- *Alimentazione dell'aria*: aspirato, sovralimentato, turbocompresso;
- *Alimentazione del combustibile*: a carburazione, a iniezione diretta o indiretta;

- *Moto delle parti in movimento*: rotativo, alternativo, oscillante;
- *Sistema di raffreddamento*: ad aria, liquido;
- *Regolazione del carico*: attraverso la variazione della quantità di combustibile o della carica introdotta;

Si possono fare dei confronti in base alle diverse classificazioni per valutare quale tipo di motore sia più adatto alle varie esigenze. Partiamo facendo il confronto in base al *funzionamento*. Vi sono due tipi di cicli che possono utilizzare i motori: a *ciclo Otto* (accensione comandata) e a *ciclo Diesel* (accensione spontanea). In realtà esistono delle varianti del ciclo Otto che sono il *ciclo Atkinson* e il *ciclo Miller*. Questi sono sempre cicli ad accensione comandata ma con l'idea di utilizzare diversi rapporti di compressione ed espansione attraverso grandi ritardi di chiusura della valvola di aspirazione (Miller) oppure meccanismi che variano la lunghezza della corsa del pistone (Atkinson).

I *motori a ciclo Diesel* hanno il vantaggio, rispetto agli Otto, di avere un miglior rendimento, coppie elevate e un minor decadimento del rendimento a bassi giri. Per questo vengono impiegati per mezzi di trasporto leggeri e pesanti (macchine ferroviarie, navali) ed impianti fissi.

I *motori a ciclo Otto*, invece, hanno elevate potenze specifiche, minore rumorosità e un miglior trattamento dei gas combusti. Vengono, quindi, utilizzati per mezzi di trasporto leggeri ed impianti di potenza mobili.

Si possono confrontare i motori anche in base alla *durata del ciclo*. Avremo i *2 tempi* contro i *4 tempi*. I primi hanno una più alta potenza specifica, che teoricamente dovrebbe essere doppia, una maggiore semplicità costruttiva e una maggiore uniformità della coppia motrice. I motori a ciclo Otto vengono utilizzati per potenze basse (motocicli, gruppi portatili, ecc.) mentre i Diesel per potenze molto elevate (grandi navi, locomotive, ecc.)

I motori a *4 tempi*, invece, hanno rendimenti più elevati, minor consumi e minori sollecitazioni termiche e meccaniche. Per questo vengono utilizzati per potenze medio-grandi.

Nel nostro caso il motore utilizzato è a ciclo Otto, alternativo per cui nelle pagine successive saranno approfonditi soltanto questo tipo di motori.

1.2 NOMENCLATURA E SCHEMA DEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA ALTERNATIVI

Come detto in precedenza, focalizziamo la nostra attenzione sui motori alternativi a ciclo Otto. Verrà presentata in seguito la struttura tipica di un motore a Benzina 4 Tempi e la nomenclatura generale utile nei capitoli successivi.

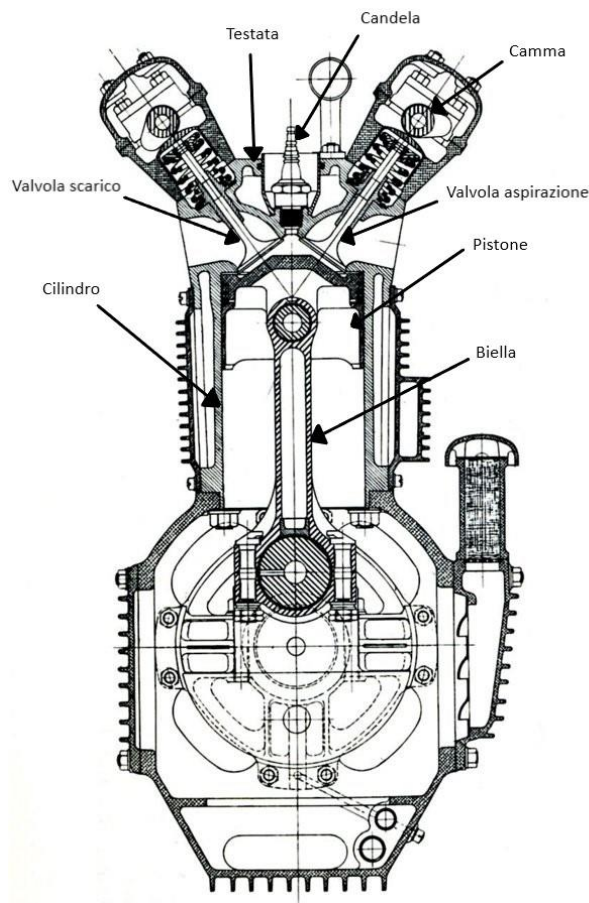
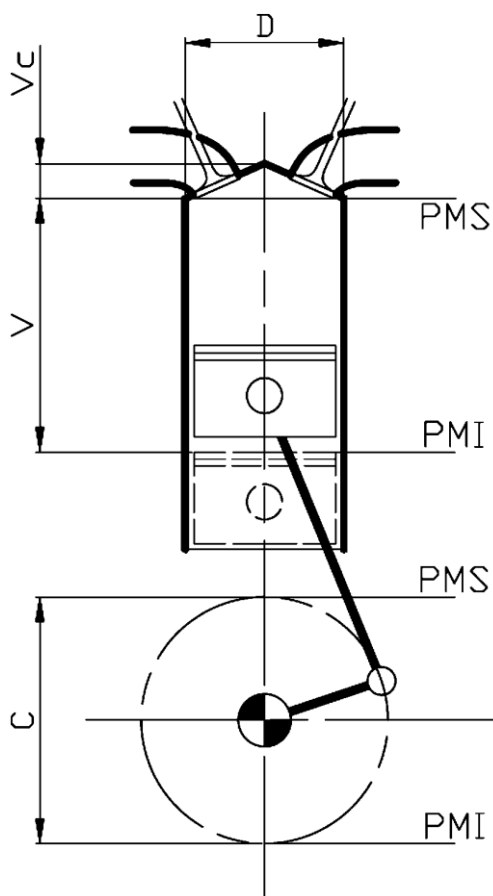


Figura 1.1 – *Rappresentazione in sezione di un motore alternativo a ciclo Otto.*

L'architettura tipica di un motore alternativo a 4 tempi a ciclo Otto è rappresentata in Figura 1.1. Il cilindro è il contenitore entro il quale si muove il pistone con moto rettilineo alternato. La parte superiore del cilindro è chiusa dalla testata e il volume racchiuso tra il cilindro la testata e il pistone è la camera di combustione dove viene bruciata la miscela di combustibile e aria. Nei motori ad accensione comandata, la miscela si forma o nei condotti della testata, oppure direttamente in camera (iniezione diretta), e la quantità di miscela entrante è regolata tramite la valvola a farfalla. Nei motori ad accensione spontanea invece, il combustibile è iniettato da un iniettore direttamente nel cilindro e la quantità è regolata dalla pompa di combustibile. Inoltre, visto che la combustione avviene per effetto delle alte pressioni e temperature, la candela non è necessaria. Il pistone è munito di anelli di

tenuta che impediscono ai gas di uscire e trasmette la spinta attraverso lo spinotto alla biella e quindi alla manovella dell'albero motore. I passaggi attraverso i quali la carica fresca entra nel cilindro e i prodotti della combustione escono all'esterno sono i condotti e le valvole di aspirazione e di scarico. Le valvole sono azionate dalla distribuzione, un sistema composto da molle e camme. Le camme sono degli eccentrici ricavati dall'albero a camme che azionano le valvole secondo delle leggi di alzata descritte dal profilo delle camme.

Per parlare di motori a combustione interna è necessario conoscere la terminologia dei parametri fondamentali:



- Alesaggio D
- Corsa C
- Area trasversale cilindro A_c

$$A_c = \pi D^2 / 4$$
- Cilindrata V

$$V = A_c C$$
- Rapporto volumetrico di compressione r

$$r = (V + V_c) / V_c$$
- Velocità di rotazione dell'albero motore ω
- Velocità media del pistone u_p

$$u_p = 2Cn$$

Figura 1.2 – Rappresentazione schematica del: cilindro, pistone, biella e manovella illustrante le principali grandezze di un motore alternativo [1]

Punto morto inferiore (PMI) e Punto morto superiore (PMS) sono due posizioni del pistone che tocca durante il suo moto ovvero il punto più alto PMS ed il punto più basso PMI.

Questi sono i parametri fondamentali del motore che saranno utilizzati nelle pagine successive.

Facciamo ora una piccola descrizione del ciclo operativo di un motore a 4 tempi. Il motore a 4 tempi compie il suo ciclo in 4 corse dello stantuffo che corrispondono a 4 fasi:

1. *Aspirazione*. In questa fase si apre la valvola di aspirazione mentre il pistone si trova al PMS che aspira l'aria nel cilindro nella sua corsa verso il PMI.
2. *Compressione*. Si chiude la valvola di aspirazione e il pistone si muove dal PMI al PMS riducendo il volume della camera di una frazione che corrisponde al rapporto volumetrico di compressione.
3. *Combustione ed espansione*. Poco prima del raggiungimento del PMS avviene l'accensione della miscela o attraverso la candela oppure per accensione spontanea con conseguente innalzamento delle temperature e pressioni nella camera di combustione per cui il pistone è spinto verso il PMI.
4. *Scarico*. Si apre la valvola di scarico e il pistone espelle i gas di scarico durante la sua corsa verso il PMS.

1.3 FORMULA POTENZA MOTORI A COMBUSTIONE

Andiamo ora a determinare la formula della Potenza in un motore a combustione interna. Partiamo dal grafico Pressione- Volume del ciclo teorico Otto.

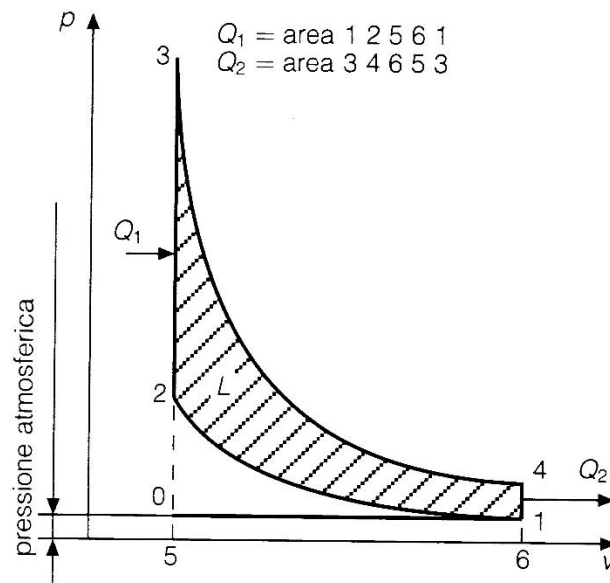


Figura 1.3 – Rappresentazione del ciclo Otto teorico sul piano pressione-volume [2]

Le trasformazioni preseti sono:

- **1-2** *Compressione adiabatica* del fluido operativo corrispondente al lavoro speso dal pistone.
- **2-3** *Combustione* a volume costante dove avviene l'introduzione istantanea del calore Q_1
- **3-4** *Espansione adiabatica* corrispondente al lavoro prodotto dal fluido attivo.
- **4-1** *Scarico*. Apertura valvola di scarico e sottrazione a volume costante del calore Q_2 .

Possiamo quindi ricavare attraverso dei semplici bilanci l'equazione del rendimento del ciclo ideale Otto e risulta essere:

$$\eta_{id} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}}$$

Dove k è il coefficiente di dilatazione adiabatico (per l'aria $k = 1.4$)

Come si nota dalla formula, all'aumentare del rapporto di compressione aumenta il rendimento del ciclo teorico ma vi è un limite massimo al rapporto di compressione, di solito intorno a $13/14$ oltre il quale si rischia di avere detonazione della miscela. I valori del rendimento ideale per un motore a ciclo Otto sono intorno a 0.58 . Sono valori molto elevati in quanto sono state fatte molte semplificazioni come le trasformazioni adiabatiche e gli scambi di calore istantanei.

Per avere un ciclo più vicino alla realtà si costruisce il cosiddetto *ciclo indicato*. Si può ottenere tramite un trasduttore di pressione nella camera di combustione e controllando l'angolo di manovella in modo da conoscere il volume della camera di combustione. Per avere un confronto con il *ciclo teorico* basta guardare la figura seguente:

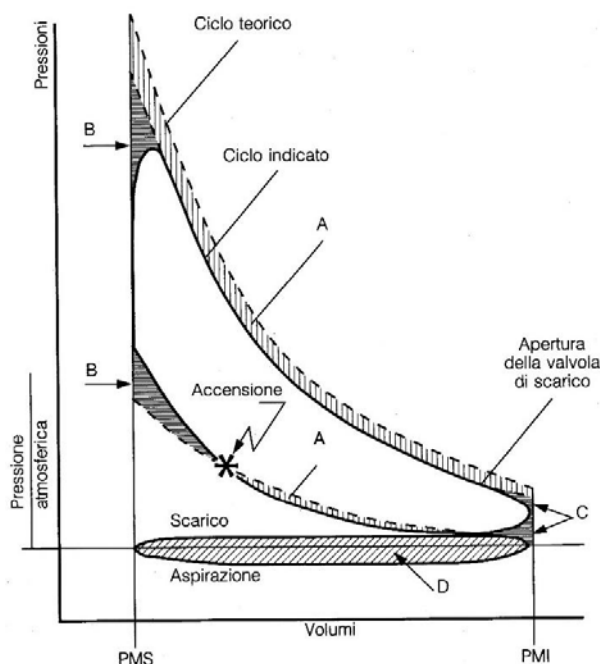


Figura 1.4 – Rappresentazione del ciclo teorico ed indicato sul piano pressione-volume [2]

Come si può vedere le differenze sono date da:

- *Perdite di calore*, le quali sono nulle nel ciclo teorico mentre nella realtà si scambia calore con le pareti e le trasformazioni non sono adiabatiche ma politropiche. Le perdite sono rappresentate dalle aree A nella Figura 1.4.
- *Combustione non istantanea*, come era nel ciclo teorico supposta a volume costante. Questo causa un anticipo all'accensione che avviene prima del PMS e arrotonda la linea di introduzione del calore introducendo una perdita rappresentata dalle aree B.
- *Tempo apertura valvola aspirazione e scarico*. L'espulsione e l'immissione non avviene istantaneamente, come supposto nel ciclo teorico, ma in un tempo relativamente lungo facendo perdere lavoro utile al motore (area C).
- *Dissociazione nella combustione*. La dissociazione dei prodotti della combustione, ovvero CO_2 e H_2O , in altri composti, come CO , H_2 , e O_2 , assorbe calore. Questo abbassa la temperatura massima raggiungibile e di conseguenza anche la pressione. Questo fa calare il lavoro utile e anche il rendimento del ciclo.

Prendendo a riferimento il ciclo indicato andiamo a trovare il lavoro effettuato dal motore visto che è il ciclo che meglio rappresenta il funzionamento del motore.

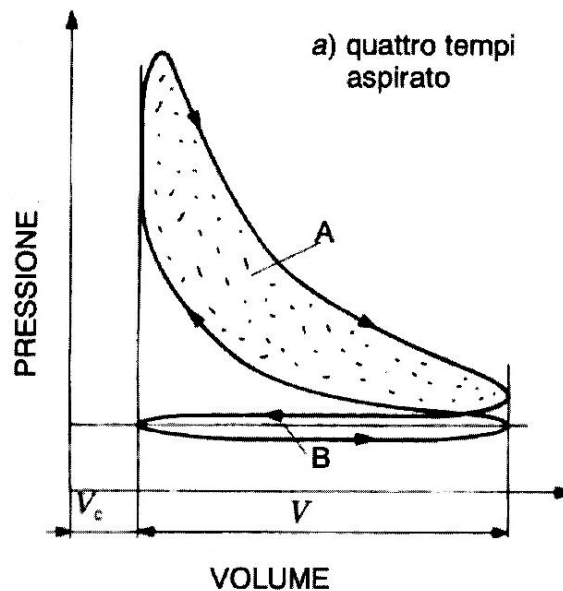


Figura 1.5 – Diagramma indicatore sul piano pressione-volume. In evidenza i lavori scambiati tra fluido e pistone [1]

Da questo diagramma è possibile determinare il lavoro indicato per ciclo ceduto dal fluido al pistone mediante la formula:

$$L_i = \oint_{\text{ciclo}} p dV$$

che determina l'area racchiusa dalle curve in Figura 1.5.

L'area A è il lavoro uscente dal sistema, mentre l'area B è lavoro speso dal pistone nel cosiddetto ciclo di pompaggio ovvero la fase di scarico e aspirazione. Dal lavoro indicato possiamo passare alla Potenza indicata

$$P_i = L_i \frac{n}{\varepsilon}$$

dove ε è il numero di cicli per giro ovvero 2 per i motori a 4 tempi e 1 per i motori a 2 tempi. Possiamo quindi definire il rendimento del ciclo indicato η_i del motore:

$$\eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_c H_i}$$

dove \dot{m}_c è la portata di combustibile mentre H_i il potere calorifico inferiore del combustibile. I valori del rendimento del ciclo indicato sono ben più bassi rispetto al ciclo teorico, infatti siamo intorno allo 0.35.

Per passare ora alle potenze effettive dobbiamo introdurre il rendimento organico η_o del motore. Esso comprende tutte le perdite di cui non si è tenuto conto nel rendimento indicato, ovvero le perdite per attrito tra le componenti del motore.

$$\eta_o = \frac{P_e}{P_i}$$

Possiamo quindi andare a definire il rendimento globale η_g del motore:

$$\eta_g = \frac{\eta_o P_i}{\dot{m}_c H_i} = \eta_o \eta_i$$

Il rendimento globale del motore misura l'efficienza con cui l'energia contenuta nel combustibile è convertita in lavoro meccanico disponibile all'albero. I valori tipici del rendimento globale del motore per un ciclo Otto sono di 0,30 / 0,40.

Definiamo ora la quantità di aria fresca effettivamente aspirata dal motore per ogni ciclo che è diversa da quella che teoricamente potrebbe riempire un volume pari a quello generato dal movimento del pistone. Si definisce quindi il coefficiente di riempimento λ_v che tiene conto di questa differenza come:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{V\rho_a} = \frac{m_a}{m_t}$$

dove m_a è la massa entrata durante la fase di aspirazione mentre m_t è la massa teorica che può essere contenuta all'interno del cilindro. Il coefficiente di riempimento dà la misura della bontà del processo di aspirazione da parte del motore. Si osserva che nella definizione di m_t si tiene conto soltanto della portata d'aria e si applica anche ai motori non ad iniezione diretta. Infatti, in questo caso la carica fresca non è solo aria ma una miscela aria-combustibile. Risulta però più agevole separare la massa di combustibile così da poter avere più uniformità nel confrontare vari motori indipendentemente dal sistema di alimentazione che utilizzano.

Andiamo ora a introdurre una nuova grandezza, ovvero il rapporto di dosatura α . Quest'ultimo è un rapporto tra la portata di massa d'aria e di combustibile utilizzata dal motore ed è dato da:

$$\alpha = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c}$$

Esso dipende dal tipo di combustibile usato, dal sistema di alimentazione e influenza il processo di combustione. Valori tipici per un motore Otto sono $12 / 18$.

Possiamo ora unire le varie grandezze esposte finora in modo da ottenere una espressione analitica della potenza. La potenza effettiva può essere scritta come:

$$P_e = \eta_g \dot{m}_c H_i$$

da cui tramite semplici sostituzioni si ottiene:

$$P_e = \eta_g \frac{H_i}{\alpha} \lambda_v V \rho_a \frac{n}{\varepsilon}$$

Questa è la *formula della potenza effettiva* in un motore a combustione interna che lega i principali parametri caratteristici.

Dalla potenza si può poi facilmente arrivare alla formulazione della *coppia effettiva* erogata dal motore:

$$M_e = \frac{1}{2\pi\varepsilon} \eta_g \frac{H_i}{\alpha} \lambda_v V \rho_a$$

Possiamo quindi andare a costruire le curve che caratterizzano il comportamento di un motore e sono quelle della coppia motrice M_e e la potenza effettiva P_e . Occorre fare una premessa prima di disegnare le curve. Per definire le curve servono due parametri ovvero il regime di rotazione e il carico imposto

al motore. A un certo regime di rotazione infatti un motore può sviluppare una potenza variabile agendo sull'organo di regolazione. Quando si tracciano le curve caratteristiche, è necessario specificare a quali condizioni di carico si definiscono. Solitamente si usano le condizioni di massimo carico per vedere le prestazioni limite del motore.

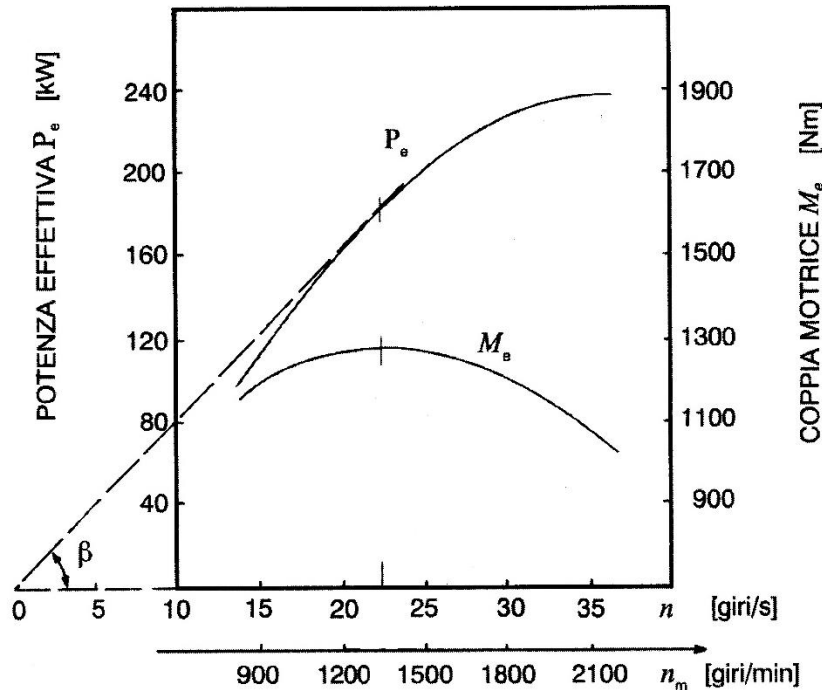


Figura 1.6 – Potenza e coppia effettive in funzione del regime di rotazione nelle condizioni di pieno carico, sviluppate da un motore a Ciclo Otto commerciale [1]

La Figura 1.6 mostra le curve della Potenza e della coppia a pieno carico per un motore Otto. Come si nota, la coppia presenta un massimo per un regime di rotazione relativamente basso rispetto alla potenza e questo è giustificabile tenendo presente che i valori che variano maggiormente con il numero di giri sono il rendimento e il coefficiente di riempimento di cui si discuterà ampiamente nel capitolo seguente.

1.4 ALIMENTAZIONE ARIA NEI MOTORI A 4 TEMPI

Nelle macchine termiche il processo di alimentazione dell'aria è di importanza fondamentale visto che la potenza generata dipende proprio da come riesce ad aspirare aria, mescolarla con il combustibile ed espellere i prodotti della combustione. Nei quattro tempi il processo di sostituzione della carica comincia con l'apertura della valvola di scarico poco prima del punto morto superiore, qui avviene uno scarico spontaneo dei gas dovuto alla differenza di pressione tra la camera e i

condotti di scarico, in seguito proseguire con l'espulsione forzata dalla corsa verso il PMS del pistone. Poco prima di raggiungere il punto morto superiore si apre la valvola di aspirazione e inizia ad entrare la carica fresca. Subito dopo il PMS si chiude la valvola di scarico e, con la corsa verso il PMI, si effettua l'aspirazione della carica fresca grazie al movimento del pistone.

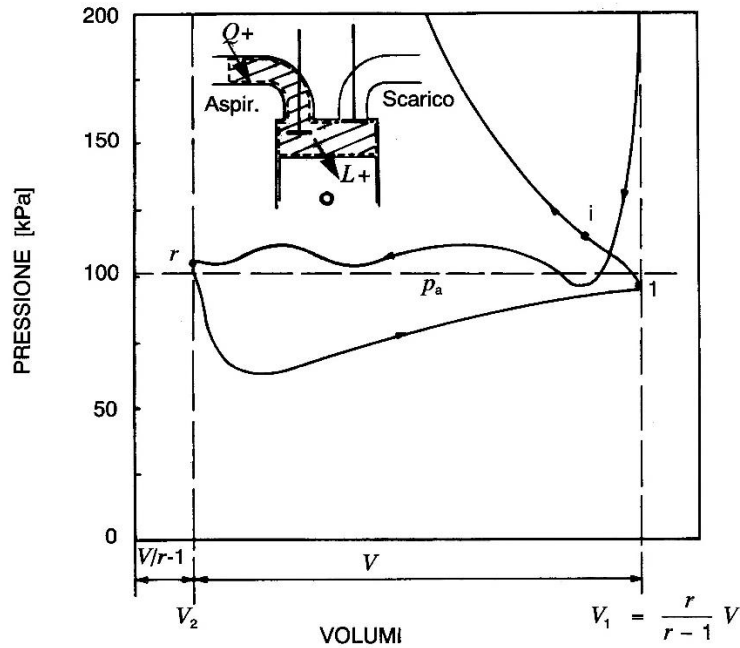


Figura 1.7 – Andamento tipico delle pressioni in funzione del volume nel cilindro di un motore quattro tempi durante il processo di sostituzione della carica. [1]

Come si vede dal grafico delle pressioni della camera durante la fase di aspirazione, in figura 1.7, si può notare l'area racchiusa tra le curve che definisce le perdite per pompaggio. Infatti, la pressione alla fine dell'aspirazione risulta minore della pressione ambiente p_a in quanto si deve spendere un certo lavoro per vincere resistenze fluidodinamiche e accelerare il gas.

Si possono riassumere tutte le cause di perdita in un parametro che è il coefficiente di riempimento λ_v definito nel capitolo precedente. Si può riscrivere anche come:

$$\lambda_v = \frac{\dot{m}_a}{V \rho_a} \frac{\varepsilon}{n}$$

Andando a diagrammare il coefficiente di riempimento distinguendo i vari fattori di perdita si ottiene:

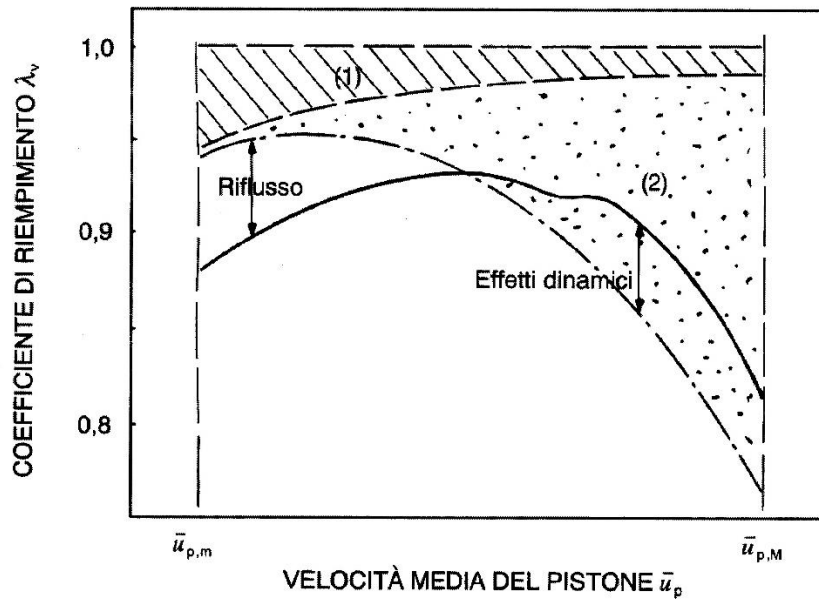


Figura 1.8 – Andamento del coefficiente di riempimento rappresentato con la linea continua in funzione della velocità media del pistone. L'area (1) sono le perdite per riscaldamento, l'area (2) le perdite fluidodinamiche. [1]

Si possono notare quattro effetti che influenzano il coefficiente di riempimento:

1. Sono le perdite dovute al riscaldamento del fluido per contatto con le pareti. Le pareti sono più calde della carica fresca in ingresso quindi la scaldano e di conseguenza cala la sua densità peggiorando il riempimento. L'effetto della temperatura, come si vede dal grafico, è molto più influente ai bassi regimi in quanto il fluido è più lento e resta più a contatto con le pareti.
2. Rappresentano le perdite fluidodinamiche dovute ai vari componenti (condotti, valvole, ecc.) attraversati dalla carica fresca. Il loro effetto è molto più influente agli alti regimi in quanto le perdite fluidodinamiche sono proporzionali al quadrato della velocità del fluido.
3. Sono gli effetti dinamici prodotti dall'instazionarietà del flusso. Si possono dividere in effetti inerziali ed effetti d'onda e saranno trattati nel capitolo successivo.
4. Rappresentato dal riflusso. È un fenomeno che si manifesta ai bassi regimi ed è tipico dei motori che hanno una fasatura fissa. Per sfruttare gli effetti inerziali si posticipa la chiusura della valvola di aspirazione così da sfruttare il colpo d'ariete del fluido all'interno dei condotti che favorisce il riempimento della camera. Ai bassi regimi però la velocità del fluido è bassa e la valvola resta aperta più a lungo causando un reflusso della carica fresca all'interno del condotto di aspirazione.

1.5 PASSAGGIO ATTRAVERSO LE VALVOLE

Le valvole rappresentano gli organi di immissione e di scarico nei motori a 4 tempi. Vengono usate solitamente delle valvole a fungo le quali formano con le loro sedi le sezioni di passaggio del fluido. Sono sezioni molto ristrette e sono per questo la fonte principale di resistenza fluidodinamica al passaggio della carica fresca. Una tipica valvola a fungo è quella rappresentata in Figura 1.9.

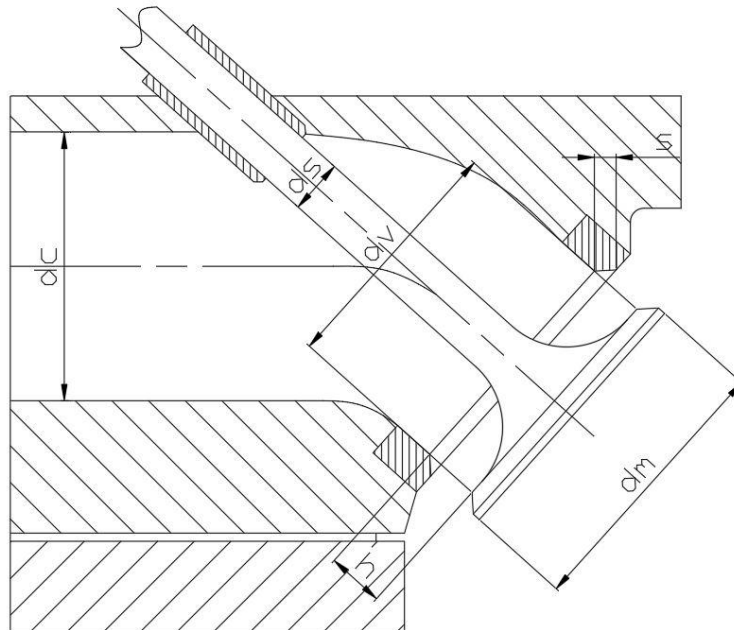


Figura 1.9 – Tipica valvola a fungo di un motore a ciclo Otto con indicati i principali parametri geometrici

Si notano i principali parametri geometrici che la compongono come il diametro dello stelo d_s , il diametro della sede d_v e il diametro della valvola d_m .

Andiamo a definire un parametro che ci permetta di stabilire le perdite che si hanno nel passaggio attraverso le valvole, il *coefficiente di efflusso* C_f . Il flusso del gas all'interno del cilindro è determinato dalla differenza di pressione tra cilindro e condotti di aspirazione. Questa differenza varia in continuazione quindi, per effettuare i calcoli, si mette l'ipotesi di flusso quasi-stazionario senza introdurre un errore troppo grande se si considerano intervalli di tempo piccoli. Per effettuare inoltre confronti agevoli, risulta conveniente studiare il flusso ideale grazie al quale è possibile calcolare la portata di massa ideale di fluido attraverso la valvola.

Per calcolare la portata ideale di massa attraverso una sezione basta imporre l'equazione di conservazione dell'energia e della massa tra le sezioni 1 a 2 (vedi Figura 1.10).

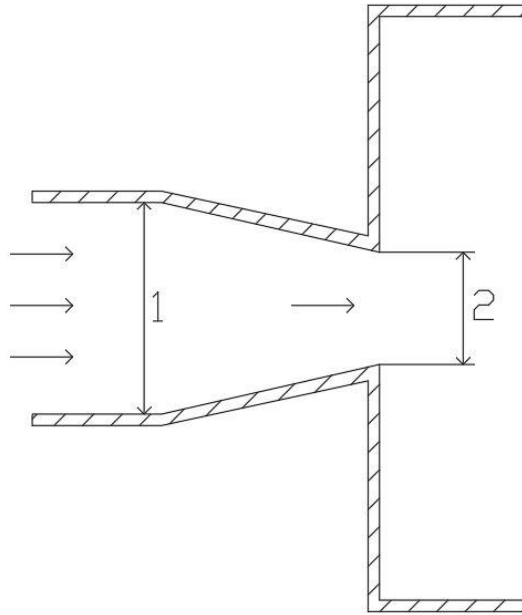


Figura 1.10 – Rappresentazione schematica del flusso di un fluido comprimibile attraverso un ugello

Nel caso che $A_2 \ll A_1$ si ottiene la formula:

$$\dot{m}_i = A_2 \sqrt{2\rho(p_1 - p_2)}$$

Nel caso consideriamo sempre un fluido ideale ma comprimibile, la conservazione dell'energia si riduce all'uguaglianza delle entalpie di ristagno $h_{02}=h_{01}$. L'entalpia di ristagno è definita come l'entalpia che ha il fluido dopo una trasformazione adiabatica che porta il fluido in una condizione di ristagno (velocità nulla):

$$h_0 = c_p T + \frac{u^2}{2}$$

Combinando quindi le relazioni, si ottiene la portata di massa ideale di un fluido incomprimibile [5]:

$$\dot{m}_i = A_2 \rho_{01} a_{01} \Phi_f \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)$$

dove Φ_f rappresenta la funzione di flusso comprimibile definita da:

$$\Phi_f \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{2}} \right]}$$

La funzione di flusso mostra un andamento crescente al diminuire del rapporto delle pressioni fino al valore critico $\Phi_f = 0,578$ in corrispondenza del valore $(p_2/p_{01}) = 0,528$. In queste condizioni si raggiunge la velocità del suono nella sezione ristretta e non può più aumentare la portata di massa.

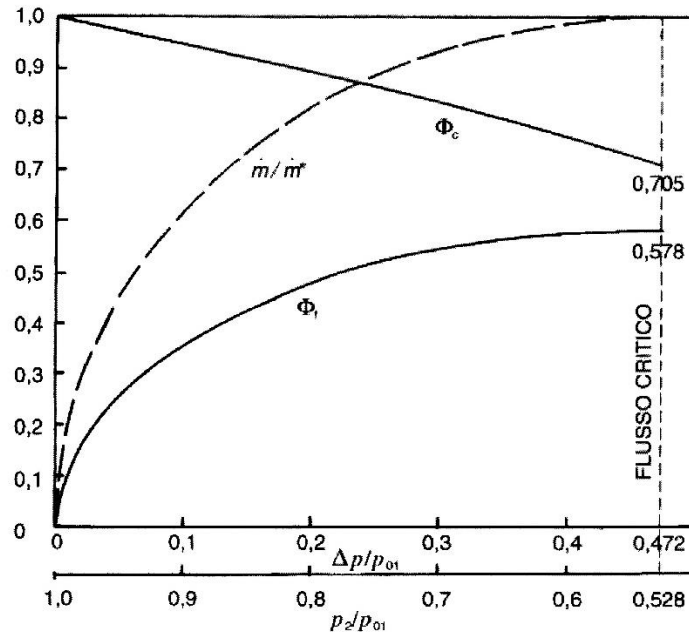


Figura 1.11 – Andamento della funzione di flusso comprimibile Φ_f , del fattore di comprimibilità Φ_c e del rapporto tra portata effettiva e il suo valore critico in funzione della depressione che si crea nella sezione minima del flusso ideale comprimibile. [1]

Per definire quindi il coefficiente di efflusso ora è necessario decidere a quale area di passaggio riferire la portata ideale. Infatti, l'area tra valvola e sede continua a variare in modo complesso e possono essere fatte diverse scelte. In questa trattazione viene considerata come area la sezione trasversale della sede della valvola

$$A_{vriif} = \frac{\pi d_v^2}{4}$$

Si ottiene, quindi, l'equazione del coefficiente di efflusso:

$$C = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_i} = \frac{\dot{m}_a}{\left[A_{vriif} \rho_{01} a_{01} \Phi_f \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right) \right]}$$

Si possono quindi costruire (come si farà nel Capitolo 4) dei grafici in funzione del rapporto h/d_v in modo da valutare il coefficiente di efflusso alle varie aperture delle valvole. Un esempio è il grafico in Figura 1.12.

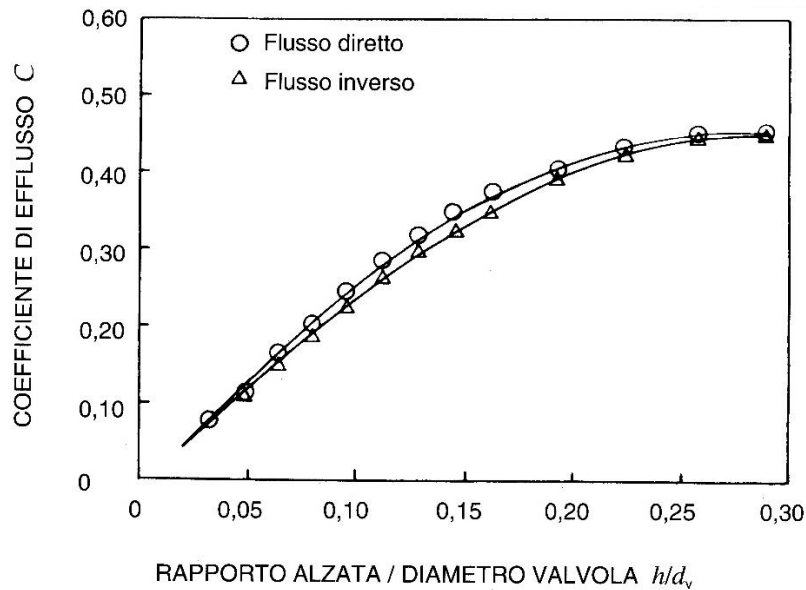


Figura 1.12 – Coefficienti di efflusso di una valvola in funzione del rapporto alzata/diametro in condizione di flusso diretto e inverso. [1]

La conoscenza del coefficiente di efflusso mi fornisce utili indicazioni sul determinare l'alzata massima della valvola e valutare la bontà geometrica del sistema condotti-valvole.

Il coefficiente di efflusso, quindi, comprende al suo interno le perdite fluidodinamiche e la legge di variazione dell'area geometrica che dipende dalla alzata della valvola. Per mettere in evidenza invece soltanto le perdite fluidodinamiche, si tiene in considerazione una sezione di passaggio variabile. Il suo valore è

$$A_{var} = \pi d_M h$$

Si ottiene, quindi, il coefficiente di perdita

$$C_f = \frac{\dot{m}_a}{\left[A_{var} f \rho_{01} a_{01} \Phi_f \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right) \right]}$$

1.6 DIAGRAMMA DISTRIBUZIONE

Le valvole di aspirazione e scarico, come visto in precedenza, si devono aprire e chiudere in determinati momenti per permettere l'entrata della carica fresca e l'espulsione dei residui della combustione. Finora nella descrizione dei cicli ideali si è supposto che le valvole si aprissero e chiudessero istantaneamente mentre, in realtà, vi è un tempo fisico necessario per il loro movimento.

Per rappresentare il movimento delle valvole, si utilizza il diagramma delle alzate che lega il movimento della valvola con l'angolo di manovella del motore.

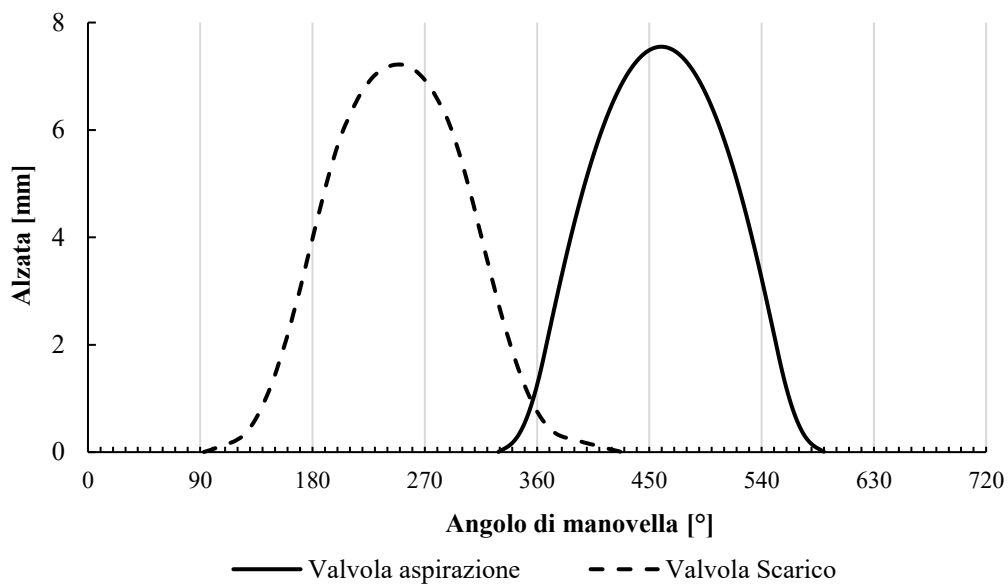


Figura 1.13 – Rappresentazione della legge di alzata per la valvola di aspirazione e scarico per un motore a ciclo Otto

Da questo diagramma si può apprezzare il valore della alzata massima e il profilo di apertura delle valvole. Idealmente dovrebbe essere verticale e aprirsi istantaneamente la valvola ma nella realtà vi sono problemi di accelerazioni quindi non può essere troppo ripido né il tratto di apertura né quello di chiusura. Rispetto ai cicli ideali quindi, le valvole si muovono con dei ritardi e degli anticipi sia per ragioni fisiche che per sfruttare effetti dinamici. Questo si può apprezzare molto bene dal diagramma della distribuzione che sintetizza tutte le informazioni sugli angoli di apertura e chiusura in un diagramma circolare.

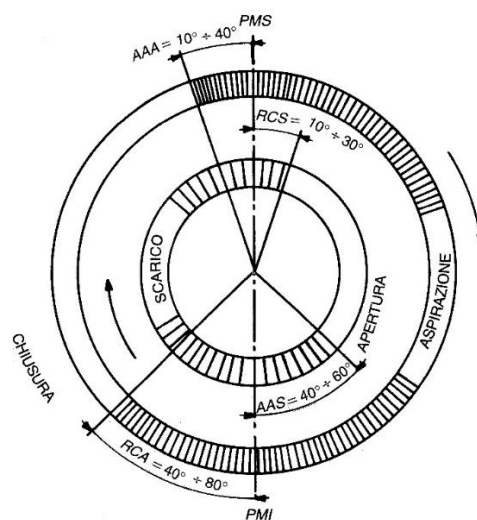


Figura 1.14 – Diagramma circolare rappresentante le fasature delle valvole [1]

Analizziamo ora il perché sono presenti anticipi e ritardi nell'apertura e chiusura delle valvole:

- *Anticipo apertura valvola di scarico (AAS)*. Si apre con un anticipo di $40^\circ / 60^\circ$ rispetto al PMI. Questo mi fa perdere del lavoro utile in quanto riduco la corsa di espansione del pistone però, contemporaneamente, favorisce lo scarico spontaneo dei prodotti della combustione migliorando la fase di rinnovo della carica.
- *Ritardo chiusura valvola di scarico (RCS)*. Circa $10^\circ / 30^\circ$ gradi dopo il PMS. Il motivo deriva dal tempo fisico di chiusura della valvola e dall'opportunità di sfruttare l'inerzia dei prodotti della combustione per richiamare carica fresca visto che, contemporaneamente, è aperta anche la valvola di aspirazione.
- *Anticipo apertura valvola di aspirazione (AAA)*. Circa $10^\circ/40^\circ$ prima del PMS, anch'esso è conseguenza del tempo fisico necessario per l'apertura della valvola in quanto voglio che sia già ben aperta al PMS. Inoltre, si anticipa anche per sfruttare l'incrocio con la valvola di scarico e migliorare il rinnovo della carica.
- *Ritardo chiusura valvola aspirazione (RCA)*. Circa $40^\circ/80^\circ$ dopo il PMI. Il motivo principale è sfruttare l'inerzia dei gas nel condotto di aspirazione che continuano a spingere la carica fresca all'interno della camera sfruttando l'effetto ariete. Ovviamente maggiore è il regime di rotazione e maggiore dovrebbe essere anche il ritardo alla chiusura, mentre ai bassi regimi un grande ritardo causa problemi di riflusso della carica fresca. Per sfruttare al massimo l'effetto ariete è necessario un sistema a fasatura variabile che permette di variare continuamente gli angoli di anticipo e ritardo delle valvole. Nei sistemi a fasatura fissa, invece, si cerca un compromesso che non penalizzi troppo i bassi regimi.

Risulta quindi normale in un motore avere in prossimità del PMS entrambe le valvole aperte. L'angolo durante il quale le due valvole sono aperte si chiama angolo di incrocio.

1.7 CASO MOTORE FORMULA SAE

Il motore utilizzato dalla Formula SAE, di cui nel Capitolo 3 saranno riportate tutte le caratteristiche tecniche, deve essere conforme al regolamento della competizione [3]:

I.C. 1.1 Limitazioni del motore

I.C. 1.1.1 I motori utilizzati per azionare i veicoli devono essere:

- a. Motori endotermici alternativi a ciclo Otto
- b. Avere una cilindrata totale inferiore o uguale a 710 cc per ciclo.

Il propulsore scelto per muovere la vettura è un motore 4 cilindri Honda di 600 cc di cilindrata. Il regolamento non vieta l'utilizzo di fasature variabili ma è molto difficile trovare motori con cilindrata così piccole dotati di sistemi di azionamento variabili delle valvole e sono molto complessi da sviluppare. Infatti, il motore utilizzato è a fasatura fissa quindi non è possibile adattare gli angoli di anticipo e ritardo in base al carico e al regime di rotazione. Risulta necessario scegliere una adeguata legge di alzata e fasatura in modo da ottimizzare le prestazioni del motore nell'intervallo di regimi di rotazioni utilizzati durante il funzionamento. Nei capitoli successivi si andrà quindi a cercare una nuova legge di alzata in grado di aumentare il coefficiente di riempimento e migliorare la fase di riempimento del motore.

Il regolamento pone anche delle limitazioni sul sistema di aspirazione dell'aria:

I.C. 2.4.1 Nel sistema di aspirazione deve essere presente una strozzatura di sezione circolare posta in maniera tale che tutta la carica fresca di alimentazione passi attraverso di essa.

I.C. 2.4.2 La sequenza ammessa dei componenti è la seguente:

a. Per motori aspirati la sequenza deve essere: corpo farfallato, restrizione e motore

I.C. 2.4.3 Il massimo diametro della restrizione durante tutta la competizione è di *20 mm* per motori a benzina.

Viene, quindi, posto un limite alla portata di massa d'aria in ingresso a causa della strizione che limita anche le prestazioni del motore.

CAPITOLO 2

EFFETTI DINAMICI MOTORE A 4 TEMPI

Nel seguente capitolo verranno illustrati gli effetti dinamici presenti all'interno dei motori a combustione che hanno una grande influenza nella fase di rinnovo della carica fresca. Verranno, inoltre, descritti i principali moti organizzati che si generano all'interno della camera di combustione con lo scopo di favorire il miscelamento omogeneo della carica fresca prima della combustione.

2.1 INTRODUZIONE AGLI EFFETTI DINAMICI

Come accennato nei capitoli precedenti, gli effetti dinamici possono influenzare sensibilmente il processo di riempimento del motore. Essi sono causati dalla non stazionarietà del flusso e dall'energia cinetica che possiedono i fluidi in movimento all'interno dei condotti del motore. Cominciamo differenziando gli effetti dinamici in:

- *Effetti inerziali*, dovuti all'effetto dell'energia cinetica del fluido in movimento nei condotti
- *Effetti d'onda*, dovuti alle onde di pressione che si propagano all'interno dei condotti di aspirazione con la velocità del suono.

La comprensione degli effetti dinamici, sia inerziali che d'onda, è di fondamentale importanza per il riempimento dei cilindri nei motori. Se sfruttati correttamente, permettono di ottimizzare il funzionamento del motore in range più o meno estesi di regimi di rotazione in base all'utilizzo a cui saranno destinati.

2.2 EFFETTI INERZIALI

Per comprendere gli effetti inerziali teniamo conto del monocilindro in Figura 2.1. Durante la fase di aspirazione la massa d'aria contenuta nel condotto è attirata nel cilindro dal movimento del pistone e poi viene fermata. Il sistema massa d'aria-cilindro lo si può vedere come un sistema oscillante smorzato con una propria massa ed elasticità. Se, quindi, la frequenza di questo moto forzato si accorda con la frequenza del sistema gassoso, si possono ottenere degli incrementi del riempimento del cilindro.

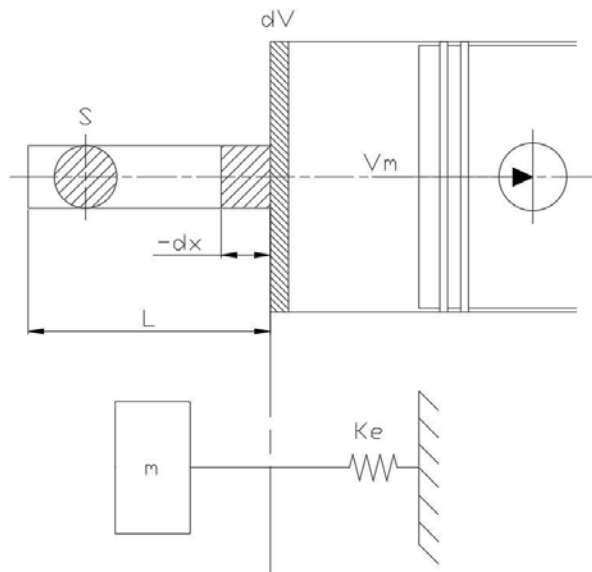


Figura 2.1 – Rappresentazione schematica del sistema gassoso contenuto nel cilindro e nei condotti di aspirazione mediante un risonatore di Helmholtz

Lo schema più semplice prevede di schematizzare il sistema gassoso con un sistema massa–molla dove la massa del sistema è quella del fluido presente nel condotto mentre l’elasticità è rappresentata dal fluido contenuto nel cilindro.

Possiamo quindi cercare di definire la frequenza propria del sistema. La massa del sistema interessato è

$$m = \rho LS$$

Dall’equazione caratteristica della trasformazione isoentropica poi si ricava

$$dp = -\left(\frac{kp}{V}\right) dV$$

la quale può essere scritta tenendo conto che l’aumento del volume V corrisponde a una diminuzione della coordinata x della massa del condotto:

$$dp = \frac{kpS}{V} dx$$

Si può, quindi, definire la costante elastica del sistema:

$$K_e = \frac{dF}{dx} = \frac{dpS}{dx} = \frac{kpS^2}{V_m}$$

Dove V_m è il volume medio del cilindro poiché esso varia continuamente per effetto del pistone.

Si ottiene la frequenza propria del sistema

$$f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi} = \frac{\sqrt{K_e/m}}{2\pi} = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{LV_m}}$$

Cerchiamo ora di trovare una relazione tra la frequenza propria e la velocità di rotazione del motore. Si può dimostrare che quando il rapporto tra f_0 e la velocità di rotazione risulta essere in numero pari (2, 4, 6, ecc.) ho un miglioramento del coefficiente di riempimento. Come si nota in Figura 2.2 ho il massimo quando

$$f_0 \approx 2f_m$$

che corrisponde a un regime di rotazione pari a

$$n_{ott,in} \approx \frac{a}{4\pi} \sqrt{\frac{S}{LV_m}}$$

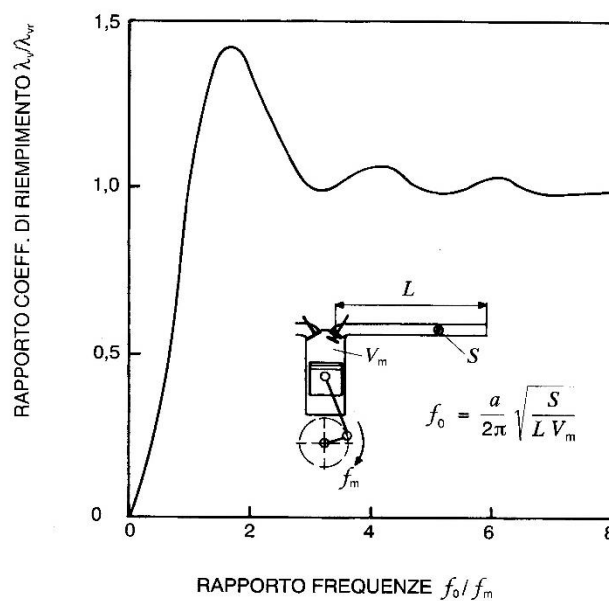


Figura 2.2 – Andamento del coefficiente di riempimento in funzione del rapporto tra la frequenza propria e la frequenza del regime di rotazione del motore [1]

Abbiamo ottenuto la relazione che lega il regime di rotazione ottimale alle caratteristiche geometriche del sistema di aspirazione. Possiamo osservare, quindi, che per aumentare il regime di rotazione ottimale possiamo:

- Diminuire V aumentando il numero dei cilindri
- Diminuire L accorciando i condotti
- Aumentare S quindi allargando i condotti

2.3 EFFETTI D'ONDA

Per comprendere a fondo gli effetti d'onda è necessario definire che cos'è un'onda. Secondo la definizione “un'onda è una variazione di stato che si propaga nello spazio tempo”. Nel caso di un fluido comprimibile l'onda si manifesta come una variazione del campo di pressione e si muove con una velocità C_0 . Essa è data dalla somma della velocità del fluido u e la velocità del suono nel fluido stesso C :

$$C_0 = C \pm u$$

Nei motori la velocità del fluido u viene impressa dal moto del pistone che potrà essere positiva oppure negativa. La regola fondamentale per i segni delle onde è la seguente: se la u è concorde alla C_0 l'onda è di *sovrappressione*, se invece la u è contraria alla C_0 l'onda è di *depressione*.

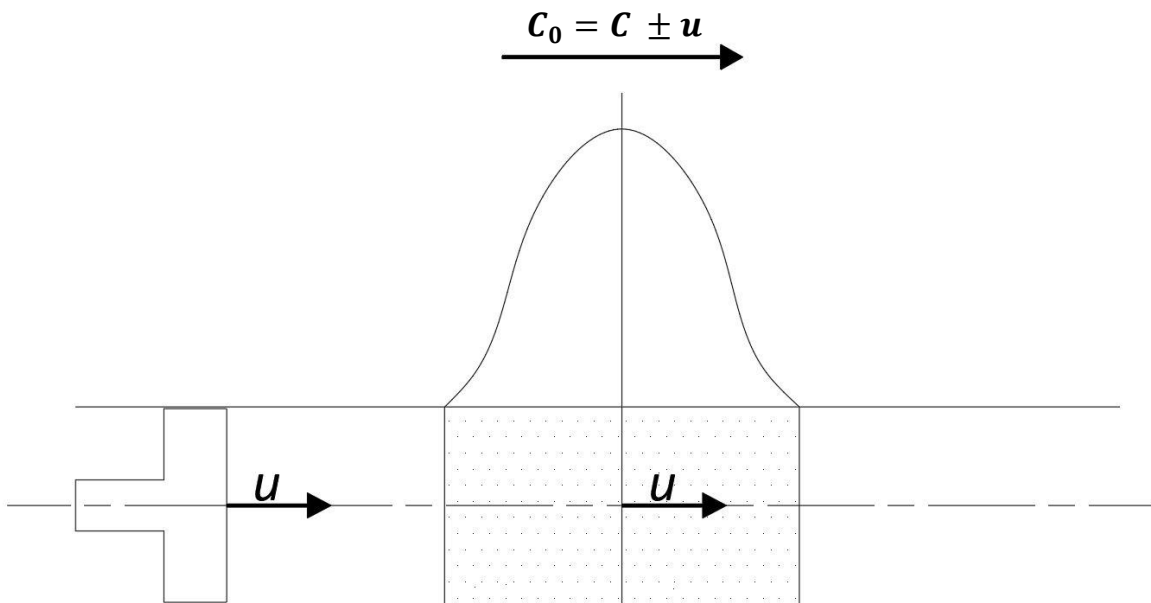


Figura 2.3 – Rappresentazione di un'onda di pressione che viaggia a velocità C_0 [4]

La forma delle onde varia durante la propagazione poiché la cresta viaggia più velocemente rispetto ai piedi e deforma l'onda. Nei motori però i condotti sono corti e non vi è il tempo necessario per deformare l'onda quindi possiamo assumere che restino come quelle in Figura 2.3.

Si distinguono ora due casi di discontinuità che le onde possono incontrare in un motore: l'estremità aperta oppure l'estremità chiusa.

Per estremità aperta si intende uno sbocco in un ambiente a pressione costante. In questo caso l'onda si riflette e nella superficie di interfaccia si annulla la differenza di pressione tra l'onda e l'ambiente.

Come conseguenza la velocità u raddoppia e l'onda cambia di segno diventando ad esempio un'onda di depressione se prima era un'onda di pressione (e viceversa).

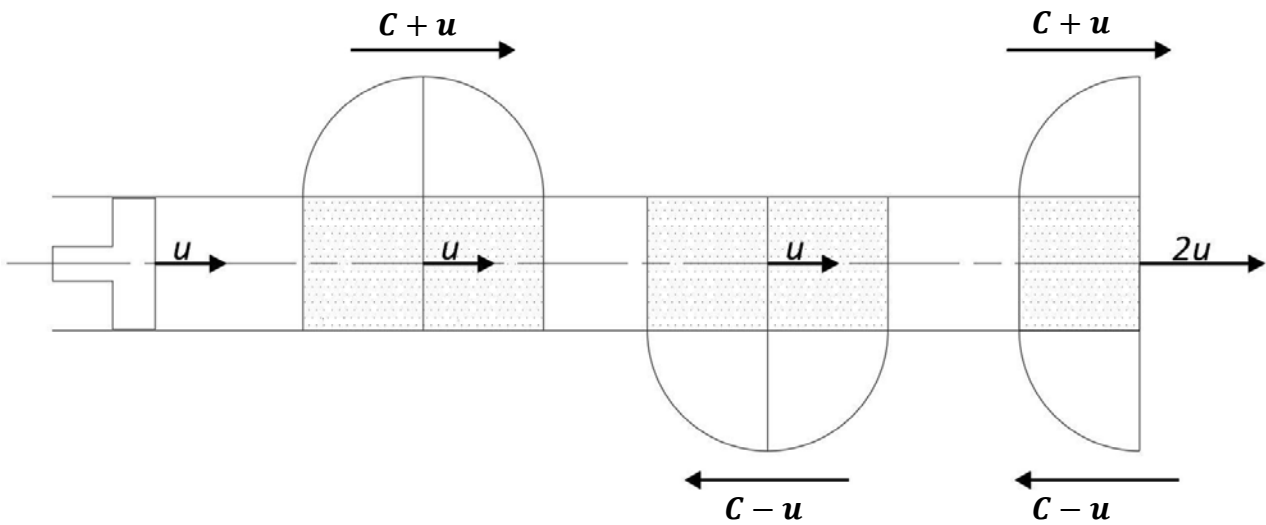


Figura 2.4 – Rappresentazione di un'onda che incontra una estremità aperta

Quando invece l'onda incontra una estremità chiusa, si riflette e nella superficie di interfaccia questa volta si annulla la u , essendo il fondo chiuso. Come conseguenza l'intensità dell'onda cresce, idealmente fino alle condizioni di ristagno, e mantiene lo stesso segno.

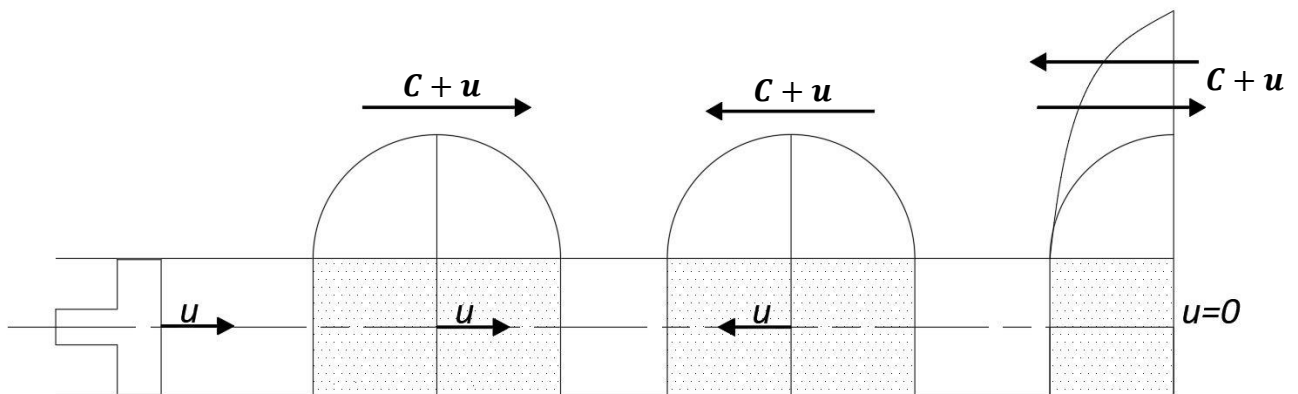


Figura 2.5 – Rappresentazione di un un'onda che incontra una estremità chiusa

2.4 EFFETTI D'ONDA NEL MOTORE

Applichiamo ora la teoria sulle onde al caso motoristico. Viste le caratteristiche di riflessione delle onde, possiamo distinguere gli effetti d'onda che si verificano a valvola aperta e a valvola chiusa. Si terrà conto degli effetti sui condotti di aspirazione.

2.4.1 EFFETTI A VALVOLA APERTA

Partiamo dagli effetti a valvola aperta. Facciamo riferimento alla Figura 2.6 dove il pistone è all'inizio della corsa di aspirazione.

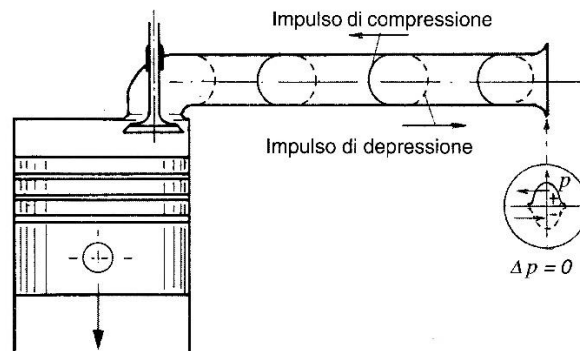


Figura 2.6 – Rappresentazione onda di depressione creata dal pistone riflessa dall'estremità aperta in onda di compressione [1]

Quest'ultimo genera un impulso di depressione con il suo movimento che si propaga nel condotto di aspirazione con la velocità del suono. L'onda arriva fino alla prima discontinuità, che nel nostro caso è l'airbox del motore, che rappresenta un volume molto grande rispetto al condotto. Siamo, quindi, nel caso della estremità aperta dove l'onda si riflette cambiando di segno e risale il condotto di aspirazione. Se l'onda di pressione torna durante la seconda metà della fase di aspirazione (90° dopo il PMS) provoca un aumento della pressione nel cilindro favorendone il riempimento, come si vede dal grafico in Figura 2.7.

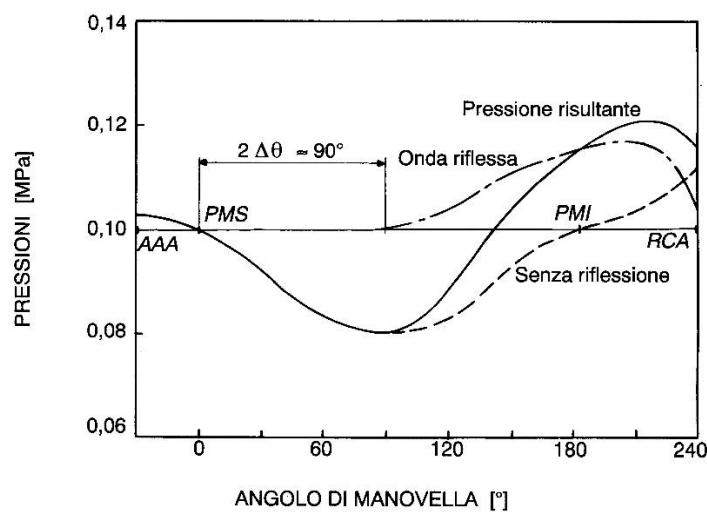


Figura 2.7 – Rappresentazione effetto d'onda a valvola aperta sul piano pressioni-angolo di manovella [1]

Cerchiamo una relazione tra gli effetti d'onda e le caratteristiche del ciclo del motore. Risulta conveniente utilizzare gli angoli di manovella anziché i tempi per una più facile comprensione del fenomeno. Definiamo la frazione di angolo di manovella necessaria per percorrere un tratto L di condotto da parte di un'onda:

$$\Delta\theta = 360^\circ n \Delta t = 360^\circ n \frac{L}{a}$$

La condizione da imporre per sfruttare a pieno l'effetto dell'onda di pressione come detto prima è:

$$2\Delta\theta \approx 90^\circ$$

Sostituendo la seguente condizione alla formula precedente si ottiene il regime di rotazione ottimale per gli effetti d'onda a valvola aperta:

$$n_{ott,va} \approx \frac{a}{8L}$$

Si ha una proporzionalità inversa con la lunghezza dei condotti, quindi se voglio alzare il regime ottimale, devo accorciare i condotti del sistema di aspirazione e viceversa.

2.4.2 EFFETTI D'ONDA A VALVOLA CHIUSA

Passiamo ora a trattare gli effetti a valvola chiusa. Partiamo con la chiusura della valvola di aspirazione.

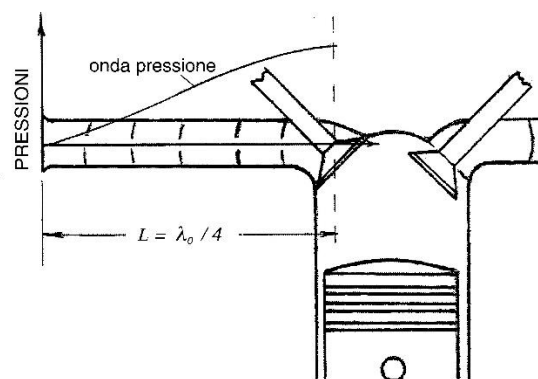


Figura 2.8 – Rappresentazione onda di pressione a valvola chiusa [1]

Questo genera un'onda di pressione che risale i condotti. Giunta all'estremità aperta, viene riflessa cambiando di segno e torna come onda di depressione alla valvola di aspirazione. A questo punto trova la valvola chiusa (la valvola di aspirazione resta chiusa per un tempo maggiore rispetto a quanto rimane aperta come nel caso precedente) e viene riflessa senza cambiare di segno. Risale i condotti

come onda di depressione e arriva nuovamente all'estremità libera dove viene riflessa cambiando di segno. Ritorna, infine, come onda di pressione alla valvola di aspirazione. Se quest'ultima si apre nel momento in cui arriva l'onda di pressione posso sfruttarla per favorire l'espulsione dei prodotti della combustione residui nel cilindro e migliorare il riempimento. Le onde questa volta devono percorrere quattro volte i condotti di aspirazione e non più due come nel caso precedente. L'angolo che intercorre tra la chiusura della valvola di aspirazione e la sua apertura è $\Delta\theta_c \approx 540^\circ$. In questo periodo il motore compie un angolo $\Delta\theta_0$

$$k = \frac{\Delta\theta_c}{\Delta\theta_0} = \frac{3a}{8nL}$$

Se k assume un valore intero il riempimento è favorito altrimenti viene ostacolato.

Gli effetti dinamici possono favorire o sfavorire il riempimento nei motori a quattro tempi. Come si nota dalle formule, possono ottimizzare soltanto un determinato regime di rotazione quindi è necessario scegliere adeguatamente il regime da favorire in base al tipo di utilizzo del motore. Per motori da competizione sarà utile ottimizzare un ristretto range ad alti regimi di rotazione in modo da avere valori maggiori di coppia e potenza, mentre per la trazione stradale sarà preferibile ottimizzare un range più ampio di regimi di rotazione per favorire l'efficienza e ridurre i consumi.

2.5 MOTI NELLA CAMERA

In un motore a combustione non è importante solo riempire il cilindro ad ogni ciclo, ma le condizioni di moto della carica fresca giocano un ruolo fondamentale. Il miscelamento del combustibile, lo scambio termico con le pareti e la formazione di inquinanti sono controllati direttamente dalle condizioni di moto all'interno del cilindro. I campi di velocità all'interno del cilindro sono variabili con il tempo a causa dei processi che li determinano ovvero il moto del pistone e delle valvole. I risultati sono dei flussi turbolenti ed instazionari che sono molto complessi da misurare e controllare. Noi andremo ad analizzare tre tipi di moto rotatori organizzati nel cilindro che sono il moto di: Swirl, Tumble e Squish.

2.5.1 SWIRL

Lo Swirl è un movimento rotatorio su un piano circonferenziale derivato dalla componente tangenziale della velocità della carica fresca entrante nel cilindro. È influenzato dalla geometria del condotto e della valvola di aspirazione.

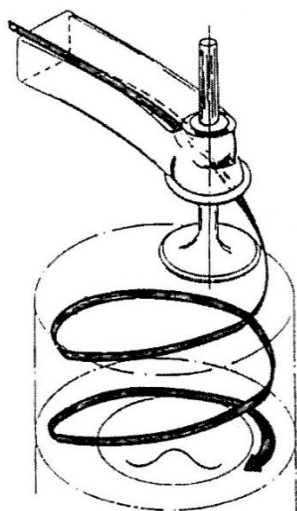


Figura 2.9 – Rappresentazione del moto di Swirl all'interno del cilindro [1]

2.5.2 TUMBLE

Il Tumble è un moto rotatorio organizzato su un piano passante per l'asse del cilindro che si forma durante la fase di aspirazione. È generato dalla testa del pistone e dalle pareti del cilindro e aumenta durante la fase di compressione. Può essere più o meno intenso in base alla conformazione geometrica dei condotti. Il valore dell'intensità si può decidere in fase di progetto in funzione della turbolenza che vogliamo ottenere nella camera di combustione. Nel caso che sarà preso in esame in questa tesi abbiamo una conformazione della testa tradizionale (Figura 2.10 a).

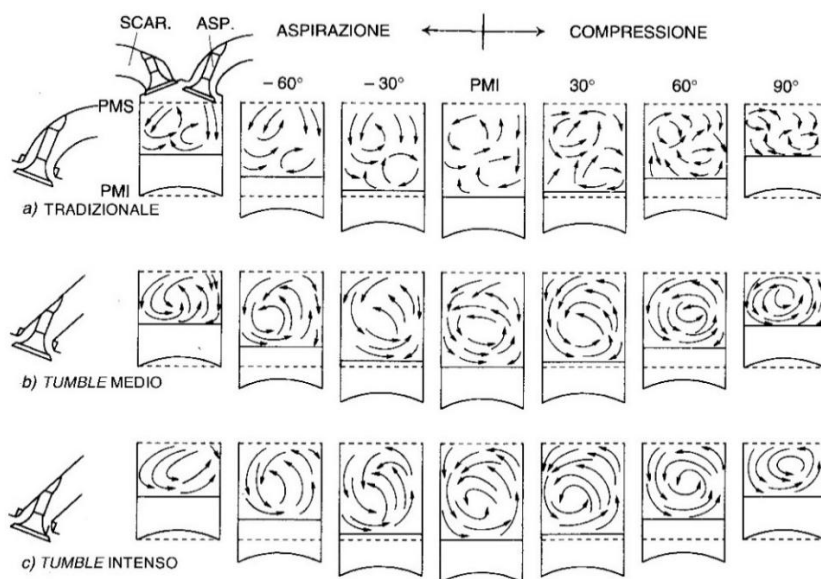


Figura 2.10 – Rappresentazione dei moti di Tumble a varie intensità dovute alla conformazione geometriche dei condotti di aspirazione

2.5.3 SQUISH

Lo Squish è un moto organizzato rotatorio che si forma su un piano passante per l'asse del cilindro nella fase finale della compressione. Viene ottenuto attraverso una opportuna conformazione della testa del pistone ed è molto importante visto che è prodotto in concomitanza dell'avvio del processo di combustione. Può essere confuso con il moto di Tumble visto che entrambi si formano sullo stesso piano, la differenza è che il Tumble è generato dalla geometria dei condotti mentre lo Squish dal moto del pistone e dalla sua geometria.

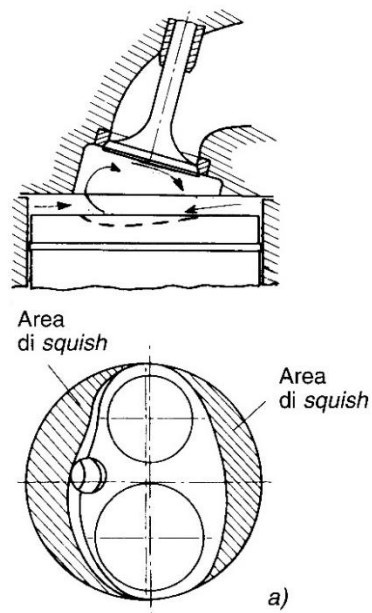


Figura 2.11 – *Rappresentazione del moto di squish all'interno del cilindro*

CAPITOLO 3

CASO STUDIO MOTORE FORMULA SAE

In questo capitolo verrà presentato il caso preso in analisi nella tesi. Si tratta del motore utilizzato nella vettura del team RaceUp con cui compete nella Formula SAE. Verranno presentate le caratteristiche tecniche e le modifiche fatte al propulsore e al sistema di aspirazione, il quale è stato profondamente rivisto per adeguarlo al regolamento della competizione, ed è già stato oggetto di analisi fluidodinamiche in una tesi precedente [6].

3.1 PROPULSORE FORMULA SAE

Andiamo ora a presentare in questo il caso di studio della tesi che è rappresentato dal motore utilizzato dalla vettura del team RaceUp di Formula SAE. Il propulsore è un motore Honda per motociclette utilizzato nella CBR 600 RR. Nella tabella sottostante sono indicate le sue caratteristiche tecniche principali e i dati tecnici utili per le analisi svolte nei prossimi capitoli.

Dati tecnici motore Honda CBR 600 RR	
Configurazione motore	4 cilindri in linea, 4 tempi
Cilindrata	599cc
Rapporto Compressione	12.2:1
Valvole per cilindro	4
Alesaggio	67 mm
Corsa	42.5 mm
Lunghezza Biella	91.8 mm
Potenza massima misurata	99.5 CV @ 14000 rpm
Coppia massima misurata	57.4 Nm @ 11425 rpm
Angoli valvole	11.5° Aspirazione 12.0° Scarico

Diametro valvola aspirazione	27.5 mm
Diametro valvola scarico	22.0 mm
Alzata massima aspirazione	8.3 mm
Alzata massima scarico	7.2 mm

Tabella 3.1 – *Dati tecnici motore Honda CBR 600 RR [17]*

I dati della Tabella 3.1 rappresentano il motore originale prodotto da Honda al quale sono state apportate le seguenti modifiche dal team RaceUp:

- È stato aumentato il rapporto di compressione mediante: l'utilizzo di un nuovo pistone (Figura 3.1) sagomato per ridurre il volume nocivo, fresatura della testata (Figura 3.2) e utilizzo di una guarnizione di testa a spessore ridotto, così da arrivare ad un rapporto di compressione di $13.2:1$. L'aumento del rapporto di compressione però ha obbligato a rivedere le alzate massime delle valvole per evitare collisioni con il pistone. L'aspirazione è passata da una alzata massima di 8.3 mm a 7.5 mm , mentre la valvola di scarico è rimasta invariata a 7.2 mm .



Figura 3.1 – *Foto della testa del pistone*



Figura 3.2 – *Foto della testata del motore*

- È stata modificata la legge di alzata delle valvole in modo da adeguarla alla nuova alzata massima e modificando anche gli angoli di apertura e chiusura. Si è passati dai 339° di manovella originale ai 330° per l'apertura della valvola di aspirazione. Per la chiusura invece, si è passati da 582° di manovella a 590° .
- Per migliorare il coefficiente di efflusso attraverso le valvole sono state fatte delle scanalature sulle pareti laterali, visibili in Figura 3.3, del cilindro in prossimità delle valvole di aspirazione per aumentare l'area di passaggio del fluido.

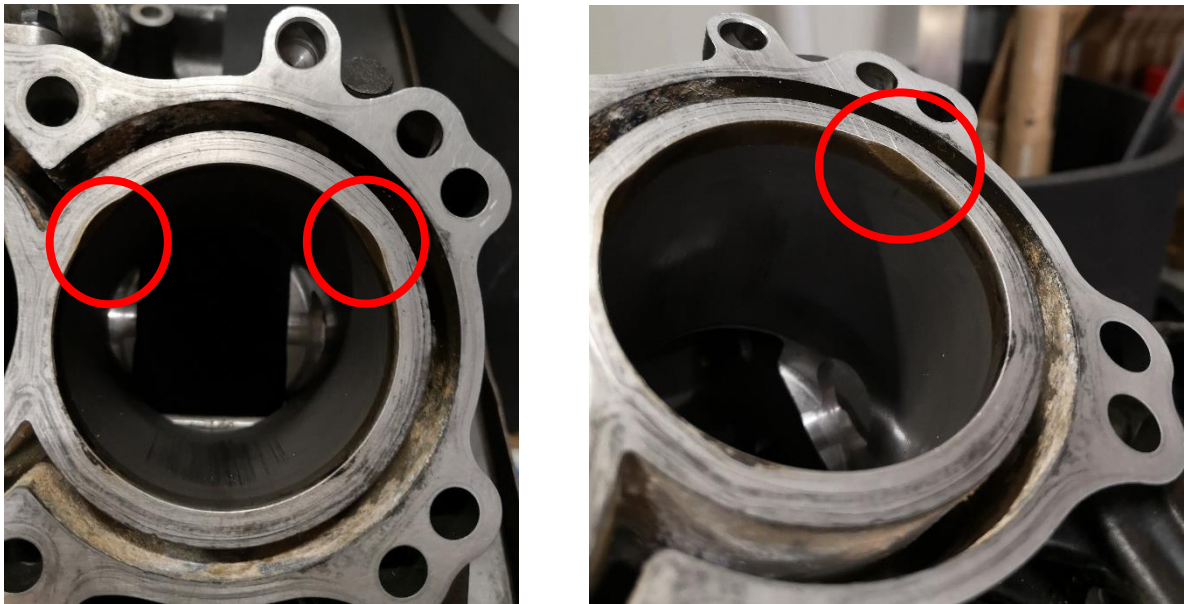


Figura 3.3 – Foto del cilindro del motore. Si notano nei cerchi in rosso le scanalature create per aumentare l'area di passaggio in prossimità delle valvole

- L'alimentazione del motore è ad iniezione indiretta, con gli iniettori posizionati nei condotti di aspirazione in prossimità delle valvole. Non è stata modificata la posizione o il tipo di iniettori, ma è stata ottimizzata la legge di iniezione per adattarla meglio all'utilizzo durante la competizione e alle variazioni della legge di alzata.
- È stato rivisto il sistema di scarico in modo da avere una migliore espulsione dei residui della combustione e non superare il limite di rumorosità imposto dal regolamento della competizione.

3.1.1 VALVOLE DI ASPIRAZIONE E SCARICO

Le valvole di aspirazione e scarico sono delle valvole a fungo e non sono state modificate rispetto a quelle originali del motore. Possiamo vederle rappresentate in Figura 3.4.



Figura 3.4 – Foto delle valvole a fungo. A sinistra la valvola di scarico a destra la valvola di aspirazione

La valvola di aspirazione è inclinata di 11.5° mentre la valvola di scarico è inclinata di 12° per un angolo totale di 23.5° di inclinazione tra le valvole. Lo si può apprezzare dalla figura seguente che schematizza la posizione delle valvole.

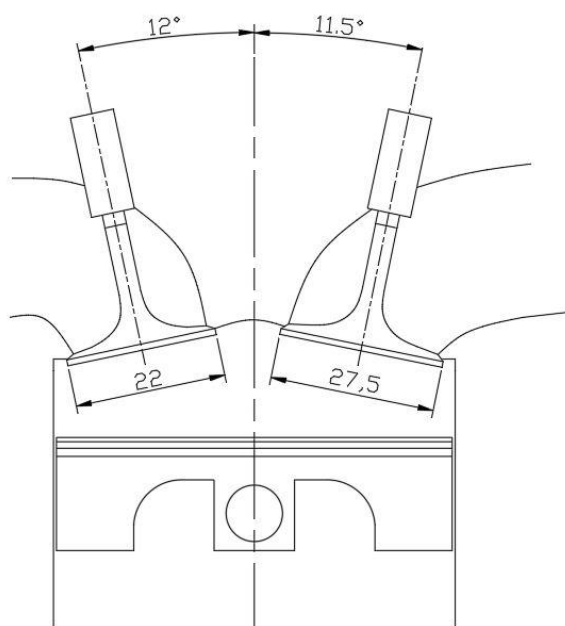


Figura 3.5 – Rappresentazione della posizione delle valvole di aspirazione e scarico

3.1.2 LEGGI DI ALZATA

Come detto nei capitoli precedenti, le leggi di alzata determinano il movimento delle valvole e sono fondamentali per rinnovare la carica all'interno del cilindro ad ogni ciclo. A causa dell'aumento del

rapporto di compressione è stata ridotta la alzata massima, come detto nello scorso paragrafo a 7.5 mm per l'aspirazione e 7.2 mm per lo scarico. Inoltre, è stata ridotta la durata effettiva dell'apertura delle valvole di aspirazione a circa 235°, con un anticipo all'apertura di 18° e un ritardo alla chiusura di 37°. La valvola di scarico, invece, non è stata modificata rimanendo invariata rispetto all'originale. Nella Figura 3.5 possiamo vedere la legge di alzata utilizzata:

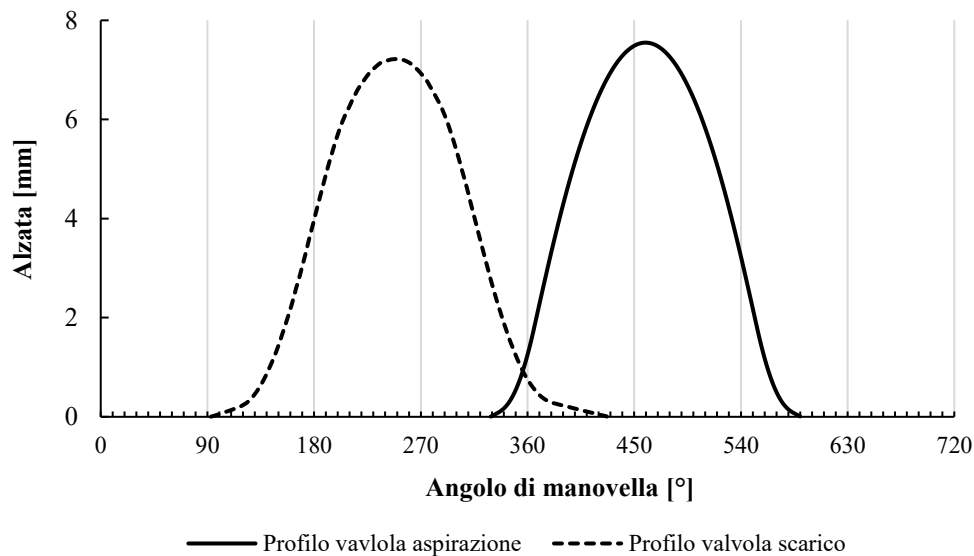


Figura 3.6 – Rappresentazione della legge di alzata della valvola di aspirazione e scarico

Nei capitoli successivi si cercherà di ottimizzare il profilo della valvola di aspirazione, in primo luogo attraverso l'analisi del coefficiente di efflusso per capire se è utile aumentare l'alzata massima e, in seguito, attraverso il coefficiente di riempimento verranno confrontati diversi profili. Lo scopo è quello di cercare di capire se è possibile ottimizzare il coefficiente di riempimento in modo da migliorare le prestazioni del motore. Lo scarico invece non verrà modificato e resterà con il profilo di alzata originale.

3.2 SISTEMA ALIMENTAZIONE

Il sistema di alimentazione dell'aria è stato rivisto rispetto all'originale in modo da adeguarlo ai regolamenti della competizione. Il regolamento richiede la presenza di una strozzatura del diametro di 20 mm all'ingresso che limita la portata di massa d'aria in ingresso. È stato ridisegnato anche l'airbox e le trombette che alimentano i vari cilindri. Il sistema utilizzato è quello rappresentato nella figura seguente:

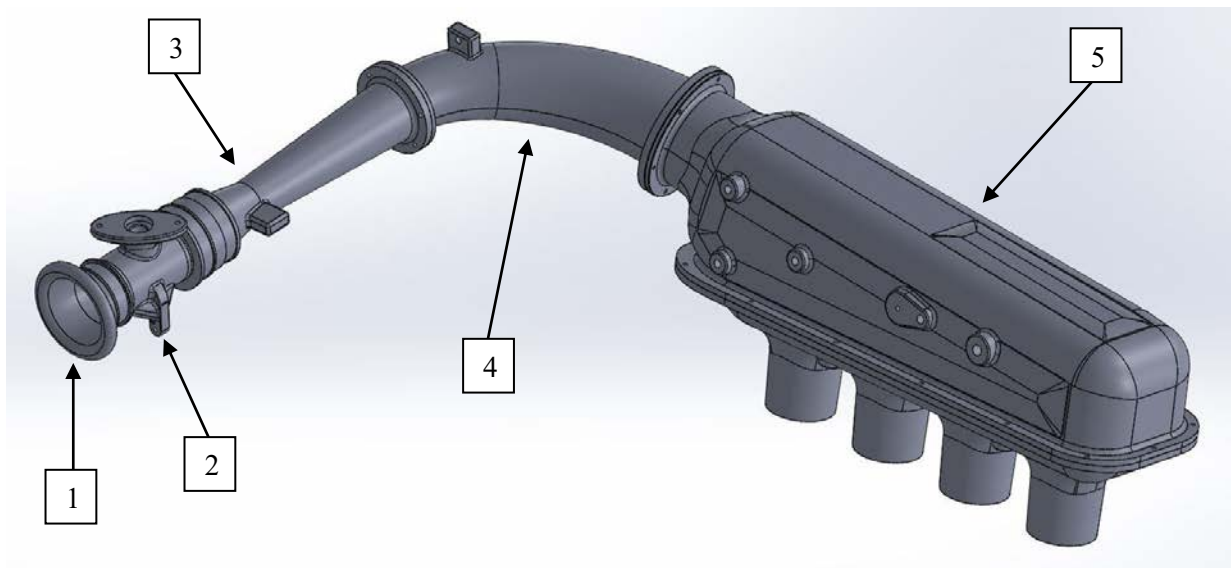


Figura 3.7 – Immagine del sistema di aspirazione

Come si può notare dalla figura vi è l'ingresso dell'aria (1) seguito dal corpo farfallato (2). Subito dopo abbiamo il tratto convergente-divergente (3) che realizza la strozzatura richiesta dal regolamento. La strozzatura, rappresentata in Figura 3.8, limita la portata di massa in ingresso dell'aria e quindi limita anche la potenza e coppia massima del motore che saranno inferiori ai dati presenti nella scheda tecnica.

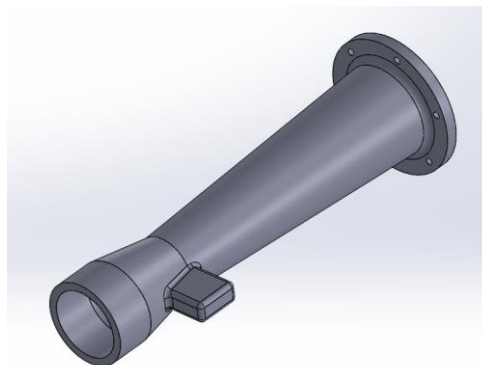


Figura 3.8 – Particolare del tratto convergente-divergente del sistema di aspirazione

Dopo la strozzatura troviamo il gomito (4) che unisce la strozzatura con l'airbox con una curva di circa 80° . Infine, abbiamo l'airbox (5) che ha un volume di quasi 5 volte la cilindrata e al suo interno vi sono i collettori di aspirazione che sono stati sagomati come delle trombette per limitare le perdite dovute alla riflessione delle onde di pressione (Figura 3.8).



Figura 3.9 – *Rappresentazione interna dell'Airbox. Sono ben visibili le quattro trombette di aspirazione che portano l'aria ai cilindri*

Il sistema di aspirazione è già stato oggetto ad analisi fluidodinamiche in una tesi precedente [4] dove sono stati messi in luce pregi e difetti di questa configurazione ed è anche stata analizzata una geometria alternativa. Le analisi che verranno svolte nella tesi sono la continuazione delle simulazioni effettuate sul sistema di aspirazione. La nostra superficie di ingresso sarà proprio la fine della trombetta, la quale, rappresentava la superficie di uscita nelle simulazioni della tesi precedente. Tra i due sistemi di aspirazione presi in analisi nella tesi [6] si è deciso di tenere in considerazione questa configurazione appena descritta nel paragrafo. I risultati ottenuti dalla geometria alternativa non erano migliorativi e per questo non è stata presa in considerazione per le simulazioni.

CAPITOLO 4

ANALISI STATICHE E COEFFICIENTE DI EFFLUSSO

Nel seguente capitolo verranno illustrati i risultati delle analisi statiche effettuate per determinare il coefficiente di efflusso attraverso le valvole. Il coefficiente di efflusso è un parametro che esprime la bontà “geometrica” del sistema di aspirazione.

Il flusso di gas attraverso le valvole è determinato dalla differenza di pressione tra il cilindro e i condotti di aspirazione. Questo salto di pressione varia continuamente durante il ciclo e risulta difficile da analizzare. L’idea è quella di utilizzare un salto di pressione fisso tra condotti e cilindro studiando le configurazioni fisse di valvole e pistone. Si è visto che, nonostante queste approssimazioni, si ottengono dei dati con una buona precisione rispetto al caso reale.

4.1 GEOMETRIA DI RIFERIMENTO

La geometria dei condotti e della testata è stata ricavata mediante misurazioni del pezzo in laboratorio e poi ricostruita su SOLIDWORKS. Per le misurazioni è stato utilizzato un calibro digitale.



Figura 4.1 – Foto della testata del motore in laboratorio durante le misurazioni

Il sistema da utilizzare nelle analisi è rappresentato dal volume occupato dal fluido all'interno del motore. Il modello ricreato su SOLIDWORKS è rappresentato nelle figure seguenti. La prima rappresenta la testata completa con cilindro e condotti di aspirazione e scarico.

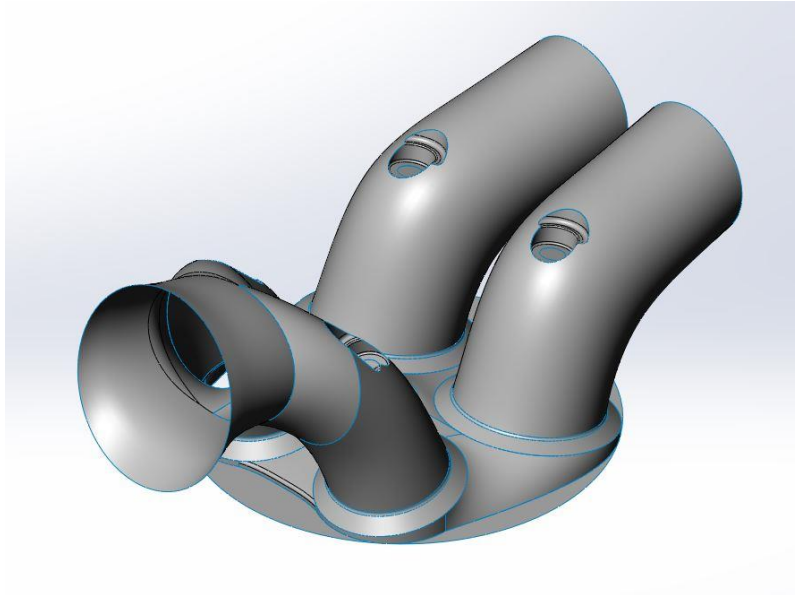


Figura 4.2 – Immagine del modello di SOLIDWORKS della testata

Nelle prossime immagini possiamo vedere un particolare del cielo della camera di combustione con e senza i condotti di aspirazione e una immagine della testata dal basso.

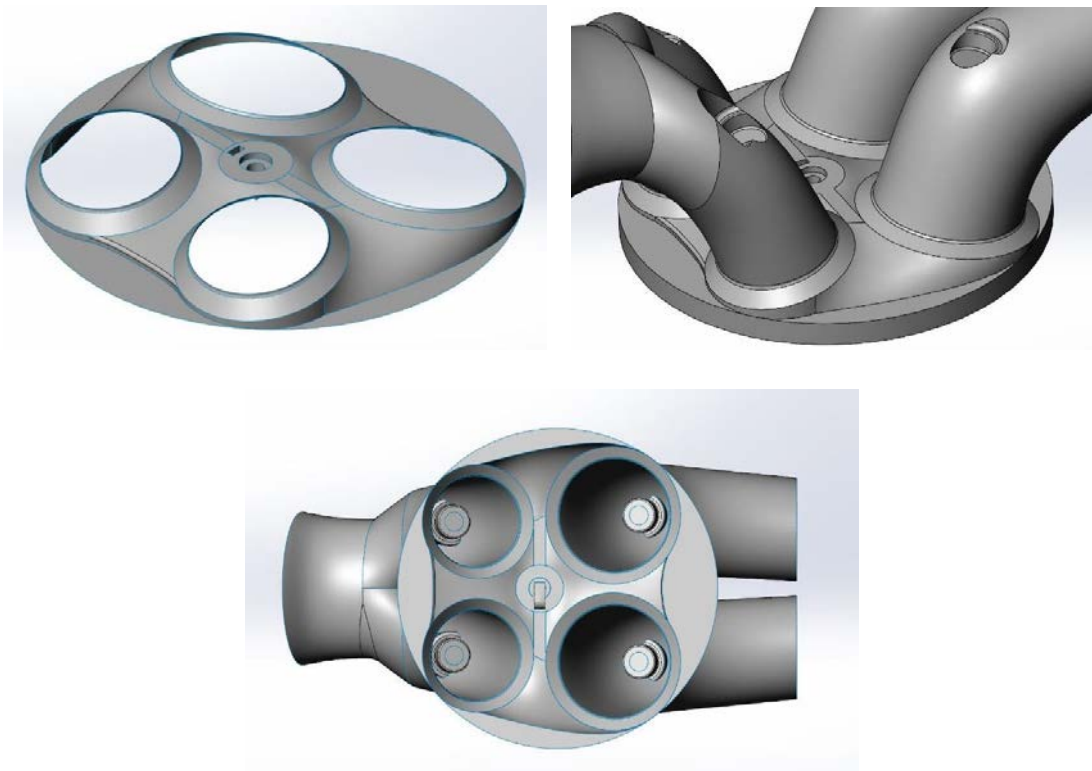


Figura 4.3 – Immagini del modello SOLIDWORKS del cielo della camera di combustione e vista dal basso della testata

Si possono notare nell'ultima immagine le guide che sostengono le valvole nel loro movimento e la candela al centro della camera. Nell'immagine successiva invece abbiamo il modello completo della testata.

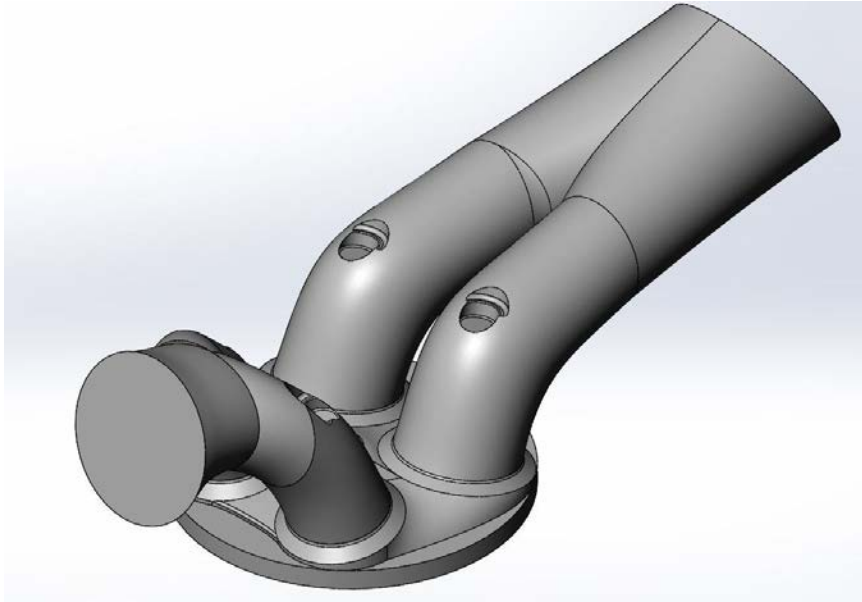


Figura 4.4 – Immagine *SOLIDWORKS* del modello completo della testata

Sono poi state misurate in laboratorio e ricostruite in Solidworks le valvole di aspirazione e scarico.



Figura 4.5 – Immagini *SOLIDWORKS* della valvola di aspirazione a sinistra e della valvola di scarico sulla destra

Per le analisi statiche non è stato necessario modellare il pistone che nelle immagini viene rappresentato come una superficie piana. Il fluido uscirà proprio dalla parte inferiore della camera di combustione e non dai condotti di scarico perché lo scopo è quello di analizzare il deflusso attraverso le valvole non il riempimento del cilindro. Nelle successive analisi dinamiche verrà modellato e aggiunto anche il pistone per simulare tutto il ciclo di aspirazione.

Nelle analisi viene utilizzato soltanto metà del volume in modo da sfruttare la condizione di simmetria del sistema. In questo modo, dimezza il numero di elementi presenti e rendo molto più veloci le simulazioni. Vengono aggiunte anche le valvole di aspirazione e scarico e il modello è completo.

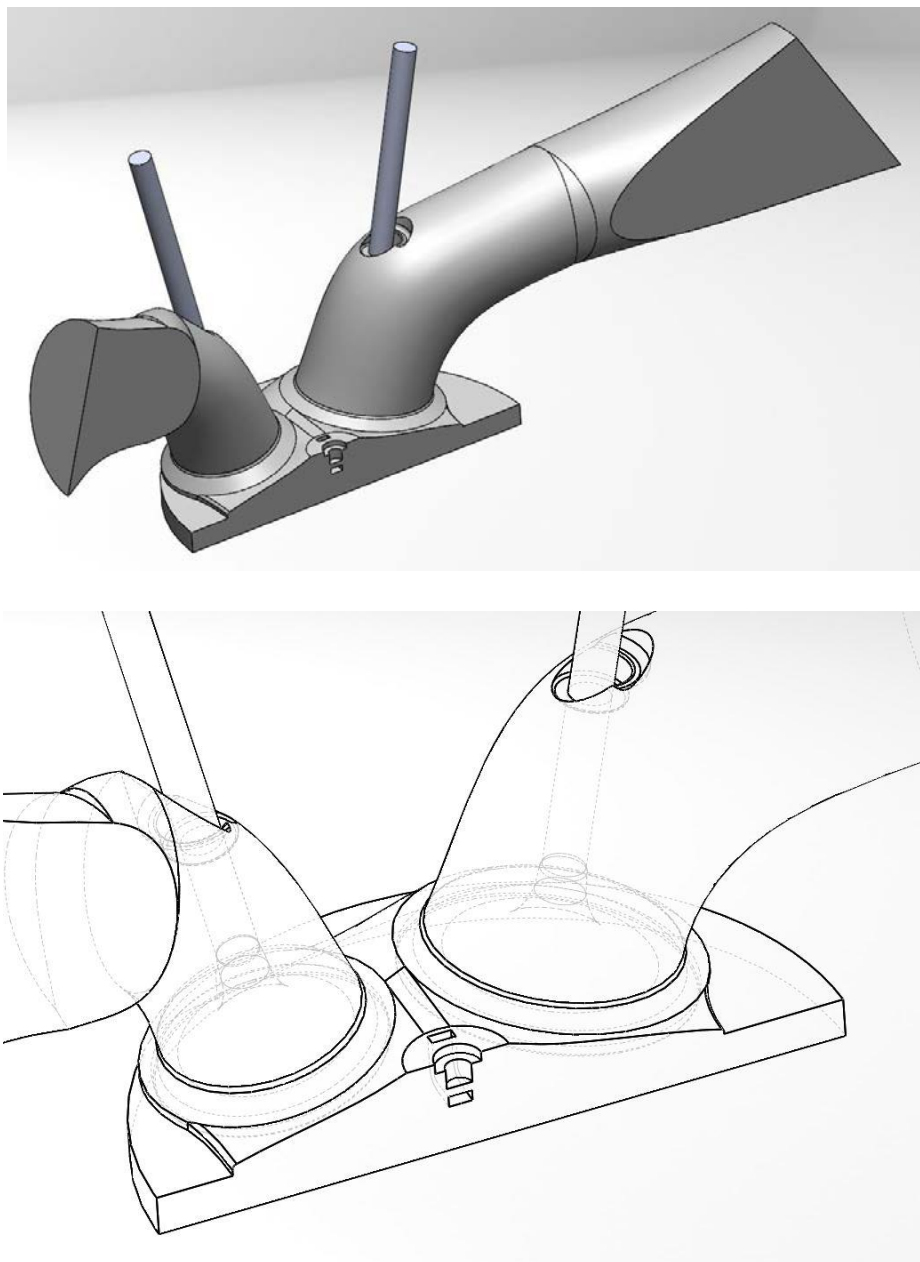


Figura 4.6 – Immagini SOLIDWORKS del modello completo utilizzato per le analisi statiche

4.2 DECOMPOSIZIONE GEOMETRIA E CREAZIONE MESH

Per le analisi viene utilizzato il software CFD ANSYS FLUENT il quale permette di creare analisi “Port Flow” per la determinazione del coefficiente di efflusso attraverso le valvole del motore.

Il software, una volta importata la geometria, la divide in varie zone in modo da avere una mesh più fitta nelle aree dove si hanno velocità maggiori (ovvero la zona delle valvole). Inoltre, imposta l’uscita nella parte inferiore del cilindro attraverso un volume cilindrico 5 volte più grande della camera in modo da non interferire con il flusso della carica fresca al suo interno.

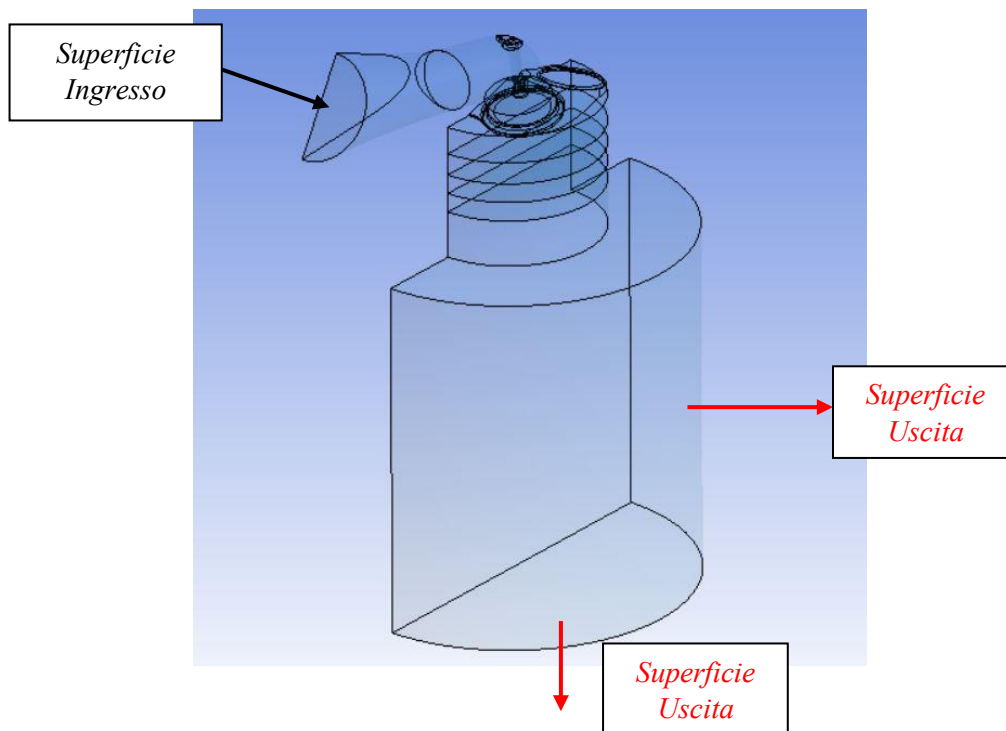


Figura 4.7 – Immagine geometria decomposta con in evidenza l’ingresso e l’uscita del fluido

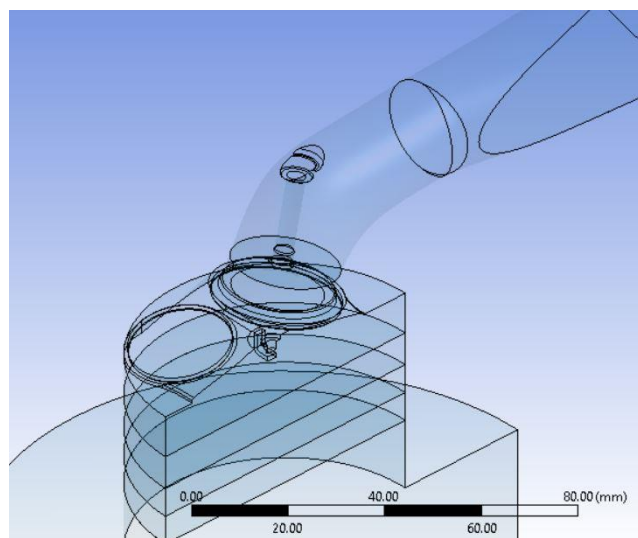


Figura 4.8 – Particolare della valvola di scarico sostituita da una superficie chiusa

La superficie di ingresso (Figura 4.7) è posizionata nel condotto di aspirazione mentre l'uscita è posta nella superficie laterale e inferiore del volume cilindrico. Come si nota dalla Figura 4.8 è stata eliminata la valvola di scarico sostituendola con una superficie chiusa e la valvola di aspirazione è stata portata in posizione per la prima analisi con una alzata di 1 mm . Infine, sono stati aggiunti dei piani a varie distanze nella camera per visualizzare il moto del fluido all'interno del cilindro

Si passa alla creazione della mesh. Le impostazioni utilizzate in ANSYS sono le seguenti:

- Mesh Type: *Hybrid*
- Dimensione di riferimento: 0.7 mm
- Dimensione minima: 0.35 mm
- Dimensione massima: 3.5 mm
- Dimensione in prossimità delle valvole: 0.125 mm

Partendo dal condotto di aspirazione, non è stato utilizzato un metodo particolare per la creazione della mesh, vista la forma irregolare soprattutto nella zona della sede e dello stelo della valvola.

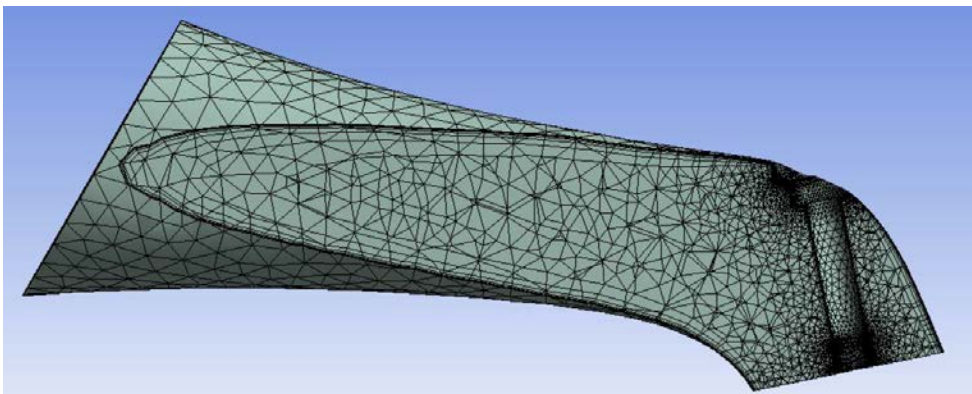
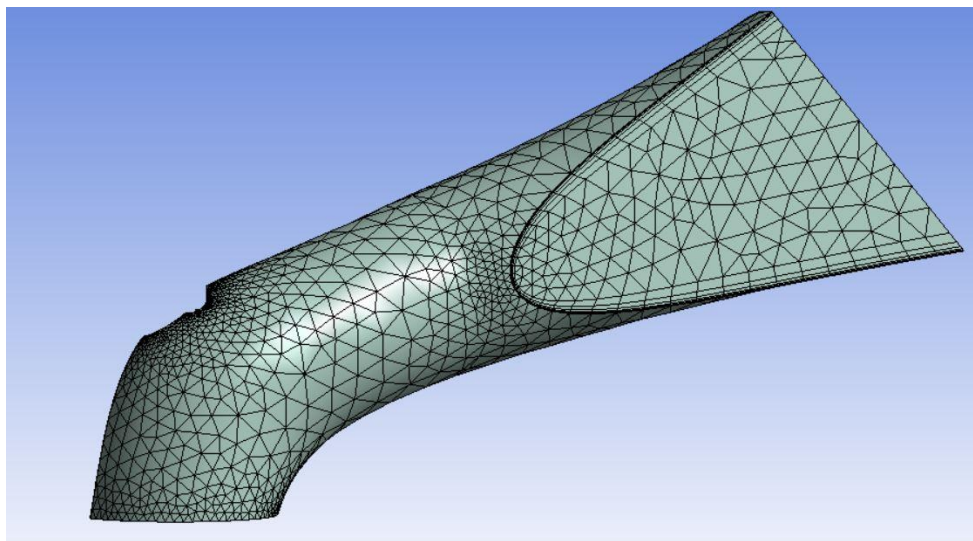


Figura 4.9 – Immagini fronte e retro del condotto di aspirazione

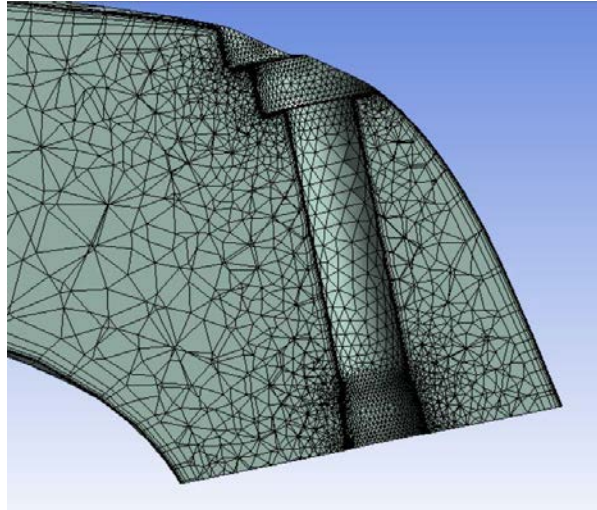


Figura 4.10 – Particolare del condotto di aspirazione nella zona della sede e dello stelo della valvola

Nelle Figure 4.9 e 4.10 possiamo notare l’infittimento della mesh nella parte della sede e dello stelo della valvola. Passiamo ora alla camera di combustione dove è stato utilizzato un semplice *Body Sizing*, vista la forma complessa della testata.

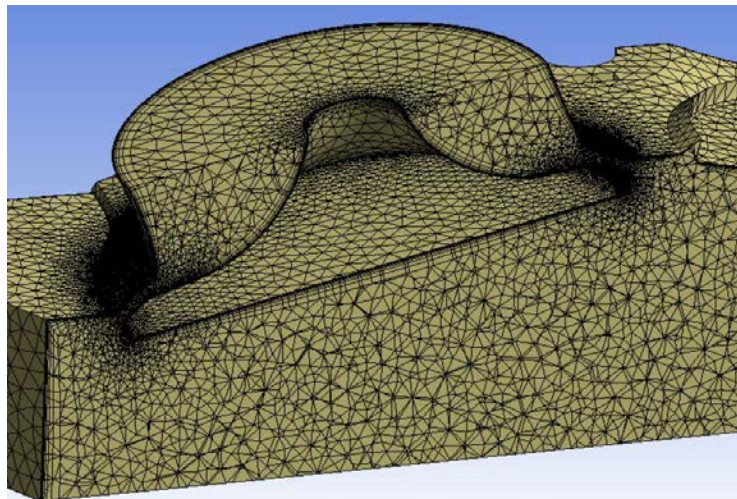
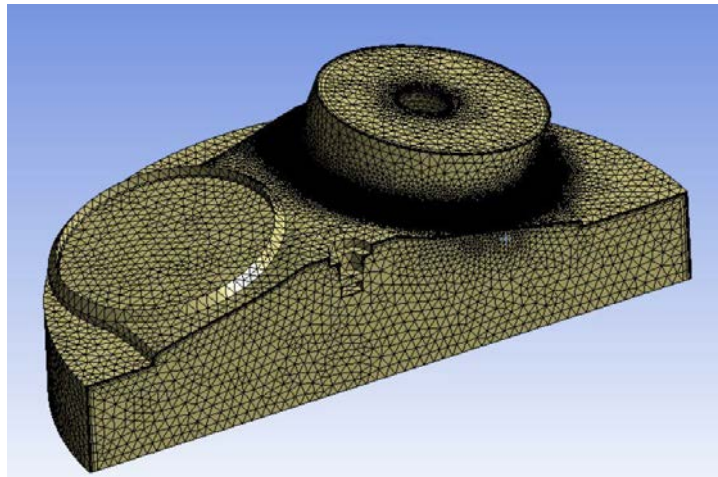


Figura 4.11 – Immagini camera di combustione e particolare sulla valvola di aspirazione

Possiamo notare anche qui l'infittimento della mesh vicino alla testa della valvola e in prossimità della sua sede. Infine, vi è il la parte restante del cilindro e il volume di raccolta del fluido che scorre nella prova. Per il cilindro è stato utilizzato il metodo *Sweep* in modo da sfruttare la forma assialsimmetrica e costruire una mesh strutturata che riduce i tempi di convergenza rispetto ad una mesh destrutturata [15]. Per il volume di raccolta è stato utilizzato un *Body Sizing*.

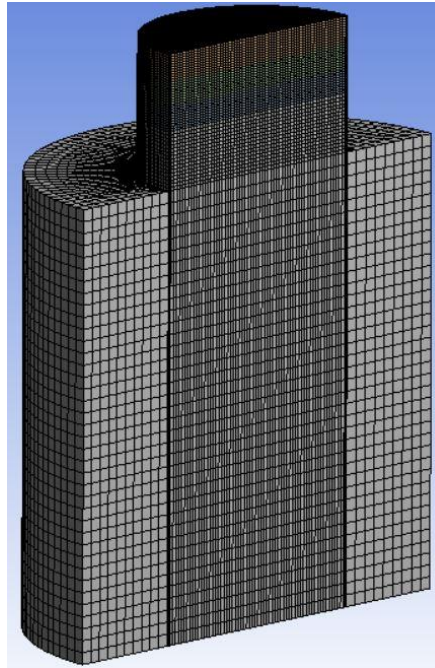


Figura 4.12 – Immagine mesh nella zona del cilindro e volume di raccolta del fluido

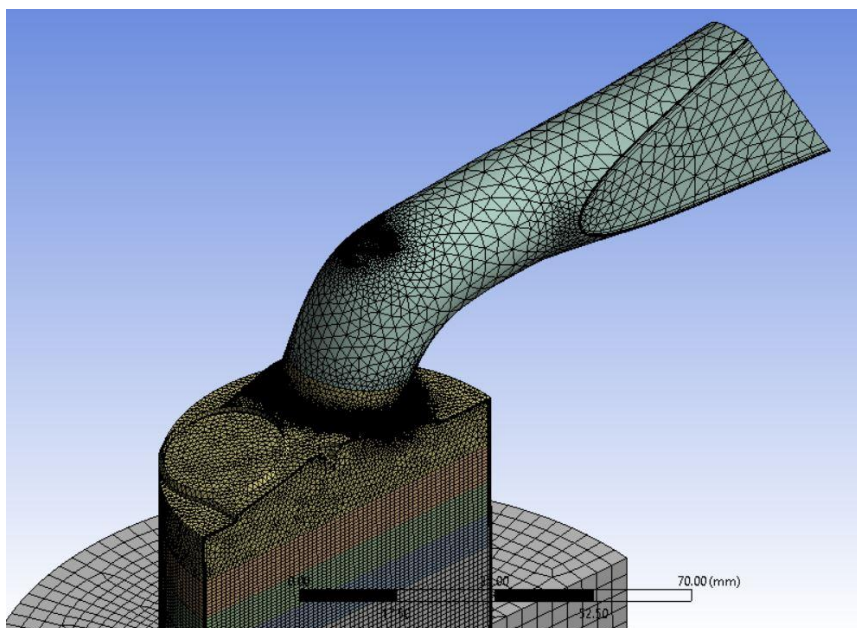


Figura 4.13 – Immagine della mesh completa

4.3 IMPOSTAZIONE ANALISI E CONDIZIONI A CONTORNO

Le analisi *Port Flow* sono di tipo statico quindi vengono svolte con la valvola di aspirazione in una posizione fissa. Per avere un quadro completo a tutte le aperture che la valvola di aspirazione raggiunge durante la sua apertura, è necessario svolgere diverse analisi a vari valori di alzata. Le alzate scelte sono le seguenti: $1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 - 7 - 7.5 - 8 \text{ mm}$. I valori delle alzate sono stati scelti in modo da coprire tutto il campo di movimento della valvola, andando anche oltre la alzata massima, per vedere se posso avere dei vantaggi aumentandola.

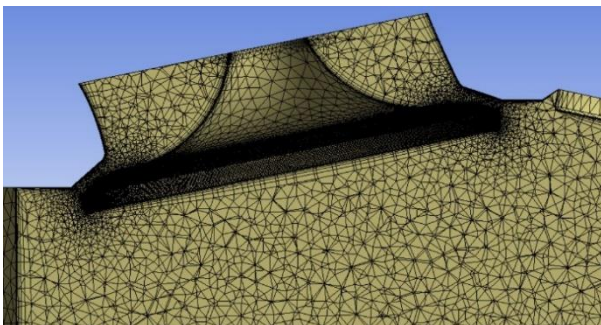
Le condizioni a contorno poste per l'analisi sono le seguenti:

- Superficie di Inlet: pressione totale $p = 0 \text{ Pa}$ (rispetto alla pressione di riferimento 1 atm), temperatura $T = 313 \text{ K}$
- Superficie di Outlet: pressione totale $p = -5000 \text{ Pa}$, temperatura $T = 313 \text{ K}$
- Una temperatura delle pareti della testata, del cilindro e delle valvole costante di 313 K .
- Una temperatura iniziale del fluido di 313 K .

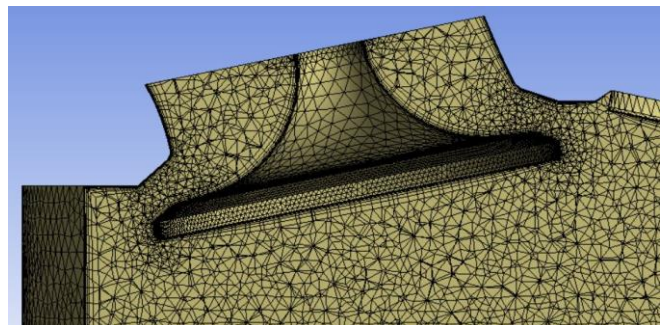
In questo modo abbiamo creato una differenza di pressione costante tra l'ingresso e l'uscita del fluido di $\Delta p = 5000 \text{ Pa}$ che verrà forzato a passare attraverso la valvola.

Per avere ulteriori informazioni su come è stata impostata l'analisi, vedi l'Appendice dove sono stati spiegati tutti i passaggi per impostare e svolgere un'analisi *Port Flow* su ANSYS FLUENT.

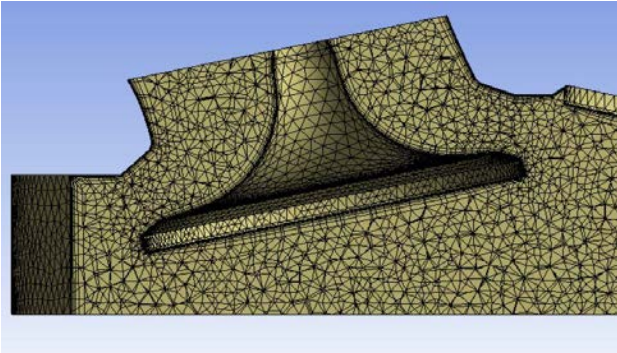
Le immagini del paragrafo precedente sulla creazione della mesh si riferiscono al primo caso, ovvero, apertura della valvola di 1 mm. Modificando l'apertura verrà ricreata la mesh spostando nella nuova posizione la valvola di aspirazione e mantenendo tutte le impostazioni del capitolo precedente. Nelle immagini successive possiamo vedere le varie mesh utilizzate nelle varie aperture.



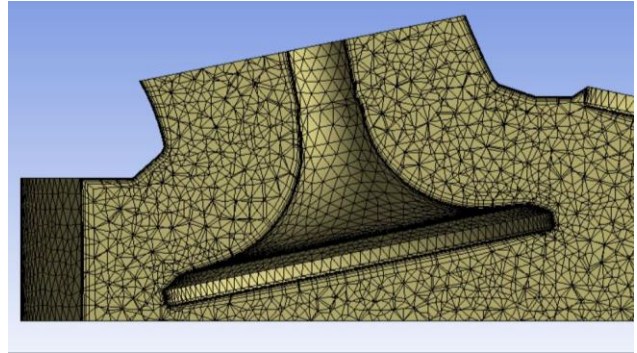
1 mm di apertura



3 mm di apertura



6 mm di apertura



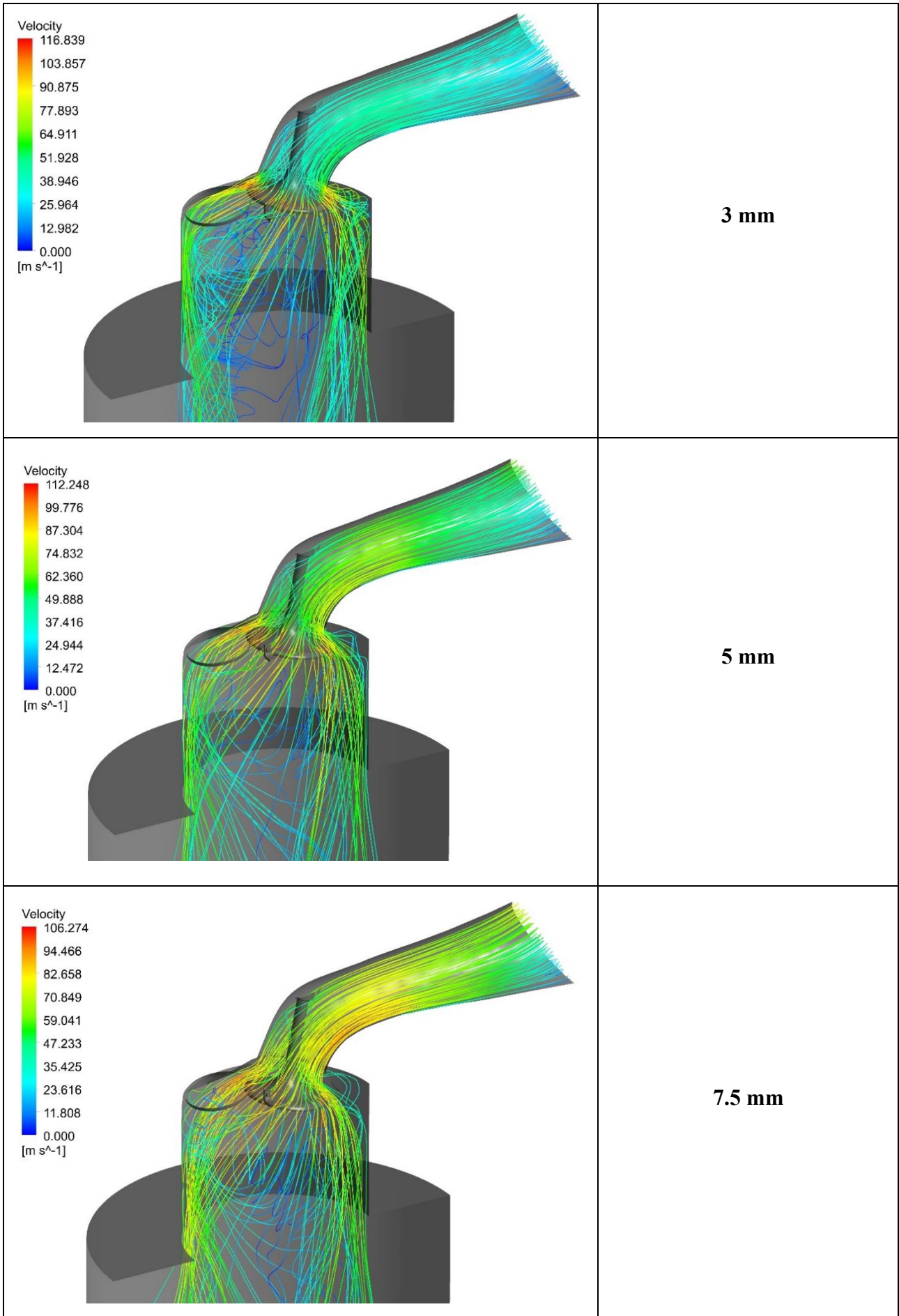
8 mm di apertura

Figura 4.14 – Immagini della mesh nella zona della valvola di aspirazione a varie aperture

4.4 RISULTATI DELLE ANALISI PORT FLOW

Una volta svolte le analisi a tutte le aperture della valvola di aspirazione, partiamo dalla analisi delle velocità del fluido. Possiamo vedere dalle immagini in Figura 4.15 come le velocità più alte le otteniamo con le aperture più piccole ed in prossimità del passaggio attraverso la valvola. Si nota, anche, l'aumento della turbolenza nella camera di combustione con aperture sempre maggiori. L'analisi dei moti nella camera, però, verrà svolta con le analisi dinamiche perché la presenza del pistone ha un ruolo fondamentale, mentre in queste analisi l'attenzione è rivolta al passaggio attraverso le valvole.

Immagini linee di corrente	Apertura valvola aspirazione
	<p>1 mm</p>



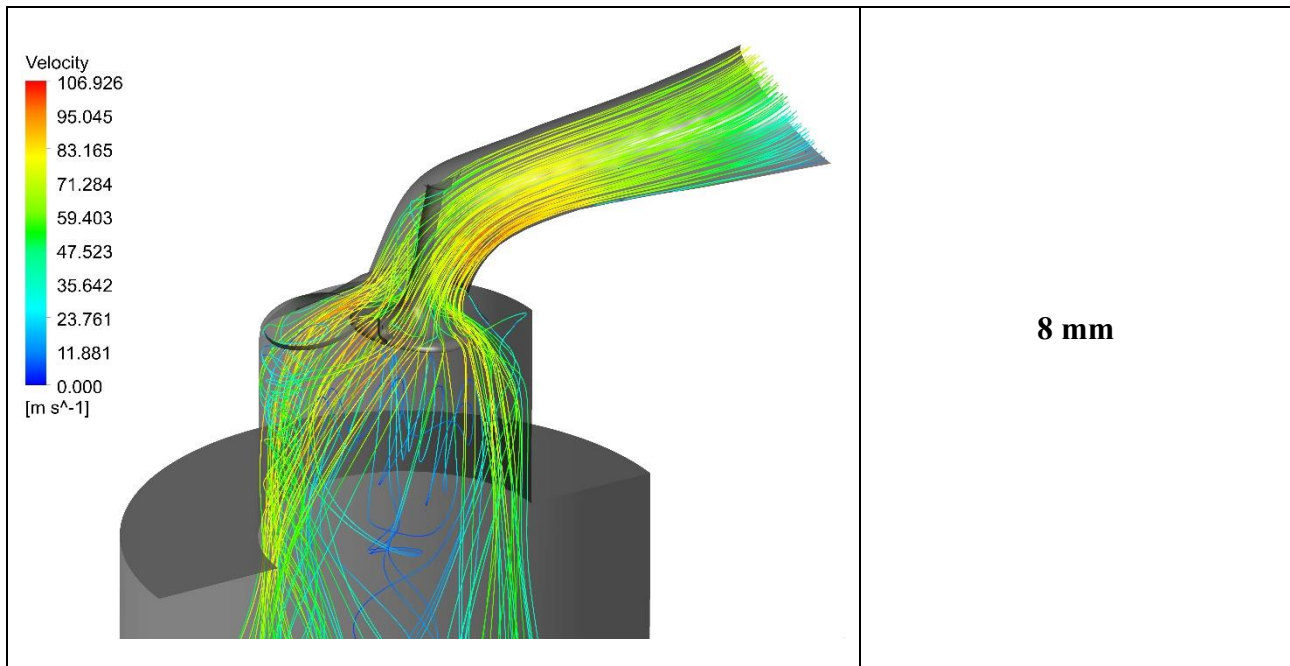


Figura 4.15 – Immagini linee di corrente a varie aperture della valvola di aspirazione

Andiamo ora ad analizzare le portate di massa che si ottengono alle varie aperture. La portata è stata misurata in corrispondenza dell'ingresso e i risultati sono i seguenti:

Alzata valvola [mm]	Portata di massa [Kg/s]
1	0.006509
2	0.012242
3	0.017166
4	0.02101
5	0.024539
6	0.027148
7	0.029285
7.5	0.029619
8	0.030119

Tabella 4.1 – Valori portata di massa in ingresso a varie aperture della valvola di aspirazione

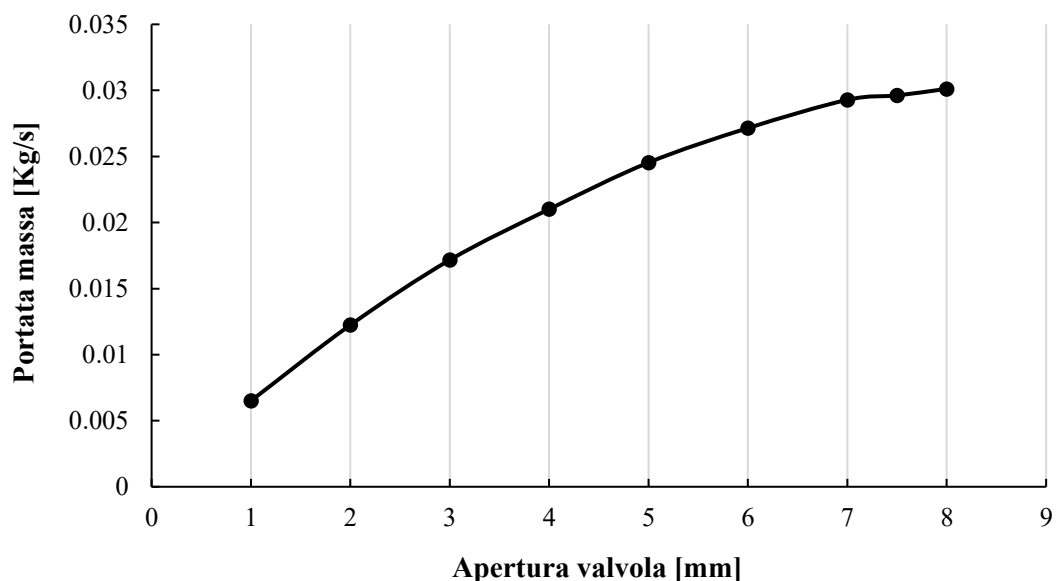


Figura 4.16 – Grafico della portata di massa in ingresso

Come ci aspettiamo, la portata di massa aumenta con l'aumentare dell'apertura della valvola. L'area minima di passaggio cresce con l'aumentare dell'alzata e, quindi di conseguenza, diminuisce l'ostruzione che ostacola il passaggio del fluido. Si nota, però, che per aperture maggiori di 7 mm la portata di massa aumenta molto poco restando quasi costante. Questo è dovuto al distacco della vena fluida nel passaggio attraverso la sede e la valvola. Aumentando la alzata, aumenta la portata e di conseguenza il fluido tende a staccarsi dalle pareti creando una diminuzione dell'area effettiva di passaggio, come si vede in Figura 4.17, [7]. Questo non permette alla portata di massa di aumentare anche se l'area geometrica di passaggio diventa più grande.

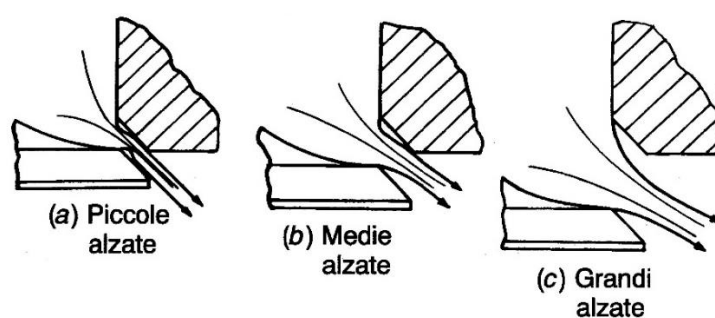


Figura 4.17 – Rappresentazione condizioni di efflusso attraverso le valvole a varie aperture [1]

Possiamo avere una conferma della diminuzione dell'area effettiva di passaggio dalla Figura 4.18 in cui si vede come al di sopra dei 7 mm l'area di passaggio del fluido rimane quasi invariata proprio a

causa del distacco della vena fluida. In rosso è stata evidenziata proprio l'area di passaggio e si vede come, nonostante la valvola si sia abbassata, è rimasta praticamente identica.

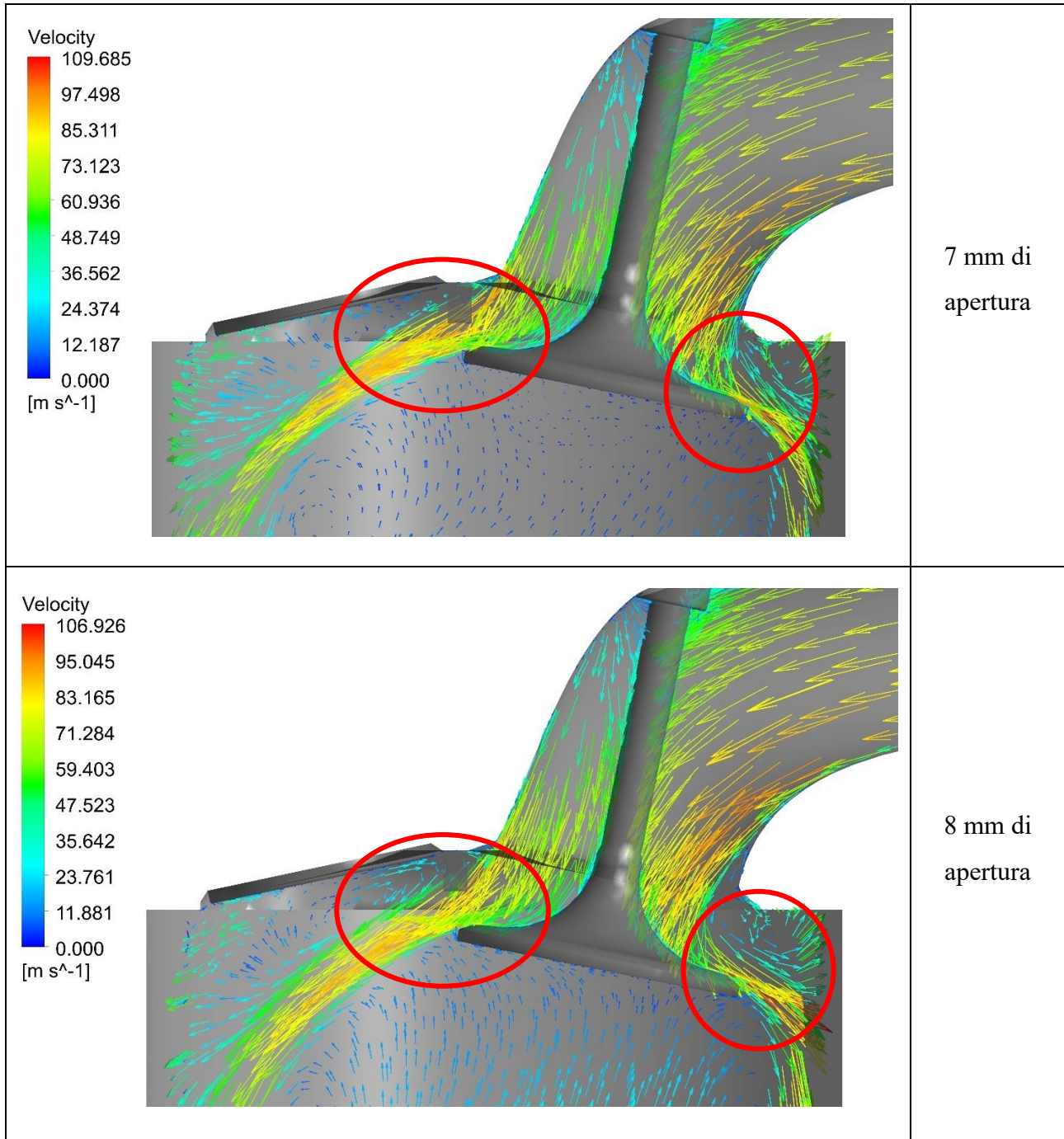


Figura 4.18 – Rappresentazione dei vettori velocità nel passaggio attraverso la valvola a varie aperture

4.5 CALCOLO COEFFICIENTE DI EFFLUSSO E DI PERDITA

Una volta trovata la portata di massa con le analisi statiche, possiamo passare al calcolo del coefficiente di efflusso e di perdita attraverso la valvola. Partiamo dal coefficiente di efflusso. Sappiamo che il coefficiente di efflusso è definito come il rapporto tra la portata di massa misurata \dot{m}_a e la portata di massa ideale \dot{m}_i .

$$C = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_i}$$

Avendo imposto una differenza di pressione costante tra monte e valle della valvola di aspirazione, possiamo trovare la portata di massa ideale attraverso la formula [8], [11]:

$$\dot{m}_i = \left[A_{vri} \rho_{01} a_{01} \Phi_f \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right) \right]$$

Dove ho:

- Area di riferimento $A_{vri} = \frac{\pi d_v^2}{4}$
- Densità del fluido $\rho_{01} = 1.156$
- Velocità del suono $a_{01} = 354 \text{ m/s}$
- Numero di flusso calcolato secondo la formula

$$\Phi_f \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right) = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Una volta svolti i calcoli per le varie alzate ottengo:

Alzata valvola [mm]	Coefficiente di efflusso C_f
1	0.137831
2	0.256581
3	0.354793
4	0.428163
5	0.492573
6	0.538106
7	0.574076

7.5	0.579525
8	0.578664

Tabella 4.2 – Valori del coefficiente di efflusso alle varie alzate della valvola di aspirazione

Riportiamo ora i dati in un grafico mettendo in ascissa il rapporto tra la alzata e il diametro della valvola d_v e in ordinata il coefficiente di efflusso. In questo modo otteniamo una curva non legata alla dimensione della valvola che può essere confrontata più agevolmente con altre curve presenti in letteratura.

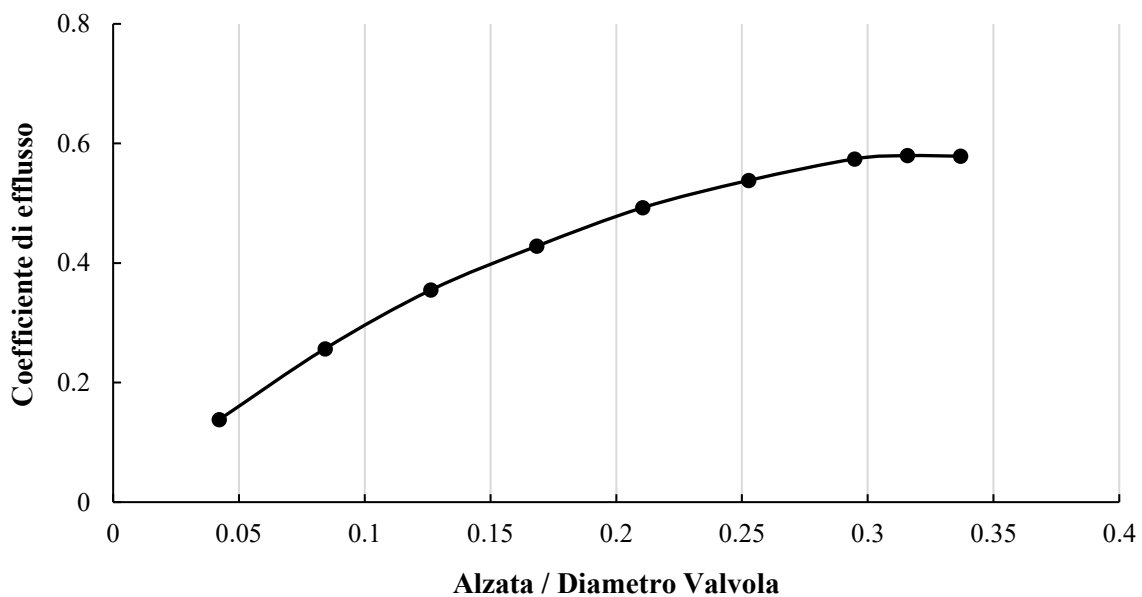


Figura 4.19 - Andamento del coefficiente di efflusso al variare del rapporto Alzata/Diametro Valvola

La curva è simile alle curve presenti in letteratura [1],[7],[8],[9],[10],[11]. Come viene indicato nella pratica tecnica, se si superano valori del rapporto *Alzata/Diametro Valvola* superiori a 0.3, il coefficiente di efflusso tende a restare quasi costante. Questo è confermato dall'andamento di C_f anche nel nostro caso. Il valore *Alzata/Diametro Valvola* di 0.3 corrisponde a

$$\text{Alzata} = 0.3 * d_v = 7.125 \text{ mm}$$

Andare oltre una alzata di 7/7.3 mm, quindi, non è conveniente visto che sarei costretto ad allungare la corsa della valvola, con conseguenti problemi dinamici, senza aver il vantaggio di un aumento del coefficiente d'efflusso. Abbiamo, quindi, trovato l'alzata massima che ci sarà utile nei capitoli successivi quando andremo a proporre una nuova legge di alzata.

$$\text{Alzata max} = 7.125 \text{ mm}$$

Oltre al coefficiente di efflusso possiamo andare a definire anche il coefficiente di perdita C_d . La differenza con il coefficiente di efflusso, come visto nel capitolo 1, sta nella definizione dell'area di riferimento. Nel coefficiente di perdita è definita come:

$$A_{rif} = \pi d_M h$$

dove abbiamo il diametro massimo della valvola d_m , e anche il valore della alzata h . A differenza di prima questa è un'area che varia al variare dell'alzata mentre nel caso precedente era costante.

Svolgendo i calcoli otteniamo

Alzata valvola [mm]	Coefficiente di perdita C_d
1	0.704217
2	0.65547
3	0.604243
4	0.546899
5	0.503337
6	0.458221
7	0.419015
7.5	0.394793
8	0.369568

Tabella 4.3 – Valori del coefficiente di perdita alle varie alzate della valvola di aspirazione

Riportiamo i dati su un grafico ma, rispetto al coefficiente di efflusso in ascissa, mettiamo il rapporto tra la alzata della valvola e il diametro massimo d_m . Anche qui il motivo è lo stesso del coefficiente di efflusso, ovvero, ottenere una curva indipendente dalla geometria particolare del sistema in modo che possa essere confrontata più facilmente. Come si vede dal grafico in Figura 4.20, il valore del coefficiente di perdita tende sempre a diminuire. Questo perché, per come è definito, l'area di riferimento diventa sempre più grande ed essendo a denominatore cala il coefficiente di perdita. È intuitivo che diminuisca anche perché tiene conto soltanto delle perdite fluidodinamiche durante il passaggio attraverso la valvola e quando l'alzata aumenta diminuisce l'ostruzione di quest'ultima. Di conseguenza diminuiscono le perdite fluidodinamiche linearmente con l'aumentare dell'alzata.

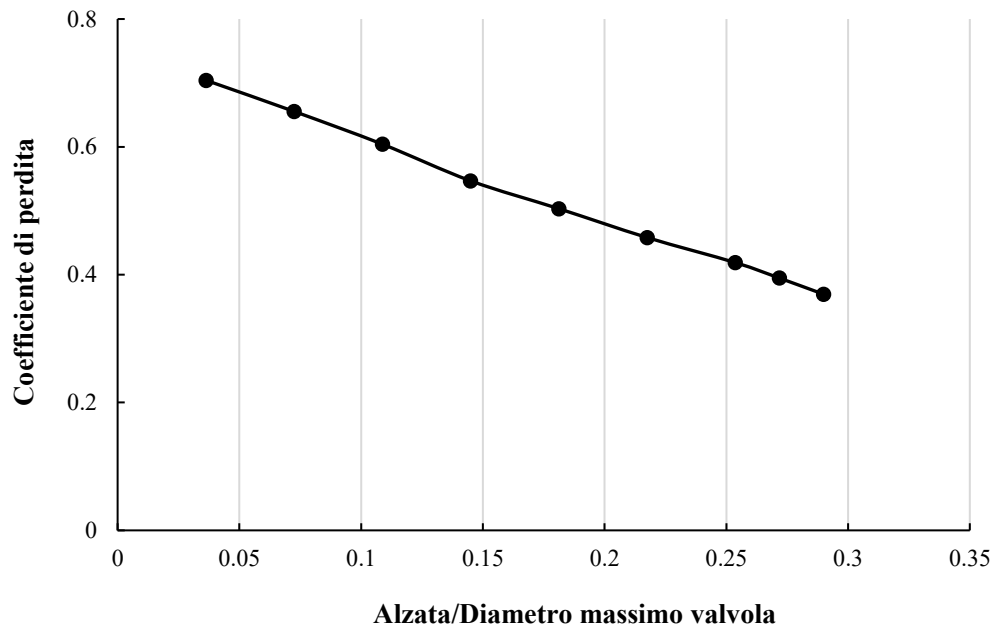


Figura 4.20 – *Andamento del coefficiente di perdita in funzione del rapporto Alzata / Diametro massimo valvola*

Non bisogna, però, lasciarsi ingannare dal coefficiente di perdita andando ad aumentare il più possibile la alzata massima. Esso non tiene conto di tutti i fattori di perdita presenti nel passaggio attraverso la valvola come il coefficiente di efflusso ma è utile per valutare, nel caso volessi fare delle modifiche alla geometria del gruppo valvola-condotto, le sole perdite fluidodinamiche.

CAPITOLO 5

ANALISI DINAMICHE E COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

Nel seguente capitolo verrà illustrata la creazione e validazione del modello utilizzato per le analisi dinamiche con il software ANSYS FLUENT. Lo scopo delle analisi è quello di determinare il coefficiente di riempimento, parametro fondamentale nei motori, che mi fornisce informazioni sulla bontà del processo di sostituzione della carica fresca all'interno del cilindro. Come detto in precedenza, l'espulsione degli scarti della combustione e l'introduzione della carica fresca ha una grande influenza sul funzionamento del motore. Si può pensare al processo come la respirazione negli esseri viventi, se non avviene in maniera efficiente si perdono energie e ci si sente affaticati. Stessa cosa per il motore, se non avviene in maniera corretta perde potenza ed efficienza.

5.1 GEOMETRIA DI RIFERIMENTO

Il modello CAD utilizzato per la testata è lo stesso delle analisi statiche (Paragrafo 4.1). Per le analisi dinamiche viene modellata anche la testa del pistone sempre con la stessa procedura seguita in precedenza. Misurazione del pezzo nel laboratorio



Figura 5.1 – Foto del pistone e particolare della testa del pistone

e creazione della geometria della testa del pistone su SOLIDWORKS. Viene modellato soltanto il cielo del pistone che verrà poi aggiunto al modello della testata.

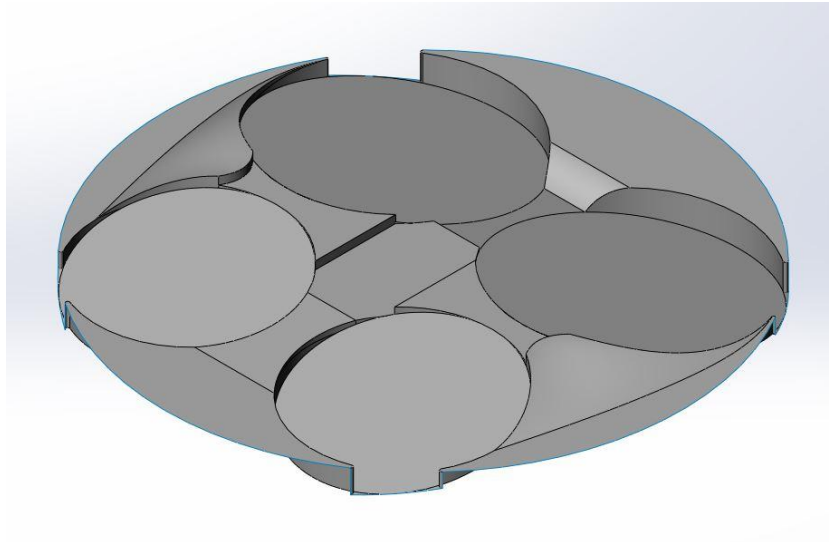


Figura 5.2 – Immagine da SOLIDWORKS della testa del pistone

Il pistone è stato aggiunto alla testata modellata in precedenza e otteniamo il modello CAD completo che andremo ad utilizzare per le analisi dinamiche. Come prima anche qui utilizziamo metà cilindro per sfruttare la simmetria riducendo il numero di nodi del sistema e rendendo più veloci le analisi.

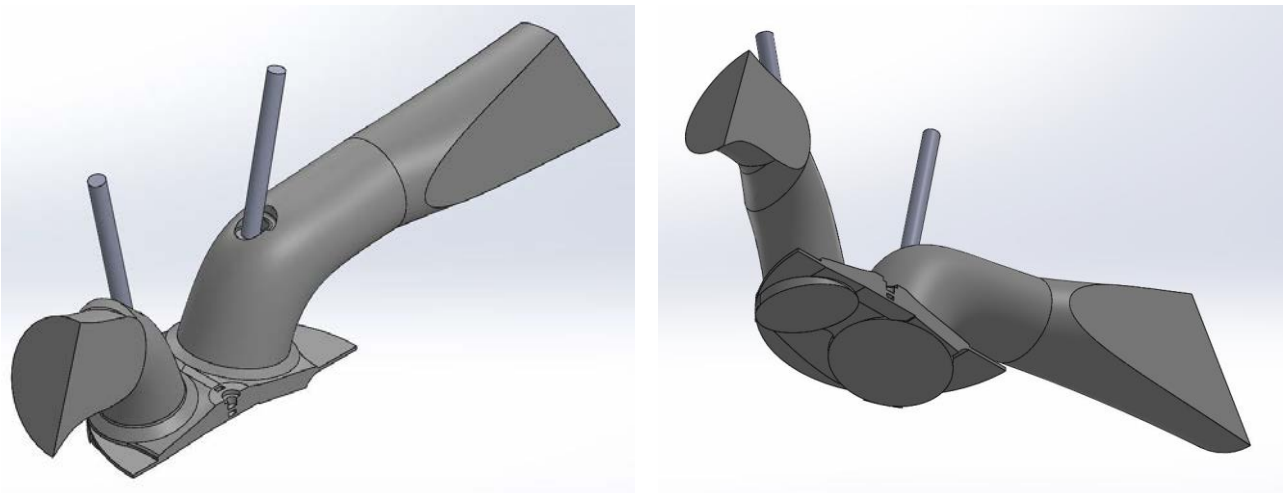


Figura 5.3 – Immagini modello completo per le analisi dinamiche

5.2 DECOMPOSIZIONE GEOMETRIA E CREAZIONE MESH

Per le analisi dinamiche utilizziamo sempre ANSYS FLUENT nella sua opzione IC ENGINE come per le analisi statiche (per ulteriori informazioni sui settaggi del programma vedi Appendice). Andiamo a dividere la geometria in varie zone più piccole utili per la creazione e il movimento della mesh. La mesh in questo tipo di analisi non sarà più statica, come nel caso affrontato nello scorso capitolo, ma dinamica. La definizione mesh dinamica deriva dal fatto che è necessario si modifichi per adattarsi al movimento delle valvole e del pistone durante l'analisi. Con una analisi dinamica riusciamo ad apprezzare a pieno gli effetti inerziali e d'onda nel sistema condotti-cilindro simulando il funzionamento del motore a vuoto. In queste analisi, infatti, non abbiamo la combustione ma soltanto la fase di aspirazione, compressione e scarico della carica fresca.

La geometria viene quindi decomposta impostando come angolo di manovella di partenza della simulazione 325° , ovvero, poco prima dell'apertura della valvola di aspirazione. Il risultato è il seguente

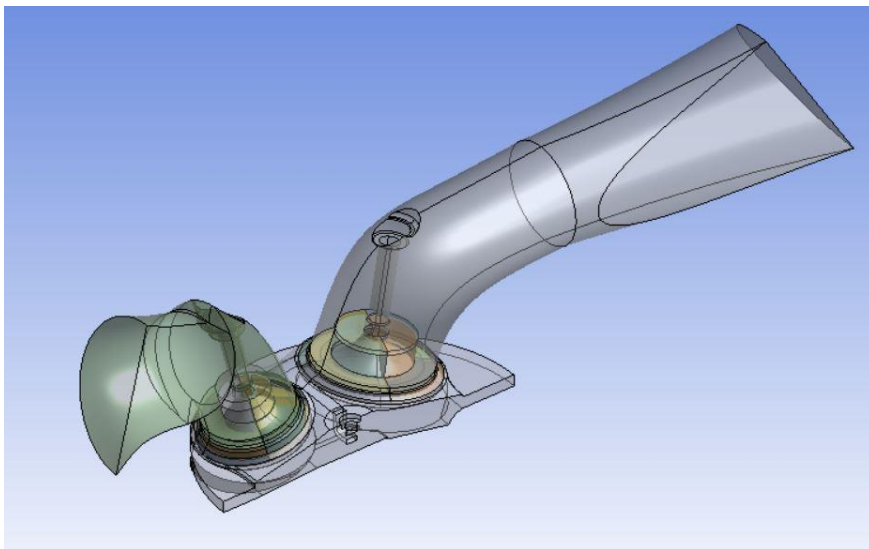


Figura 5.4 – Immagine della geometria decomposta a 325° di manovella pronta per la creazione della mesh

Come si può vedere in Figura 5.4 le valvole e la testa del pistone sono state spostate nella posizione impostata. Sono state create delle zone più piccole vicino alle valvole

Passiamo quindi alla creazione della mesh. Le impostazioni utilizzate sono le seguenti:

- Mesh Type: *Coarse*
- Dimensione di riferimento: *1.17 mm*
- Dimensione minima mesh: *0.39 mm*
- Dimensione massima mesh: *3.5 mm*

- Numero di Inflation Layers: 3
- Dimensione zona interfaccia valvole: 0.585 mm

Per valutare quale dimensione della mesh utilizzare sono state effettuate delle analisi di prova confrontando i risultati ottenuti. Le impostazioni della mesh e le condizioni a contorno sono mantenute costanti e viene scalata la dimensione degli elementi. Si è notato che passando da una dimensione di riferimento di 0.88 mm a una dimensione di 1.17 mm , la differenza nella portata di massa è inferiore allo 0.15% . Se però andiamo ad aumentare la dimensione media oltre 1.50 mm , abbiamo dei problemi legati alle velocità del fluido che sono le più sensibili alle variazioni della dimensione della mesh. Infatti, si raggiungono nelle zone delle valvole velocità estremamente elevate (oltre 450 m/s) ben lontane dalla realtà. È stata scelta, quindi, come dimensione media della mesh 1.17 mm che rappresenta il giusto compromesso tra accuratezza dei risultati e tempi di calcolo.

Partiamo dal condotto di aspirazione e di scarico. Non è stato utilizzato nessun metodo particolare per la creazione della mesh, vista la geometria complessa del componente.

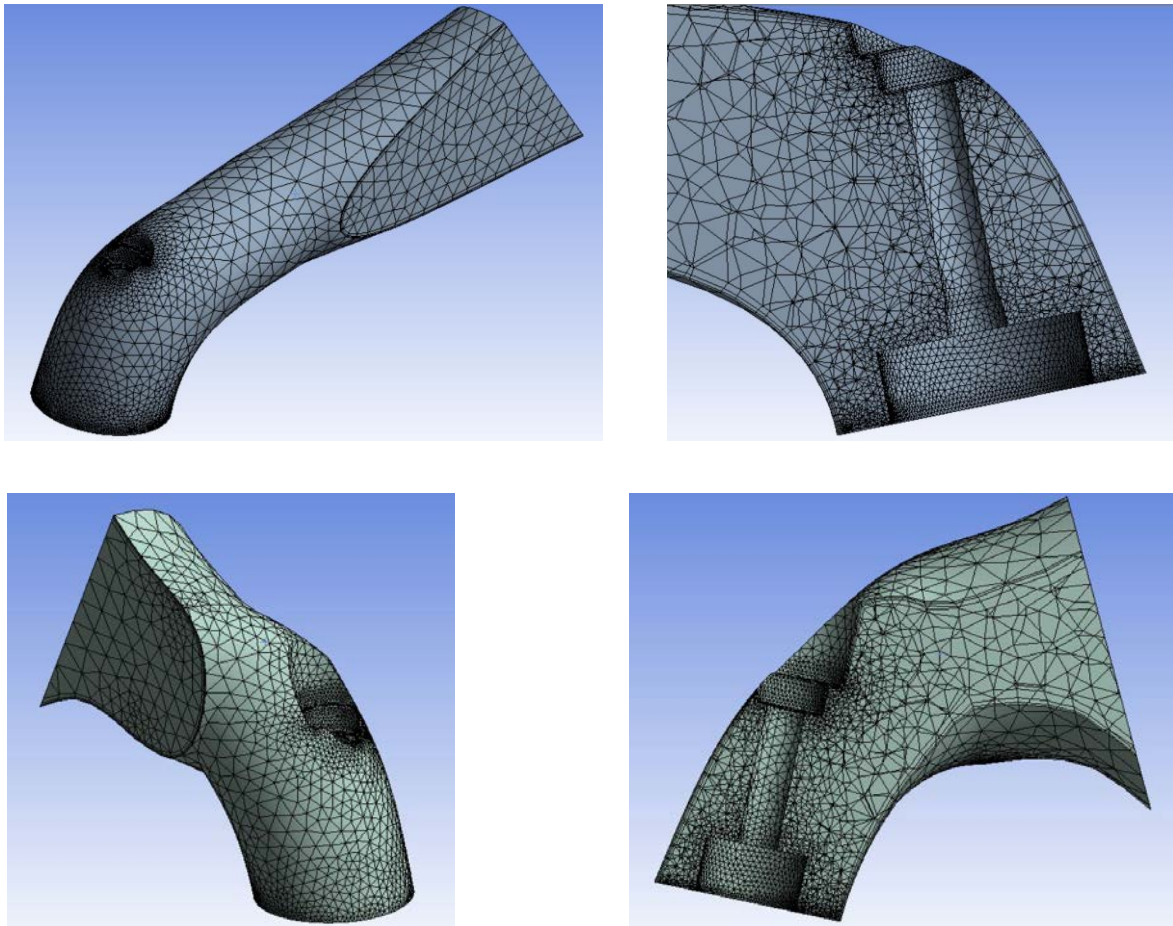


Figura 5.5 – Immagini della mesh del condotto di aspirazione (in grigio) e del condotto di scarico (in verde) con vista in sezione sullo stelo e la guida della valvola

Passiamo ora alla zona di passaggio tra la valvola e la sede della valvola che è la zona più critica, viste le velocità maggiori del fluido e il movimento della valvola che obbliga la mesh a deformarsi. La zona è divisa in settori circolari in modo da avere una mesh più ordinata con un minor numero di elementi. Il metodo utilizzato è lo *Sweep* in modo da sfruttare la forma circolare delle zone. La mesh in Figura 5.6 rappresenta la zona intorno alla valvola di aspirazione in condizione di chiusura. Si nota come nella zona di contatto valvola-sede (indicata in Figura 5.6 dalla freccia rossa) vi sia dello spazio tra la sede e la valvola. Quest'ultima non va a contatto con la sede poiché vi sarebbe una zona con elementi aventi un volume nullo. Questo non è possibile visto che stiamo svolgendo una analisi 3D e non sarebbero riconosciuti dal software. Ecco perché vi è quel piccolo spazio con pochi elementi tra la valvola e la sua sede. Per simulare la chiusura della valvola una volta arrivata con il suo movimento a una distanza di 0.5 mm dalla sede, il software sigilla gli elementi tra sede e valvola isolando la zona dei condotti e la camera. In questo modo viene simulata la chiusura della valvola da ANSYS.

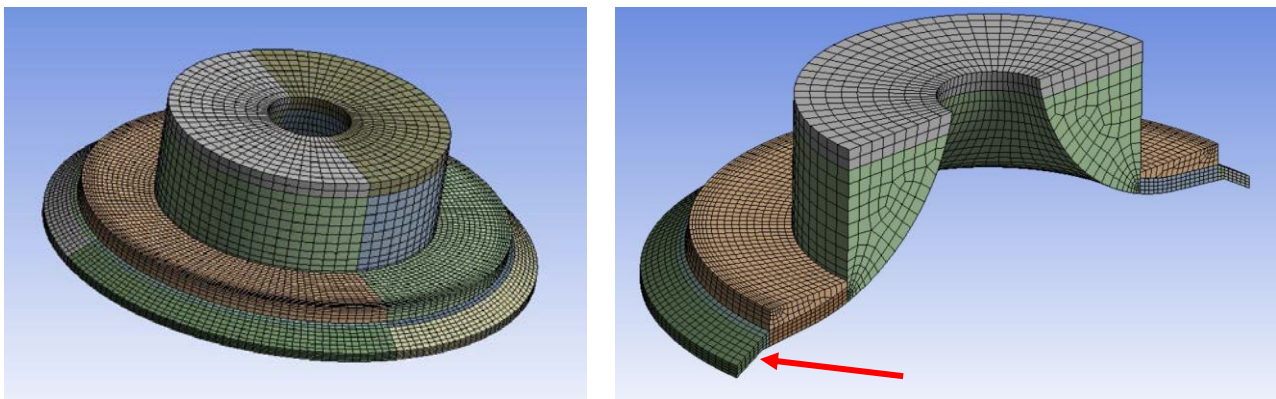


Figura 5.6 – Particolare della mesh nella zona della valvola di aspirazione. Indicata dalla freccia rossa la zona di passaggio tra la sede e la valvola che viene sigillata durante la fase di chiusura

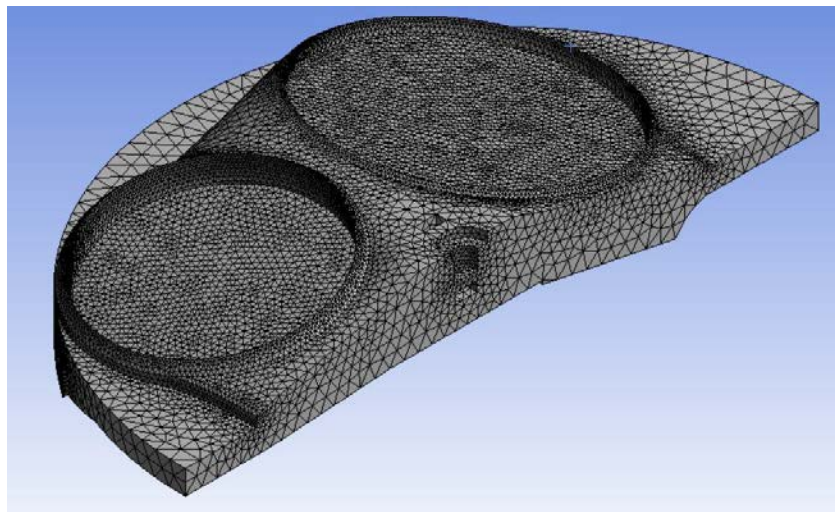


Figura 5.7 – Immagine della mesh nella zona della camera di combustione

Infine, abbiamo l'ultima zona (Figura 5.7) ovvero la camera di combustione. Come nel caso statico è stato utilizzato un semplice *Body Sizing* per la creazione della mesh, vista la forma complessa della testata e del pistone. Si nota lo spazio vuoto rappresentato dalle valvole (in quanto andiamo a modellare il volume occupato dal fluido non le parti solide) e la candela nella parte centrale lungo il piano di simmetria.

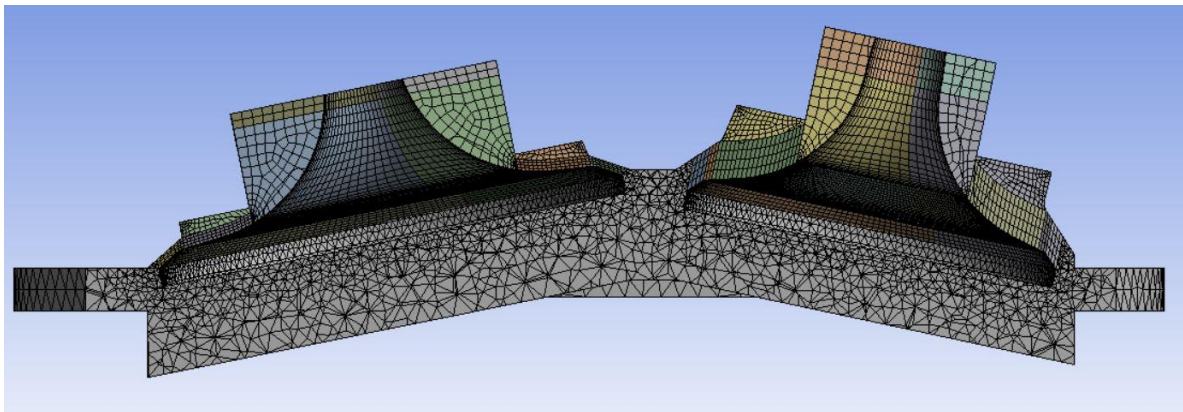
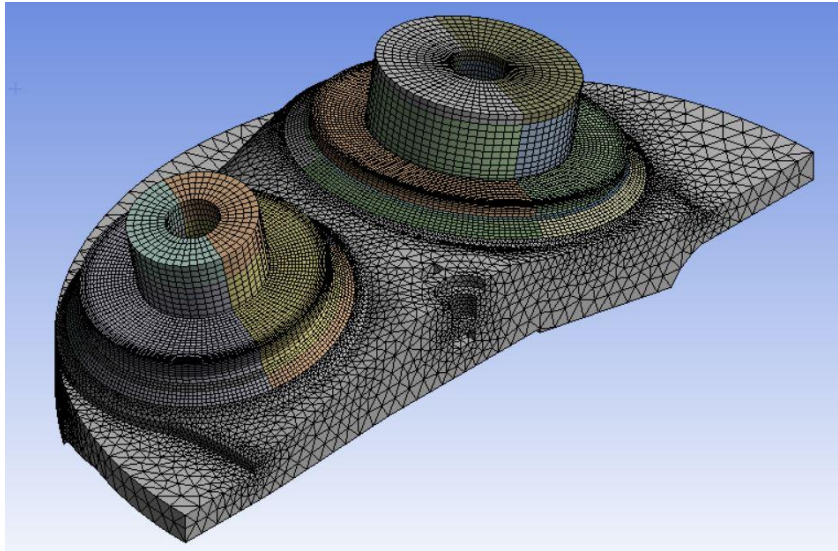
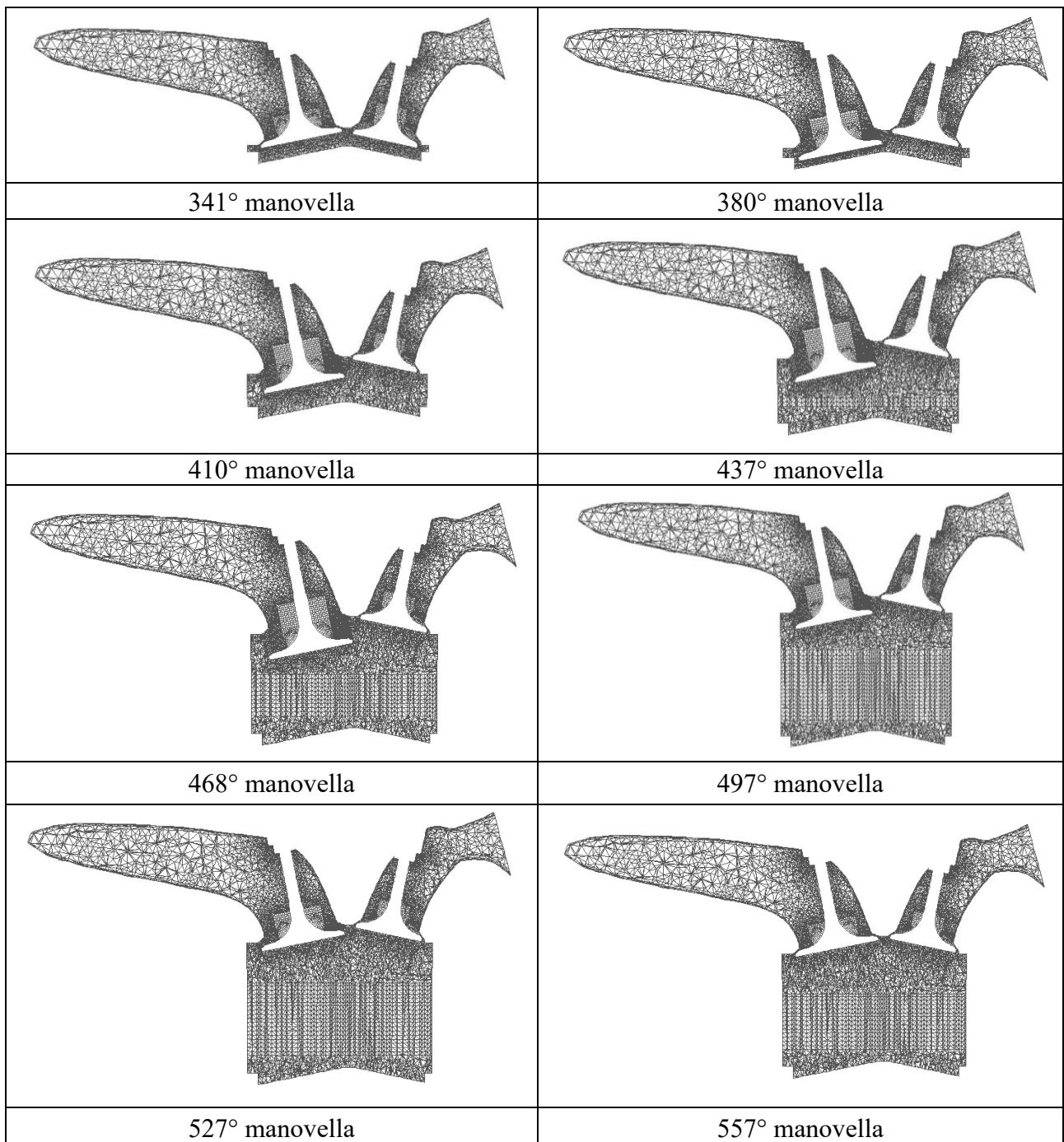


Figura 5.8 – La prima è una immagine della mesh completa senza i condotti di aspirazione mentre la seconda una vista in sezione della mesh nella zona delle valvole di scarico e aspirazione

In Figura 5.8 possiamo vedere il sistema completo al quale vanno aggiunti i condotti di aspirazione. La mesh rappresentata nelle figure è lo stato iniziale dell'analisi, ovvero, pochi gradi prima dell'apertura della valvola di aspirazione. Il motivo di iniziare l'analisi in questo momento è quello di accorciare i tempi di calcolo. Infatti, non possiamo considerare attendibile il primo ciclo di aspirazione in quanto il fluido nei condotti e nel cilindro è in stato di quiete. Bisogna, quindi,

considerare il secondo ciclo di aspirazione, quando si sono già sviluppati gli effetti d'onda e inerziali all'interno dei condotti per effetto della prima fase di aspirazione.

La mesh durante le analisi si deformerà con il variare dell'angolo di manovella a causa del movimento delle valvole e del pistone. La mesh può deformarsi in un primo momento finché gli elementi non raggiungono il limite geometrico di grandezza o deformazione. Dopo di che viene ricostruita la mesh aggiungendo altri elementi che saranno poi deformati e via così. Di seguito sono riportate alcune immagini in sezione della mesh a vari angoli di manovella



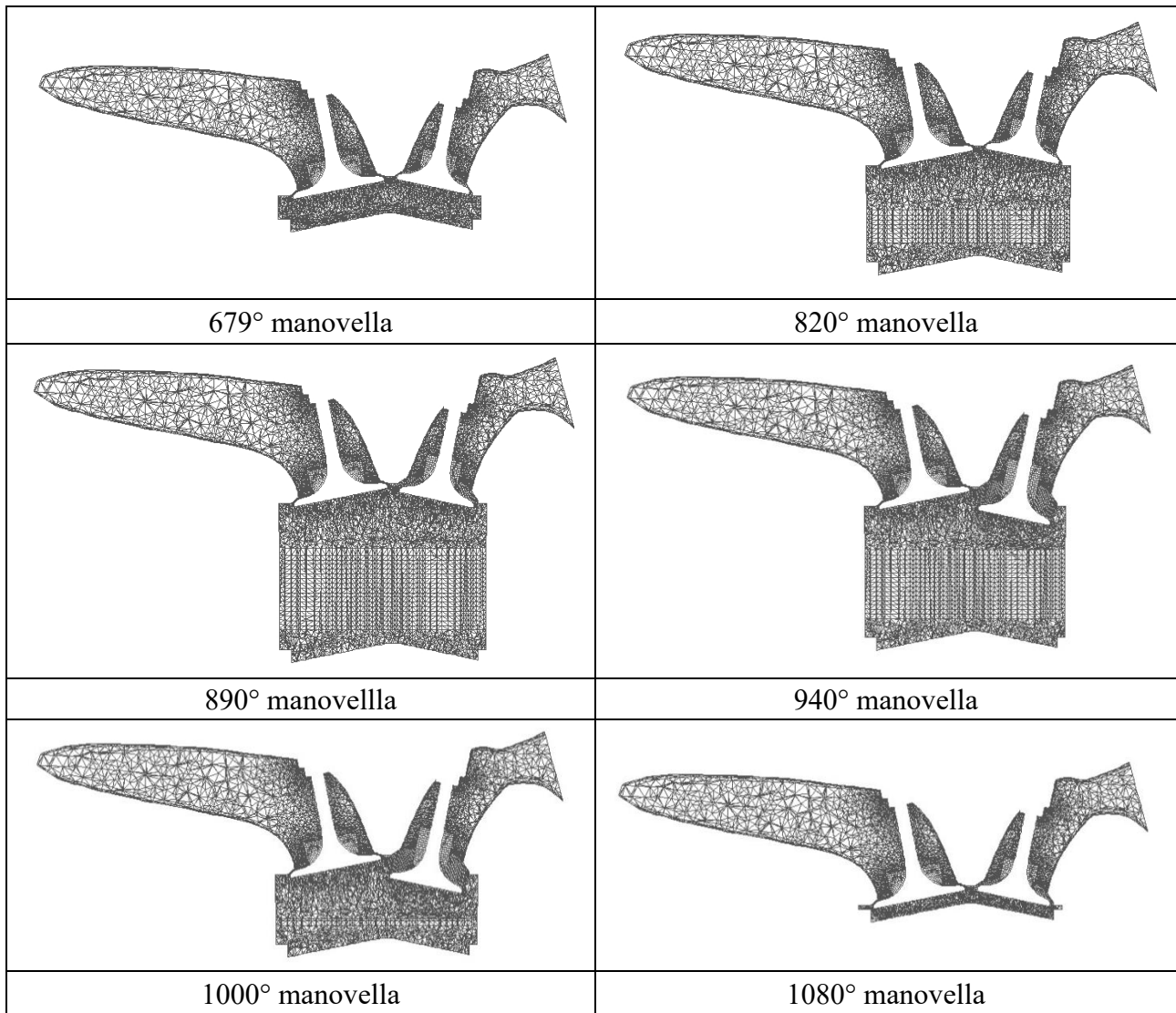


Figura 5.9 – Immagini in sezione della mesh a vari angoli di manovella

Nella Figura 5.9 si vede come la mesh si modifichi durante il ciclo del motore. In particolare a 437° di manovella si nota l’inserimento di un piano all’interno dal cilindro con lo scopo di facilitare la creazione della mesh dinamica durante la corsa del pistone. In Figura 5.10 possiamo vedere un dettaglio della mesh nelle zone intorno alla valvola in posizione di chiusura e massima apertura.

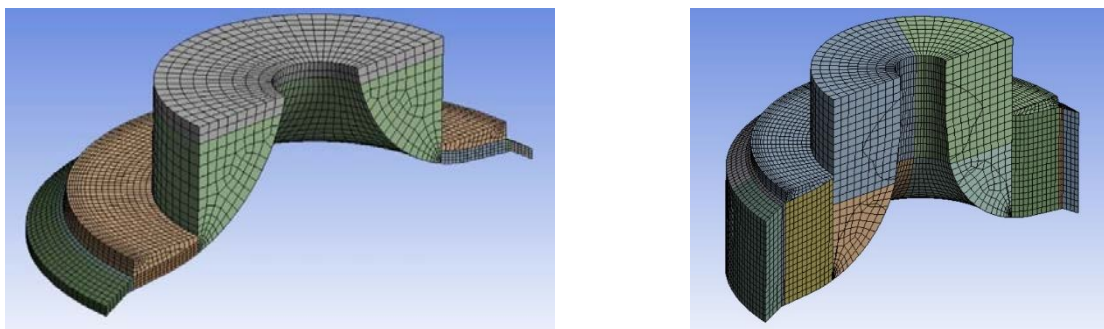


Figura 5.9 – Immagini mesh con valvola in posizione di chiusura (sinistra) e massima apertura (destra)

5.3 IMPOSTAZIONE ANALISI E CONDIZIONI A CONTORNO

Le condizioni a contorno da utilizzare durante le analisi sono state ricavate da una Tesi precedente,[6] nella quale è stato modellato il condotto di ingresso di ingresso dell'aria, l'airbox e le trombette di aspirazione (Figura 3.7). Le analisi terminavano esattamente dove noi abbiamo la superficie di ingresso del condotto di aspirazione. Sono stati utilizzati i dati relativi alla pressione media nella sezione finale delle analisi nella tesi ed imposta come pressione nella superficie di ingresso delle nostre analisi. Le pressioni utilizzate ai vari regimi di rotazione sono le seguenti:

Regime rotazione [rpm]	Pressione media [Pa]
5000	-3100
6000	-3490.637459
7000	-3965.214623
8500	-4140.149558
9000	-5024.639886
9500	-9686.628823
10000	-10425.24903
10500	-10997.55173
11000	-12499.34433

Tabella 5.1 – Valori della pressione media nella superficie di ingresso a vari regimi di rotazione

Le condizioni a contorno impostate per le analisi sono le seguenti:

- **Inlet:** Pressione da Tabella 5.1 ai vari regimi;
Temperatura = 303 K;
Turbolent Intensity = 2%;
Diametro Idraulico = 0.023219 m;
- **Outlet:** Pressione = 0 Pa a tutti i regimi;
Temperatura 343 K;
Backflow Turbolent Intensity: 2%;
Diametro Idraulico = 0.019549 m;
- **Testata:** Temperatura = 313 K;
- **Cielo Pistone:** Temperatura = 318 K;

- **Tutte le pareti** sono impostate con:
 - Shear condition: *No Slip*
 - Roughness Model: *Standard*
 - Roughness Height: *0*
 - Roughness Constant: *0.5*

Queste condizioni a contorno sono state utilizzate per tutte le analisi effettuate modificando soltanto la pressione media in ingresso in base al regime di rotazione, in modo da avere i risultati che coprono tutto il campo di funzionamento del motore.

Le impostazioni usate in ANSYS FLUENT sono le seguenti:

- **Time:** Transient;
- **Type:** Pressure-Based;
- **Velocity Formulation:** Absolute;
- **Model:** Viscous *k-epsilon* (2 eqn) Standard, Standard Wall Functions, Energy ON;
- **Operating Pressure:** *101325 Pa*;
- **Material:** - Air, ideal-gas (per il fluido);
- Aluminum (per le pareti);
- **Solution Methods:** PISO;
- **Initialization:** Standard;
- **Time Step Method:** Adaptive con
 - Max Time Step *0.25°*
 - Min Time Step *0.0625°*
- **Time Step Number:** 6000
- **Max Iteration / Time Step:** 80;

Le impostazioni utilizzate sono state ricavate dalla guida e dal manuale di Ansys per le analisi fluidodinamiche nei motori a combustione interna [15]. Per avere informazioni più dettagliate sull'impostazione dell'analisi vedi Appendice dove sono spiegati passo-passo tutti i passaggi fatti all'interno di ANSYS FLUENT.

CAPITOLO 6

RISULTATI SIMULAZIONE MODELLO FORMULA SAE 2018

In questo capitolo verranno mostrati i risultati ottenuti dalle analisi dinamiche svolte utilizzando la legge di alzata del motore del team RaceUp del 2018. Saranno confrontati i risultati ottenuti con quelli di simulazioni precedenti e di dati sperimentali in modo da validare il modello creato su ANSYS FLUENT.

6.1 LEGGE DI ALZATA 2018

La fasatura utilizzata per quanto riguarda lo scarico è quella originale del motore. Per quanto riguarda l'aspirazione, come detto nel Capitolo 3, è stata modificata rispetto all'originale riducendo la alzata massima ed è stata ridotta la durata effettiva dell'apertura delle valvole di aspirazione a circa 235° , con un anticipo all'apertura di 18° e un ritardo alla chiusura di 37° . Le leggi di alzata ottenute sono le seguenti:

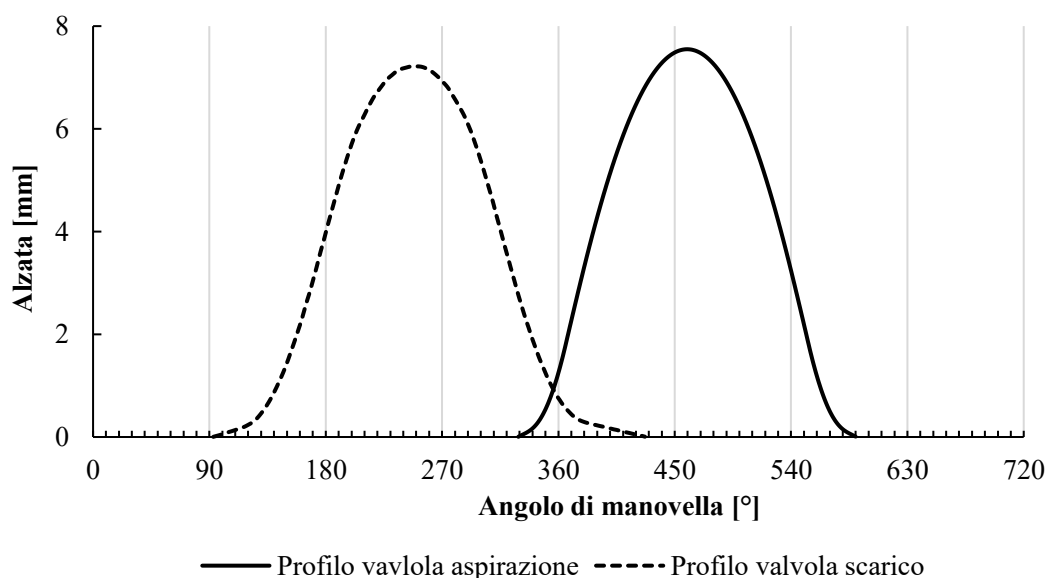


Figura 6.1 – Legge di alzata valvola di aspirazione e scarico motore RaceUp 2018

6.2 VALIDAZIONE MODELLO DI CALCOLO

Per la validazione del modello di calcolo andremo ad utilizzare la portata di massa trovata durante l'analisi che andiamo a misurare in corrispondenza dell'ingresso (Figura 6.1). Lo scopo è quello di confrontarla con la portata di massa ottenuta nelle simulazioni dei componenti precedenti [6]. In seguito, sarà confrontato anche il coefficiente di riempimento con le curve di coppia del motore.

6.2.1 PORTATA DI MASSA

Partiamo dall'analisi della portata di massa misurata in corrispondenza dell'ingresso evidenziato in rosso nella figura seguente:

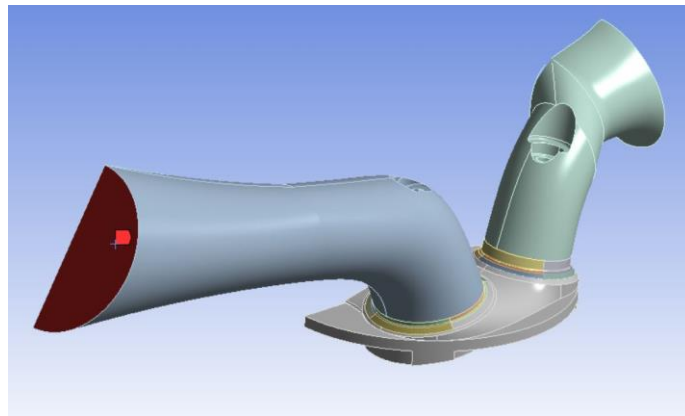


Figura 6.1 – Immagine del modello su ANSYS con evidenziata in rosso la superficie di ingresso

Andiamo, quindi, ad analizzare la portata di massa che viene registrata per ogni regime scelto in base all'angolo di manovella, i risultati ottenuti sono i seguenti:

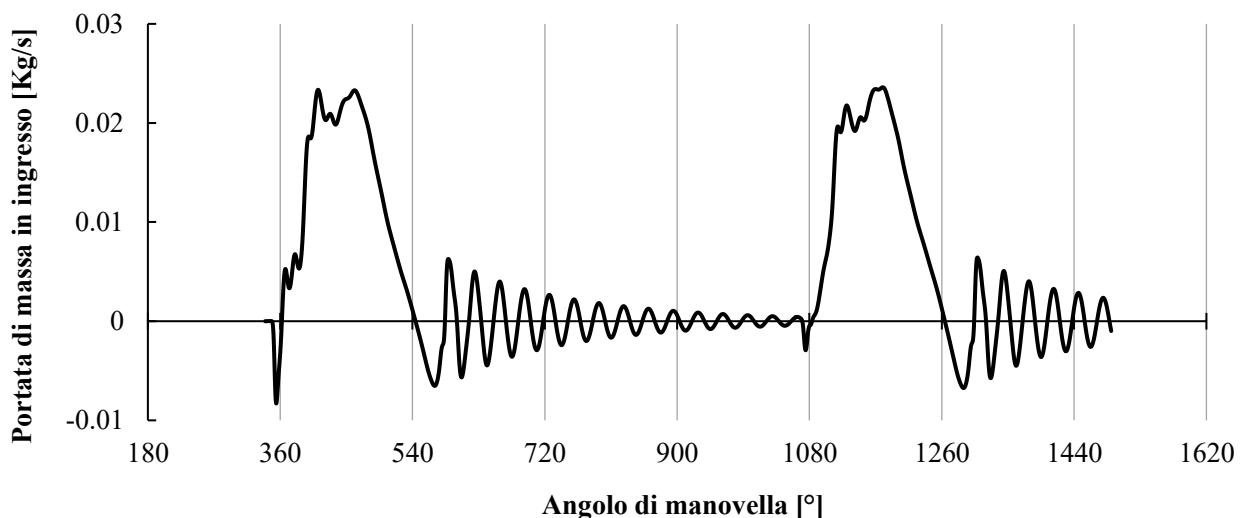
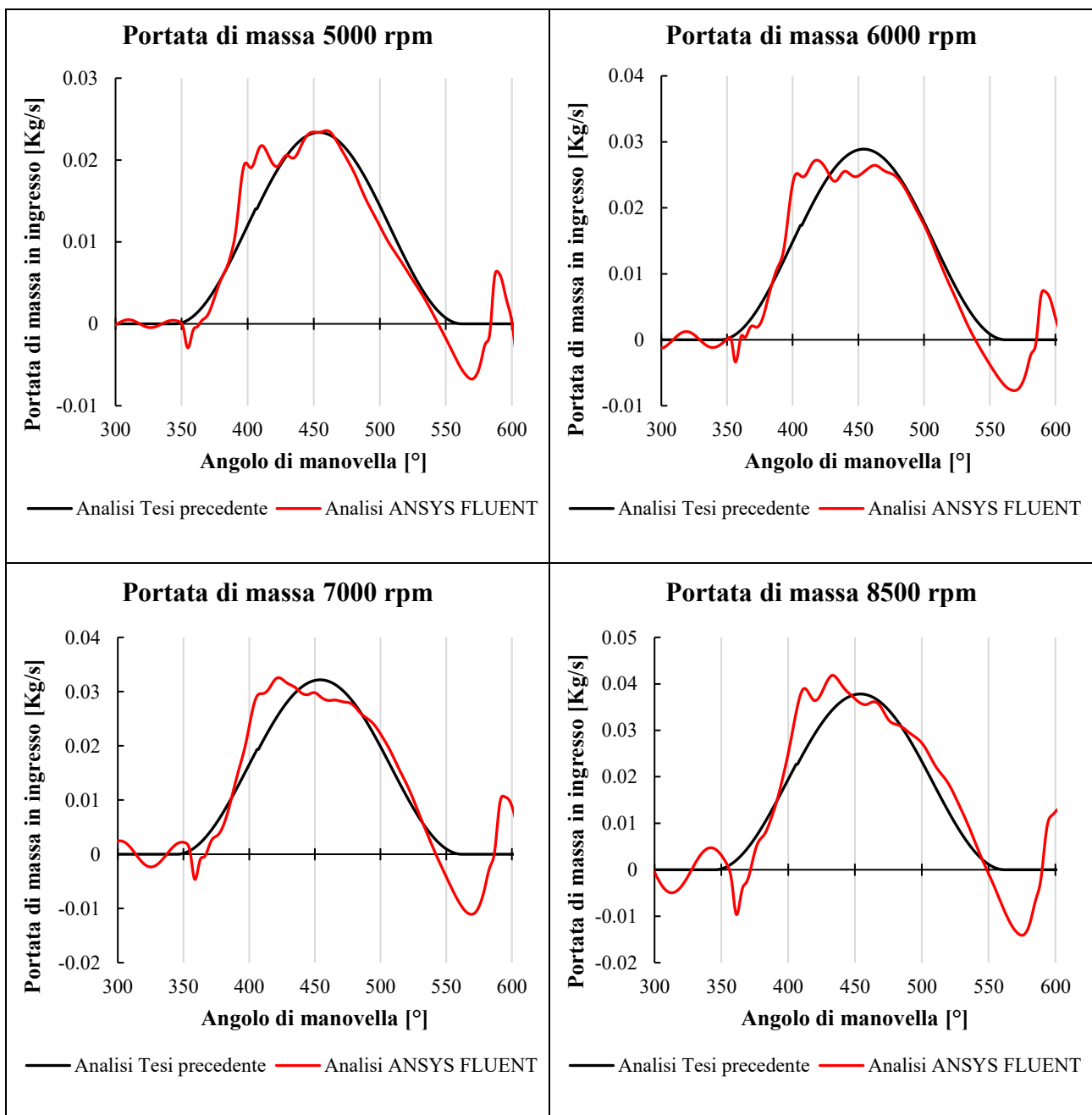


Figura 6.2 – Andamento portata di massa in ingresso a 5000 rpm a vari angoli di manovella

Le analisi, come detto in precedenza, sono state fatte partire poco prima dell'apertura della valvola di aspirazione per ridurre i tempi di calcolo poiché non viene considerata la prima aspirazione. Il fluido nei condotti è in stato di quiete senza nessun effetto dinamico ed è per questo che la prima aspirazione serve per portare a regime l'analisi. Si tiene conto della seconda fase di aspirazione che sarà quella riportata in tutti i grafici che vedremo nella tesi.

Per validare l'analisi andiamo a confrontare la portata di massa dalle analisi dei componenti precedenti. Ricordo che, come condizione a contorno nella superficie di ingresso, abbiamo usato la pressione media trovata dalle analisi della tesi precedente [6]. Ora andiamo a confrontare le portate di massa tra le nostre analisi e quelle della tesi precedente e il risultato è il seguente:



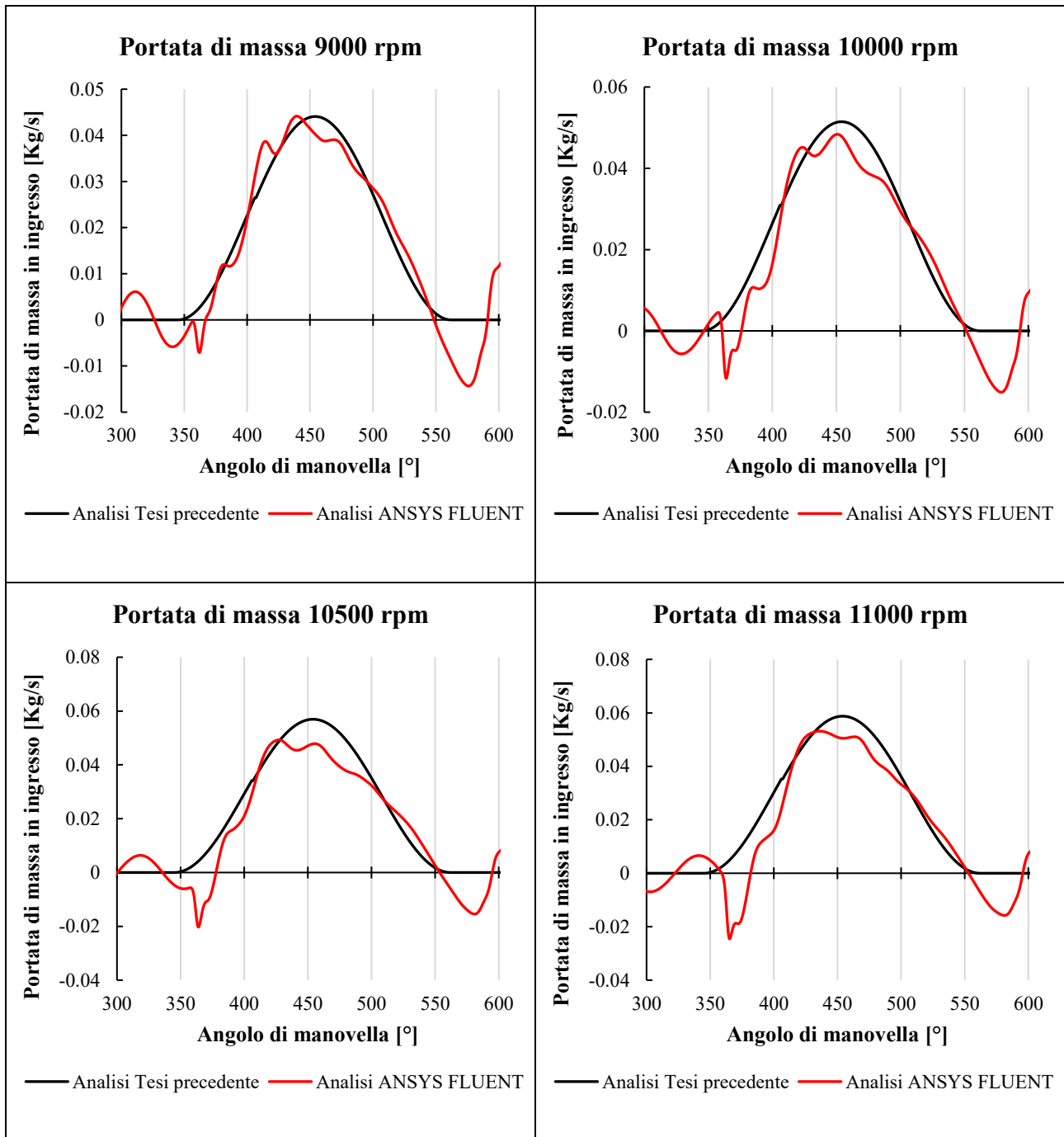


Figura 6.3 - Confronto tra la portata di massa in ingresso dalle analisi della Tesi precedente [6] e le analisi da ANSYS FLUENT a vari regimi di rotazione

Come si vede dalle analisi ai vari regimi, la portata di massa trovata dalle analisi tramite ANSYS FLUENT segue l'andamento della portata di massa delle analisi precedenti. La differenza più evidente è data dal fatto che la portata di massa trovata dalle analisi precedenti non presenta fluttuazioni oppure valori negativi. Questo perché la portata di massa era una condizione a contorno imposta nelle analisi, perciò, aveva un andamento perfettamente sinusoidale. Nel nostro caso, invece, sono presenti effetti dinamici dovuti al movimento del pistone e delle valvole che causano fluttuazioni

della portata. Per quanto riguarda i regimi tra i 5000-9000 RPM oltre a un andamento simile abbiamo anche dei valori di portata massima quasi uguali. Per gli alti regimi di rotazione invece (10000-11000 RPM) la portata massima è leggermente inferiore ma l'andamento rimane sempre molto simile.

6.2.2 COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

Una volta trovata la portata di massa per ogni regime di rotazione, possiamo andare a trovare il coefficiente di riempimento del motore. Il coefficiente di riempimento, per definizione, è definito dal rapporto tra la massa d'aria aspirata dal motore e la massa d'aria che potrebbe occupare il volume generato dal pistone nelle condizioni di temperatura e pressione dei condotti. Noi conosciamo temperatura e pressione del condotto, quindi, possiamo calcolare la massa d'aria teorica:

$$m_t = \frac{p_{inlet}}{(R * T_{inlet})} * V$$

Conoscendo le pressioni otteniamo i seguenti risultati

Regime rotazione [rpm]	Massa d'aria teorica m_t [kg]
5000	8.34996E-05
6000	8.31635E-05
7000	8.27542E-05
8500	8.26034E-05
9000	8.18416E-05
9500	7.78243E-05
10000	7.71875E-05
10500	7.66946E-05
11000	7.54004E-05

Tabella 6.1 – Valori massa d'aria teorica aspirata a vari regimi di rotazione

Per trovare la massa aspirata utilizziamo i grafici della portata di massa trovati dalle analisi. Andiamo ad integrare la portata di massa partendo dall'apertura della valvola di aspirazione fino alla chiusura [12].

$$m_a = \int_{IVO}^{IVC} d\dot{m}_a$$

In questo modo troviamo l'area racchiusa tra l'asse delle ascisse e la curva della portata di massa (Figura 6.23) che rappresenta la massa d'aria entrata nel cilindro durante la fase di aspirazione. Svolgendo i calcoli otteniamo:

Regime di rotazione [rpm]	Massa d'aria aspirata m_a [Kg]
5000	7.99310E-05
6000	7.98247E-05
7000	8.13168E-05
8500	8.40698E-05
9000	8.31952E-05
9500	7.92509E-05
10000	7.98907E-05
10500	7.81791E-05
11000	7.72359E-05

Tabella 6.2 – Valori massa d'aria aspirata trovati dalle analisi ANSYS a vari regimi di rotazione

Ora che abbiamo i valori delle masse d'aria aspirata e teorica possiamo andare a trovare il coefficiente di riempimento attraverso la formula:

$$\lambda_v = \frac{m_a}{m_t}$$

Svolgendo i calcoli otteniamo i seguenti risultati:

Regime di rotazione [rpm]	Coefficiente di riempimento λ_v
5000	0.95599
6000	0.961119
7000	0.98263
8500	1.017752
9000	1.016539
9500	1.018331
10000	1.035021
10500	1.019355
11000	1.024343

Tabella 6.3 – Valori coefficiente di riempimento a vari regimi di rotazione

Andiamo a riassumere i dati della tabella in un diagramma e otteniamo:

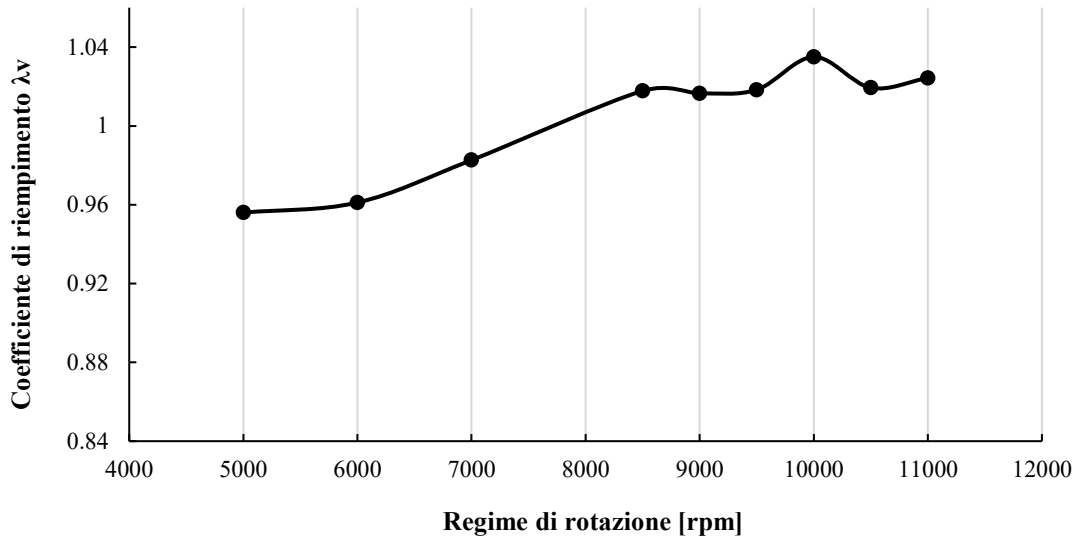


Figura 6.4 – Andamento del coefficiente di riempimento in funzione del regime di rotazione

Possiamo notare un andamento crescente fino a 8500 rpm per poi avere una zona tra 8500 e 9500 rpm a valori pressoché costanti e un picco a 10000 rpm . Questo andamento è confermato anche dalla curva di coppia sperimentale ottenuta tramite l'utilizzo del banco prova (Figura 6.5). La coppia è un parametro che ha una dipendenza diretta con il coefficiente di riempimento, come si vede dalla formula della coppia di un motore a combustione interna:

$$M_e = \frac{1}{2\pi\varepsilon} \eta_g \frac{H_i}{\alpha} \lambda_v V \rho_a$$

Mi aspetto, quindi, una correlazione tra la forma della curva di coppia e la curva del coefficiente di riempimento che solitamente hanno forme molto simili tra loro. Come si può vedere, abbiamo un andamento comparabile con un picco di coppia a 9000 rpm , mentre nelle nostre analisi è presente a 10000 rpm . Questa differenza può essere dovuta a due fattori che non sono presenti nell'analisi: la fase di combustione e l'interferenza tra i cilindri. La presenza della combustione determinerà delle pressioni diverse nel cilindro alla fine della fase di scarico, mentre l'interferenza con gli altri tre cilindri può migliorare oppure peggiorare le prestazioni a determinati regimi di rotazione. Gli effetti d'onda dei vari cilindri possono, infatti, amplificarsi o attenuarsi a vicenda durante il funzionamento in base all'istante nel quale si incontrano.

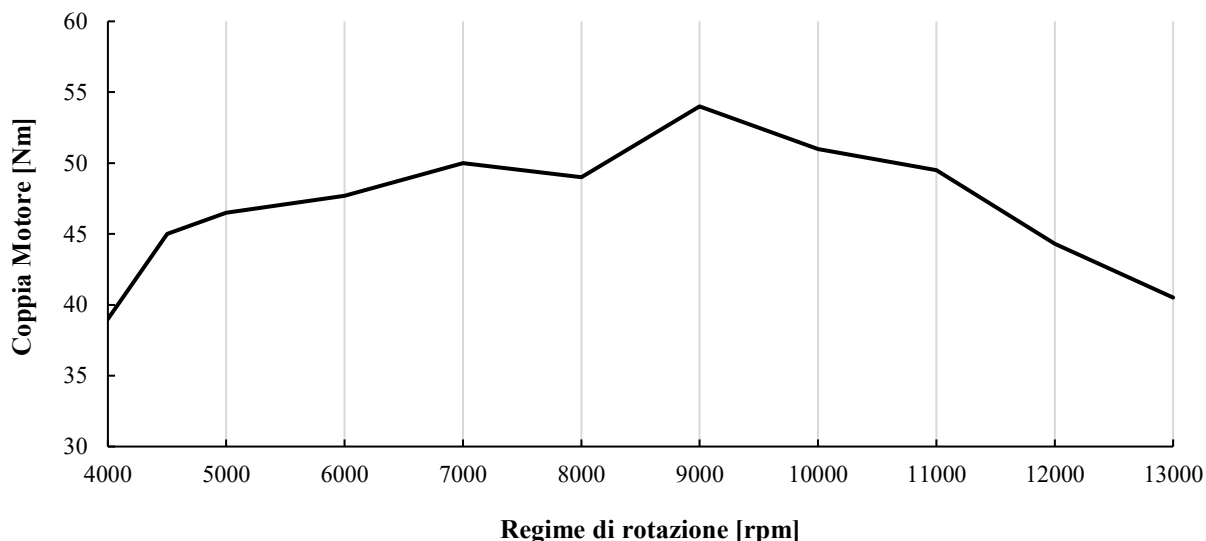


Figura 6.5 – *Curva di coppia misurata sperimentalmente del motore del team RaceUp con configurazione della legge di alzata 2018*

L'andamento della curva di coppia è comunque molto simile a quello del coefficiente di riempimento con solamente il picco leggermente in anticipo. Possiamo ritenere il modello validato attraverso la verifica della portata di massa in ingresso, che coincide con quella delle analisi svolte nella tesi precedente [6], e dall'andamento simile della curva di coppia con coefficiente di riempimento.

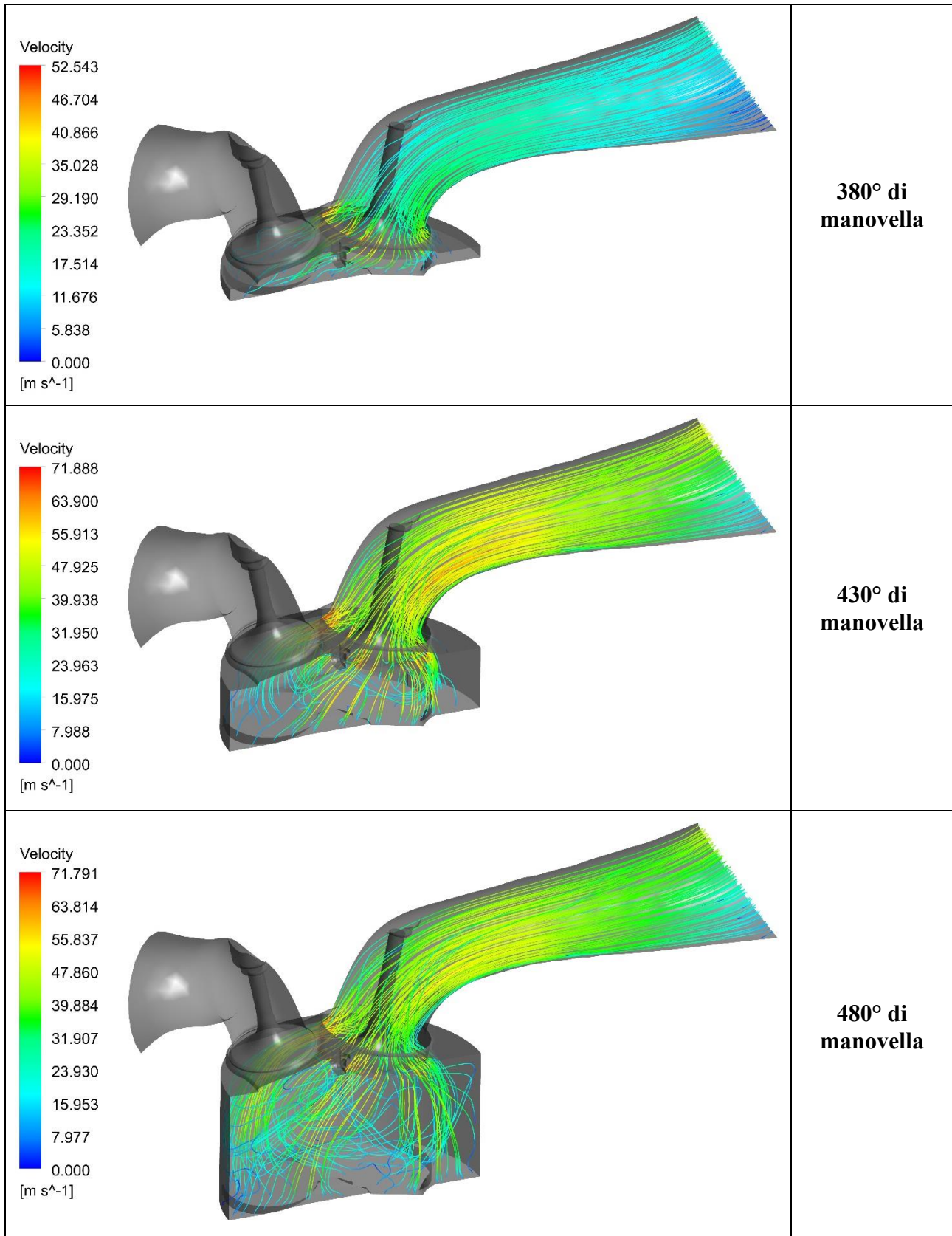
6.3 RISULTATI AI VARI REGIMI

Andiamo ora ad analizzare nel dettaglio i risultati ottenuti ai vari regimi di rotazione. Sono stati scelti i regimi di rotazione più significativi (5000 – 8500 – 10000 – 11000 rpm) dove verranno mostrati gli andamenti delle pressioni nei condotti, le velocità massime raggiunte dal fluido e i moti all'interno del cilindro.

6.3.1 5000 RPM

È il regime di rotazione più basso preso in considerazione nelle analisi. Le immagini in Figura 6.6 rappresentano le linee di corrente durante la fase di aspirazione. Come si vede nella prima parte dell'aspirazione non abbiamo un distacco della vena fluida in corrispondenza della curva all'interno

del condotto di aspirazione, ma le linee di corrente rimangono sempre aderenti alle pareti. Dopo i 505° di manovella si nota un leggero distacco di vena dovuto all'aumento delle velocità del fluido.



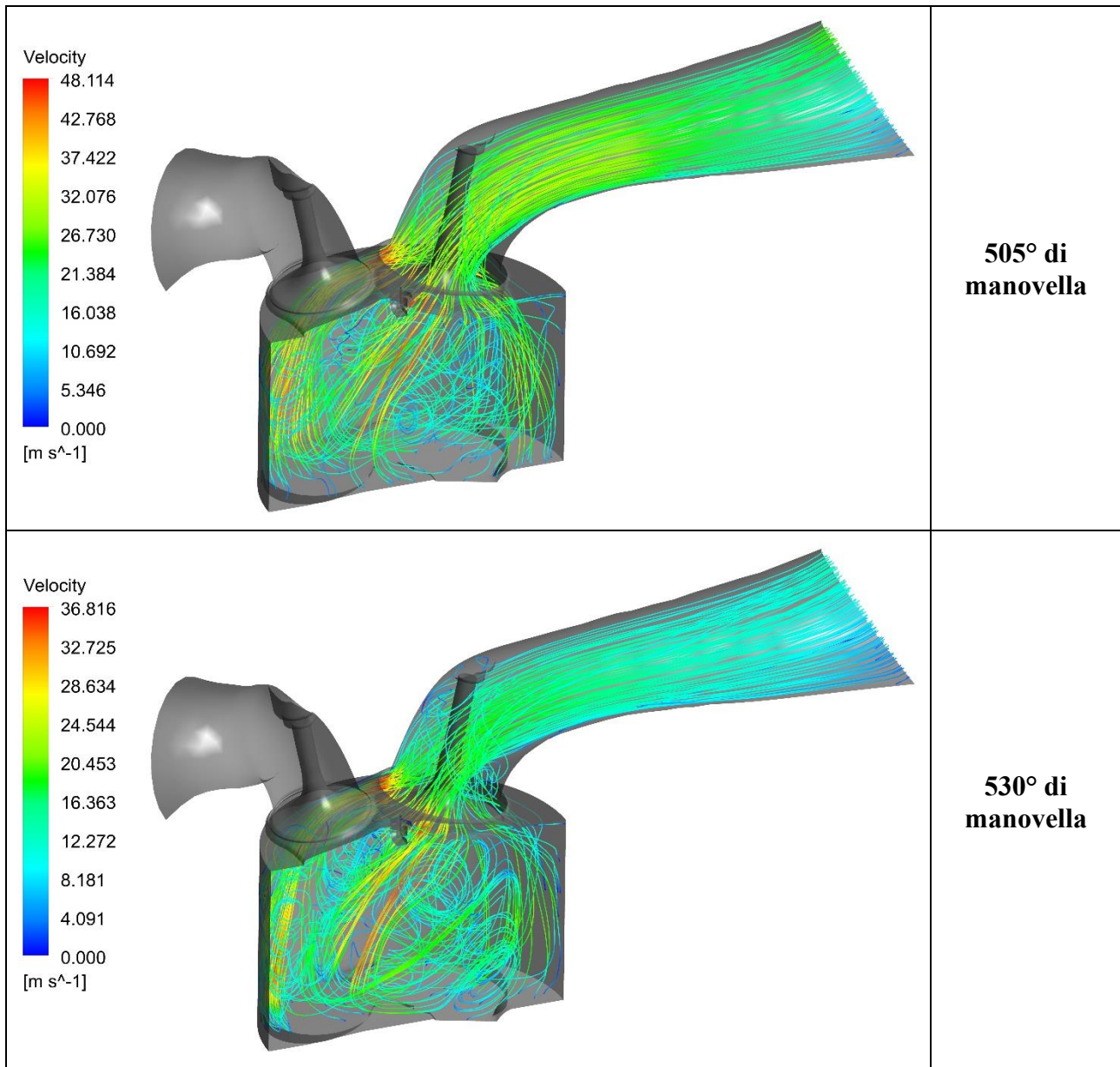
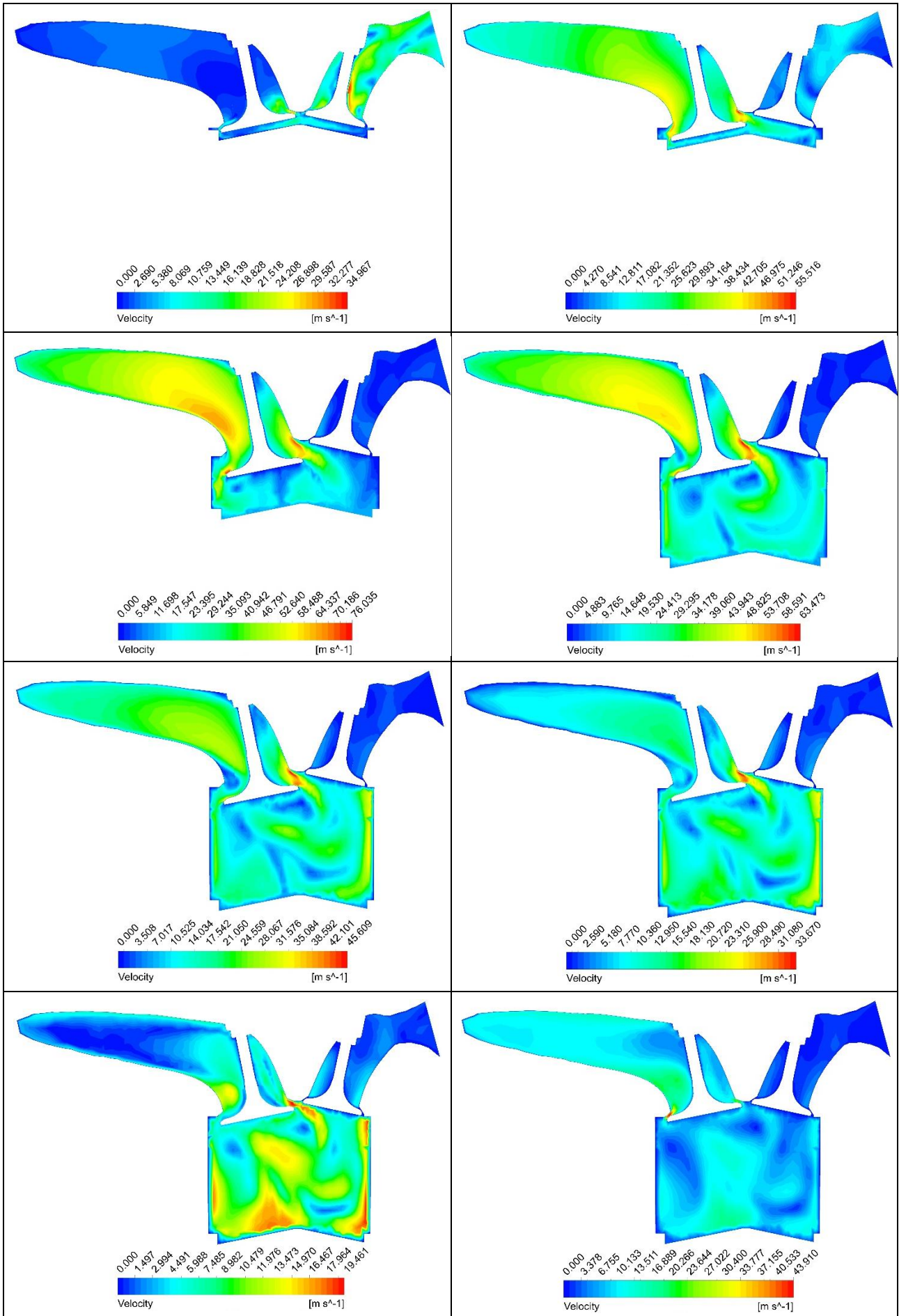


Figura 6.6 – Immagini delle linee di corrente a vari angoli di manovella a 5000 RPM

Dalle immagini si vede molto bene come nella camera vi sia un moto turbolento molto sviluppato che aiuta a miscelare in modo omogeneo la carica fresca. I moti nella camera saranno analizzati più avanti mediante gli indici descritti nel Capitolo 2. Le velocità massime aumentano con l'apertura della valvola toccando il massimo intorno ai 72 m/s durante la massima apertura. Posso vedere meglio l'andamento delle velocità in Figura 6.7. Come ci aspettiamo, otteniamo le velocità più elevate nel passaggio attraverso la valvola e la sua sede. Durante la fase di apertura non abbiamo velocità molto elevate, mentre nella fase di chiusura le velocità sono molto più alte.



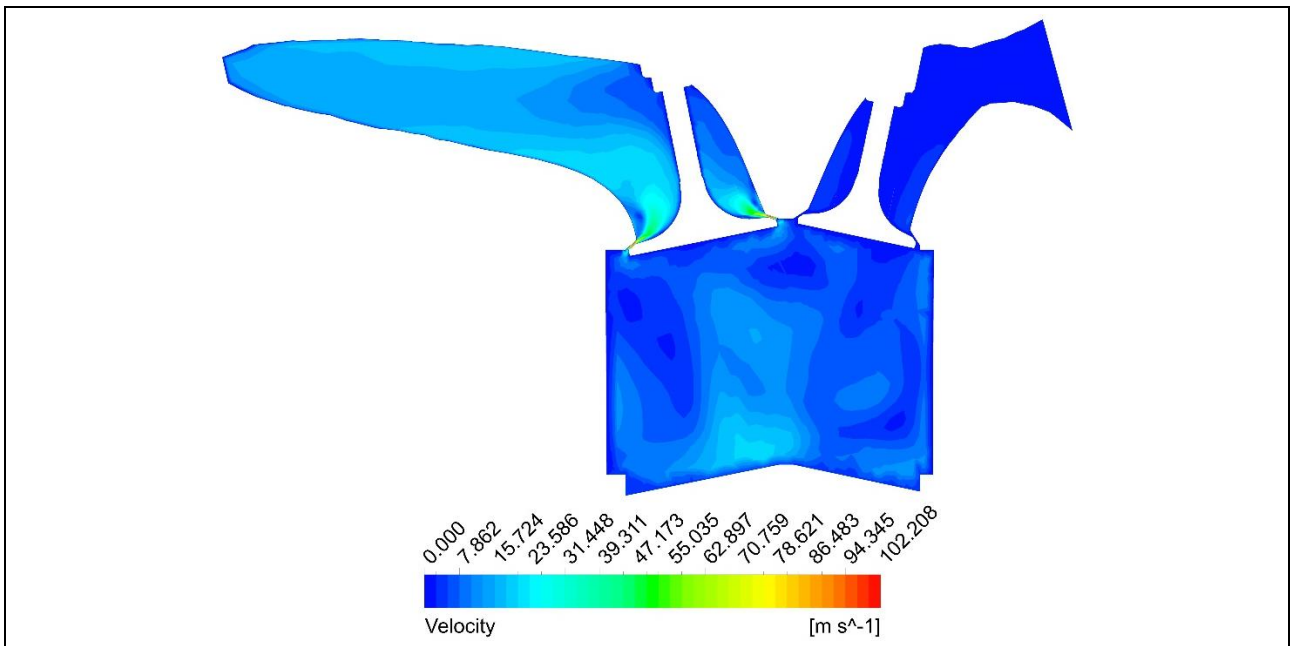


Figura 6.7 – Rappresentazione delle velocità del fluido durante la fase di aspirazione a 5000 RPM

Possiamo riassumere le velocità massime che si hanno ad ogni istante nel grafico sottostante, che raffigura la velocità massima nel condotto di aspirazione per ogni passo della simulazione. Un passo corrisponde a circa 0.2° di manovella del motore.

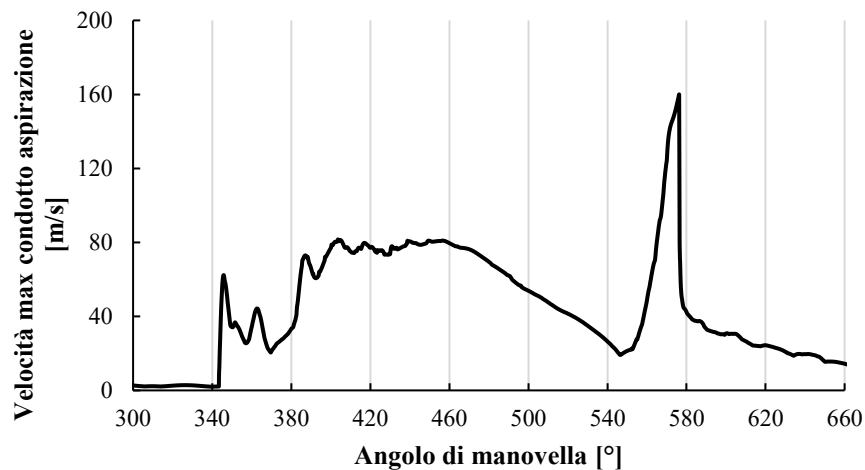


Figura 6.8 – Andamento delle velocità massime nel condotto di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella a 5000 RPM

Nelle prime fasi come, detto in precedenza, non si hanno velocità molto alte, mentre durante la chiusura della valvola arriviamo anche a 160 m/s . Le velocità massime mediamente sono ancora basse perché siamo ad un regime di rotazione non molto elevato. Passiamo ad analizzare i moti all'interno della camera. Come si è visto dalle immagini in Figura 6.6, nella camera abbiamo un moto turbolento

della carica fresca, che favorisce il miscelamento della carica fresca. Andiamo a quantificare la bontà dei moti organizzati all'interno della camera con gli indici di Swirl, Tumble e Cross Tumble.

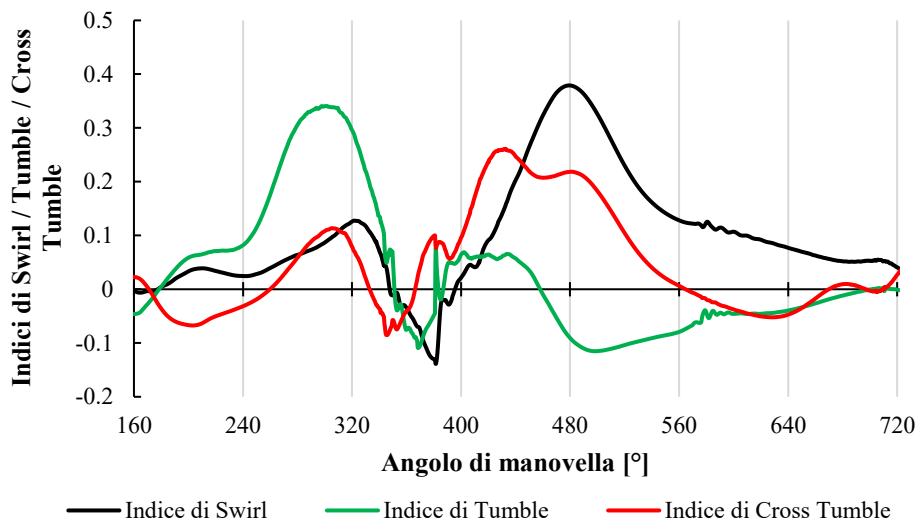


Figura 6.9 – Andamento degli indici di Swirl, Tumble e Cross Tumble in funzione dell'angolo di manovella a 5000 RPM

L'indice di Swirl assume valori massimi intorno a 0.38 poco prima dei 500° di manovella, quindi, dopo metà della fase di aspirazione. L'indice di Tumble invece è abbastanza basso, resta intorno allo 0.8 per diventare anche negativo durante l'aspirazione, mentre l'indice di Cross Tumble arriva a 0.26. I valori negativi sono dovuti al verso di rotazione del moto, se positivo è orario mentre negativo cambia verso diventando antiorario.

Tornando all'andamento della portata di massa in ingresso (Figura 6.10), possiamo notare tre aspetti importanti:

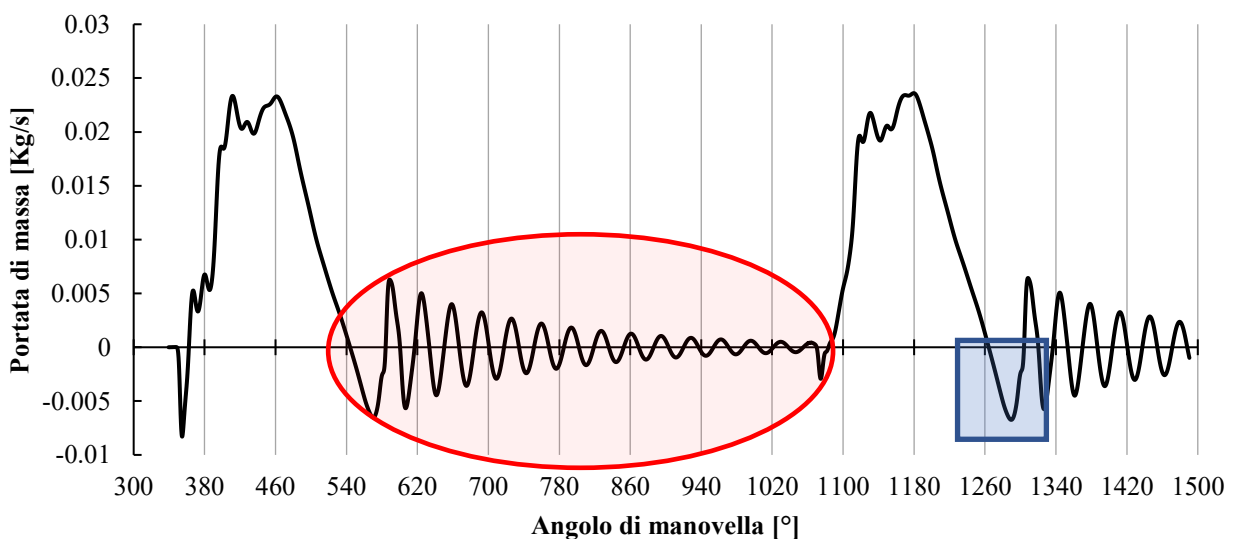
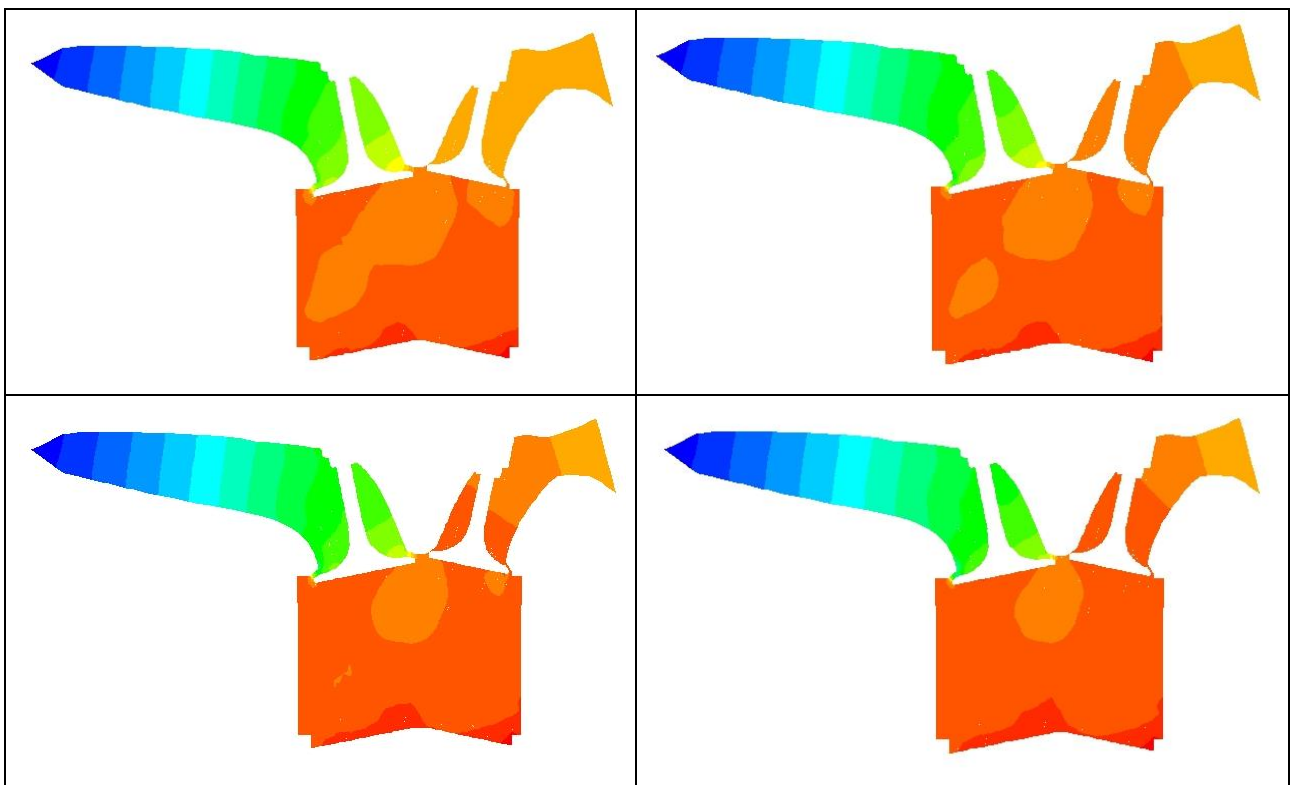


Figura 6.10 – Andamento della portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella

- Notiamo le due fasi di aspirazione (i due picchi di portata) e, come detto in precedenza, terremo conto soltanto della seconda a causa degli effetti dinamici.
- *La zona blu* rappresenta la fine della fase di aspirazione, durante la chiusura della valvola di scarico. La portata di massa assume valori negativi e si ha un grande riflusso. Questo risultato è dovuto alle caratteristiche del motore, poiché arriva fino a 12000 rpm , quindi, siamo ancora a bassi regimi a 5000 rpm . Essendo a fasatura fissa e con un ritardo di chiusura elevato della valvola di aspirazione è un compromesso che devo accettare ai bassi regimi, per poter sfruttare il colpo d'ariete agli alti regimi e migliorare il riempimento del cilindro.
- *La zona rossa* rappresenta il periodo che va dalla chiusura della valvola di aspirazione fino alla sua riapertura. Si nota come la portata ha un andamento sinusoidale smorzato. Questo è dovuto agli effetti dinamici discussi nel Capitolo 2. Le onde di pressione che si creano all'interno del condotto per effetto del movimento del pistone, che richiama la carica fresca e delle valvole, percorrono avanti e indietro il condotto di aspirazione causando una portata di massa pulsante. Lo smorzamento presente è dovuto agli attriti che dissipano l'energia delle onde di pressione e all'inerzia della massa d'aria presente che si oppone alle continue accelerazioni.

Le onde di pressione presenti all'interno dei condotti di aspirazione possono essere apprezzate dalle immagini seguenti prese in un intervallo di tempo all'interno della zona rossa in Figura 6.10.



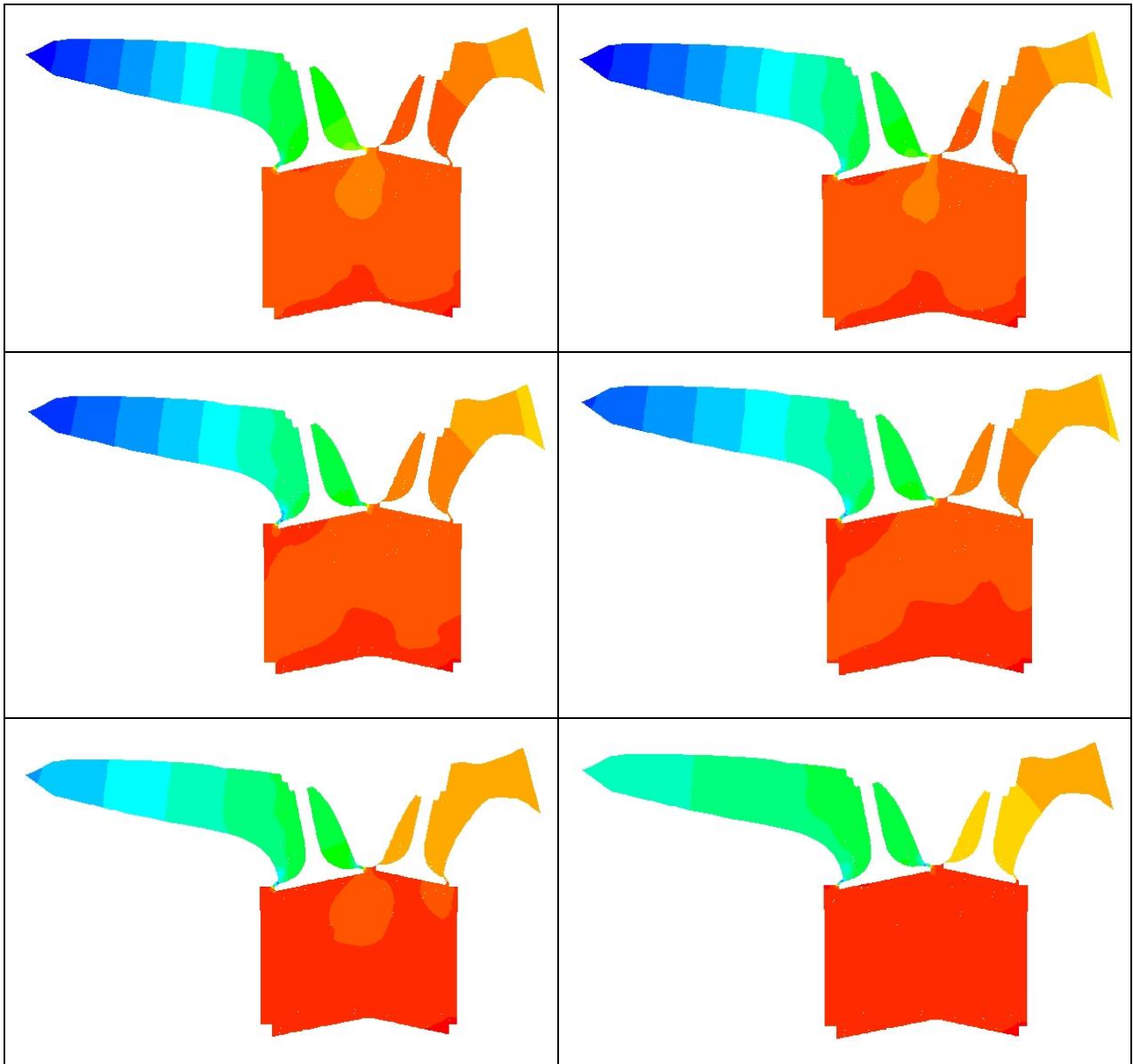


Figura 6.11 – *Rappresentazione della pressione del fluido in un intervallo tra 560° e 575° di manovella*

Come si vede nelle immagini della tabella, siamo in corrispondenza della chiusura della valvola di aspirazione e si nota un'onda di pressione che risale il condotto nella prima parte, per poi tornare indietro dopo essere stata riflessa e aver cambiato di segno. Come onda di depressione risale il condotto e ritorna verso la valvola di aspirazione. Le onde di pressione possono essere apprezzate anche dal grafico della pressione media all'interno del condotto di aspirazione in Figura 6.12. Questo ci fa capire perché si è tenuto conto della seconda fase di aspirazione nelle analisi e non della prima. La presenza degli effetti dinamici nei condotti di aspirazione modifica gli andamenti delle portate e delle pressioni durante il ciclo del motore.

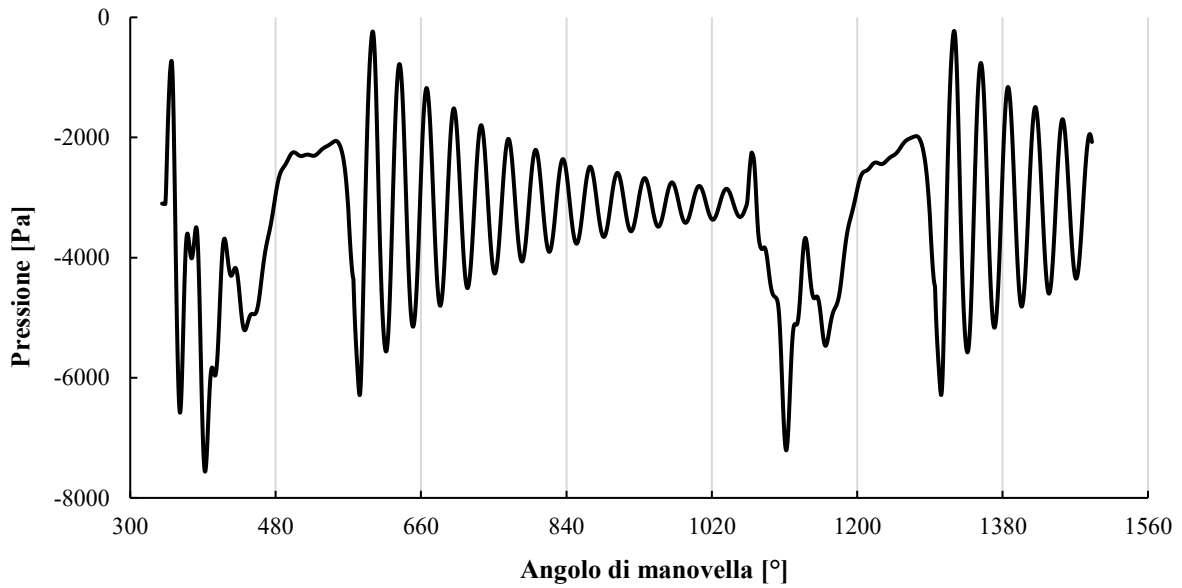
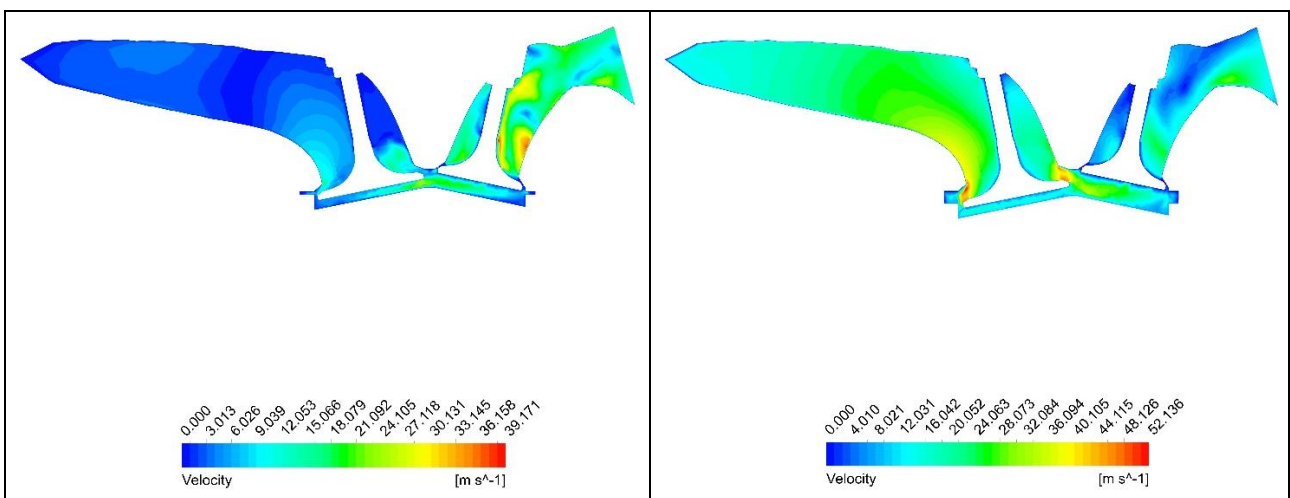


Figura 6.12 – *Andamento delle pressioni nei condotti di aspirazioni in funzione dell'angolo di manovella a 5000 rpm*

6.3.2 8500 RPM

Partiamo, come prima, analizzando le velocità all'interno dei condotti di aspirazione. Ci aspettiamo un aumento generale delle velocità del fluido a causa del regime di rotazione più elevato. Inoltre, dovremo avere le velocità più alte poco prima della chiusura della valvola di aspirazione. Dalle immagini seguenti noto, però, come le velocità massime le ottengo in fase di chiusura ma sono aumentate molto le velocità anche nella fase di apertura della valvola.



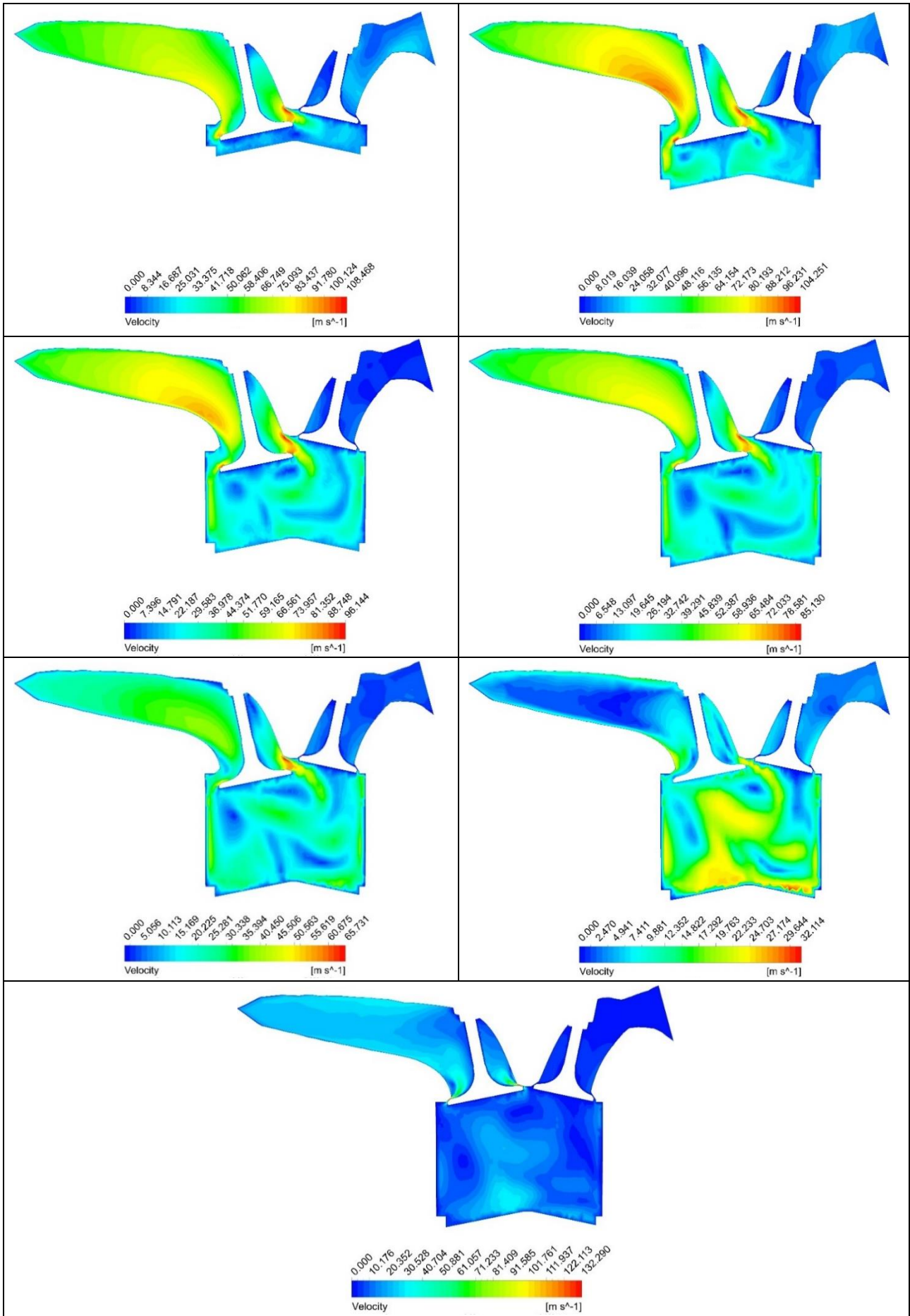


Figura 6.13 – Rappresentazione delle velocità durante la fase di aspirazione a 8500 RPM

Il grafico delle velocità massime, in Figura 6.14, conferma come le velocità medie sono aumentate rispetto ai 5000 rpm.

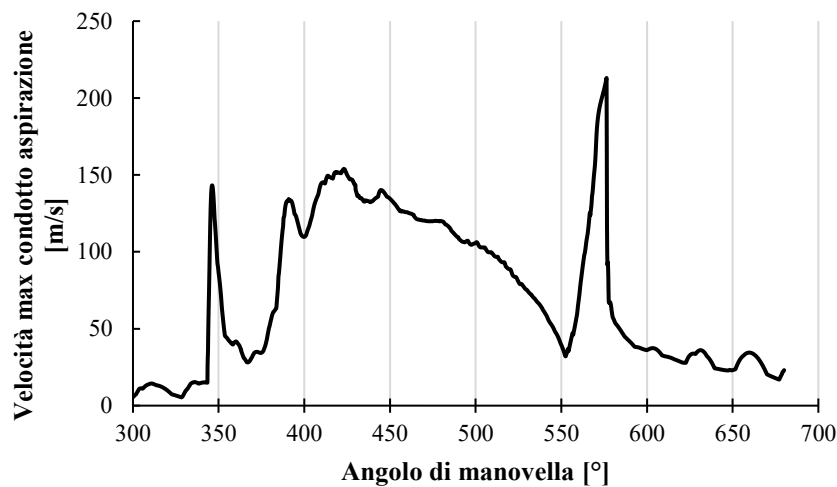


Figura 6.14 – Andamento della velocità massima nel condotto di aspirazione a 8500 RPM

Si arriva fino a circa 220 m/s come velocità massima, sempre durante la fase di chiusura della valvola di aspirazione, abbiamo però anche un picco più basso durante la fase di apertura.

I moti all'interno della camera, rappresentati in Figura 6.15, mostrano un aumento dell'indice di Tumble e Cross Tumble mentre l'indice di Swirl rimane molto simile al risultato ottenuto per 5000 rpm. Ci aspettavamo un aumento degli indici, visto il regime di rotazione più elevato che ha portato a un aumento delle velocità del fluido nei condotti di aspirazione. Per il moto di Tumble non mi aspettavo un aumento visto che è abbastanza indipendente dalla velocità di rotazione del motore [14].

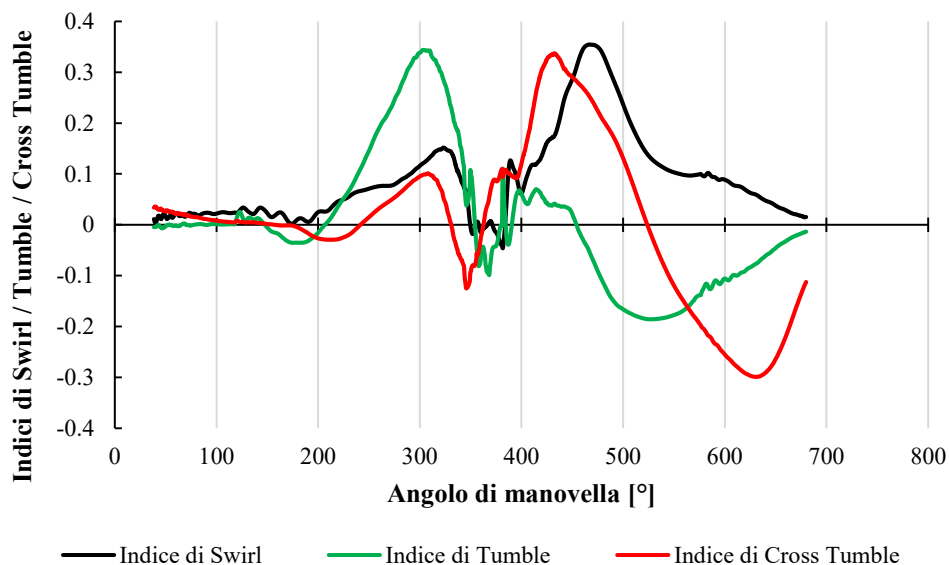


Figura 6.15 – Andamento degli indici di Swirl, Tumble e Cross Tumble in funzione degli angoli di manovella a 8500 RPM

La portata di massa a 8500 rpm , in Figura 6.16, presenta sempre un andamento oscillante mentre la valvola di aspirazione è chiusa dovuto agli effetti dinamici. È sempre presente anche il riflusso nella fase finale dell'aspirazione.

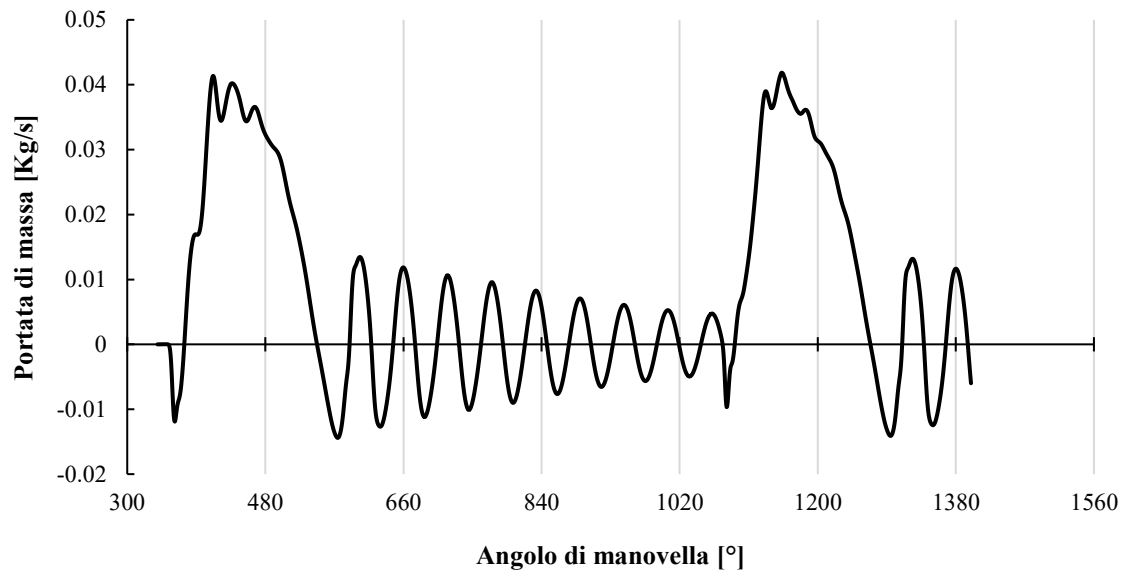


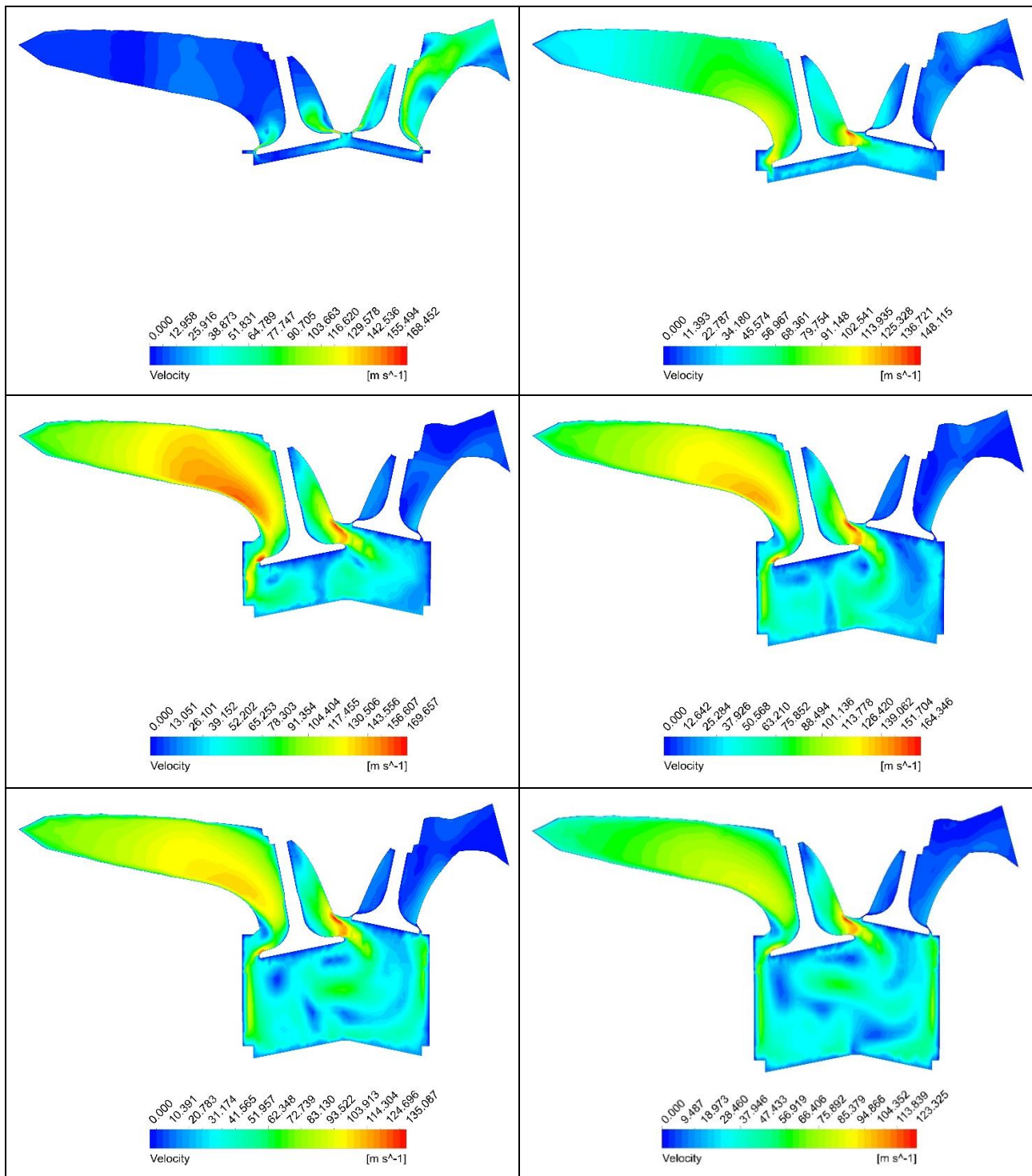
Figura 6.16 – Portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella a 8500 RPM

Il riflusso peggiora il coefficiente di riempimento, ma essendo ancora a regimi relativamente bassi di rotazione, mi aspetto che sia ancora presente. A differenza dei 5000 rpm abbiamo anche un piccolo riflusso all'apertura della valvola di aspirazione, intorno a 1080° , dovuto all'arrivo dell'onda di depressione che peggiora il riempimento. Questo è dovuto alle caratteristiche geometriche dei condotti, in quanto sappiamo dalla teoria (Capitolo 2) che l'arrivo delle onde di pressione dipende dalla lunghezza dei condotti che saranno dimensionati per ottimizzare un determinato regime di rotazione. Siamo ancora a regimi di rotazione relativamente bassi e non ottimizzati e quindi questo è un compromesso che si deve accettare.

L'andamento delle pressioni è simile a quello dei 5000 rpm , Figura 6.12, perciò non viene riportato in questo caso. L'unica differenza è il valore delle pressioni nei condotti che hanno valori leggermente più elevati rispetto al caso precedente.

6.3.3 10000 RPM

Partiamo come sempre dall'analisi delle velocità all'interno dei condotti di aspirazione. Ci aspettiamo, come nel caso precedente, un aumento generale delle velocità dovuto al regime di rotazione più elevato.



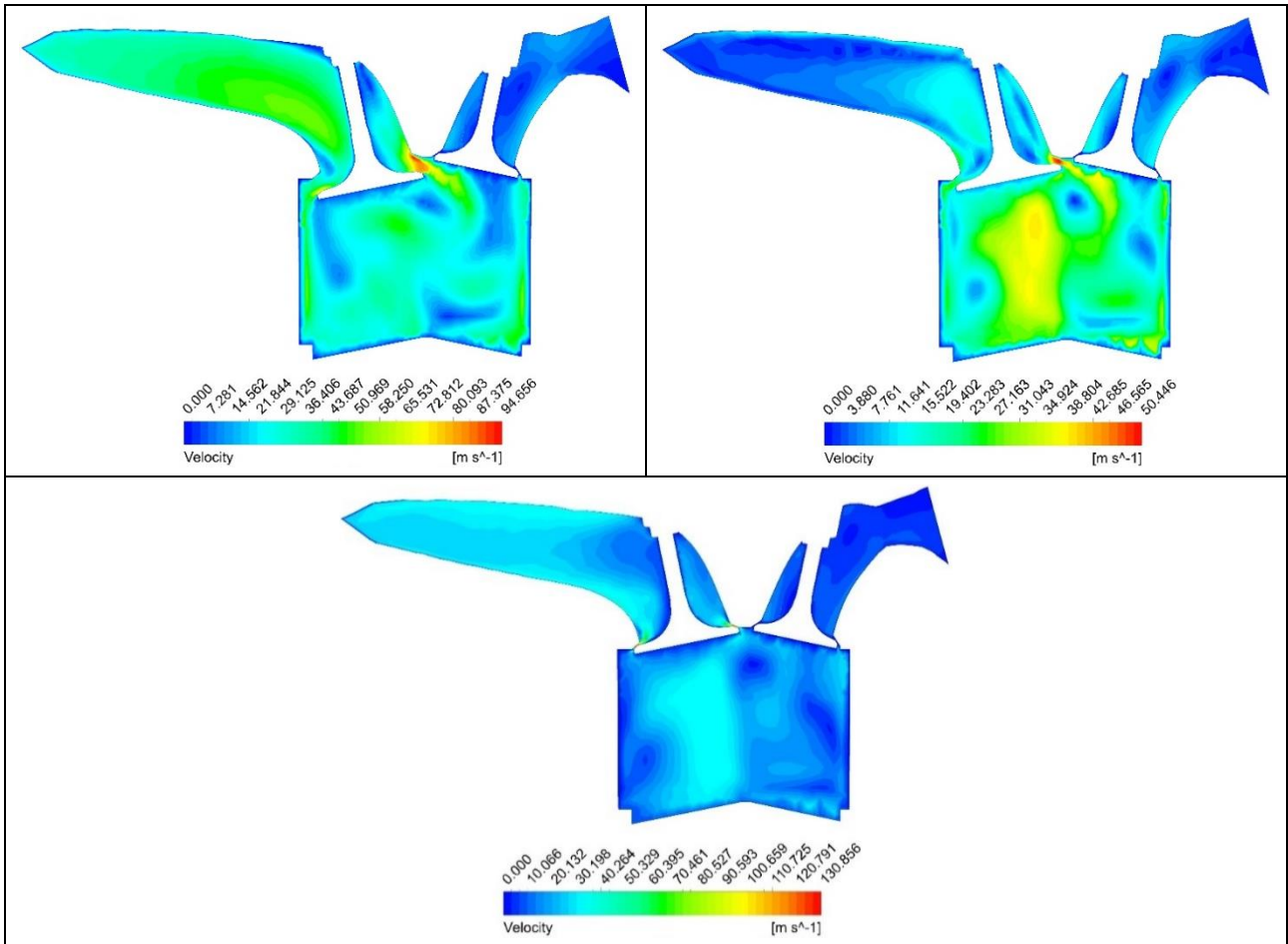


Figura 6.17 - Rappresentazione delle velocità durante la fase di aspirazione a 10000 RPM

Le velocità sono aumentate ancora rispetto alle analisi a 8500 rpm e notiamo un notevole aumento della velocità del fluido nella fase di apertura della valvola. Come si vede dalla Figura 6.18 si arriva ad un picco di 260 m/s ma questa volta, a differenza di prima, abbiamo il picco nella fase di apertura della valvola e non nella fase di chiusura.

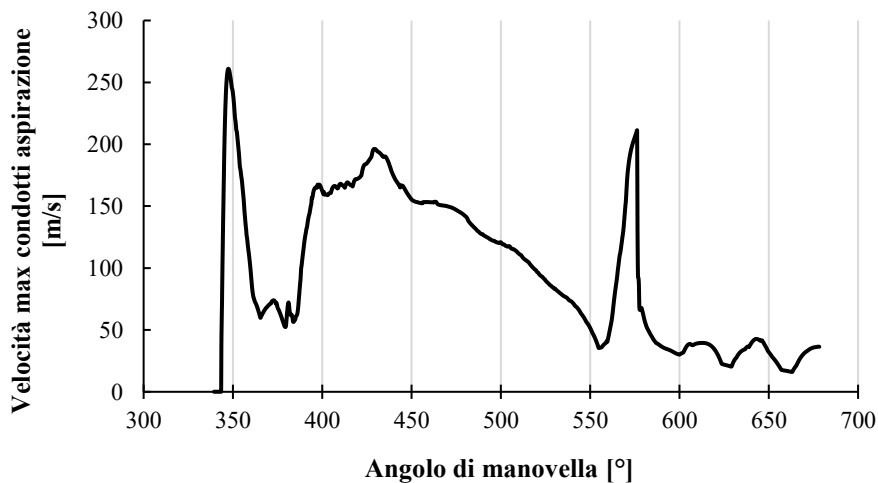


Figura 6.18 – Andamento delle velocità massime nel condotto di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella a 10000 RPM

Viste le velocità più elevate ci aspettiamo un aumento degli indici dei moti nella camera. Come si vede dalla Figura 6.19 abbiamo un aumento di tutti e tre gli indici. Soltanto l'indice di Tumble, come ci aspettavamo [14], aumenta meno rispetto agli altri due.

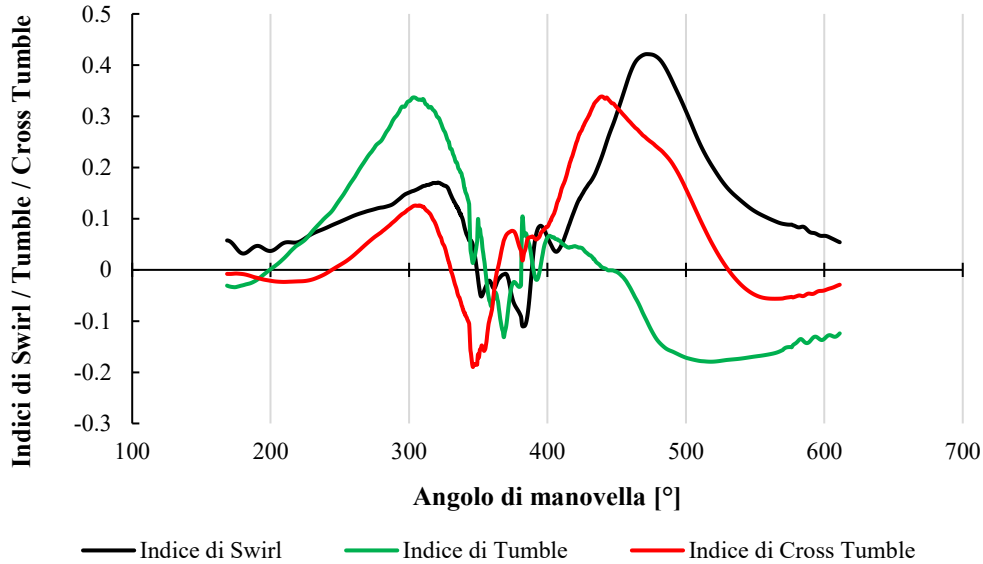


Figura 6.19 – Andamento degli indici di Swirl, Tumble e Cross Tumble a 10000 RPM

Analizzando l'andamento della portata, Figura 6.20, notiamo un aumento della portata massima ma è presente sempre un grosso riflusso nelle fasi iniziali e finali dell'aspirazione. Ormai siamo nell'intorno dei regimi più utilizzati, dove abbiamo il massimo nel grafico della coppia, Figura 6.5, e dove dovrebbero essere ottimizzati gli effetti dinamici. La presenza di un grande riflusso, soprattutto in fase di chiusura, denota un ritardo alla chiusura dell'aspirazione troppo elevato che causa perdite di carica fresca e una diminuzione del coefficiente di riempimento.

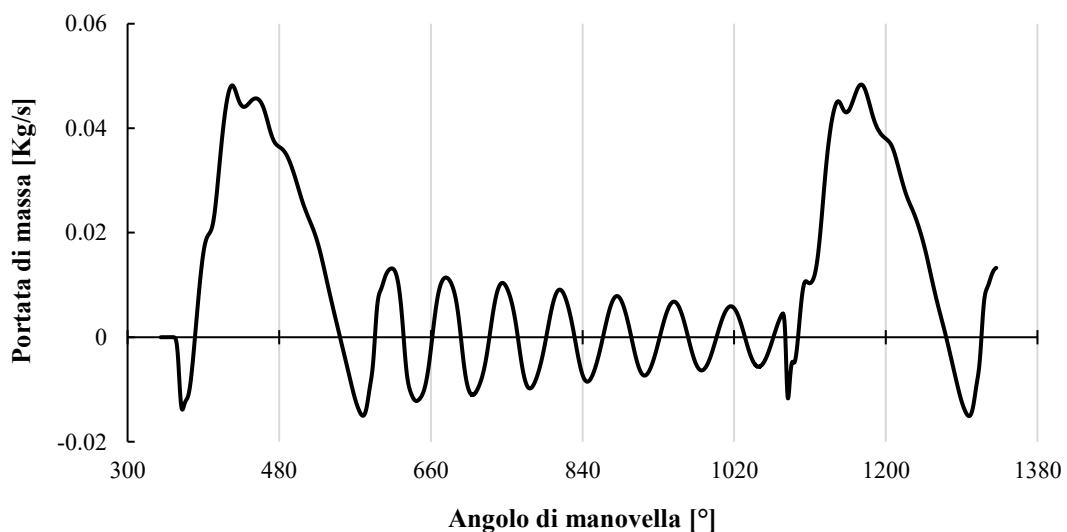


Figura 6.20 – Portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella a 10000 RPM

Si nota anche un riflusso leggermente superiore rispetto alla analisi a 8500 rpm nella prima fase di aspirazione. Per quanto riguarda l'andamento delle pressioni nei condotti di aspirazione, Figura 6.21, notiamo un andamento simile ai 5000 rpm soltanto con un aumento dei valori delle pressioni.

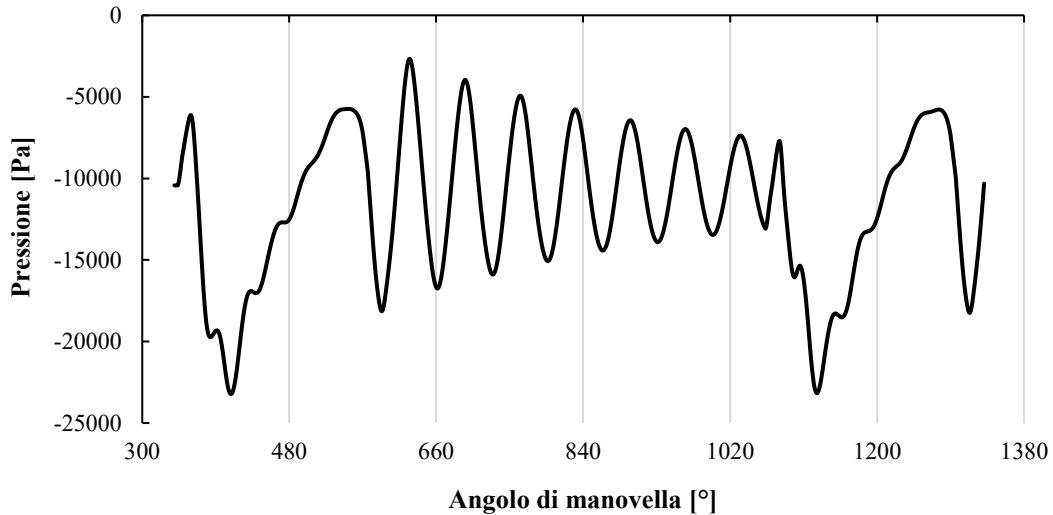
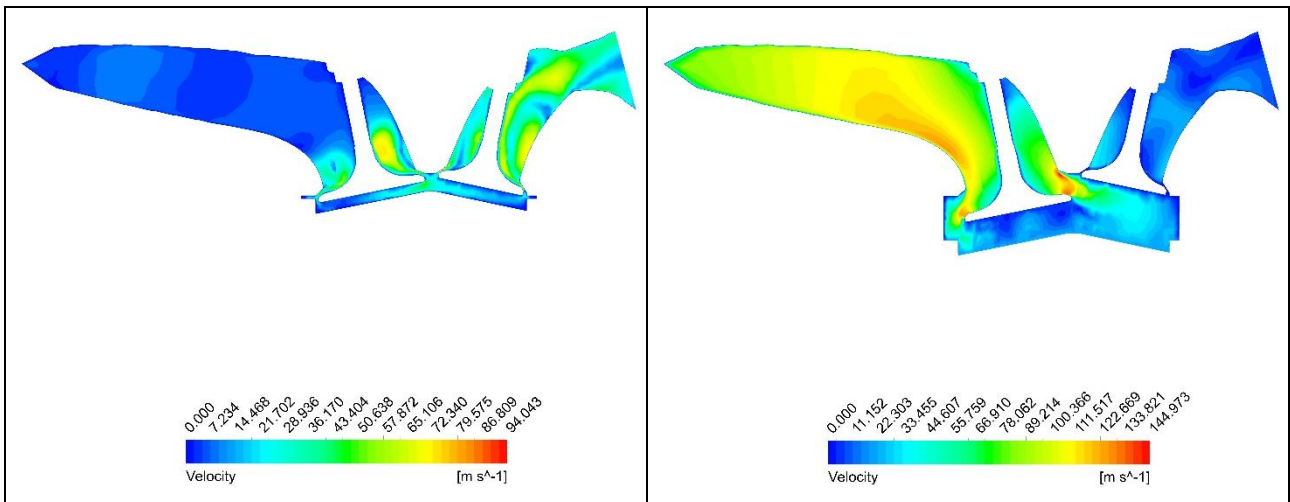


Figura 6.21 – Andamento delle pressioni nei condotti di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella a 10000 RPM

6.3.4 11000 RPM

Questo è il regime di rotazione più alto al quale saranno svolte le analisi. Partiamo, come sempre, dall'analisi delle velocità del fluido. Anche qui ci aspettiamo un aumento generale delle velocità dovuto ad un regime di rotazione più elevato e, come si vede, le immagini seguenti confermano le nostre previsioni. Siamo in un caso simile ai 10000 RPM con picchi di velocità sia nella fase di apertura che di chiusura della valvola di aspirazione.



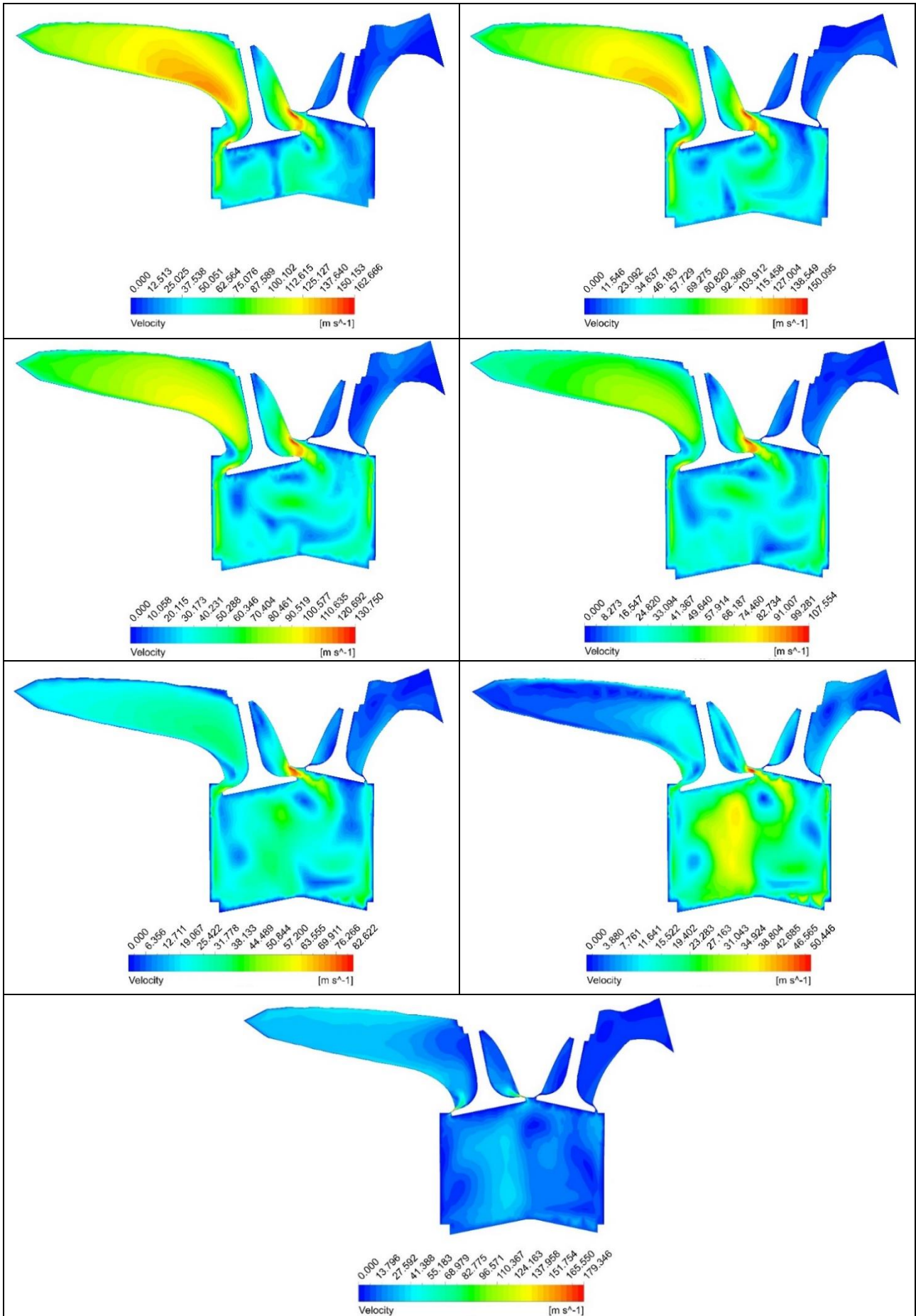


Figura 6.22 - Rappresentazione delle velocità durante la fase di aspirazione a 1100 RPM

Come possiamo vedere dal grafico delle velocità massime, Figura 6.23, abbiamo un picco a circa 270 m/s, anche questa volta durante la fase di apertura della valvola. A differenza dei regimi di rotazione più bassi (5000-8500 rpm), abbiamo il picco più alto nella prima fase dell'aspirazione, questo a causa delle differenti pressioni in gioco. Infatti, come si vede dalla tabella 5.1, vi sono pressioni molto più basse nei condotti ad alti regimi, che causano differenze di pressioni elevate nelle prime fase di apertura tra condotti e camera. Questo, insieme all'area di passaggio ancora molto piccola, dà luogo ad alte velocità del fluido.

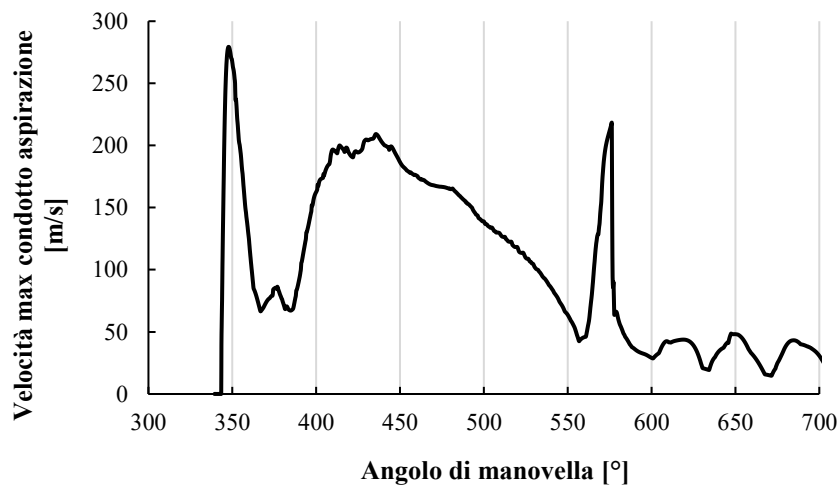


Figura 6.23 – Andamento delle velocità massime nei condotti di aspirazione a 11000 RPM

I moti all'interno della camera mi aspetto siano ancora più sviluppati grazie alle velocità maggiori del fluido.

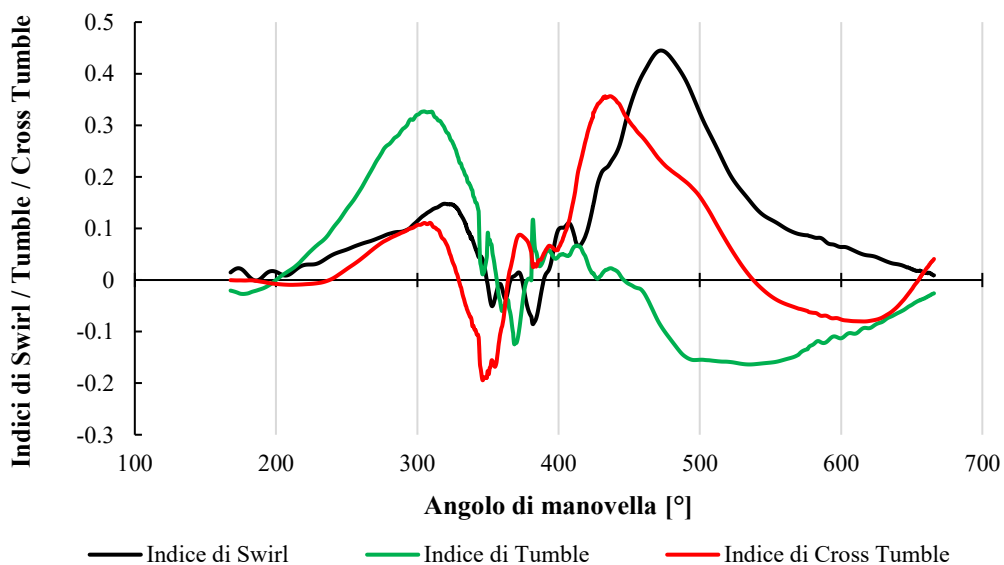


Figura 6.24 – Andamento degli indici di Swirl, Tumble e Cross Tumble in funzione dell'angolo di manovella a 11000 RPM

Come si vede dalla figura 6.24 abbiamo un aumento dell'indice di Swirl e di Cross Tumble mentre l'indice di Tumble rimane abbastanza simile all'andamento ottenuto a 10000 rpm.

Andiamo ad analizzare l'andamento della portata di massa in ingresso. Come ci aspettavamo abbiamo un aumento della portata di massa in ingresso in generale con una portata massima intorno a 0.054 Kg/s.

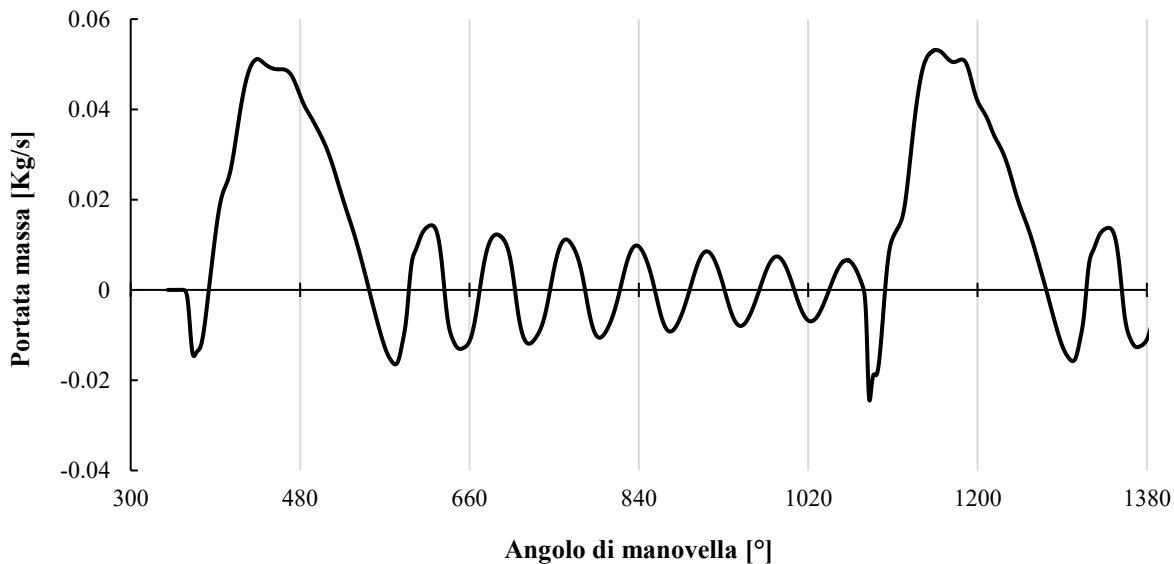


Figura 6.25 – Portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella a 11000 RPM

Possiamo notare anche la presenza di due problemi a 11000 rpm:

1. Vi è sempre un considerevole riflusso durante la chiusura della valvola di aspirazione. Rispetto a 10000 rpm è diminuito ma rimane sempre presente ed è una causa di perdita importante per il coefficiente di riempimento del motore.
2. All'apertura della valvola di aspirazione è aumentato il riflusso di carica fresca nel condotto di aspirazione. Era già presente 8500 rpm e a 10000 rpm ma qui è diventato molto più grande.

Si possono notare molto bene le due cause di perdita dal grafico delle pressioni all'interno del condotto di aspirazione in Figura 6.26. Vi è un picco di depressione al momento dell'apertura della valvola (1060° di manovella), e anche al momento della chiusura (1300° di manovella). Questi due picchi sono presenti anche negli altri regimi di rotazione, ma qui vi è una pressione media con dei picchi nettamente inferiore nei condotti di aspirazione e questo è la causa di un riflusso così elevato sia nella fase di apertura che nella fase di chiusura della valvola.

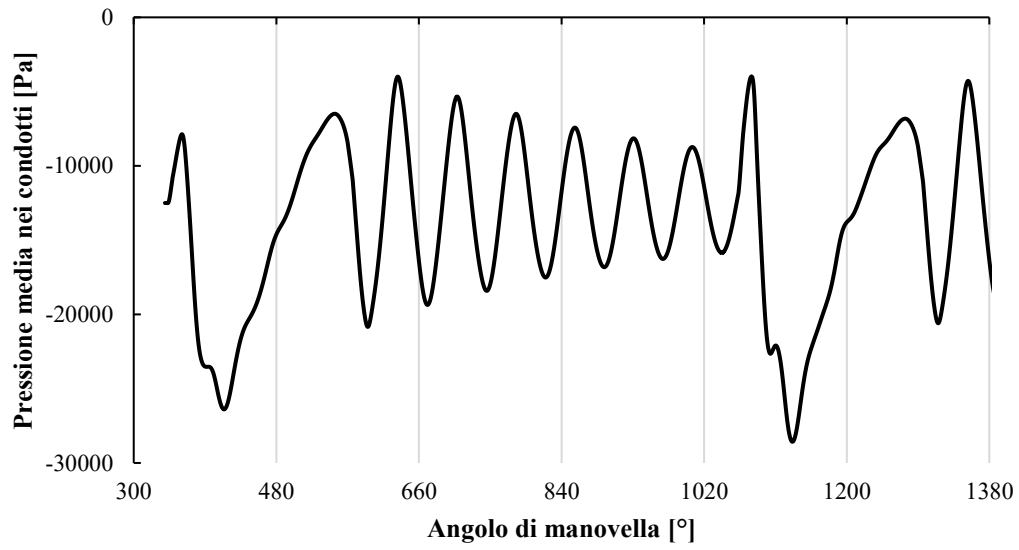


Figura 6.25 – *Andamento delle pressioni medie nel condotto di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella a 11000 RPM*

CAPITOLO 7

OTTIMIZZAZIONE DELLA FASE DI ASPIRAZIONE

Nel capitolo precedente abbiamo validato il modello creato su ANSYS FLUENT e analizzato i risultati della configurazione 2018 del motore Formula SAE. Sono stati individuati dei punti deboli nei grafici della portata di massa dovuti ad un elevato riflusso, presente in tutto il campo di funzionamento del motore. L'idea è quella di ottimizzare la fase di aspirazione attraverso la proposta di una nuova legge di alzata per il motore, che tenga conto dei punti deboli trovati, e cerchi di migliorare il riempimento del motore.

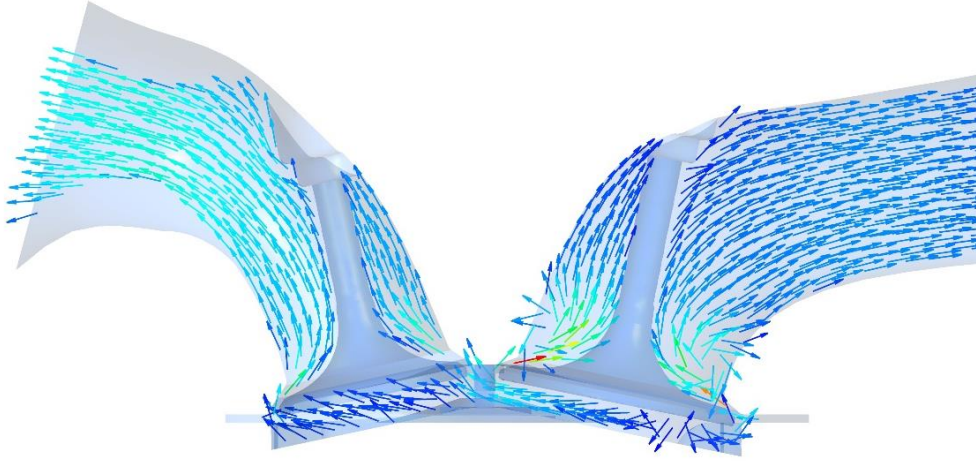
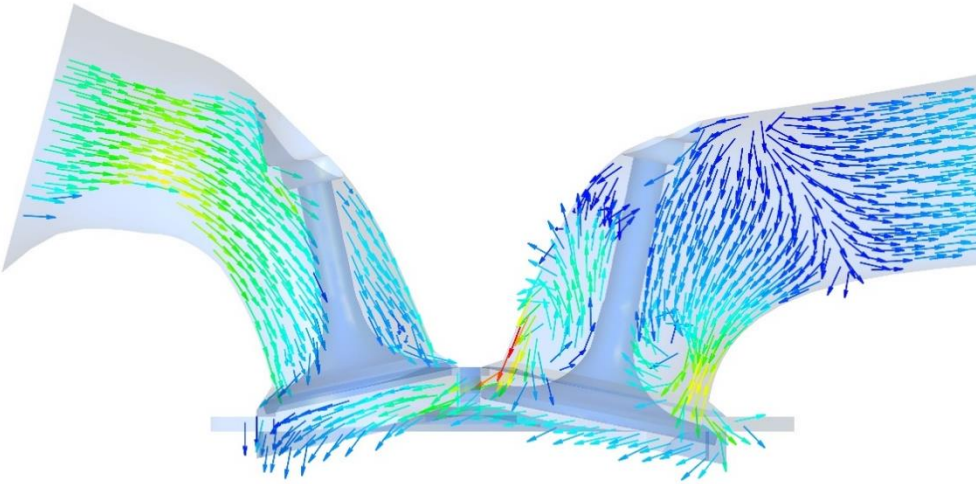
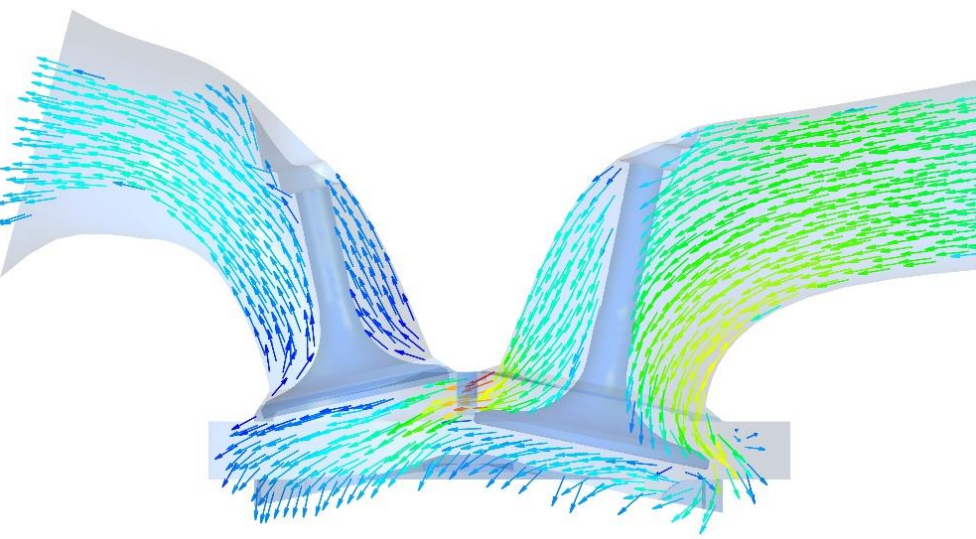
7.1 ANALISI PUNTI DEBOLI E PUNTI DI FORZA CONFIGURAZIONE 2018

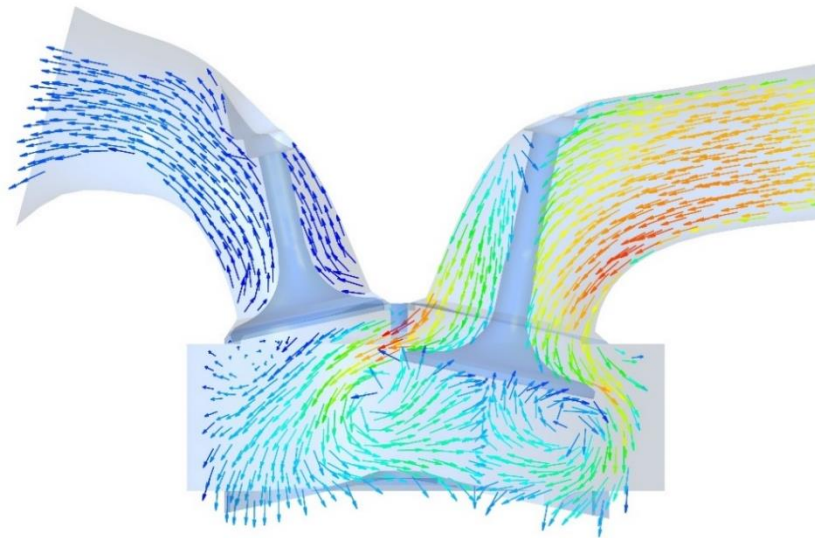
Andiamo a fare un riassunto dei punti deboli e di forza trovati dai risultati delle analisi sulla configurazione 2018, per capire in quali zone possiamo cercare di migliorare la fase di aspirazione. Partiamo dalle perdite individuate finora:

- **Riflusso all'apertura** della valvola di aspirazione. Questo è presente soprattutto agli alti regimi di rotazione, dovuto a delle pressioni medie molto basse nel condotto di aspirazione e ad un anticipo troppo elevato di apertura della valvola di aspirazione.
- **Riflusso alla chiusura** della valvola di aspirazione. Questo è presente in tutto il campo di funzionamento del motore, in modo più marcato ai bassi regimi, dovuto a un eccessivo ritardo nella chiusura della valvola di aspirazione che causa la fuoriuscita della carica fresca.

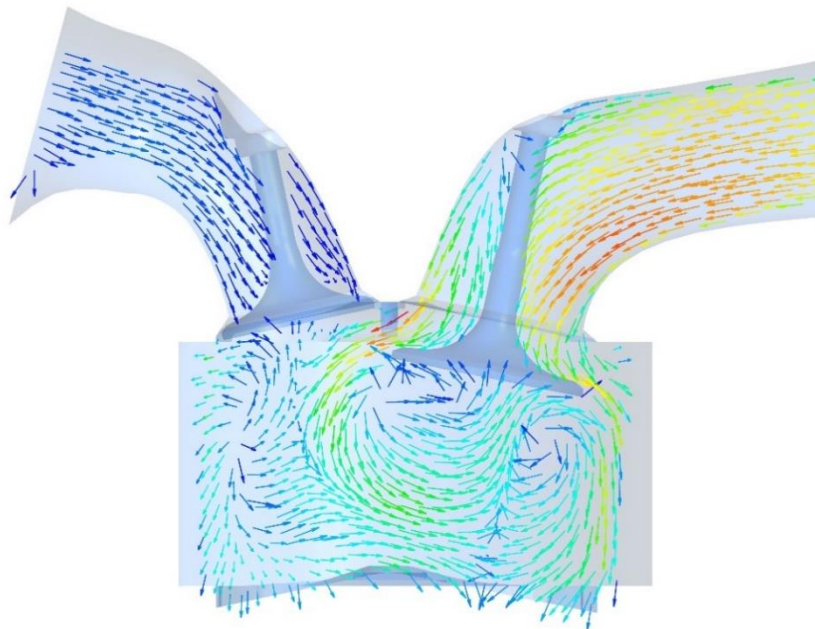
Si possono apprezzare molto bene entrambi i riflussi nella seguente serie di immagini (Figura 7.1), presa dalle analisi a *11000 rpm*, che rappresentano i vettori velocità del fluido a diversi angoli di manovella durante la fase di aspirazione. L'immagine a 355° di manovella rappresenta il momento in cui si apre la valvola di aspirazione e si nota come le velocità del fluido siano in direzione della

superficie di ingresso e non verso il cilindro. Qui ha luogo il primo riflusso, subito dopo la direzione del fluido varia, come si può vedere a 375° di manovella, e si rivolge in direzione del cilindro.

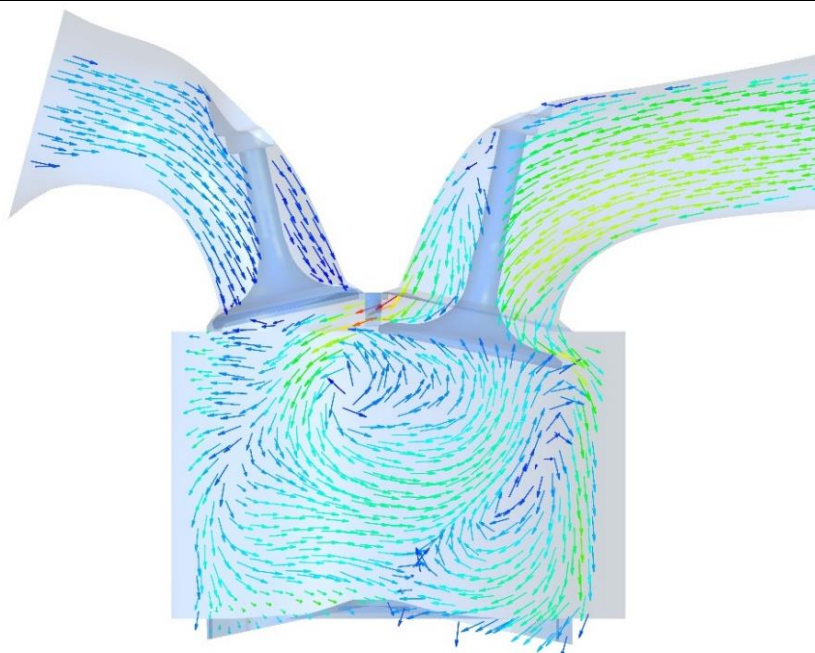
	<p>355° di manovella</p>
	<p>375° di manovella</p>
	<p>400° di manovella</p>



**440° di
manovella**



**480° di
manovella**



**520° di
manovella**

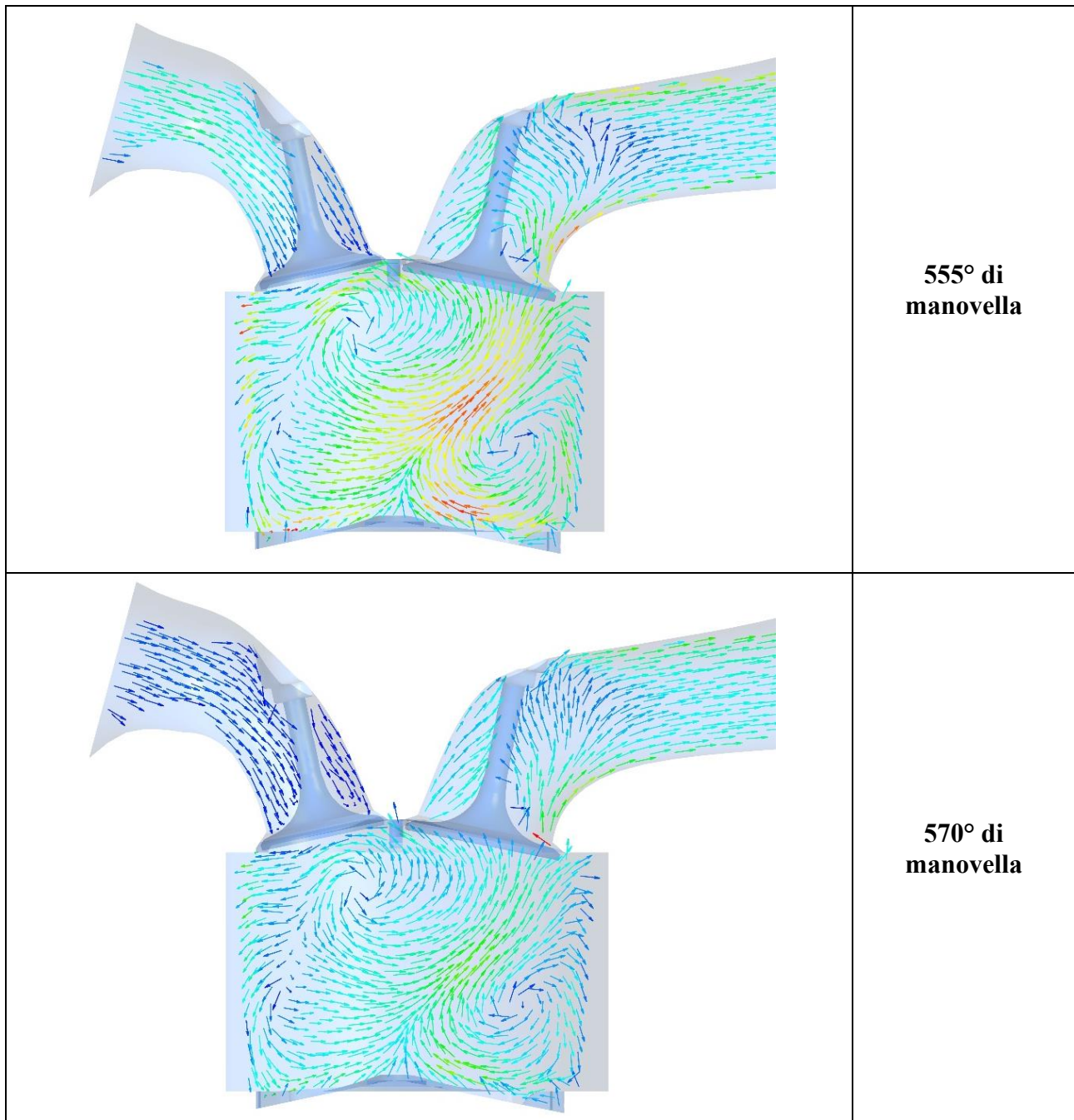


Figura 7.1 – *Rappresentazione dei vettori velocità a vari angoli di manovella durante la fase di aspirazione a 11000 RPM*

Nelle immagini successive si può vedere il processo di aspirazione e la generazione dei moti all'interno del cilindro. Si nota molto bene l'andamento circolare dei vettori velocità, dovuti al moto di Tumble, che favoriscono il miscelamento della carica fresca prima della fase di combustione.

Nell'immagine a 555° di manovella siamo nella fase finale della aspirazione e si nota come il fluido inverte la sua direzione di moto, dirigendosi verso il condotto di aspirazione. Questo ci fa apprezzare la formazione del riflusso nella fase finale dell'aspirazione.

Il riflusso è il problema maggiore della configurazione 2018 da cercare di ottimizzare attraverso una modifica della legge di alzata del motore.

Passiamo ora ai punti di forza del motore:

- **Condotti aspirazione.** Non vi sono particolari perdite nei condotti di aspirazione dovute a grossi distacchi di vena. Questo perché le curve presenti hanno dei raggi di raccordo non molto elevati ed inoltre i condotti sono di piccolo diametro. Vi è solo un piccolo distacco nella fase finale dell'aspirazione all'interno del condotto (Figura 6.6), ma è inevitabile viste le velocità molto elevate e di durata molto breve.
- **Valvole di aspirazione.** Possiamo vedere la bontà della geometria delle valvole di aspirazione attraverso i risultati del coefficiente di efflusso. Confrontandola con grafici presenti in letteratura [1],[8],[9], si nota come i risultati siano allineati e in certi casi anche leggermente superiori.

I punti di forza del motore sono quindi entrambi di natura geometrica mentre i punti deboli sono legati alla legge di alzata.

7.2 MODIFICHE PROPOSTE

Le modifiche proposte per migliorare il coefficiente di riempimento si incentrano sulle leggi di alzata del motore. Come visto nel paragrafo precedente, la geometria non presenta delle grosse cause di perdita ma rappresenta un punto di forza del motore. Inoltre, eventuali modifiche non sono facilmente realizzabili. Modifiche alla zona dei condotti di aspirazione porterebbero a dover creare da zero una nuova testata per il motore, un processo dispendioso che non porterebbe a grandi vantaggi viste le poche perdite fluidodinamiche in quel tratto. Per quanto riguarda la geometria delle valvole si potrebbero creare delle geometrie alternative, sarebbero più agevoli da realizzare rispetto ad una testata nuova, ma i margini di miglioramento sono comunque molto piccoli. Per questo si è deciso di concentrarsi soltanto sulla legge di alzata delle valvole in questa tesi. Altri eventuali miglioramenti, soprattutto riguardo la geometria delle valvole, possono essere proposti e confrontati attraverso le analisi statiche.

Partiamo analizzando la legge di alzata presente nella configurazione 2018, Figura 7.2:

- *Profilo di scarico.* Lo scarico, come detto nel Capitolo 3, non è stato modificato rispetto alla configurazione originale. Avendo fatto delle simulazioni sul ciclo a vuoto, senza il processo di combustione, lo scarico non è stato preso in analisi e in tutte le leggi di alzata che verranno proposte è rimasto quello originale del motore.
- *Profilo di aspirazione.* L'aspirazione è stata modificata rispetto all'originale riducendo l'alzata massima per evitare collisioni con il pistone a causa dell'abbassamento della testata. Questo è stato fatto per aumentare il rapporto di compressione del motore. Il profilo di alzata della valvola di aspirazione sarà l'oggetto delle nostre modifiche con lo scopo di migliorare il riempimento del motore.

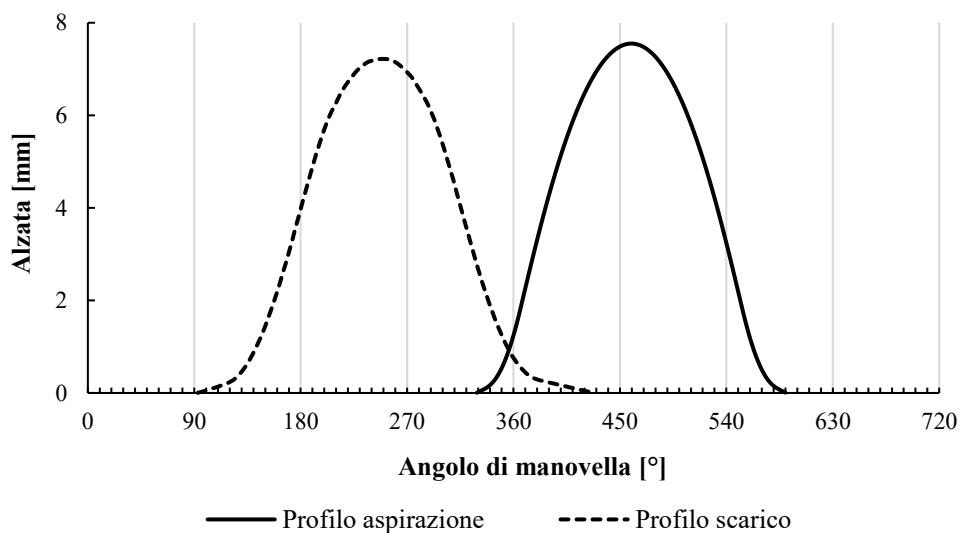


Figura 7.2 – Legge di alzata della valvola di aspirazione e scarico della configurazione 2018

Per analizzare meglio la legge di alzata dell'aspirazione possiamo dividerla in tre fasi:

1. *Apertura.* La fase di apertura inizia a 330° di manovella. Come visto nel capitolo precedente, nella fase di apertura abbiamo un piccolo riflusso soprattutto agli alti regimi di rotazione. Un piccolo riflusso nella fase di apertura è un compromesso che posso accettare dato che un'apertura anticipata della valvola di aspirazione migliora la fase di scarico dei prodotti della combustione dal cilindro. Agli alti regimi, però, il riflusso in fase di apertura è troppo elevato quindi sarebbe il caso di provare a diminuire l'anticipo all'apertura.
2. *Alzata massima.* Per le considerazioni riguardo la alzata massima viene riportato in Figura 7.3 il grafico del coefficiente di efflusso del sistema condotti-valvole. Per comodità al

posto del rapporto *Alzata/Diametro valvola* è stata messa l'alzata della valvola di aspirazione. Il valore della alzata massima per la configurazione 2018 è di 7.5 mm . Come si può vedere dopo i 7 mm di apertura il coefficiente di efflusso rimane quasi costante.

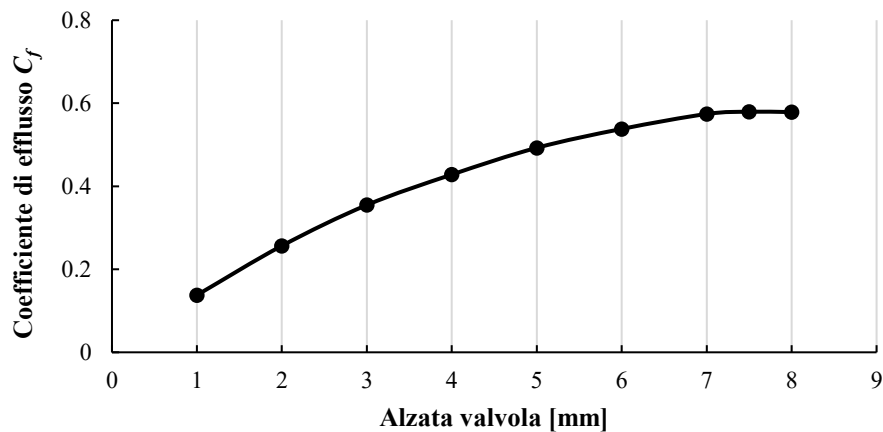


Figura 7.3 – *Andamento del coefficiente di efflusso in funzione della alzata della valvola di aspirazione*

Aumentare l'alzata massima arrivando a 8 mm non avrebbe effetti benefici nei confronti del coefficiente di efflusso e , di conseguenza, neanche sul riempimento del motore. Avremo anche dei problemi dinamici aumentando la alzata, in quando la valvola avrebbe una corsa maggiore da percorrere nello stesso intervallo di tempo e dovrebbe subire accelerazioni elevate che ad alti regimi sarebbero difficile da sostenere. Inoltre, visto l'abbassamento della testata, bisognerebbe fare attenzione a possibili collisioni tra le valvole e il pistone soprattutto ad alto numero di giri. Possiamo dire che non vale la pena aumentare la alzata massima oltre i $7,5\text{ mm}$ perché vi sarebbero più svantaggi che benefici per il riempimento del motore.

3. *Chiusura*. La chiusura della valvola per la configurazione 2018 avviene a 590° di manovella. Come visto nel capitolo precedente, il problema principale della legge di alzata 2018 è il riflusso nella fase di chiusura della valvola di aspirazione, dovuto ad un ritardo di chiusura troppo elevato. Le modifiche che andremo a proporre si concentreranno su questa zona cercando di ridurre il ritardo della chiusura per vedere se otteniamo dei benefici nel riempimento del cilindro.

7.3 LEGGE DI ALZATA PROPOSTA DAL TEAM RACEUP

La prima legge di alzata analizzata è stata una proposta del Team Race Up. Quest'ultima doveva essere implementata per la stagione 2019 ma non è stato possibile utilizzarla per ragioni di tempo. È una proposta basata su simulazioni tramite il software WAVE, un programma di simulazione fluidodinamica per motori a combustione interna monodimensionale. La legge di alzata proposta è la seguente

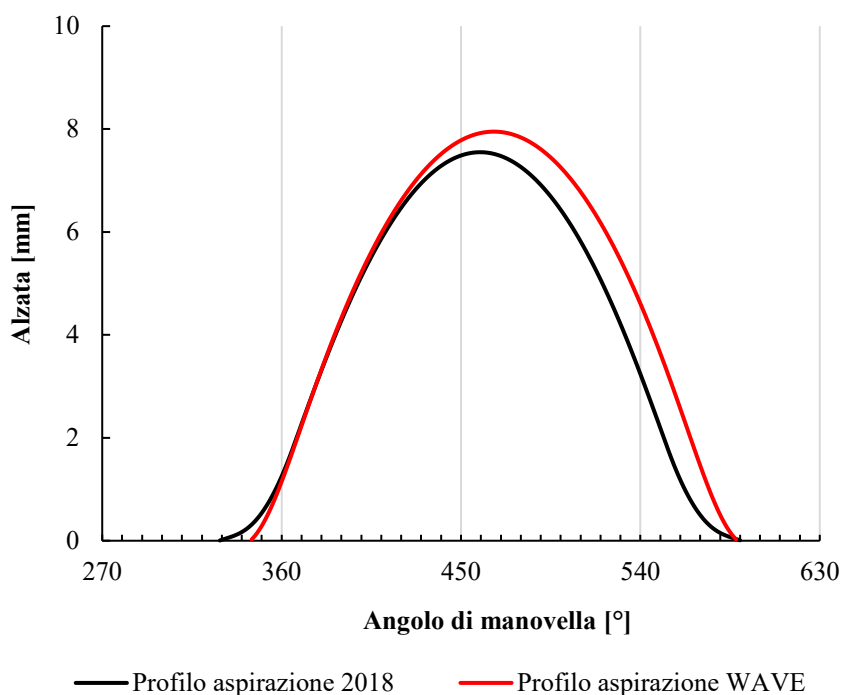


Figura 7.4 – Confronto legge di alzata configurazione 2018 e legge alzata proposta da analisi WAVE

Le caratteristiche del profilo proposto sono:

1. *Apertura*. L'apertura avviene a 345° di manovella, ben 15° dopo rispetto alla configurazione 2018.
2. *Alzata massima*. L'alzata massima è di 8 mm , aumentata di $0,5\text{ mm}$ rispetto alla vecchia configurazione
3. *Chiusura*. La chiusura avviene a 588° quindi solo 2° prima della configurazione 2018.

Alla luce delle considerazioni fatte in precedenza, non ci aspettiamo un miglioramento con questa legge di alzata rispetto alla precedente. Le modifiche più grosse sono state fatte nelle fasi di apertura e alzata massima. L'apertura è stata posticipata e questo potrebbe portare a una leggera diminuzione del riflusso mentre l'aumento della alzata massima non dovrebbe portare nessun beneficio. La fase di

chiusura si conclude nello stesso istante della configurazione 2018 ma la curva di chiusura è stata ritardata e questo potrebbe peggiorare il riflusso nella fase finale dell'aspirazione.

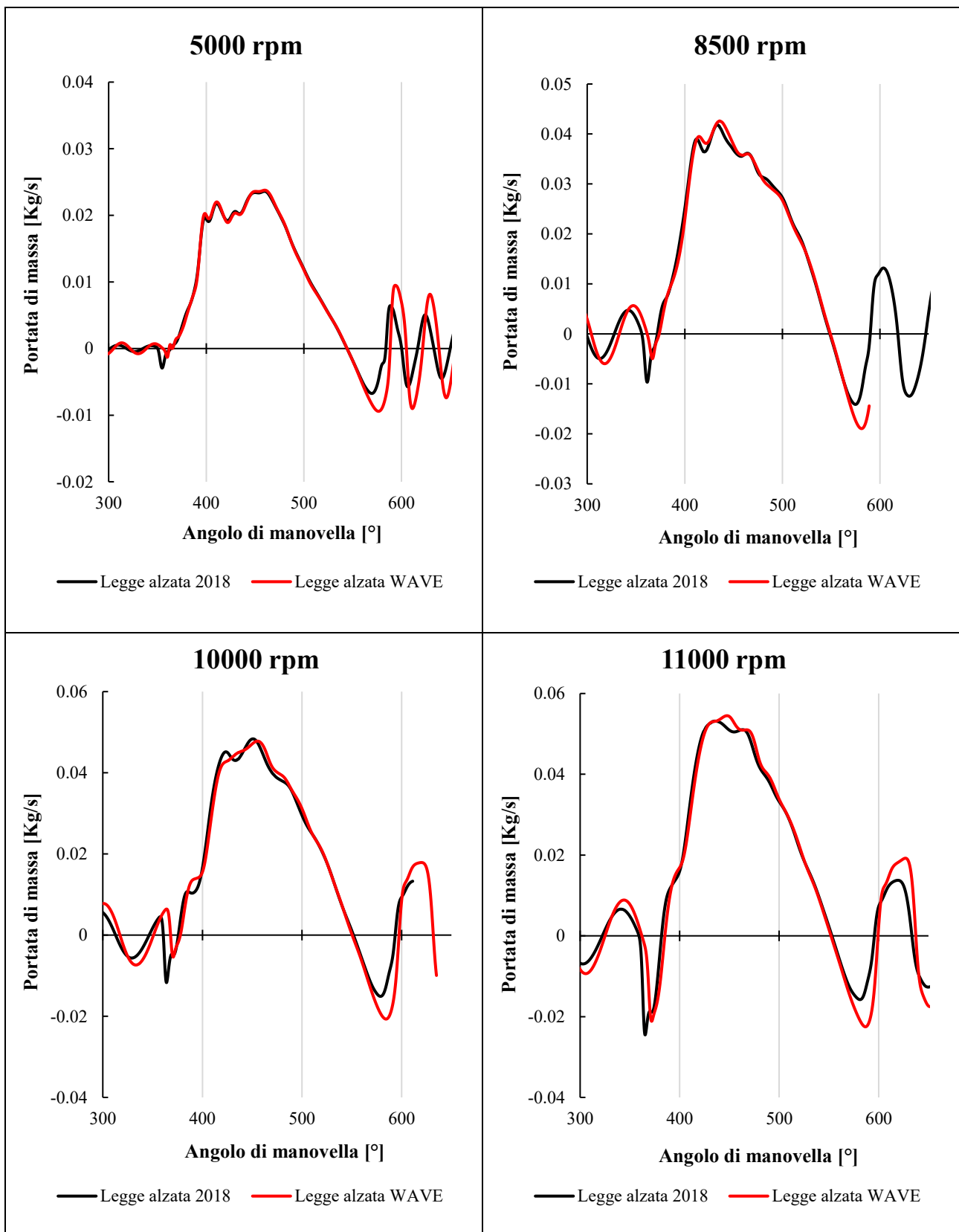


Figura 7.5 – Andamento delle portate di massa per la configurazione 2018 e la nuova proposta da WAVE in funzione dell'angolo di manovella durante la fase di aspirazione a vari regimi di rotazione

Sono state svolte le analisi utilizzando la nuova legge di alzata senza modificare nessuna altra impostazione, usando la stessa mesh e le stesse condizioni a contorno. I grafici della portata di massa in ingresso ottenuti con la nuova legge di alzata, riportati in Figura 7.5, confermano le nostre previsioni. Analizzando le varie fasi abbiamo:

1. *Apertura*. Il riflusso è leggermente diminuito a grazie ad un anticipo di apertura inferiore. Il miglioramento è presente a tutti i regimi di rotazione e in egual misura.
2. *Alzata massima*. Non abbiamo un aumento della portata alla massima apertura della valvola, nonostante l'aumento dell'alzata massima. Anche questo conferma le previsioni fatte in precedenza, infatti, il coefficiente di efflusso resta quasi costante oltre 7,5 mm e la portata non aumenta come ci aspettavamo.
3. *Chiusura*. Il riflusso è aumentato di circa il 38% rispetto alla legge di alzata 2018. L'angolo di chiusura non è aumentato ma la corsa di chiusura della valvola, a causa della alzata massima aumentata, è stata ritardata causando un riflusso maggiore a tutti i regimi di rotazione.

Andiamo a calcolare il coefficiente di riempimento della nuova legge di alzata. È stato calcolato con lo stesso metodo usato per la configurazione 2018 (vedi Par. 6.1.2). Il coefficiente di riempimento trovato è riportato nella Tabella 7.1 e confrontato con quello della configurazione 2018.

Regime di rotazione [rpm]	Coefficiente di riempimento legge alzata 2018	Coefficiente di riempimento legge alzata WAVE
5000	0.95599	0.932791
6000	0.961119	0.939799
7000	0.98263	0.958474
8500	1.017752	0.998935
9000	1.016539	1.007033
9500	1.018331	1.001261
10000	1.035021	1.027769
10500	1.019355	1.01636
11000	1.024343	1.012548

Tabella 7.1 – Confronto tra il coefficiente di riempimento ottenuto con la legge di alzata 2018 e la legge di alzata WAVE a vari regimi di rotazione

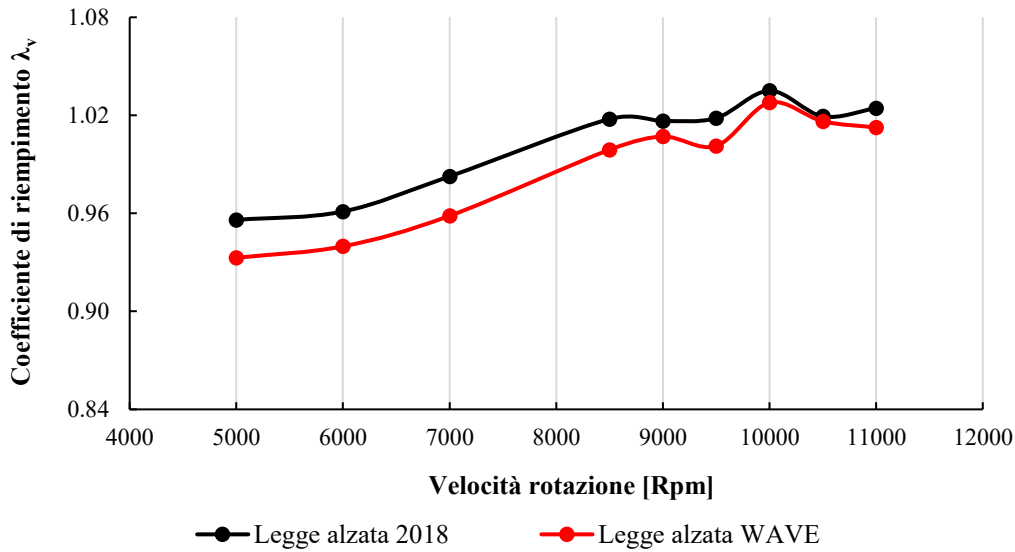


Figura 7.6 – Andamento del coefficiente di riempimento ottenuto con la legge di alzata 2018 e la nuova legge di alzata proposta da WAVE in funzione del regime di rotazione

Come si vede dalla Tabella 7.1 e dalla Figura 7.6, vi è un grande peggioramento del coefficiente di riempimento ai bassi regimi, mentre oltre gli 8500 rpm le due curve si avvicinano ma resta sempre superiore la configurazione 2018. Alla luce delle considerazioni fatte in precedenza e degli andamenti delle portate di massa mi aspettavo un risultato simile. Il riflusso nella fase di chiusura è aumentato molto e il miglioramento nella fase di apertura è troppo piccolo per portare dei benefici nel riempimento del cilindro. La legge di alzata proposta tramite WAVE è peggiorativa rispetto alla configurazione 2018. È necessario cercare altre leggi di alzata modificando soprattutto la fase di chiusura per cercare di diminuire il riflusso della carica fresca.

7.4 LEGGI DI ALZATA PROPOSTE

Con le informazioni ottenute dal paragrafo precedente si è cercato di trovare una nuova legge di alzata in modo da migliorare il coefficiente di riempimento. Le leggi di alzata non sono state create in modo casuale, ma per ognuna sono state fatte delle considerazioni per capire in che direzione muoversi per ottenere dei miglioramenti. L'unico punto fisso per tutte le nuove leggi di alzata proposte è la alzata massima della valvola che è stata fissata a 7.5 mm per i motivi citati in precedenza (vedi Par 7.2). Le variabili, quindi, sono principalmente due: l'angolo di apertura e l'angolo di chiusura della valvola. Per tutte le leggi di alzata proposte non sono state svolte le analisi a tutti i regimi di funzionamento per motivi di tempo. Sono state effettuate le analisi ai regimi di rotazione più rappresentativi e

confrontati i risultati con la configurazione 2018. Una volta trovata una la legge di alzata che porta dei miglioramenti, sono state svolte le analisi a tutti i regimi di rotazione e confrontati con la vecchia legge di alzata.

7.4.1 PRIMA LEGGE ALZATA PROPOSTA

La prima legge di alzata proposta è un tentativo per verificare se un aumento del ritardo di chiusura della valvola di aspirazione peggiora il coefficiente di riempimento del motore. Alla luce delle ipotesi fatte in precedenza, ci aspettiamo un peggioramento del riflusso nella zona finale dell'aspirazione. Questo è un tentativo forzato per capire se possiamo definitivamente scartare l'idea di aumentare il ritardo alla chiusura dell'aspirazione per le nuove fasature proposte.

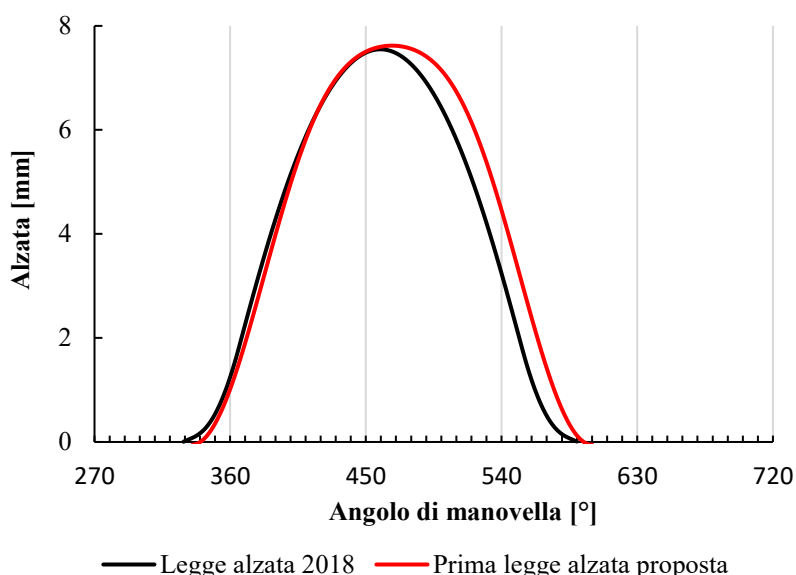


Figura 7.7 – Prima legge di alzata proposta confrontata con la legge di alzata 2018

Le caratteristiche della nuova legge proposta, Figura 7.7, sono le seguenti:

- *Apertura*. L'apertura è stata ritardata a 340° rispetto ai 330° della configurazione 2018
- *Chiusura*. La fase di chiusura è stata ritardata a 595° rispetto ai 590° della configurazione 2018 ma è stata spostata verso destra tutta la curva di chiusura.

Come detto in precedenza la alzata massima non è stata menzionata poiché per tutte le fasature proposte rimarrà di 7.5 mm . Svolgendo le analisi i risultati che si ottengono confermano le ipotesi fatte in precedenza.

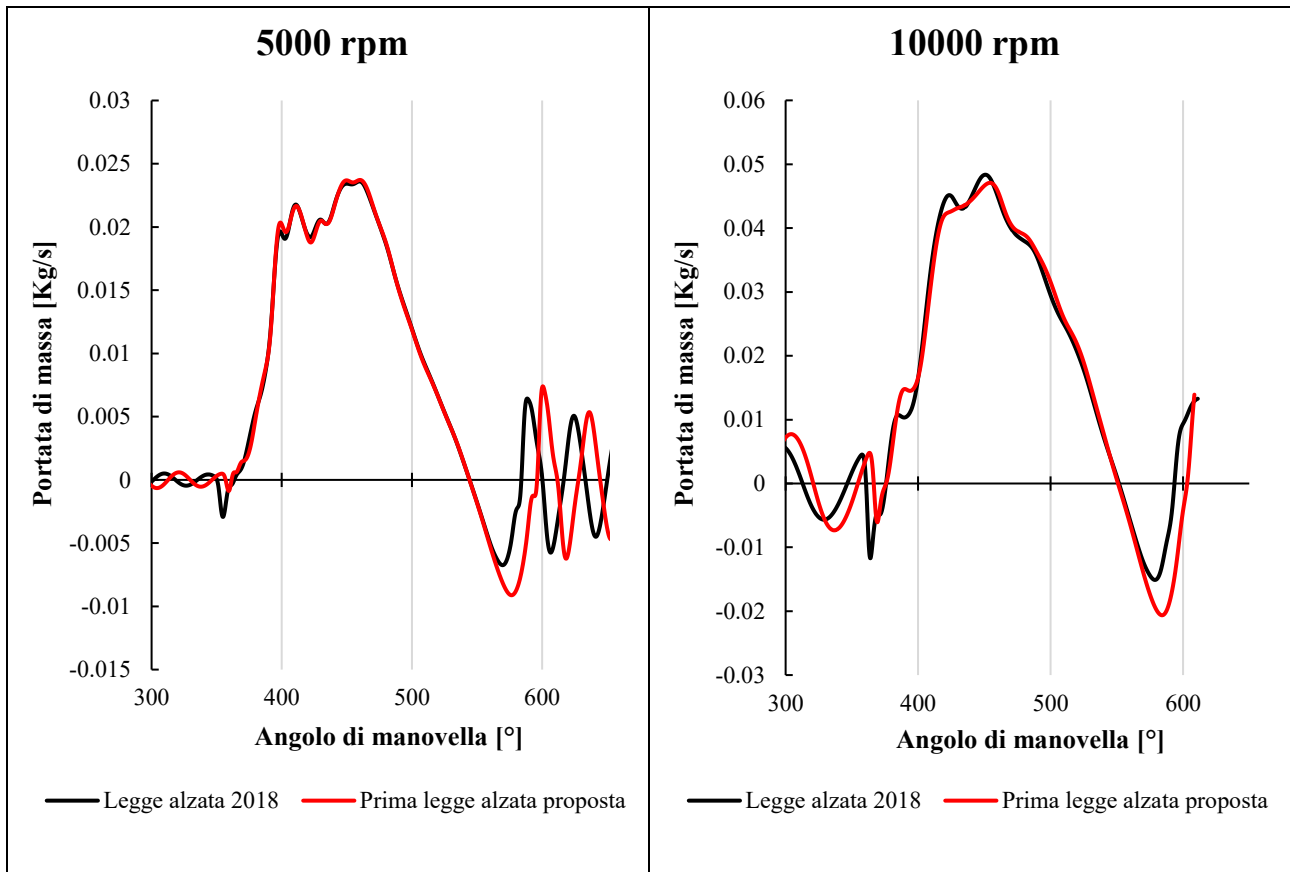


Figura 7.8 – Andamento delle portate di massa per la configurazione 2018 e la prima legge di alzata proposta in funzione dell'angolo di manovella, durante la fase di aspirazione a vari regimi di rotazione

Dall'andamento della portata di massa in ingresso si vede come il riflusso nella fase di apertura sia diminuito, mentre nella fase di chiusura è notevolmente aumentato. Questo porta a un peggioramento del coefficiente di riempimento come si vede nella seguente tabella

Regime di rotazione [rpm]	Coefficiente di riempimento legge alzata 2018	Coefficiente di riempimento prima legge alzata proposta
5000	0.95599	0.91514
10000	1.035021	0.994161

Tabella 7.2 – Valori del coefficiente di riempimento per la legge di alzata 2018 e la prima legge proposta

Abbiamo la conferma che un ritardo di chiusura maggiore peggiora il coefficiente di riempimento, soprattutto ai bassi regimi di rotazione e non porta benefici neanche agli alti regimi.

7.4.2 SECONDA LEGGE ALZATA PROPOSTA

La seconda legge di alzata proposta è stata creata con l'obiettivo di capire se, aumentando l'anticipo all'apertura della valvola e mantenendo la fase di chiusura simile alla configurazione 2018, ho un miglioramento del riempimento.

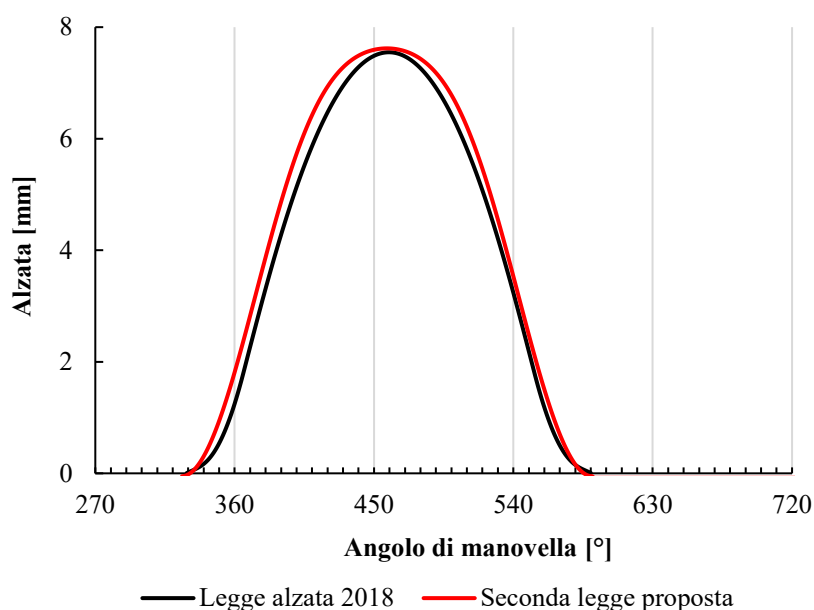


Figura 7.9 – Legge alzata 2018 in confronto con la seconda legge alzata proposta

Riassumendo le caratteristiche della seconda legge di alzata proposta abbiamo:

- *Apertura.* L'apertura della valvola avviene a 325° rispetto ai 330° della configurazione 2018. La corsa di apertura è stata leggermente anticipata.
- *Chiusura.* La chiusura avviene a 590° , lo stesso angolo di manovella della configurazione 2018.

Ci aspettiamo un peggioramento del reflusso nella fase di apertura visto che l'anticipo è stato aumentato. La portata di massa che si ottiene svolgendo le analisi è rappresentata in Figura 7.10.

Regime di rotazione [rpm]	Coefficiente di riempimento legge alzata 2018	Coefficiente di riempimento seconda legge alzata proposta
10000	1.035021	1.017947

Tabella 7.3 – Valori del coefficiente di riempimento per la legge di alzata 2018 e la prima legge proposta

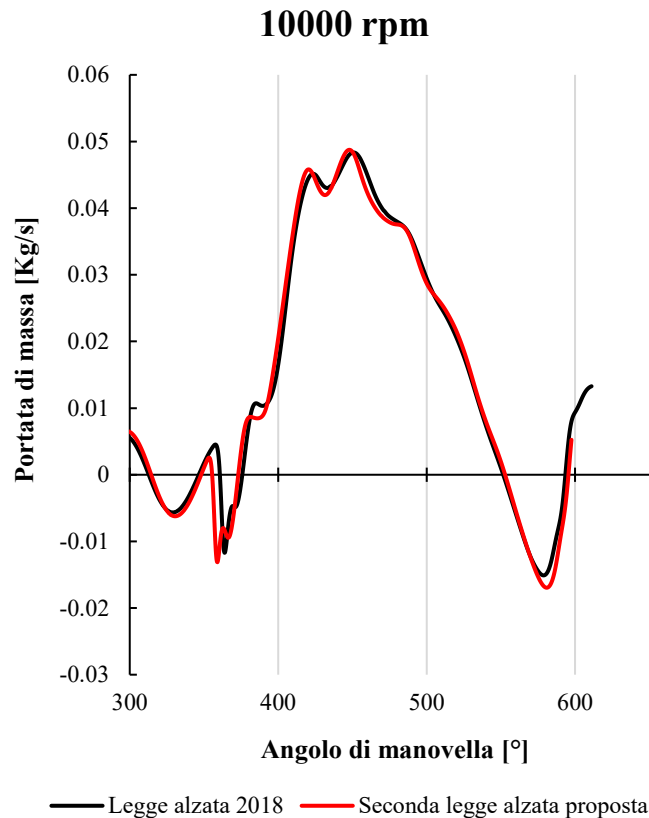


Figura 7.10 – Portata di massa a 10000 RPM che si ottiene con la legge di alzata 2018 e la seconda legge di alzata proposta

Si nota come nella fase di apertura il riflusso è leggermente aumentato rispetto alla configurazione 2018, la fase centrale è rimasta pressoché uguale mentre la fase di chiusura è leggermente peggiorata con un aumento del riflusso.

Si può notare il peggioramento anche dal coefficiente di riempimento (Tabella 7.3) che cala leggermente rispetto alla configurazione 2018. La seconda legge di alzata proposta aveva lo scopo di capire se anticipare l'apertura della valvola di aspirazione, portasse a miglioramenti del coefficiente di riempimento. Possiamo concludere che un aumento dell'anticipo peggiora il riempimento del motore, per ottimizzare il riempimento abbiamo bisogno di ridurre l'anticipo di apertura della valvola di aspirazione.

7.4.3 TERZA LEGGE ALZATA PROPOSTA

La terza legge di alzata proposta presenta una diminuzione del ritardo di chiusura della valvola di aspirazione. L'obiettivo è quello di capire se otteniamo dei miglioramenti nel riempimento chiudendo leggermente prima la valvola di aspirazione. Per quanto riguarda l'apertura, è stato leggermente diminuito l'anticipo, che come visto nei paragrafi precedenti, diminuisce il riflusso durante l'apertura.

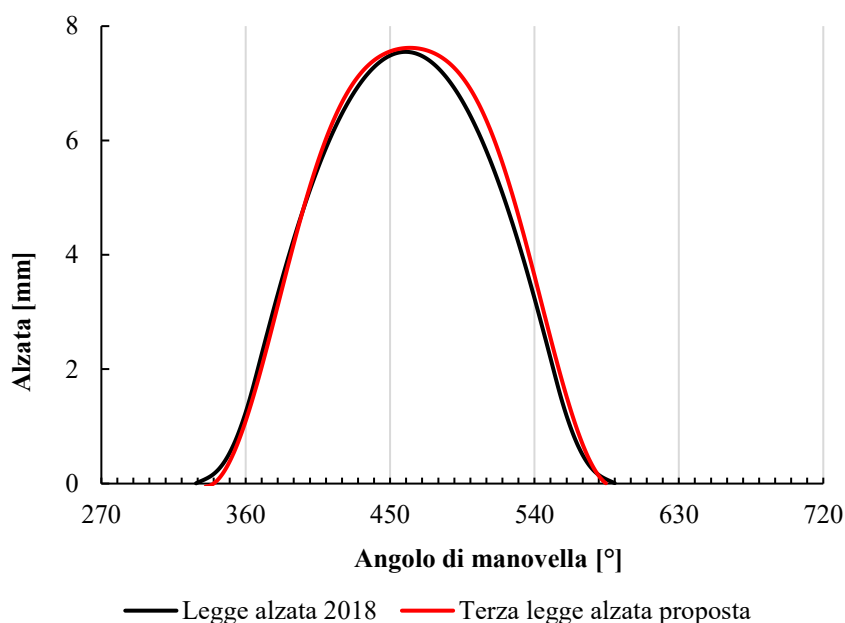


Figura 7.11 – Legge alzata 2018 in confronto con la terza legge alzata proposta

Le caratteristiche della terza legge di alzata proposta sono le seguenti:

- *Apertura.* L'apertura della valvola è stata ritardata a 340° rispetto ai 330° della configurazione 2018.
- *Chiusura.* La chiusura della valvola avviene a 585° , ovvero 5° prima rispetto alla configurazione 2018, ma è stata leggermente ritardata la corsa di chiusura che percorre la valvola.

Svolgendo le analisi otteniamo le portate di massa rappresentate in Figura 7.12. I grafici mostrano come le portate di massa siano molto simili tra loro. Si nota una diminuzione del riflusso nella fase di apertura della valvola di aspirazione, cosa che ci aspettavamo dalla prima legge di alzata proposta. Nella fase di alzata massima della valvola la portata è rimasta praticamente uguale alla configurazione 2018, mentre nella fase di chiusura vi è un leggero aumento del riflusso della carica fresca.

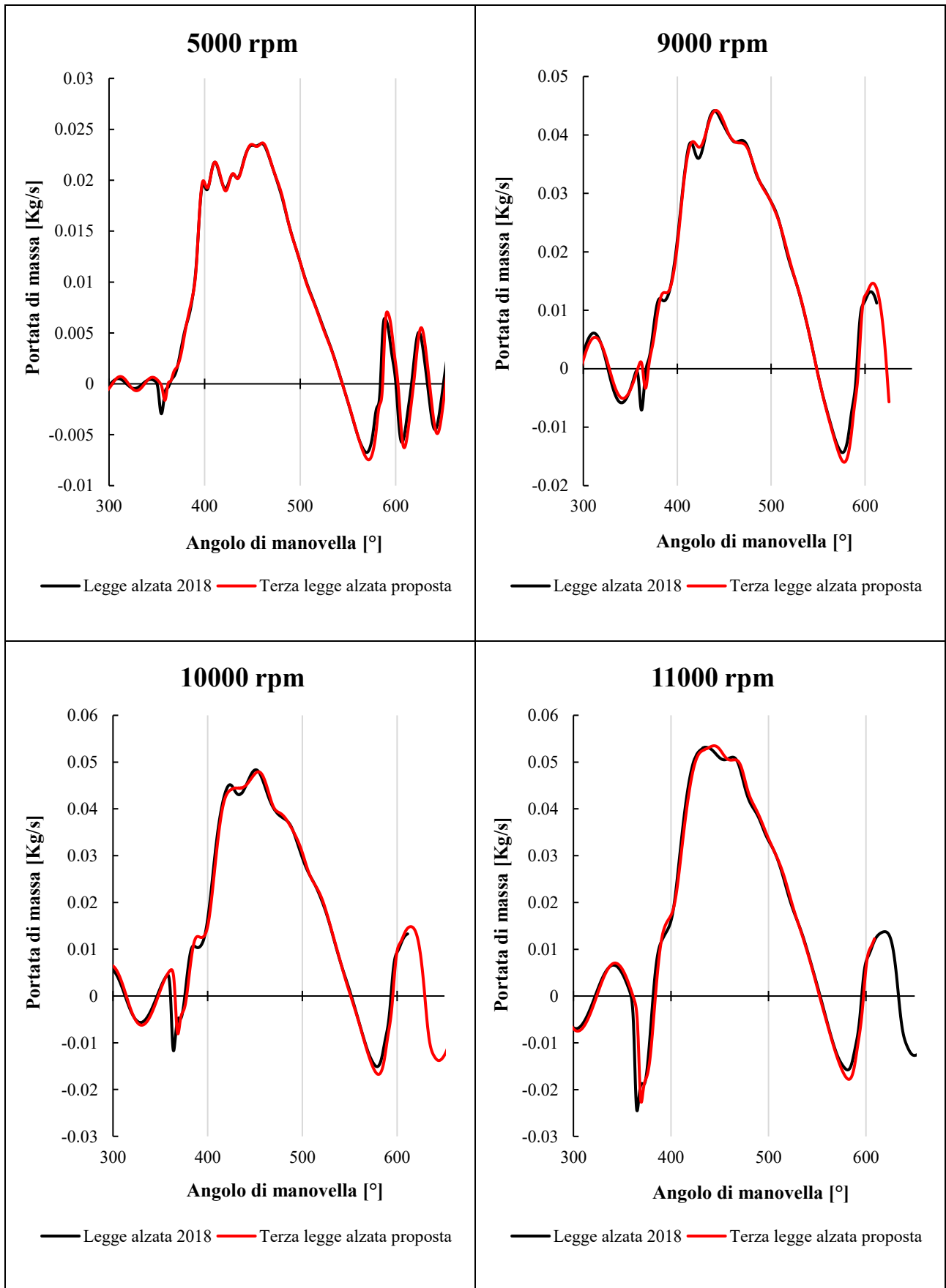


Figura 7.12 – Andamento delle portate di massa per la configurazione 2018 e per la terza legge di alzata proposta in funzione dell'angolo di manovella, durante la fase di aspirazione a vari regimi di rotazione

Andiamo ora a calcolare il coefficiente di efflusso e a paragonarlo con quello ottenuto con la legge di alzata 2018.

Regime di rotazione [rpm]	Coefficiente di riempimento legge alzata 2018	Coefficiente di riempimento terza legge alzata proposta
5000	0.95599	0.951154
6000	0.961119	0.955624
7000	0.98263	0.974906
9000	1.016539	1.01592
10000	1.035021	1.034605
11000	1.024343	1.02089

Tabella 7.4 – Valori del coefficiente di riempimento per la legge di alzata 2018 e per la terza legge proposta

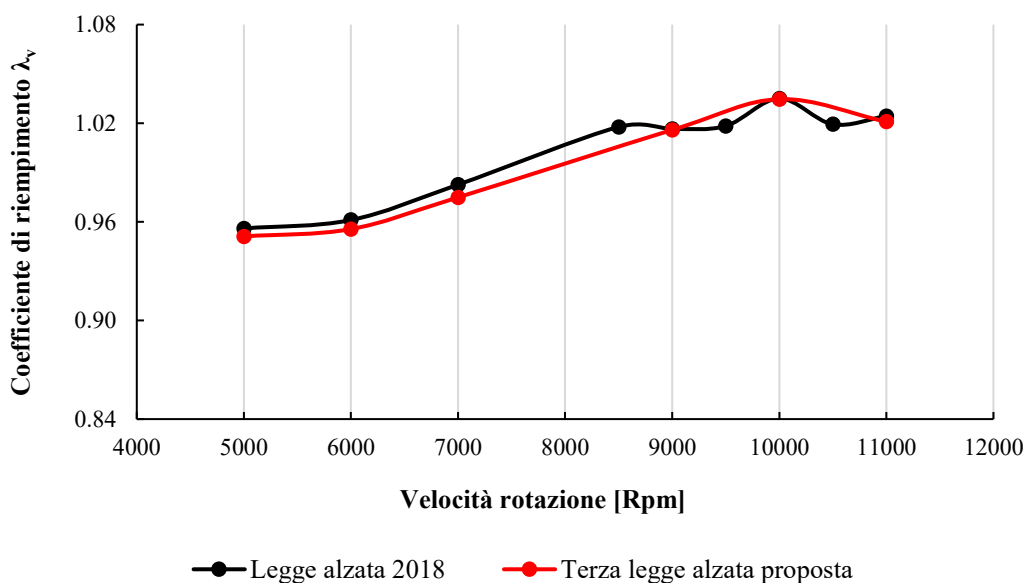


Figura 7.13 – Andamento del coefficiente di riempimento in funzione dell'angolo di manovella per la legge di alzata 2018 e la terza legge di alzata proposta

L'andamento del coefficiente di riempimento mostra come le due leggi di alzata siano molto simili. Ai bassi regimi vi è una differenza molto piccola, mentre agli alti regimi le curve sono praticamente sovrapposte. I valori del coefficiente di riempimento a 9000, 10000 e 11000 rpm sono inferiori mediamente soltanto dello 0.15% rispetto alla vecchia legge di alzata. Un leggero anticipo della fase

di chiusura non è sufficiente per avere dei miglioramenti nel processo di riempimento del motore. È necessario anticipare l'angolo di chiusura della valvola di aspirazione per diminuire il riflusso.

7.4.4 QUARTA LEGGE ALZATA PROPOSTA

La quarta legge di alzata proposta è quella che risulterà essere la migliore. Dai risultati delle proposte precedenti si è costruita una legge di alzata in grado di ridurre il riflusso sia nella fase di apertura, ma soprattutto, nella fase di chiusura, che rappresenta la perdita più grande nella fase di riempimento.

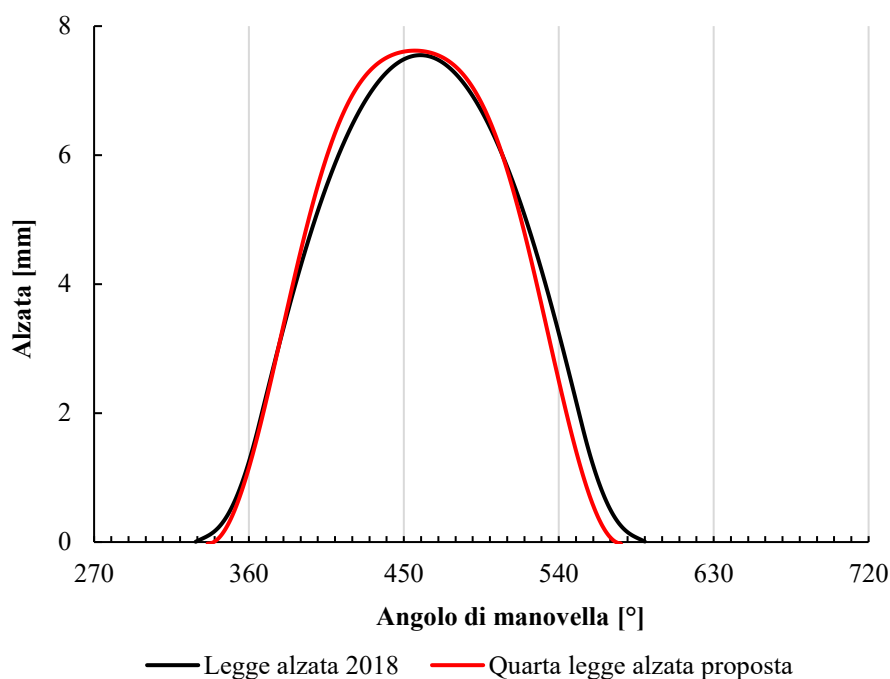


Figura 7.14 – Quarta legge di alzata proposta in confronto con la legge di alzata 2018

Le caratteristiche della quarta legge di alzata proposta sono le seguenti:

- *Apertura.* L'apertura della valvola di aspirazione avviene a 340° , come per la terza legge di alzata proposta, con un ritardo di 10° rispetto alla configurazione 2018.
- *Chiusura.* La chiusura della valvola avviene a 573° di manovella, 17° di manovella prima rispetto alla configurazione 2018.

Rispetto alle altre proposte abbiamo un netto anticipo alla chiusura della valvola di aspirazione in modo da contenere il riflusso e migliorare il riempimento del motore. I risultati della quarta legge di alzata si trovano nel prossimo capitolo dove verrà fatto un confronto completo con la configurazione 2018.

CAPITOLO 8

RISULTATI SIMULAZIONE NUOVA LEGGE DI ALZATA PROPOSTA

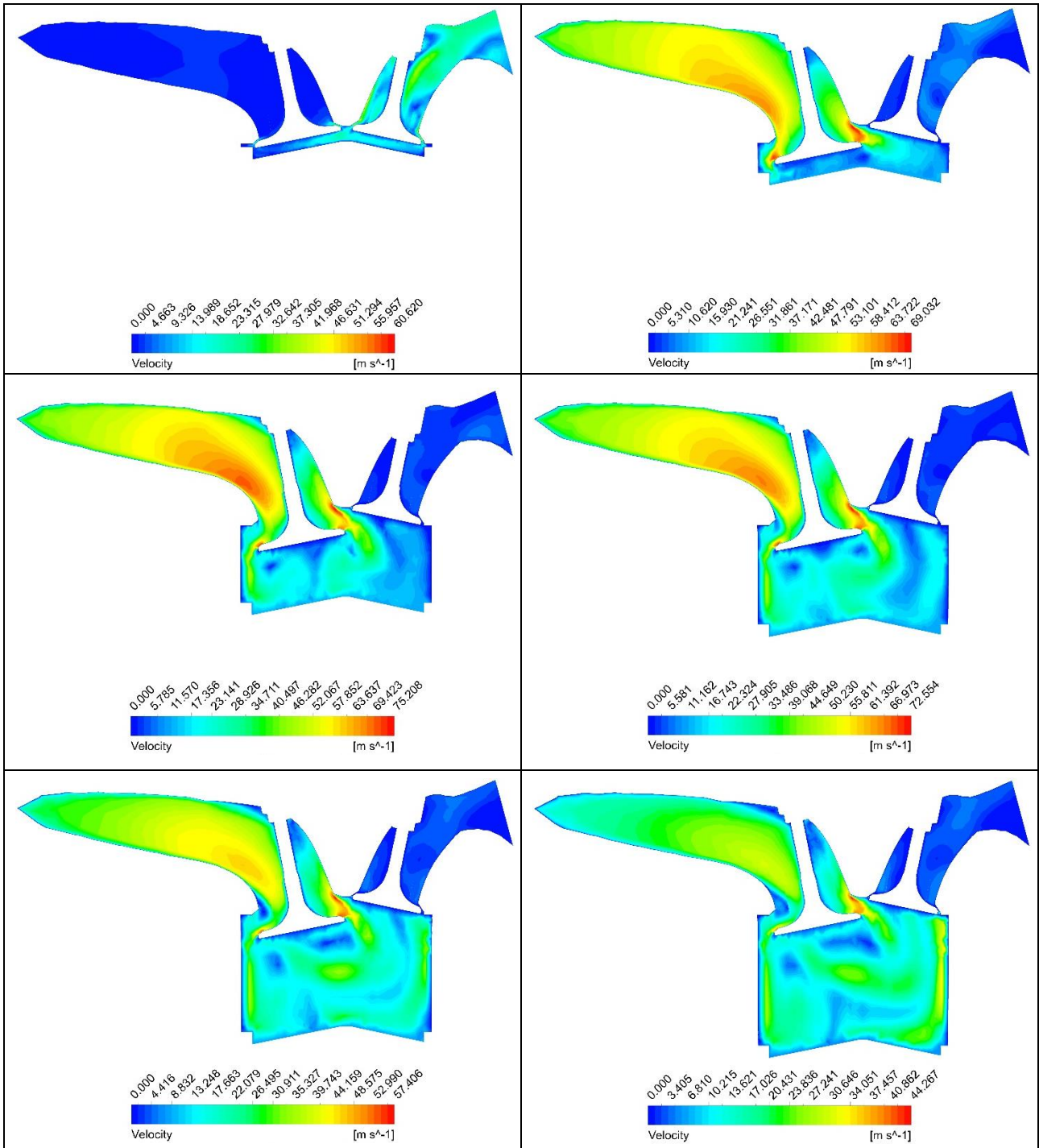
In questo capitolo verranno mostrati i risultati della quarta legge di alzata proposta, la quale è frutto delle considerazioni e dei risultati ottenuti dalle precedenti leggi di alzata proposte. Verranno confrontati i risultati ottenuti con la configurazione 2018 per vedere se vi è un miglioramento nel riempimento del cilindro.

8.1 RISULTATI AI VARI REGIMI DI ROTAZIONE

Il modello utilizzato per le analisi è lo stesso della configurazione 2018. Non vi sono state modifiche geometriche, la mesh è rimasta la stessa e anche le condizioni a contorno non sono cambiate. Il software utilizzato è sempre ANSYS FLUENT con le stesse impostazioni utilizzate in precedenza (per avere ulteriori informazioni sul modello utilizzato e le impostazioni della simulazione vedi Capitolo 5 e l'Appendice). Prendiamo in considerazione i seguenti regimi di rotazione: *5000*, *8500*, *10000*, *11000 rpm* e andiamo a confrontare gli andamenti della portata di massa in ingresso, la velocità massima del fluido e le pressioni all'interno dei condotti di aspirazione. Non sono stati confrontati i moti della camera (Swirl, Tumble e Cross Tumble), poiché sono legati alla geometria delle valvole e dei condotti di aspirazione. Non essendoci state modifiche geometriche al sistema di aspirazione i risultati erano pressoché identici a quelli ottenuti per la configurazione 2018. La quarta legge di alzata proposta d'ora in poi verrà chiamata soltanto come nuova legge di alzata proposta.

8.1.1 5000 RPM

Partiamo dal regime di rotazione più basso e, come nel caso precedente andiamo ad analizzare le velocità del fluido nei condotti di aspirazione. Dalla serie di immagini in Figura 8.1 notiamo come le velocità nella fase iniziale dell'aspirazione siano basse, mentre nella fase di chiusura abbiamo le velocità più elevate.



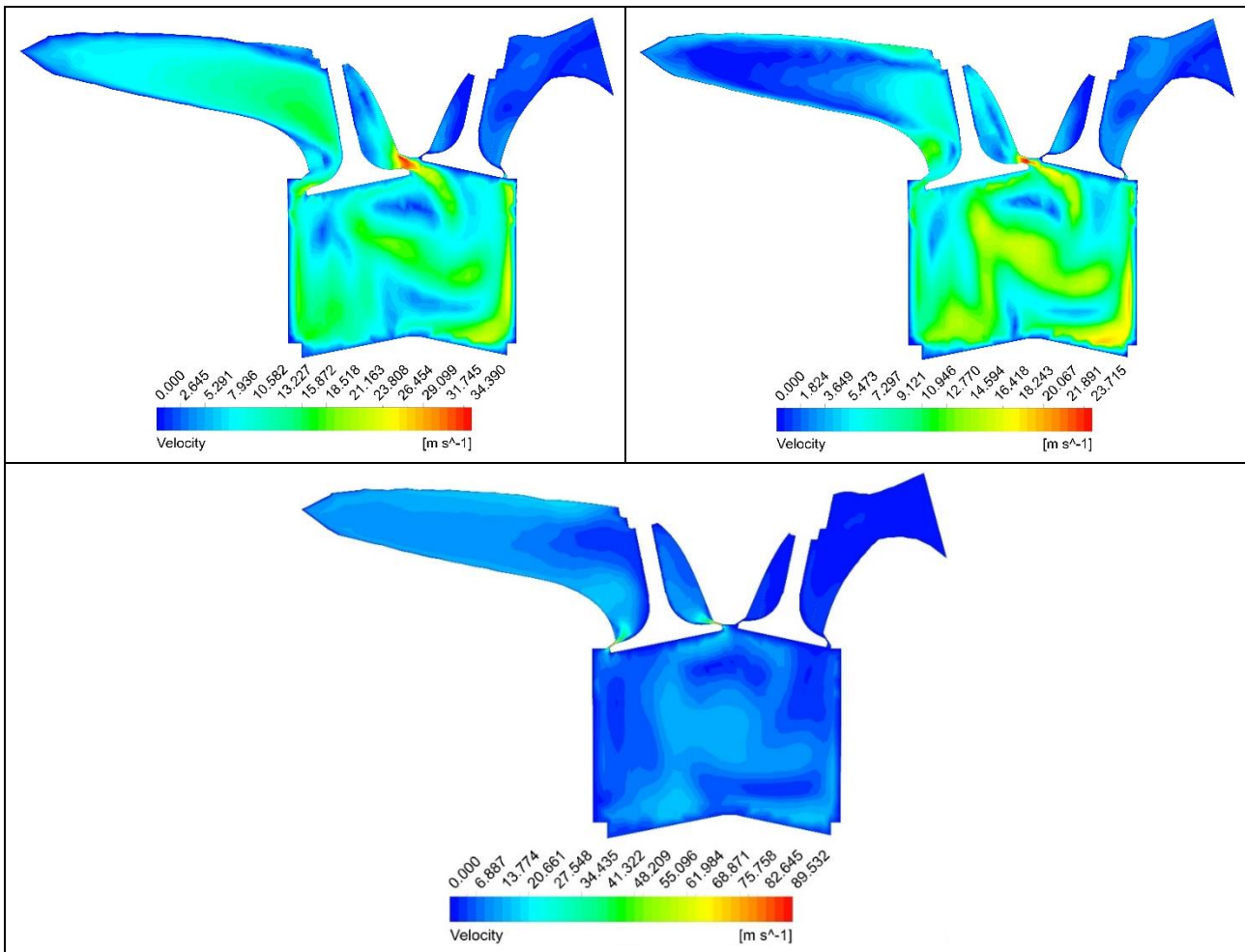


Figura 8.1 - *Rappresentazione delle velocità durante la fase di aspirazione a 5000 RPM*

Andiamo a confrontare le velocità massime raggiunte nella fase di aspirazione con la configurazione 2018 rappresentata nella Figura 8.2. Come si vede, abbiamo un andamento simile nella fase centrale dell'aspirazione, mentre nella fase iniziale e finale vi sono delle differenze. Nella fase iniziale abbiamo velocità leggermente inferiori e in ritardo rispetto alla configurazione 2018. Il ritardo è dovuto all'apertura posticipata della valvola di aspirazione mentre le velocità più basse sono frutto del minor riflusso che si ha nella fase di apertura. Nella fase finale abbiamo un picco di velocità inferiore e leggermente anticipato. Anche in questo caso le diverse tempistiche dei picchi massimi sono dovute ad un ritardo alla chiusura inferiore nella nuova legge di alzata.

L'andamento della portata di massa in ingresso, Figura 8.3, mostra come vi sia un miglioramento nella fase di apertura della valvola con una diminuzione del riflusso. La zona centrale anche qui è rimasta identica alla configurazione 2018, ed è dovuto al fatto che la zona della alzata massima non ha subito variazioni nella legge di alzata. La fase di chiusura, invece, presenta una netta diminuzione del riflusso confermando le nostre previsioni vista la chiusura anticipata della valvola di aspirazione.

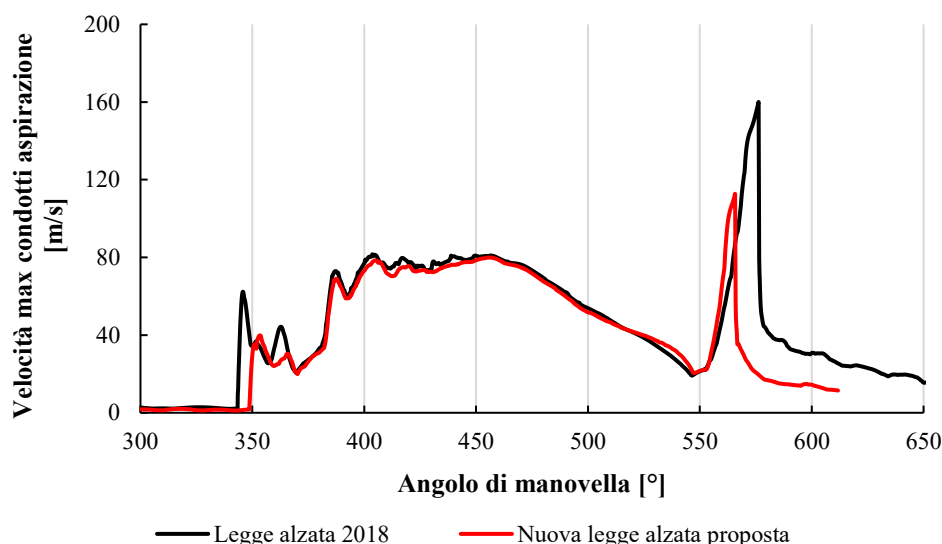


Figura 8.2 – *Andamento delle velocità massime nei condotti di aspirazione con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 5000 RPM*

Ai bassi regimi, quindi, ho già un miglioramento della portata di massa in ingresso grazie alla nuova legge di alzata proposta. I moti nella camera, come detto nel capitolo precedente, sono rimasti invariati poiché non vi sono state modifiche geometriche ai condotti o alla valvola di aspirazione, per questo non saranno presi in considerazione in questo capitolo. Per vedere gli andamenti degli indici dei moti all'interno della camera si può fare riferimento ai risultati del Capitolo 6.

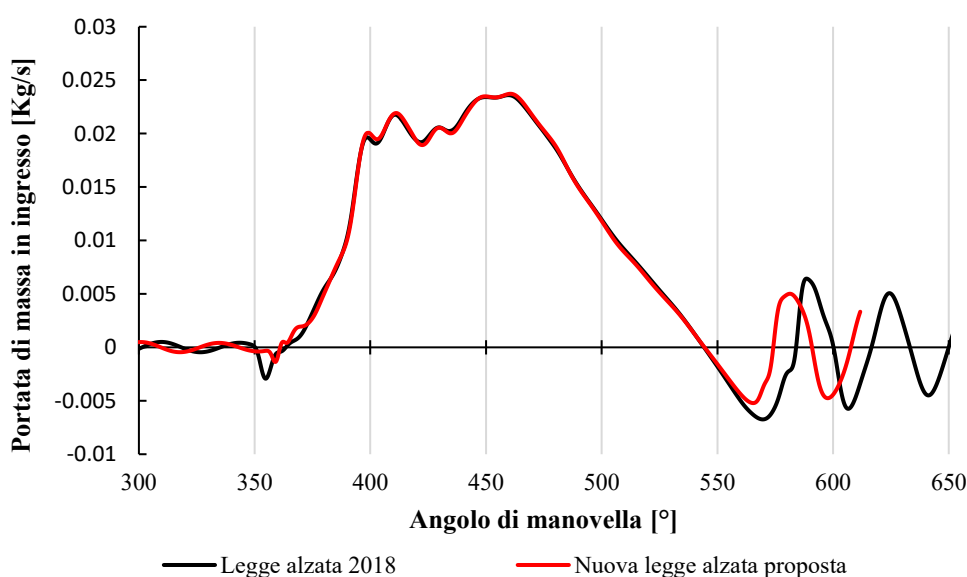


Figura 8.3 – *Portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 5000 RPM*

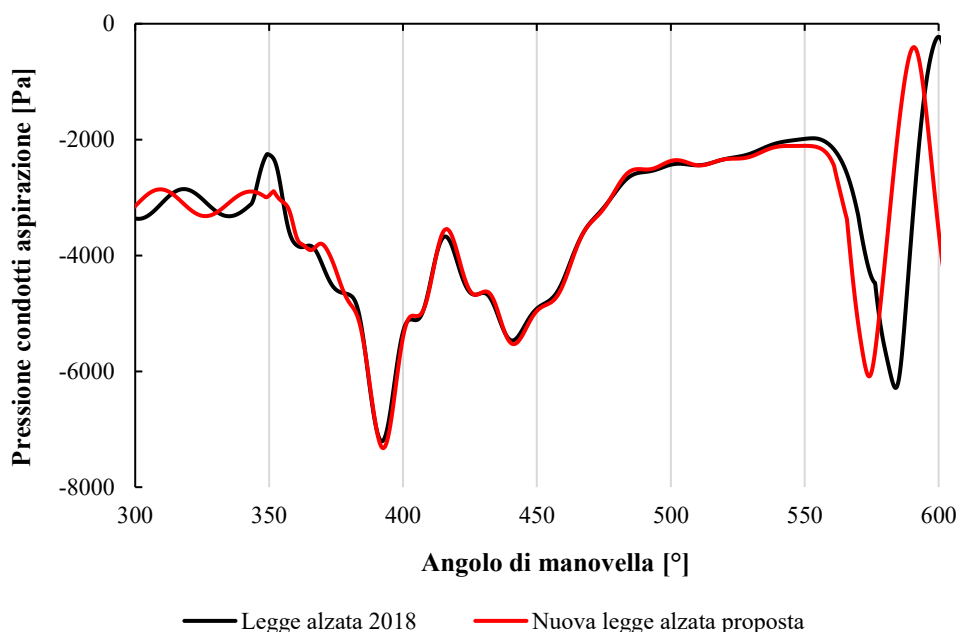
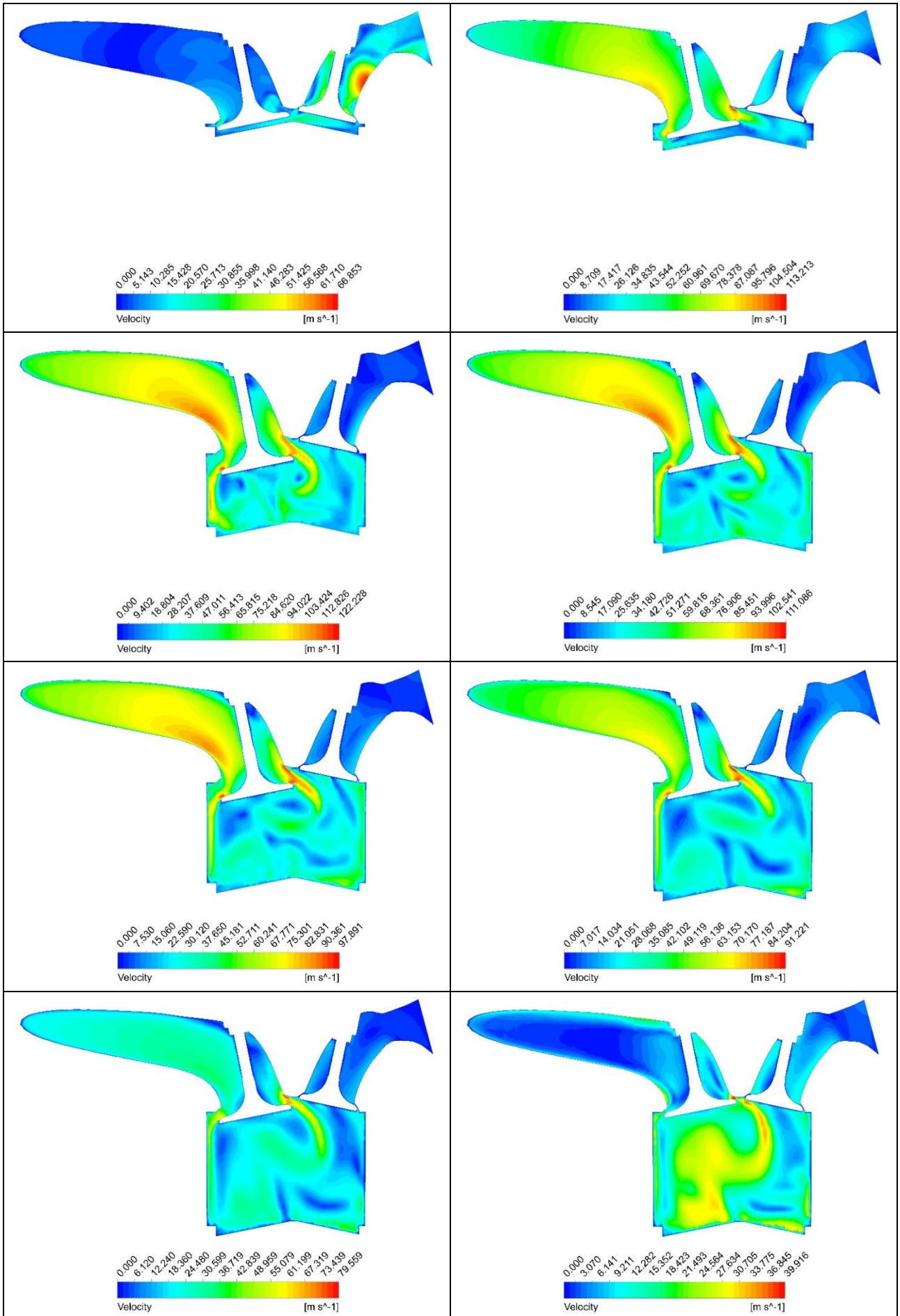


Figura 8.4 – Andamento delle pressioni medie nei condotti di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella nel caso della legge di alzata 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 5000 RPM

Come nel caso della portata di massa, si nota un andamento molto simile nella parte centrale mentre le differenze sono nella fase di apertura e chiusura. Nella prima non si ha il picco di pressione a 350° responsabile del riflusso all'apertura. Nella fase di chiusura si nota come il picco è di una intensità simile ma anticipato a causa del minor ritardo di chiusura della valvola. Questo va a modificare le onde che risalgono i condotti sfasandole in anticipo di circa 10° di manovella.

8.1.2 8500 RPM

Partiamo andando ad analizzare gli andamenti delle velocità all'interno dei condotti di aspirazione presenti in Figura 8.5. Le velocità sono aumentate rispetto all'analisi a 5000 rpm come ci aspettavamo visto il numero di giri più elevato. Possiamo notare come le velocità più alte si hanno nella fase di chiusura della valvola. È sempre molto visibile nel cilindro il moto di Tumble, soprattutto nella fase finale dell'aspirazione, che si sviluppa per la conformazione geometrica della camera e dei condotti.



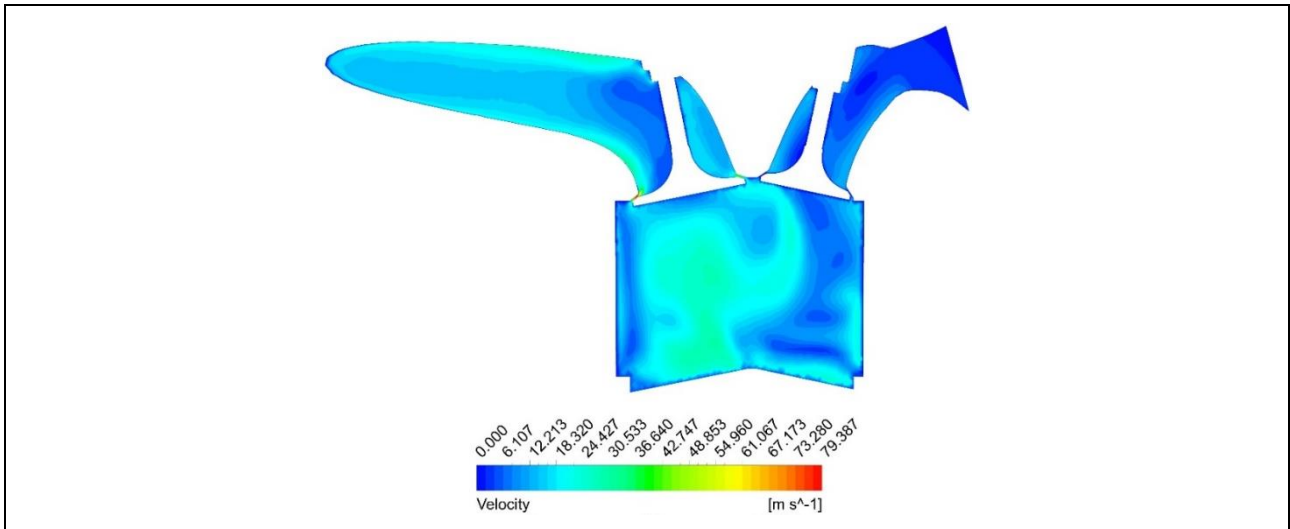


Figura 8.5 - Rappresentazione delle velocità durante la fase di aspirazione a 8500 RPM

Dal grafico delle velocità massime raggiunte nei condotti di aspirazione, Figura 8.6, possiamo confrontare i risultati ottenuti con quelli della vecchia legge di alzata. Si nota come le velocità sono calate nelle fasi di apertura e chiusura della valvola mentre rimangono molto simili nella parte centrale. Il risultato è simile a quello ottenuto per i 5000 rpm con quindi una diminuzione generale delle velocità durante la fase di aspirazione.

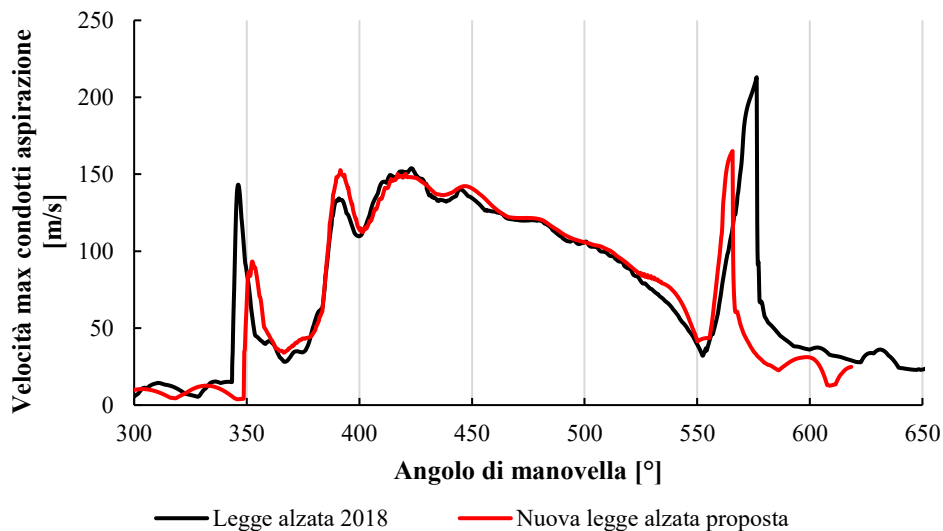


Figura 8.6 – Andamento delle velocità massime nei condotti di aspirazione con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 8500 RPM

Passiamo ora alla portata di massa, raffigurata in Figura 8.7. Possiamo fare delle considerazioni molto simili a quelle ottenute nel paragrafo precedente a 5000 rpm ovvero:

- *Apertura.* Vi è una diminuzione del riflusso grazie al ritardo all'apertura della valvola.

- *Alzata massima.* Vi è un andamento molto simile a quello che si ottiene con la vecchia legge di alzata, visto che non sono state fatte modifiche in questa zona della legge di alzata.
- *Chiusura.* Vi è una diminuzione del riflusso grazie all'anticipo alla chiusura della valvola leggermente inferiore rispetto a 5000 rpm.

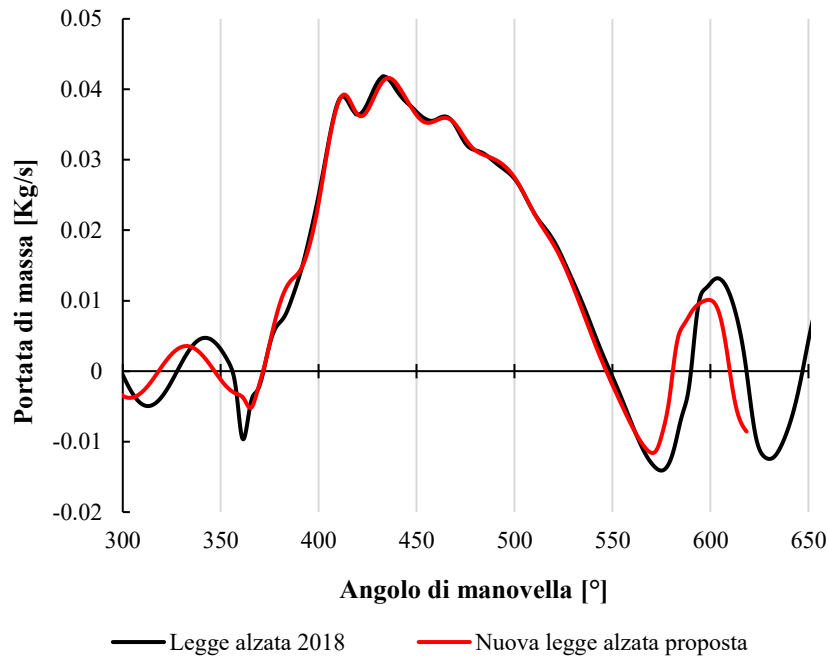


Figura 8.7 – Portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 8500 RPM

Per quanto riguarda le pressioni nei condotti di aspirazione, Figura 8.8, otteniamo risultati molto simili al caso precedente con soltanto una diminuzione dei picchi in fase di apertura e chiusura.

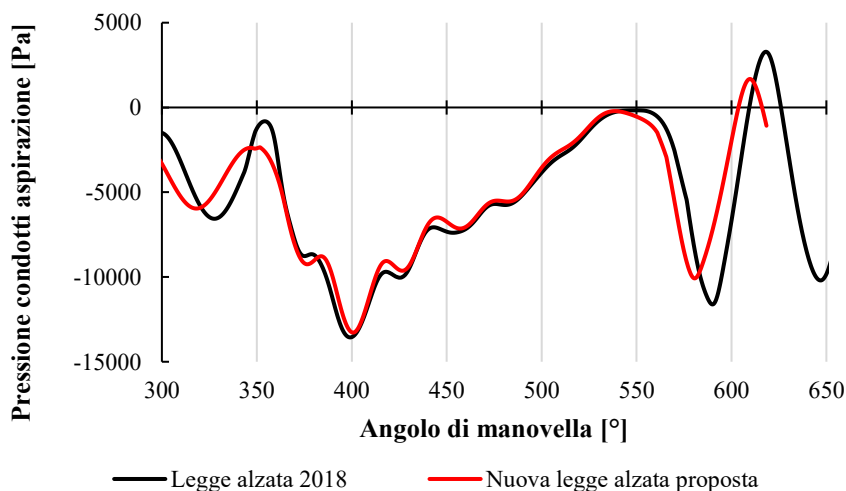
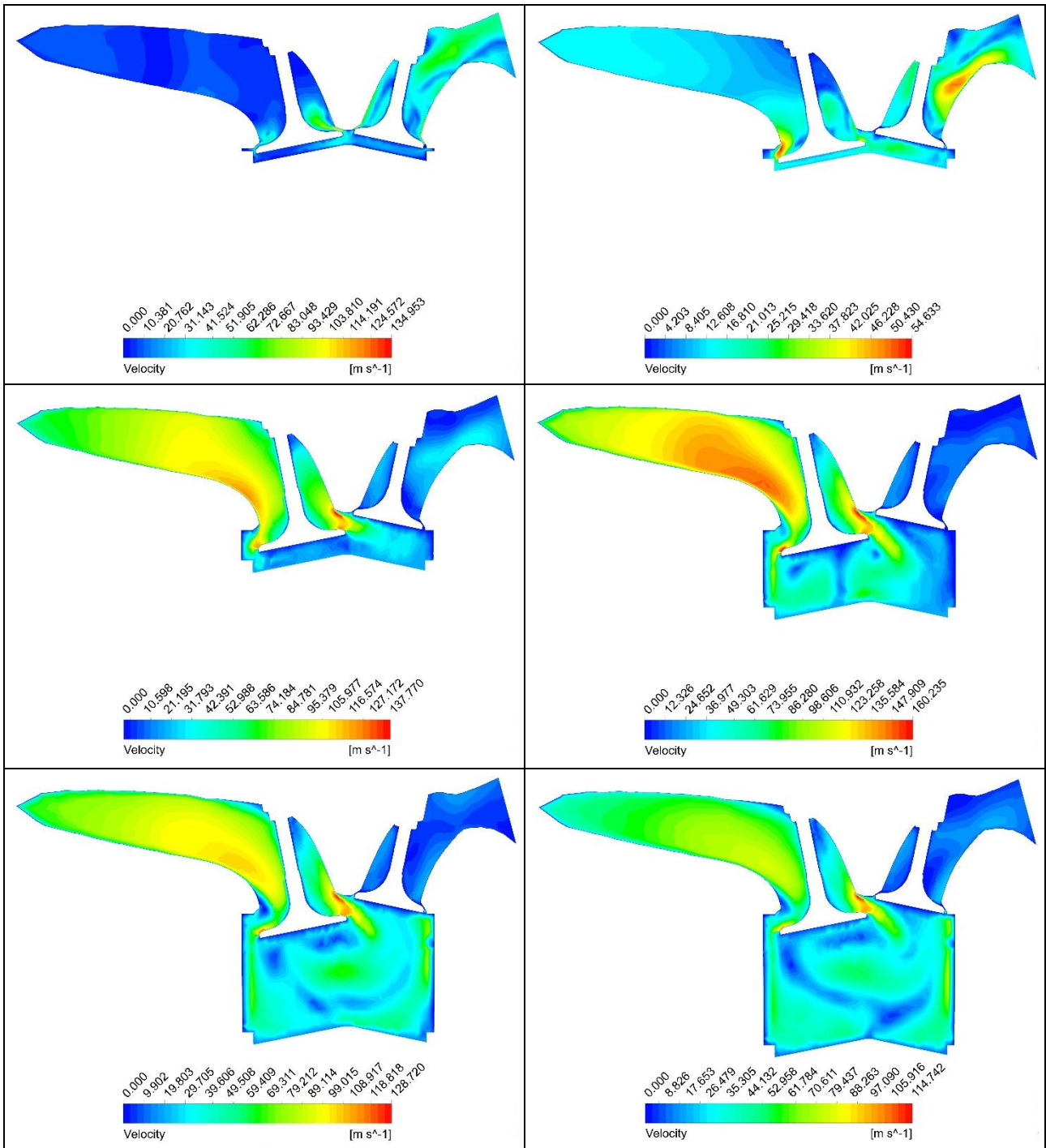


Figura 8.8 – Andamento delle pressioni medie nei condotti di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella nel caso della legge di alzata 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 8500 RPM

8.1.3 10000 RPM

Partiamo dall'analisi delle velocità all'interno del condotto di aspirazione. Come si vede nelle immagini in Figura 8.9, abbiamo un generale aumento delle velocità rispetto al caso precedente. Questo era prevedibile visto il regime di rotazione più elevato. Vi sono velocità molto elevate nelle prime fasi di apertura e nelle fasi di chiusura della valvola.



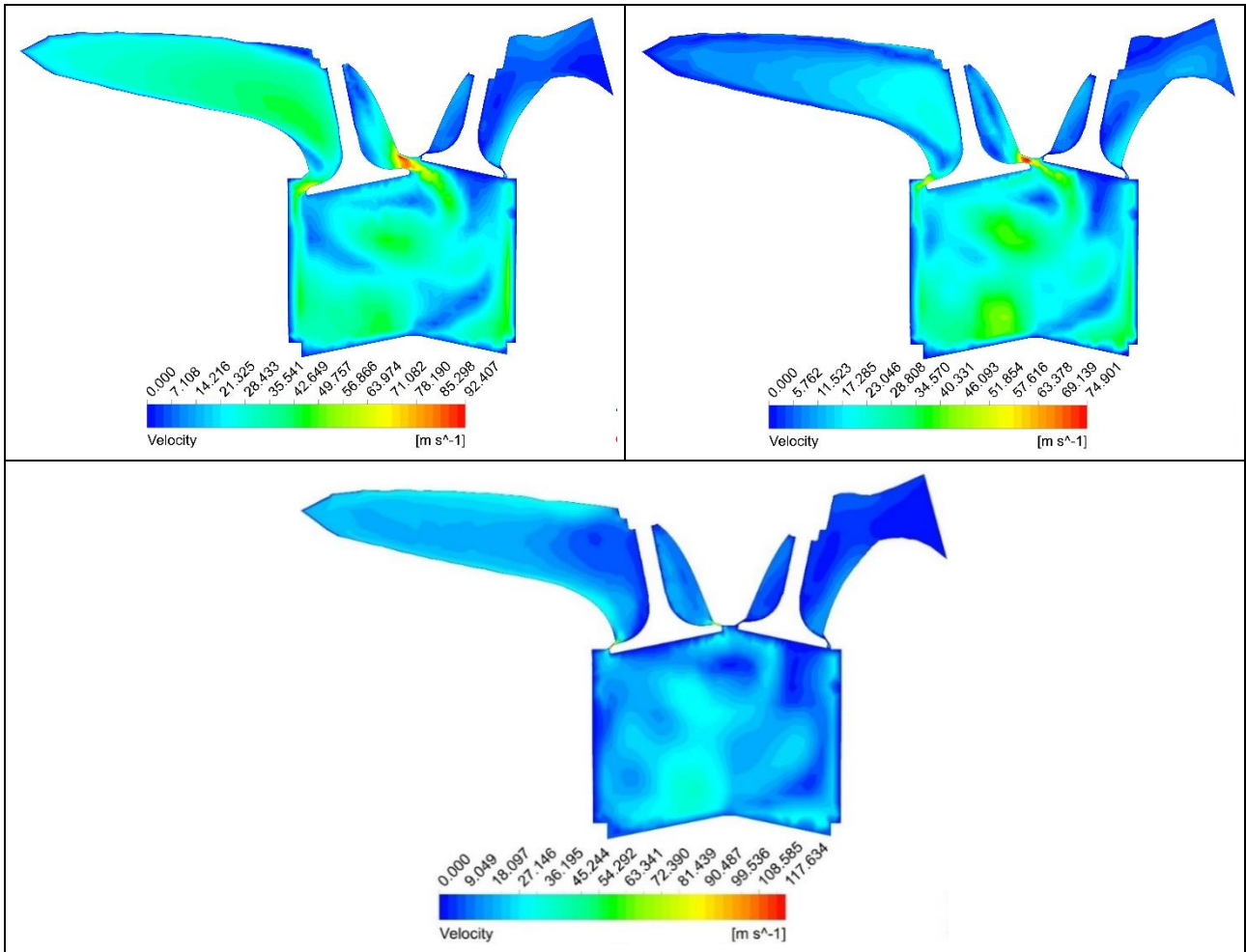


Figura 8.9 - Rappresentazione delle velocità durante la fase di aspirazione a 10000 RPM

Il grafico delle velocità massime raggiunte nei condotti, Figura 8.10, mostra una diminuzione delle velocità massime nei condotti di aspirazione nelle fasi di apertura e chiusura della valvola.

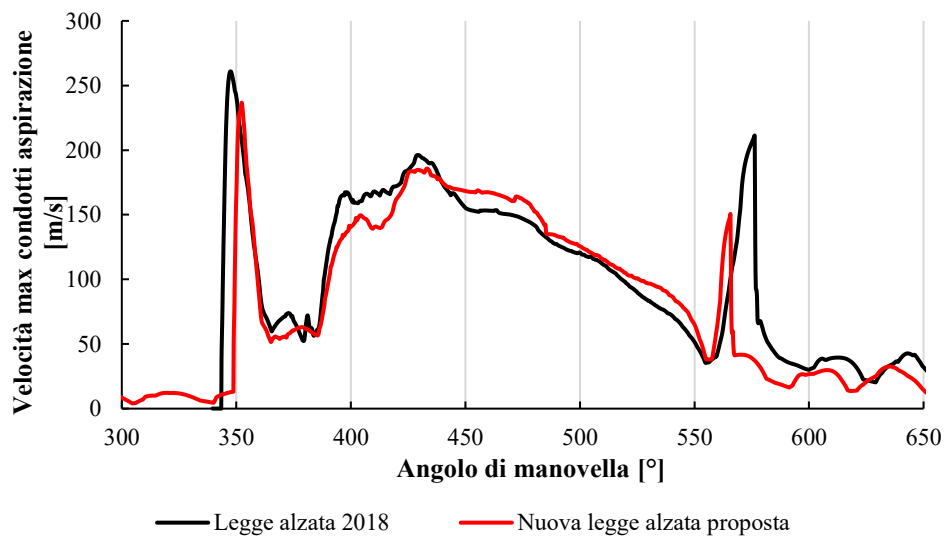


Figura 8.10 – Andamento delle velocità massime nei condotti di aspirazione con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 10000 RPM

Otteniamo le velocità più alte per la prima volta nella fase di apertura della valvola e non più nella fase di chiusura. La stessa cosa accade con la legge di alzata del 2018.

Le portate di massa, Figura 8.11, presenta una diminuzione del riflusso nella fase di apertura della valvola. Nella fase centrale abbiamo un piccolo miglioramento rispetto alla configurazione 2018, mentre nella fase di chiusura abbiamo un'ulteriore diminuzione del riflusso. La diminuzione del riflusso, anche ad alti regimi di rotazione, conferma che vi era un ritardo troppo elevato nella chiusura della valvola di aspirazione.

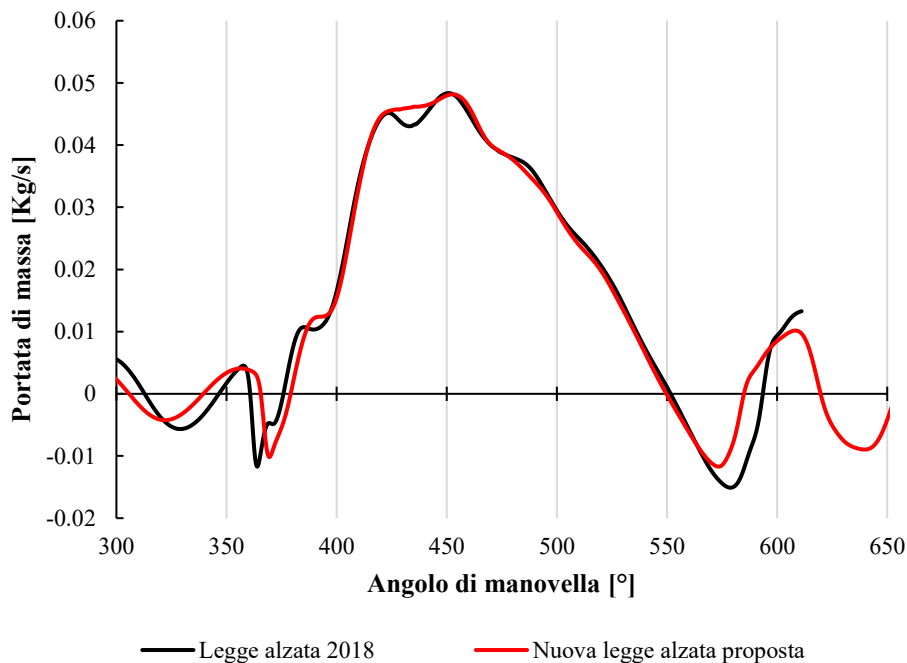
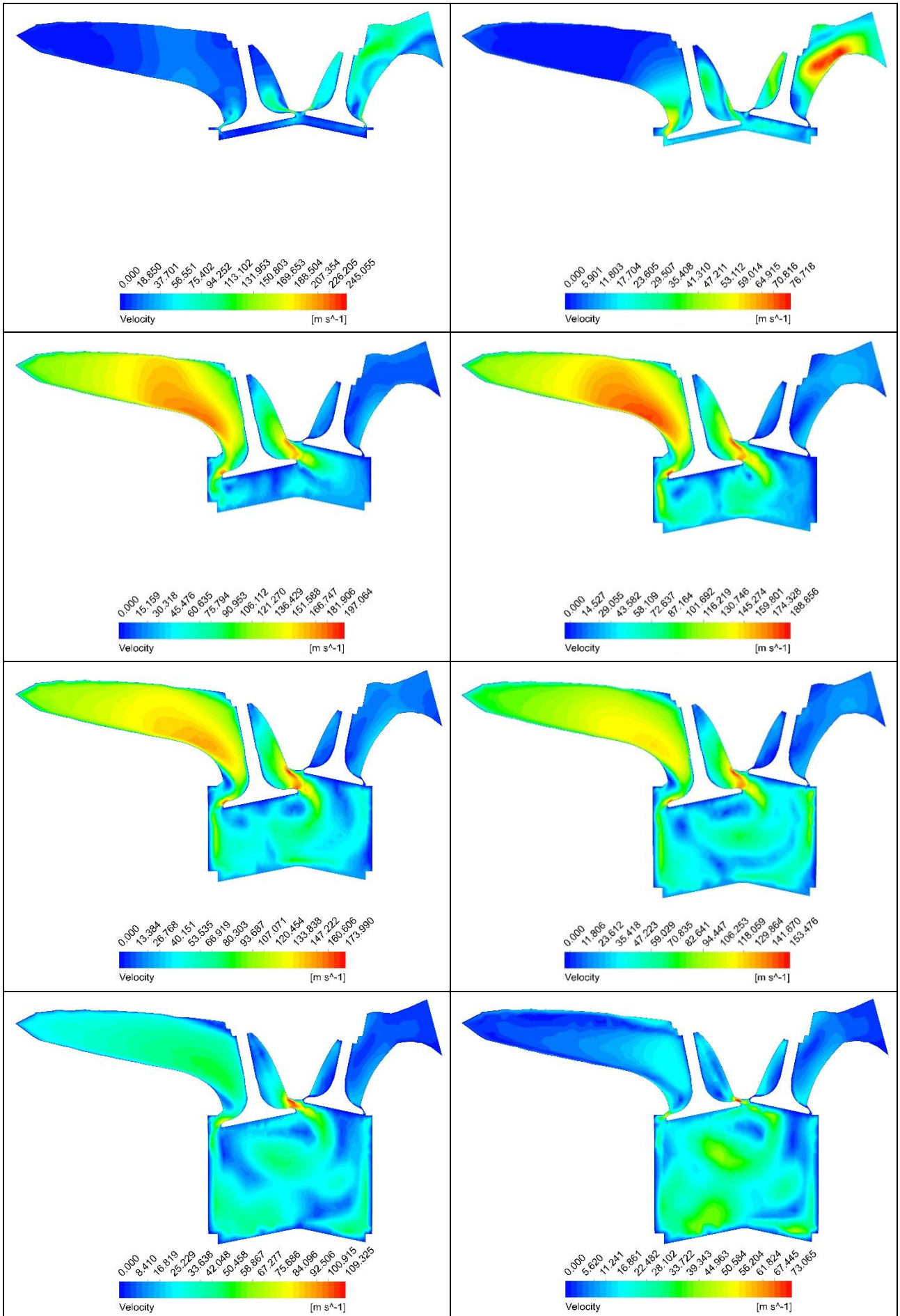


Figura 8.11 – Portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 10000 RPM

8.1.4 11000 RPM

È il regime di rotazione più elevato tra quelli presi in analisi. Partiamo sempre analizzando l'andamento delle velocità durante la fase di aspirazione. Notiamo dalla serie di immagini in Figura 8.12 come le velocità siano generalmente aumentate. Abbiamo velocità molto alte nella fase di apertura, mentre nella fase di chiusura le velocità sono più basse.



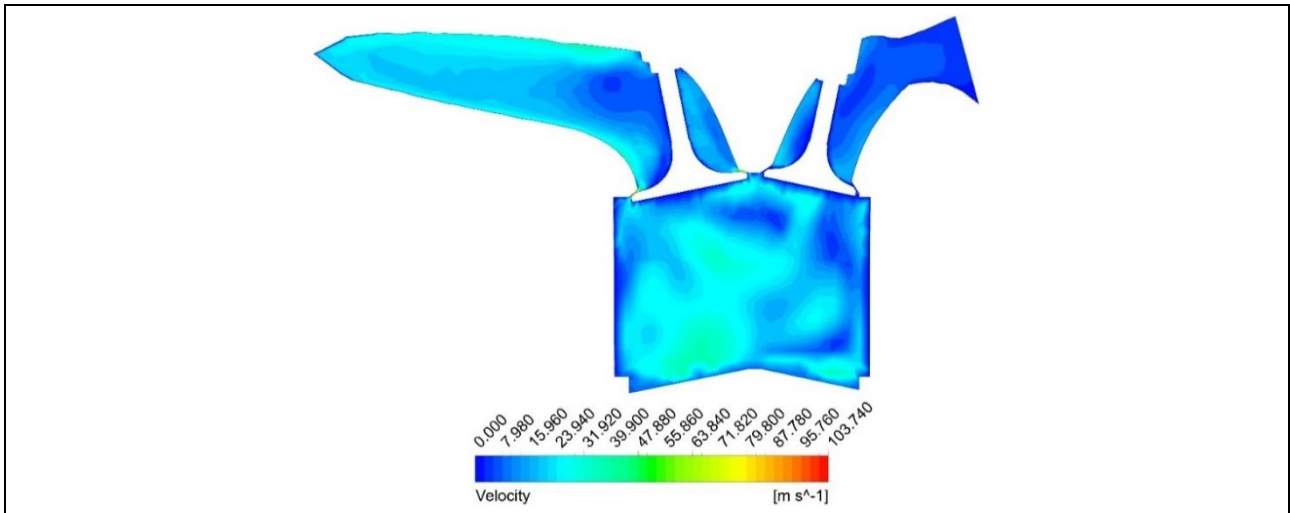


Figura 8.12 – Rappresentazione delle velocità durante la fase di aspirazione a 11000 RPM

Confrontando le velocità massime nei condotti, Figura 8.13, osserviamo per la prima volta un aumento delle velocità rispetto alla configurazione 2018. Nella prima fase la velocità presenta un picco superiore del 8.5%. Come per la legge di alzata 2018, otteniamo le velocità più elevate nella fase di apertura agli alti regimi di rotazione. Il motivo sta nelle pressioni all'interno del condotto di aspirazione. Agli alti regimi abbiamo pressioni molto più basse che nel momento di apertura della valvola di aspirazione creano una grande differenza di pressione tra condotti e cilindro. Nella fase centrale dell'aspirazione le velocità rimangono simili. Nella fase di chiusura abbiamo una netta diminuzione della velocità massima del fluido, dovuto alla riduzione del riflusso nella fase finale dell'aspirazione.

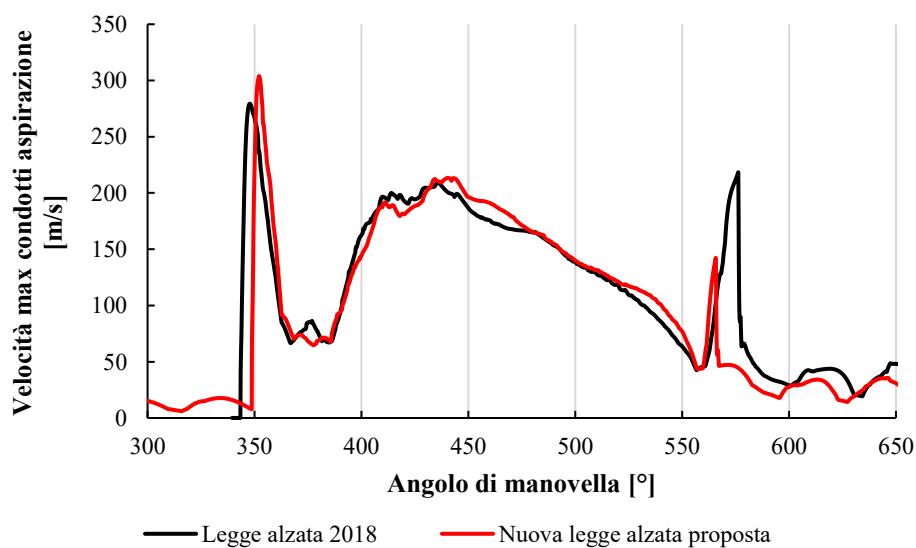


Figura 8.13 – Andamento delle velocità massime nei condotti di aspirazione con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 11000 RPM

Passiamo all'analisi della portata di massa rappresentata in Figura 8.14. Si conferma la tendenza che abbiamo osservato negli altri regimi di rotazione. Abbiamo un piccolo miglioramento del riflusso nella fase di apertura della valvola grazie all'anticipo ridotto. Nella fase centrale non vi è nessuna differenza degna di nota, mentre nella fase di chiusura abbiamo una diminuzione del riflusso della carica fresca.

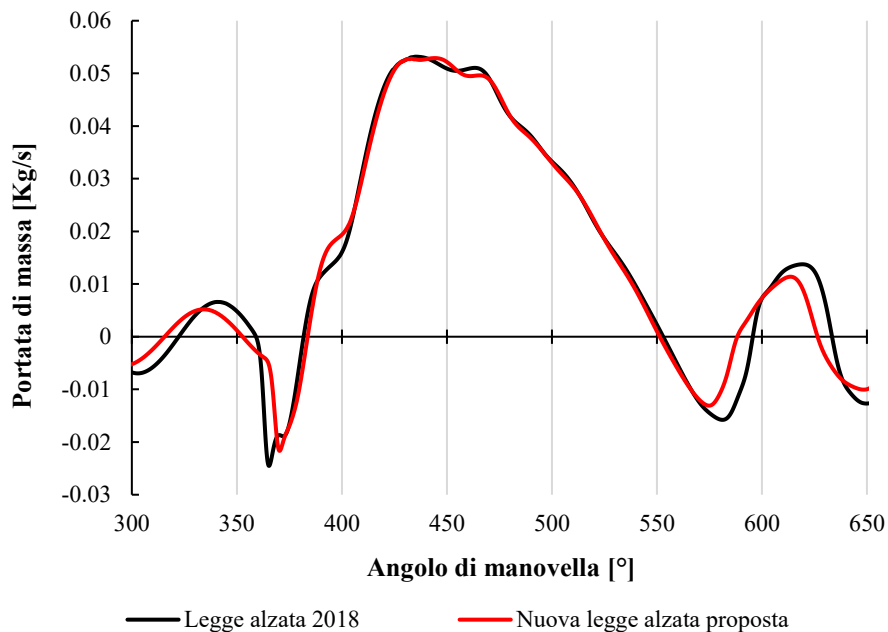


Figura 8.14 – Portata di massa in ingresso in funzione dell'angolo di manovella con la configurazione 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 11000 RPM

Per quanto riguarda l'andamento delle pressioni nei condotti di aspirazione, Figura 8.15, possiamo notare una diminuzione dei picchi di pressione e depressione nelle fasi di apertura e chiusura della valvola di aspirazione. Nella fase centrale le pressioni rimangono praticamente uguali.

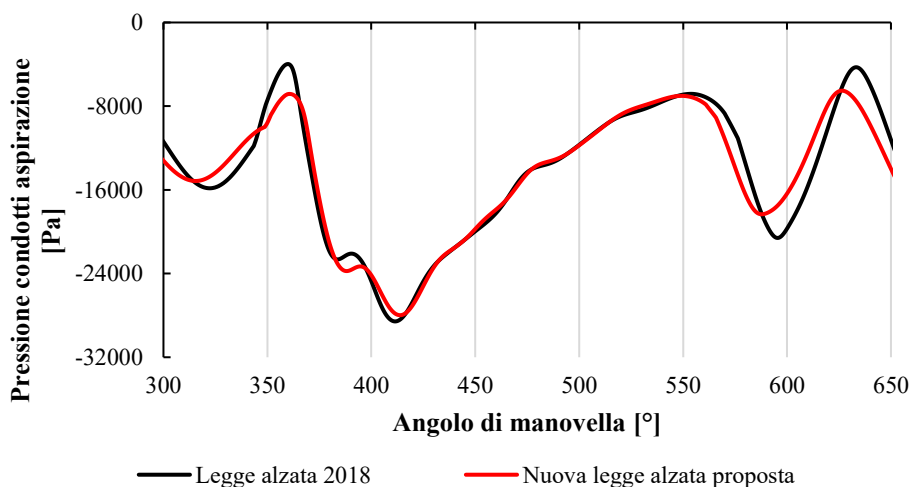


Figura 8.15 – Andamento delle pressioni medie nei condotti di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella nel caso della legge di alzata 2018 e la nuova legge di alzata proposta a 11000 RPM

8.2 COEFFICIENTE DI RIEMPIMENTO

Nel paragrafo precedente abbiamo analizzato i risultati ottenuti ai vari regimi di rotazione con la nuova legge di alzata proposta. Si è visto che, come sono diminuite le velocità massime all'interno dei condotti di aspirazione, sono diminuiti i riflussi di carica fresca nella fase di apertura e, soprattutto, nella fase di chiusura della valvola di aspirazione. Questo era l'obiettivo principale della nuova legge di alzata proposta che aveva lo scopo di andare a migliorare proprio l'aspetto più debole della legge di alzata del 2018, ovvero, i riflussi di carica fresca. Andiamo a calcolare i valori del coefficiente di riempimento, con lo stesso metodo descritto nel Capitolo 5, attraverso il rapporto tra la massa d'aria aspirata e la massa d'aria teorica. I risultati che si ottengono sono presenti nella Tabella 8.1

Regime di rotazione [rpm]	Coefficiente di riempimento legge alzata 2018	Coefficiente di riempimento nuova legge di alzata proposta
5000	0.95599	0.989294
6000	0.961119	0.993541
7000	0.98263	1.007712
8500	1.017752	1.039529
9000	1.016539	1.054629
9500	1.018331	1.047069
10000	1.035021	1.056794
10500	1.019355	1.056607
11000	1.024343	1.041189

Tabella 8.1 – *Valori calcolati del coefficiente di riempimento per la nuova legge di alzata proposta confrontati con la legge di alzata 2018 a vari regimi di rotazione*

Possiamo notare come vi sia un aumento del coefficiente di riempimento a tutti i regimi di rotazione. Andando a diagrammare l'andamento del coefficiente di riempimento, Figura 8.16, si può vedere come ai bassi regimi di rotazione ho un aumento medio del 3.1% del coefficiente di riempimento. L'andamento rimane lo stesso della configurazione 2018 ai bassi regimi. Superati gli 8500 rpm

abbiamo un aumento medio inferiore, intorno al 2.8%, e una modifica dell'andamento di λ_v . Otteniamo un primo picco a 9000 rpm per poi avere due picchi consecutivi a 10000 e 10500 rpm.

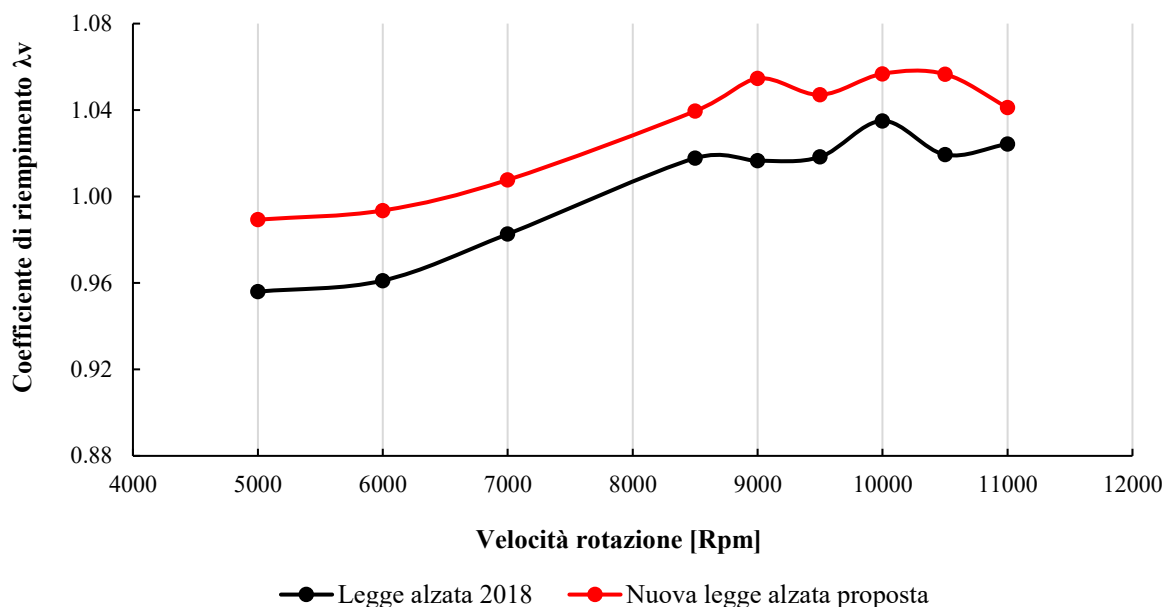


Figura 8.16 – Andamento del coefficiente di riempimento per la nuova legge di alzata proposta e la legge di alzata 2018 in funzione del regime di rotazione del motore

A 9500 rpm abbiamo un leggero calo dovuto a un grande riflusso nella fase di apertura della valvola di aspirazione. Come possiamo vedere dall'andamento della pressione nei condotti di aspirazione, Figura 8.17, l'apertura avviene proprio in corrispondenza dell'arrivo di un'onda di depressione.

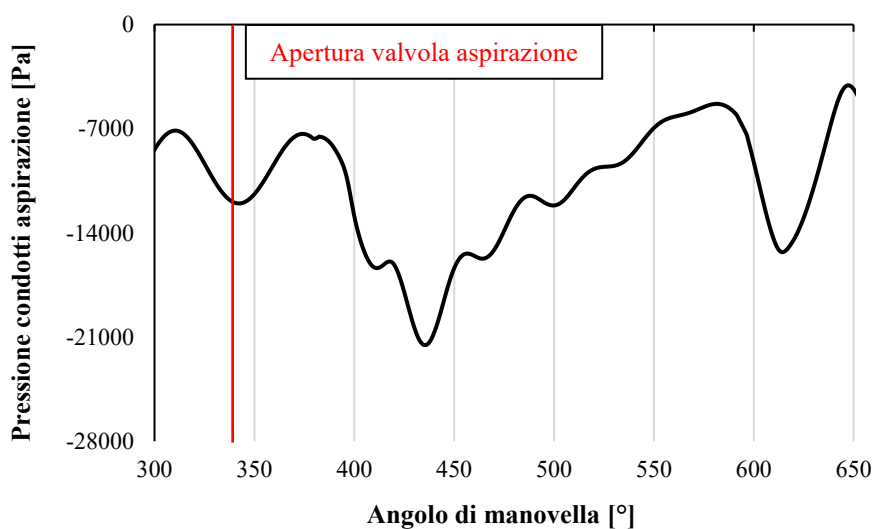


Figura 8.17 – Andamento delle pressioni medie nei condotti di aspirazione in funzione dell'angolo di manovella a 9500 RPM

L'apertura della valvola di aspirazione avviene a 340° di manovella, proprio nel momento in cui arriva un'onda di depressione che causa un elevato riflusso nella fase di apertura, facendo calare il coefficiente di riempimento. Nonostante il leggero calo a 9500 rpm , λ_v rimane comunque superiore rispetto alla vecchia legge di alzata.

Con la nuova legge di alzata proposta abbiamo ottenuto un miglioramento del coefficiente di riempimento su tutto il campo di funzionamento del motore, grazie alla riduzione del riflusso nella fase di apertura e soprattutto nella fase di chiusura della valvola. La nuova legge di alzata mi ha permesso di abbassare le velocità massime nei condotti a quasi tutti i regimi di rotazione, eccetto gli 11000 rpm .

CONCLUSIONI

Il lavoro svolto in questa tesi aveva come obiettivo quello di analizzare le prestazioni nella fase di aspirazione dei motori utilizzati per la formula SAE. Le analisi sono state svolte tramite simulazioni fluidodinamiche al CFD con lo scopo di trovare eventuali punti deboli e proporre dei miglioramenti.

In primo luogo, è stata creata la geometria del modello attraverso misurazioni sperimentali dei componenti del motore. Sono stati ricreati i condotti e le valvole di aspirazione e di scarico, la testa del pistone e la forma della camera di combustione.

Sono state svolte due tipi di analisi: statiche e dinamiche. Le prime hanno lo scopo di analizzare il passaggio attraverso la valvola di aspirazione, mediante la determinazione del coefficiente di efflusso. Le analisi dinamiche, invece, hanno lo scopo di analizzare il processo di sostituzione della carica all'interno del cilindro tramite la determinazione del coefficiente di riempimento del motore.

Le analisi statiche sono state svolte per prime imponendo una differenza di pressione costante tra ingresso e uscita, forzando un flusso a passare attraverso la valvola a varie altezze di apertura. L'uscita è stata posta nella parte inferiore del cilindro in modo da non interferire con il flusso della carica fresca. I risultati ottenuti hanno evidenziato la bontà geometrica del gruppo condotti – valvole di aspirazione, grazie a valori molto elevati del coefficiente di efflusso. Inoltre, è stata trovata l'altezza massima di apertura della valvola di aspirazione fissata a 7.5 mm , valore dopo il quale il coefficiente di efflusso rimane pressoché costante.

Dopo le analisi statiche si è passati alle analisi dinamiche. È stata creata una mesh dinamica in modo da simulare il movimento del pistone e delle valvole durante il ciclo di funzionamento del motore. È stata imposta una pressione media in ingresso derivante da analisi svolte in precedenza sul sistema di aspirazione in un'altra tesi [6]. Dalla portata di massa in ingresso al cilindro, ricavata dalle analisi, si è notata la presenza di due riflussi di carica fresca nella fase di apertura e, soprattutto, nella fase di chiusura della valvola di aspirazione.

A questo punto sono state proposte e analizzate diverse leggi di alzata della valvola di aspirazione con lo scopo di migliorare il coefficiente di riempimento del motore. È stata trovata una legge di alzata in grado di ridurre entrambi i riflussi di carica fresca, migliorando il coefficiente di riempimento in tutto il campo di funzionamento del motore. Per fare questo, nella nuova legge di alzata sono stati ridotti l'anticipo di apertura e il ritardo di chiusura della valvola di aspirazione.

Un possibile sviluppo futuro sarebbe la continuazione delle simulazioni fluidodinamiche con l'introduzione della fase di combustione in modo da avere il modello completo del motore. Questo permetterebbe di analizzare non solo la fase di combustione, ma anche il miscelamento della carica fresca all'interno dei condotti di aspirazione e del cilindro.

Un altro sviluppo futuro è l'introduzione nel modello degli altri tre cilindri presenti nel motore, in modo da analizzare eventuali effetti di interferenza tra i vari condotti di aspirazione,5 che possono migliorare o peggiorare il riempimento dei vari cilindri.

APPENDICE

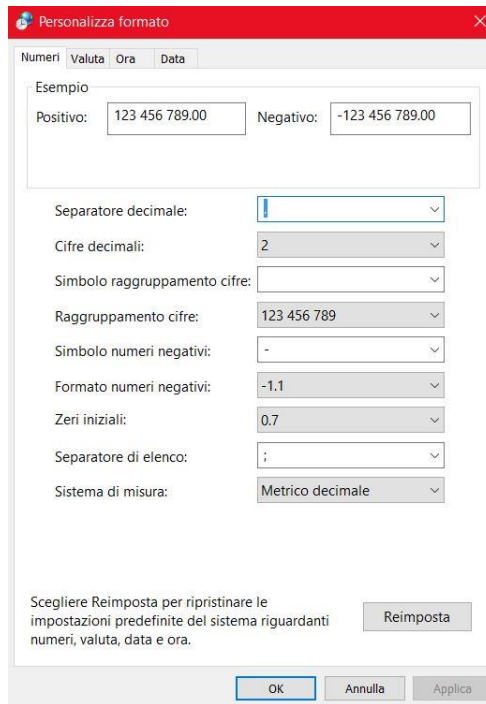
GUIDA ANSYS FLUENT IC ENGINE

Nella seguente Appendice verrà scritta una piccola guida all'utilizzo di Ansys Fluent IC Engine. Non è un vero e proprio Tutorial con tutti i passaggi e spiegazioni su ogni opzione selezionabile del programma, ma viene esposto come ho impostato le analisi utilizzate nella tesi e vengono dati dei suggerimenti sui passaggi più critici che possono portare a commettere errori. Il consiglio che posso dare se non si è mai utilizzato il Software è quello di consultare prima il Tutorial di ANSYS (presente nel sito di ANSYS [15]) e in seguito leggere la seguente appendice per una più facile comprensione.

A.1 INTRODUZIONE

ANSYS FLUENT è un software di calcolo CFD (*Computational Fluid Dynamics*) presente all'interno della suite di ANSYS. Integra funzioni specifiche per l'analisi fluidodinamica nei motori a combustione interna. L'opzione IC ENGINE, infatti, permette di creare attraverso dei processi guidati analisi inerenti al coefficiente di efflusso, al riempimento del motore tramite prove a vuoto e anche analisi del processo di combustione all'interno del cilindro. In questa piccola guida verrà spiegato come impostare le analisi riguardo il coefficiente di efflusso e il coefficiente di riempimento trattate nella tesi. È una piccola guida dei passaggi svolti che spero possa essere utile per approcciarsi al software.

Attenzione! Prima di cominciare ad utilizzare ANSYS WORKBENCH consiglio di modificare le impostazioni di WINDOWS riguardo il *Formato Numeri*



ANSYS utilizza il punto come separatore decimale e se abbiamo impostato la virgola nel sistema entra in conflitto crea una serie di errori.

A.2 ANALISI PORT FLOW

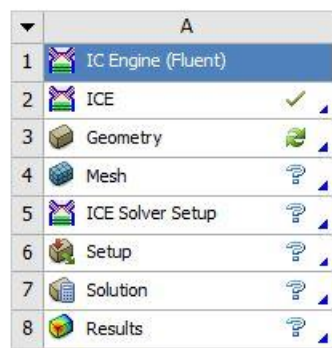
L'analisi PORT FLOW è un tipo di analisi statica utile ad analizzare le perdite durante il passaggio attraverso le valvole. Il sistema riprende le analisi che si svolgono al banco di flussaggio sulla testata del motore. In quest'ultime si impone una differenza di pressione costante tra l'ingresso del condotto e l'uscita che avviene dalla parte inferiore del cilindro. Si misura, quindi, la portata di massa attraverso un misuratore di portata e successivamente si trova la portata di massa ideale. Facendo il rapporto tra portata di massa reale e ideale si trova il coefficiente di efflusso.

Si comincia impostando una analisi IC ENGINE (FLUENT) da ANSYS WORKBENCH, andando sulla scheda *ICE* e selezionando tra le proprietà *Port Flow Simulation*.

	A	B
1	Property	Value
2	General	
3	Component ID	ICE
4	Directory Name	ICE
5	Notes	
6	Notes	
7	Used Licenses	
8	Last Update Used Licenses	
9	Simulation Type	
10	Simulation Type	Port Flow Simulation

A.2.1 GEOMETRIA

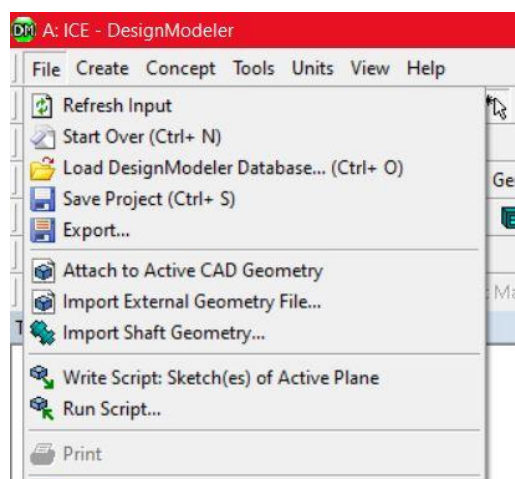
Si passa ad importare la geometria. Cliccando su *Geometry* si apre il *Design Modeler*.



ICE

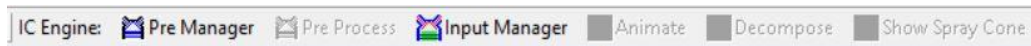
Attenzione! Potrebbe aprirsi *SpaceClaim* al posto del *Design Modeler*. In questo caso cliccare con il destro su *Geometry* e selezionare *DesignModeler*. Lo *Space Claim* non è adatto per le operazioni di decomposizione che si faranno sulla geometria.

Importare la geometria tramite il comando *Import External Geometry* nel menù e cliccare su *Generate*.



Attenzione! Due suggerimenti: selezionare subito dal menu a tendina *Units* l'unità di misura che avete usato nel CAD e importare la geometria come file *Parasolid (.x_t)* i quali vengono riconosciuti meglio da ANSYS. Con altri formati possono esserci problemi nel riconoscimento delle superfici e dei volumi.

Importata la geometria si devono definire le zone che andranno poi utilizzate per impostare e rifinire la mesh. Questo si fa tramite *Input Manager* presente nella barra *IC Engine* del *Design Modeler*.



Qui bisogna inserire le superfici laterali dei cilindri (*Cylinder Linear Faces*), indicare eventuali superfici di simmetria presenti (*Symmetry Faces*) e definire a che distanza sistemare i piani di sezione del cilindro che saranno riportati nel Report finale per visualizzare le velocità del fluido (*Post Plane Dist. From Ref.*).

Fatto questo si passa alla definizione delle valvole. Si seleziona valvola di aspirazione (*InValve*) e si seleziona il suo corpo solido su *Valve Bodies* e dopo su *Valve Seat Faces* la sede della valvola presente nella testata del motore. L'ultimo parametro è l'apertura della valvola espressa in millimetri. Per rendere l'analisi più veloce si può parametrizzare l'apertura della valvola cliccando sul quadrato vicino a *Valve lift* in modo da non dover rifare tutti i passaggi ad ogni modifica dell'alzata. Mettiamo quindi 1mm come prima analisi, saranno definite più avanti le altre aperture.

Aggiungiamo quindi una seconda valvola definita come valvola di scarico (*ExValve*) e la disattiviamo mettendo una apertura di 0 mm.

Resta da definire l'ingresso (*Inlet*) dove dovremo selezionare la superficie di ingresso e poi scegliere se creare una semisfera attraverso la quale entra il fluido oppure lasciare soltanto la superficie selezionata. Per la nostra analisi selezioniamo *None* su *Plenum Type* in quanto il fluido arriva dalla trombeta di aspirazione. Se invece modelliamo anche tutta la trombeta che aspira l'aria dall'Airbox, in questo caso bisogna selezionare *Hemisphere* per simulare in maniera corretta l'ingresso dell'aria. Resta da definire l'uscita rappresentata da un grande volume cilindrico che viene creato sotto il cilindro del quale basta definire raggio e altezza.

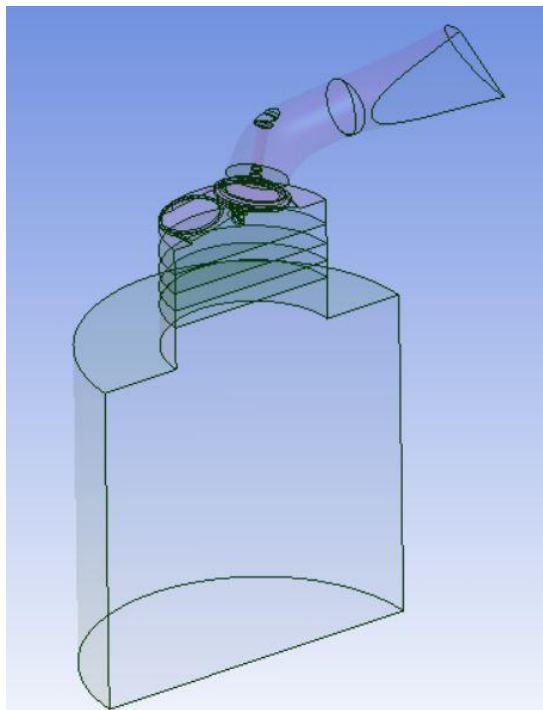
Il riepilogo delle impostazioni è il seguente:

Details View	
[-] Details of InputManager1	
Slice	InputManager1
Cylinder Liner Faces	1 Face
Symmetry Face Option	Yes
Symmetry Faces	3 Faces
Post Planes Dist. From Ref.	10.0; 18.0; 25.0; 32.0 (mm)
[-] IC Valves Data 1 (RMB)	
Valve Type	InValve
Valve Bodies	1 Body
Valve Seat Faces	1 Face
<input checked="" type="checkbox"/> FD1, Valve Lift	1 mm
[-] IC Valves Data 2 (RMB)	
Valve Type	ExValve
Valve Bodies	1 Body
Valve Seat Faces	1 Face
<input type="checkbox"/> FD2, Valve Lift	0 mm (Deactivate Port)
[-] IC Inlet Plenum 1 (RMB)	
Inlet/(Plenum Inlet) Faces	1 Face
Plenum Type	None
[-] IC Outlet Plenum (RMB)	
Outlet Plenum Option	Yes
Cylinder Extension Length	45 mm
Plenum Type	Cylinder
Plenum Size	130 mm

Premiamo ora su *Decompose* nella barra *IC Engine* e verrà suddivisa la geometria in varie zone utili per la fase successiva.



Il risultato del processo è il seguente:

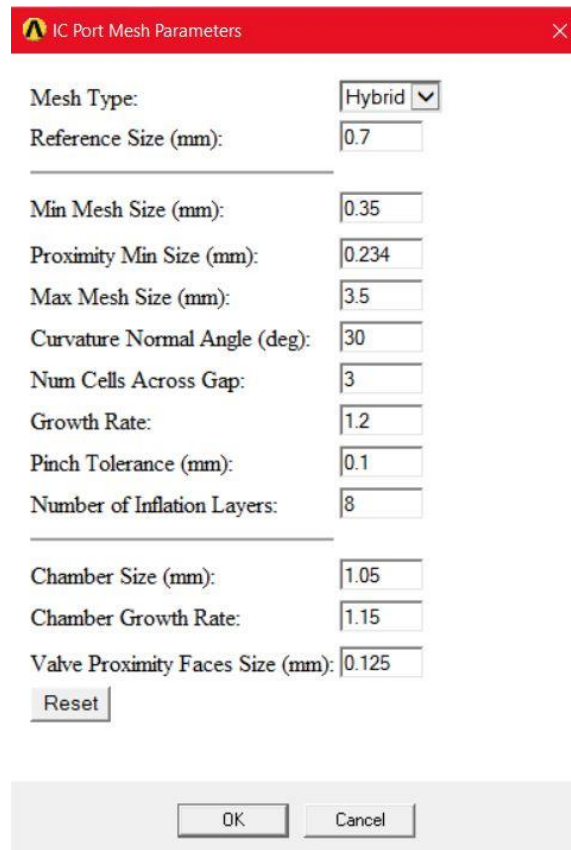


A.2.2 MESH

Apriamo la scheda *Mesh* su Ansys Workbench. Premiamo su *Setup Mesh* presente nella barra *IC Engine*.



Qui lasciamo come *Mesh Type Hybrid* e inseriamo soltanto la dimensione media della mesh. Una volta impostata premiamo OK.



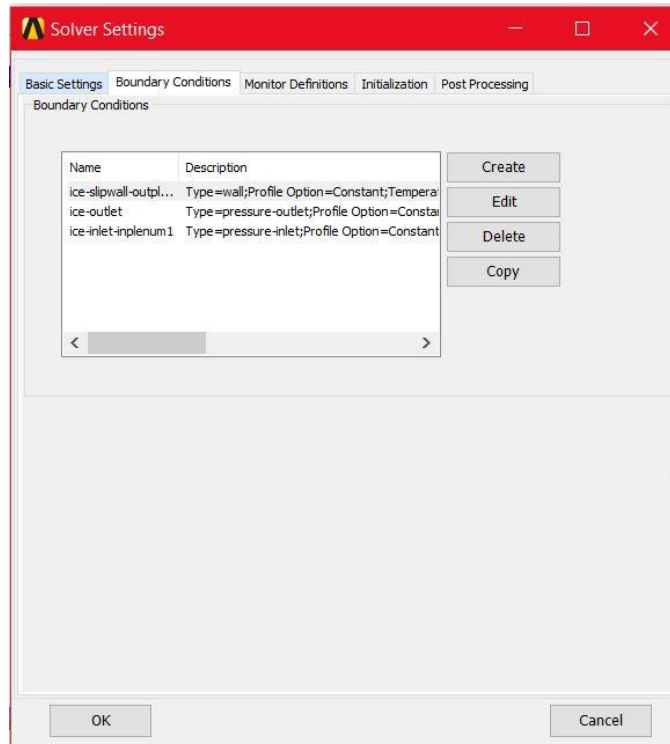
In seguito clicchiamo su *Generate Mesh* presente vicino a *Setup Mesh* nella barra *IC Engine*. Verrà creata in automatico la mesh in tutte le zone e una volta finito possiamo chiudere la finestra. Premiamo sulla scheda *Mesh* con il tasto destro e clicchiamo su *Update*.

A.2.3 ICE SOLVER SETUP

Si passa quindi alla scheda *ICE Solver Setup*, cliccando sopra si apre una finestra dove impostare tutte le condizioni a contorno dell'analisi.

Andiamo a vedere come impostare nelle varie schede:

- *Basic Settings* lasciamo tutto così senza modificare niente.
- *Boundary Condition* si inserisce la differenza di pressione tra *Inlet* ed *Outlet* che voglio mantenere durante la prova. Posso aggiungere se voglio altre condizioni a contorno come temperature o velocità. Per la nostra prova aggiungiamo soltanto la temperatura delle pareti costante pari a 313K.



- *Monitor Definition, Initialization, Post Processing* lasciamo tutto così.

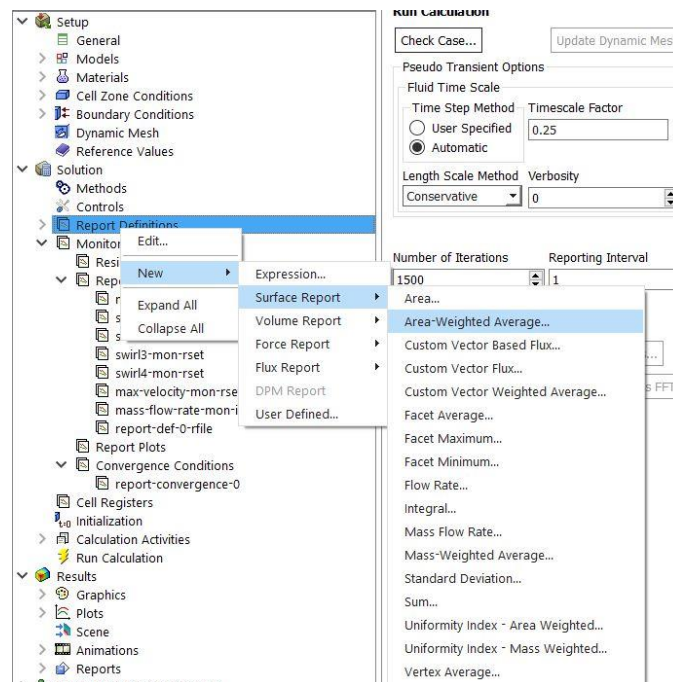
Chiudiamo premendo il tasto OK.

A.2.4 SETUP

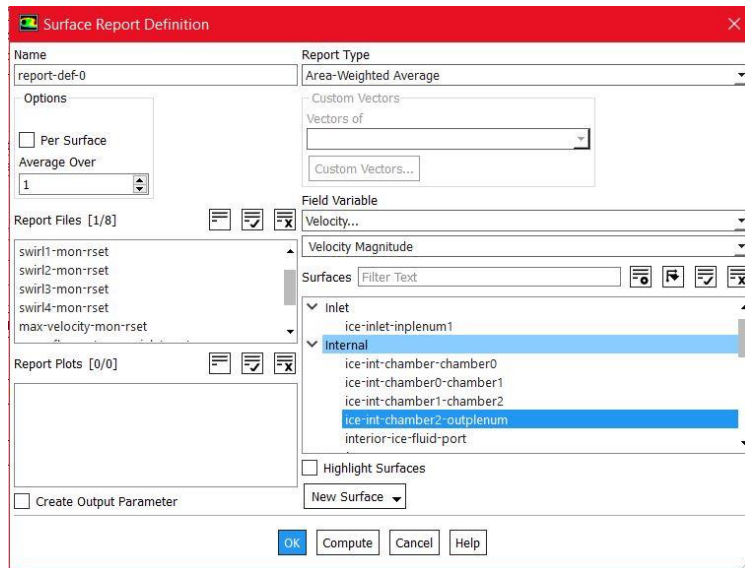
Apriamo la scheda *Setup*. Prima che si apra *Fluent* apparirà una finestra di impostazioni del Solver. Importante sia selezionata la spunta *Double Precision* e impostare il corretto numero di *Processes* che si vuole utilizzare del computer. Nel mio caso ho un processore quad-core con otto processi virtuali quindi volendo utilizzare al 100% la CPU metterò otto altrimenti non sfrutto tutta la potenza di calcolo della macchina.



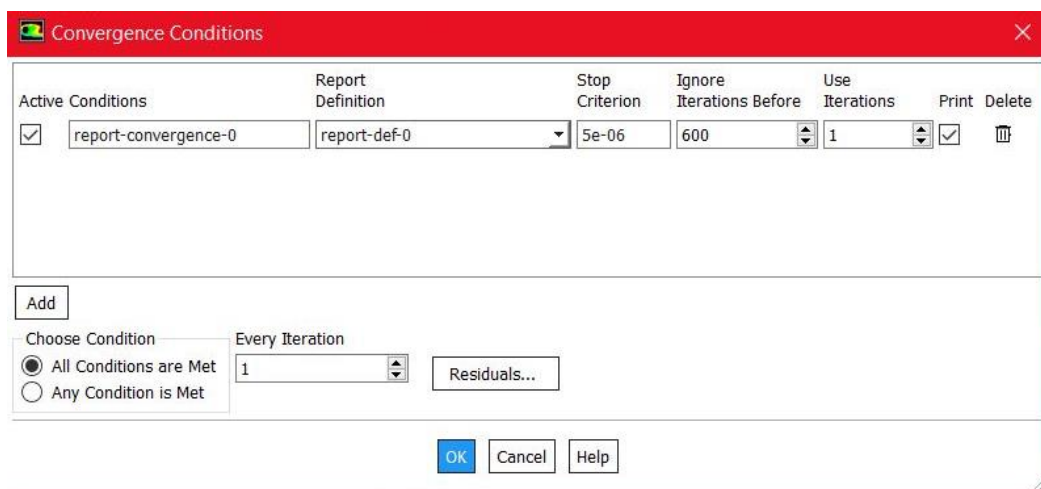
Premiamo OK e si aprirà *Fluent*. Automaticamente importerà la geometria e tutte le condizioni a contorno che abbiamo imposto. Impostiamo una condizione di convergenza andando su *Report Definition* della scheda *Solution* e premiamo il tasto *New*. Usiamo una *Surface Report* e infine *Area Weighted Average*.



Selezioniamo dal menù la superficie di Outlet e scegliamo *Velocity Magnitude*.

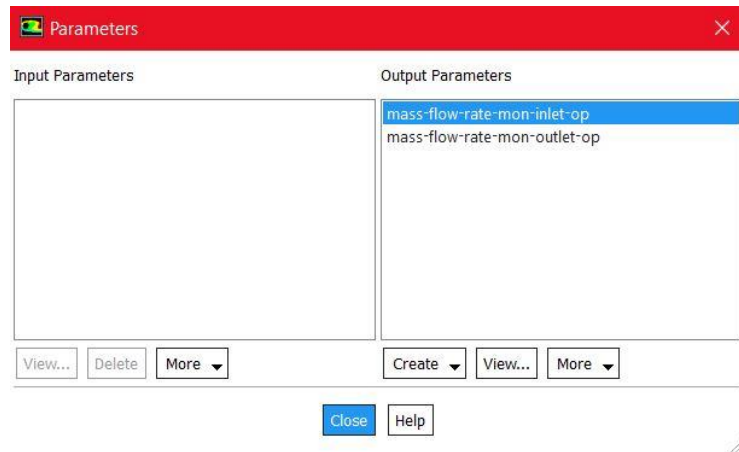


Ora aggiungiamo il parametro alle condizioni di convergenza andando su *Monitors* del menù *Solution* e premendo su *Convergent Conditions*. Qui premiamo *Add* e aggiungiamo il parametro appena creato mettendo $5e-05$ come *Stop Criterion*.



Andiamo ora su *Run Calculation* e impostiamo 1500 come numero di iterazioni (*Number of Iterations*).

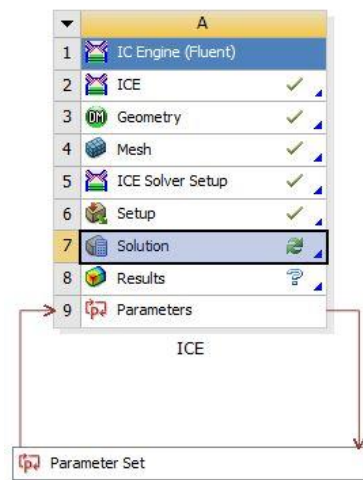
A questo punto ci resta solo da aggiungere la portata di massa tra gli output visibili durante l'analisi. Si va su *Parameters* e si aggiunge in *Output Parameters* la dicitura *mass-flow-rate-mon-inlet-op* e *mass-flow-rate-mon-outlet-op*.



Si può quindi chiudere *Fluent*.

A.2.5 PARAMETER SET

A questo punto andiamo sulla scheda *Parameter Set* di Ansys Workbench.



Qui possiamo aggiungere alla tabella presente a destra tutte le alzate alle quali vogliamo svolgere le analisi. Una volta messi tutti i valori attraverso il tasto *Update All Design Points* si fa partire la analisi.

Conclusa la analisi nella tabella dove si è inserito il valore di apertura della valvola viene mostrata la portata di massa che corrisponde a quel parametro.

	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
3	ICE (A1)			
4	P1	Valve_lift	1	mm
*	New input parameter	New name	New expression	
6	Output Parameters			
7	ICE (A1)			
8	P2	mass-flow-rate-mon-inlet-op	0.006509	kg s ⁻¹
9	P3	mass-flow-rate-mon-outlet-op	-0.0065097	kg s ⁻¹
*	New output parameter		New expression	
11	Charts			

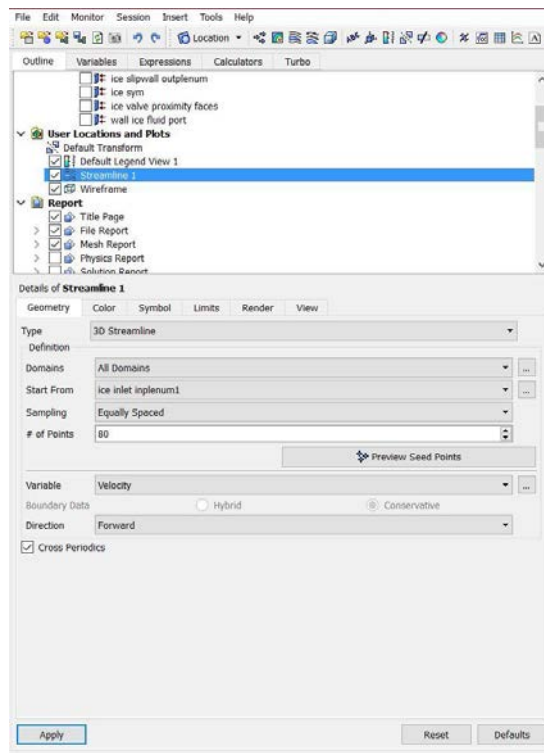
	A	B	C	D	E	F
1	Name	P1 - Valve_lift	P2 - mass-flow-rate-mon-inlet-op	P3 - mass-flow-rate-mon-outlet-op	Ret...	Retain
2	Units	mm	kg s ⁻¹	kg s ⁻¹		
3	DP 0 (Current)	1	0.006509	-0.0065097	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
4	DP 1	2	0.012242	-0.012246	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
5	DP 2	3	0.017166	-0.017167	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
6	DP 3	4	0.02101	-0.021024	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
7	DP 4	5	0.024539	-0.024565	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
8	DP 5	6	0.027148	-0.027217	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
9	DP 6	7	0.029285	-0.029309	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
10	DP 7	7.5	0.029619	-0.029619	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
11	DP 8	8	0.030119	-0.030105	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
12	DP 9	8.5	0.030769	-0.030787	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
13	DP 10	9	0.030948	-0.030968	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
14	DP 11	9.5	0.031163	-0.031164	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
*					<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

	A	B
1	Property	Value

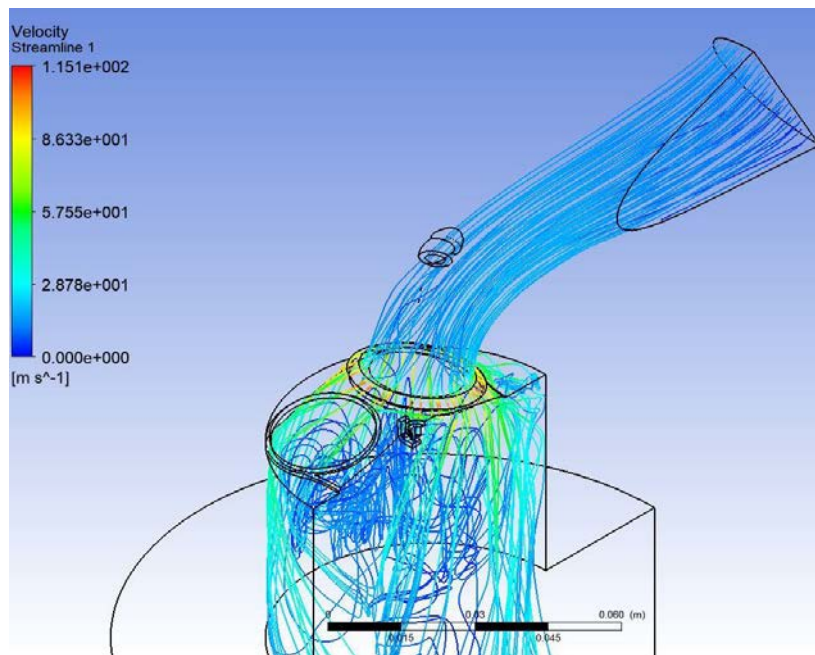
A.2.6 RESULTS

Se si vuole vedere il file report completo basta andare sulla scheda *Results*, tasto destro del mouse e fare *Update*. Una volta terminato si va su *View* del menù di Workbench e si preme sul tasto *File*. Qui si cerca il file *Report.html* che una volta aperto riporterà tutte le informazioni dell'analisi.

Per visualizzare altri risultati dell'analisi, come ad esempio le linee di corrente, le pressioni su varie superfici, basta cliccare su *Results*. Qui si aprirà il *CFD-Post*. Se, ad esempio, vogliamo vedere le linee di corrente basta premere su *Streamline* scegliere da che superficie fare partire le linee (*Start Form*) e su quale dominio (*Domains*) e premere *Apply*.



Il risultato che si ottiene è il seguente:



Attenzione! Su *CFD-Post* verrà mostrata l'analisi che è attualmente attiva su *Asnys*. In questo caso è quella con apertura 1 mm. Per modificarle bisogna uscire dal *CFD-Post*, tornare su *Parameter Sets*, e cliccando con il tasto destro sulla analisi che vogliamo attivare, premere *Set As Current*

Table of Design Points			
	A	B	C
1	Name	P1 - Valve_Lift	P2 - mass-flow-rate mon-inlet-op
2	Units	mm	kg s ⁻¹
3	DP 0 (Current)	1	0.006509
4	DP 1	2	0.012323
5	DP 2		
6	DP 3		
7	DP 4		
8	DP 5		
9	DP 6		
10	DP 7		
11	DP 8		
12	DP 9		
13	DP 10		
14	DP 11		
=			

- Copy
- Set Update Order by Row
- Show Update Order
- Optimize Update Order
- Export Selected Design Points
- Delete Design Point
- Duplicate Design Point
- Copy inputs to Current
- Set as Current
- Update Selected Design Points
- Export Table Data as CSV

In questo modo tornando su *CFD-Post* vedremo i risultati dell'analisi selezionata.

A.3 ANALISI COLD FLOW

L'analisi COLD FLOW, a differenza della analisi PORT FLOW, è un'analisi dinamica utile per simulare il processo di riempimento del cilindro. L'analisi non è più statica in quando viene rappresentato il movimento delle valvole e del pistone attraverso una *Dynamic Mesh* che si deforma durante il ciclo del motore. Lo scopo di queste analisi è quello di trovare la portata di massa in ingresso del cilindro, ma anche di valutare i moti all'interno della camera per migliorare il riempimento e la distribuzione della carica fresca prima della combustione.

Attenzione! Questo tipo di analisi è molto più dispendioso in termini di potenza di calcolo rispetto ad una analisi statica PORT FLOW quindi i tempi sono più lunghi.

Si comincia come per l'analisi PORT FLOW selezionando stavolta tra le *Properties* della scheda ICE - *Cold Flow Simulation*. Qui dovremo inserire dei dati geometrici del motore

- La lunghezza della Biella (*connecting rod length*) in mm
- La lunghezza della Manovella (*crank radius*) in mm
- *Piston offset*, nel nostro caso 0
- *Minimum lift*. Questo parametro rappresenta la distanza tra le valvole e le loro sedi alla quale si fermerà il movimento di chiusura. La valvola non può arrivare a contatto con la sede in quanto creerebbe delle celle con volume nullo. Più basso è il valore, più accurata è la simulazione ma potrebbero esserci problemi di convergenza se vi è troppa differenza con la dimensione media della mesh. Per questa analisi è stato utilizzato 0,5 mm.
- *Valve Lift and Piston Motion Profile* qui bisogna inserire una tabella che rappresenta il movimento delle valvole. Deve essere un file di tipo *.prof* in cui viene specificato l'angolo motore e il corrispondente valore di alzata della valvola.

	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	P
2	General			
3	Component ID	ICE		
4	Directory Name	ICE		
5	Notes			
6	Notes			
7	Used Licenses			
8	Last Update Used Licenses			
9	Simulation Type			
10	Simulation Type	Cold Flow Simulation		
11	Engine Inputs			
12	Connecting Rod Length	91.8	mm	
13	Crank Radius	21.25	mm	
14	Piston Offset/ Wrench	0	mm	
15	Minimum Lift	0.5	mm	
16	Valve Lift And Piston Motion Profile	ICE\ICE\valvole_corrette.prof		

Il file *.prof* deve avere il seguente schema:

```
((ex-valve point 168 1)
(angle
93
95
.....
425
427)
(lift
3.28782E-06
1.75742E-05
.....
1.96989E-05
5.59755E-06)
)
((in-valve point 262 1)
(angle
329
330
.....
589
590)
(lift
4.61752E-06
1.71175E-05
.....
3.28825E-05
2.03825E-05
7.88248E-06)
)
```

Il numero 168 e 262 sono i numeri di punti per i quali è definito lo scarico e l'aspirazione. Modificare in base a quanti numeri si hanno e riportare prima gli angoli e dopo il valore dell'alzata.

Attenzione! Valore della alzata nel file *.prof* va inserito in metri NON in millimetri, il separatore deve essere il punto e non la virgola e inoltre non eccedere con i punti.

A.3.1 GEOMETRY

Passiamo ora alla scheda *Geometry*. Apriamo il *Design Modeler* e come fatto nel PORT FLOW importiamo la geometria. Per analisi in COLD FLOW meglio usare dei file *.SAT*. Una volta importati utilizziamo il tasto *Conversion* per trasformare le superfici e renderle riconoscibili ad ANSYS. Selezionare l'opzione *Simplify Geometry e Clean Bodies – High*.

Details View	
Details of Conversion1	
Conversion	Conversion1
Selection Method	All Bodies
Simplify Geometry	Yes
Heal Bodies	Yes
Clean Bodies	High

A questo punto clicchiamo su *Input Manager* nella scheda *IC Engine* e andiamo a inserire tutti i parametri richiesti. Scegliamo per prima cosa da che punto far partire la analisi in questo caso scegliamo *IVO* (ovvero Intake valve opening) su *Decomposition Position*. Poi andiamo a selezionare la superficie di *Inlet*, *Outlet*, le facce laterali del cilindro e le facce di simmetria. Possiamo decidere se far calcolare il rapporto di compressione al programma scegliendo *Yes* su *Validate Compression Ratio* e scriviamo il rapporto di compressione atteso. Questo sarà utile per verificare la correttezza della geometria che si sta utilizzando.

Fatto questo, passiamo alle valvole che sono definite come in precedenza per il Port Flow selezionando il corpo e poi la sede della valvola.

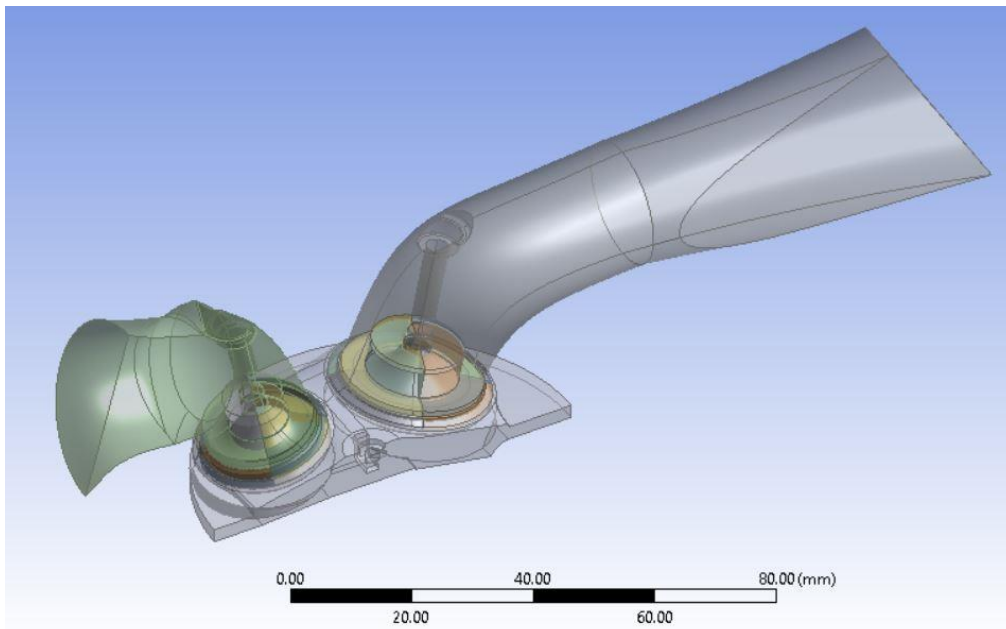
Attenzione! Scegliere il profilo di movimento corretto per le valvole di scarico e aspirazione.

Infine, su *IC Advance Options* su *V Layer Approach* mettiamo 1 al posto di 4 perché la nostra camera è molto piccola e non riesce ad inserire 4 piani tra la valvola e la sede e questo crea problemi nella mesh dinamica.

Details View	
Details of InputManager1	
Slice	InputManager1
Decomposition Position	IVO
Decomposition Angle	339.4 °
Inlet Faces	1 Face
Outlet Faces	1 Face
Cylinder Liner Faces	4 Faces
Symmetry Face Option	Yes
Symmetry Faces	3 Faces
Topology Option	Full Topology
Crevice Option	No
Validate Compression Ratio	Yes
Compression Ratio	13.2
IC Valves Data 1 (RMB)	
Valve Type	InValve
Valve Bodies	1 Body
Valve Seat Faces	2 Faces
Valve Profile	in-valve
IC Valves Data 2 (RMB)	
Valve Type	ExValve
Valve Bodies	1 Body
Valve Seat Faces	2 Faces
Valve Profile	ex-valve
IC Animation Inputs (RMB)	
IC Advanced Options (RMB)	
V Layer Slice	Yes
V Layer Slice Angle	15 °
V Layer Approach	1 Layer
Piston Profile Option	No
Decompose Chamber	Program Controlled

Fatto questo premiamo su *Generate* e a questo punto possiamo controllare se il movimento delle valvole e del pistone è impostato correttamente attraverso il tasto *Animate* nella barra *IC Engine*.

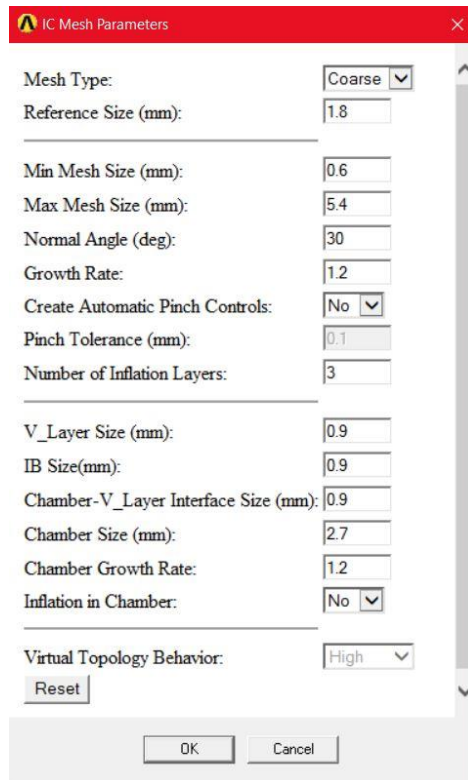
Se è tutto apposto premiamo sul tasto *Decompose* e il software suddividerà la geometria in varie zone utili per il passo successivo. Il risultato è il seguente



Possiamo chiudere il *Design Modeler* e passare alla scheda successiva.

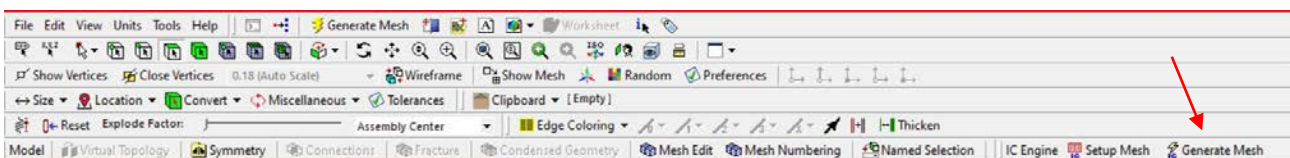
A.3.2 MESH

Apriamo la scheda *Mesh* con un doppio click. Andiamo a premere su *Setup Mesh* nella barra *IC Engine* per impostare la dimensione media della Mesh. Nel nostro caso abbiamo usato una dimensione media di 1.8 mm. Se vogliamo possiamo andare a modificare le dimensioni dei vari *refine* intorno alle valvole. Le impostazioni utilizzate sono le seguenti:



Una volta completato premiamo su OK e in seguito su *Generate Mesh* per creare la mesh.

Attenzione! Bisogna premere sul tasto *Generate Mesh* nella barra dell'*IC Engine* non sul tasto *Generate* del programma. Con il tasto *Generate Mesh* viene seguita una sequenza precisa per creare la mesh specifica vista la suddivisione fatta in precedenza dal *Design Modeler*.



Terminata la creazione della mesh possiamo chiudere la finestra.

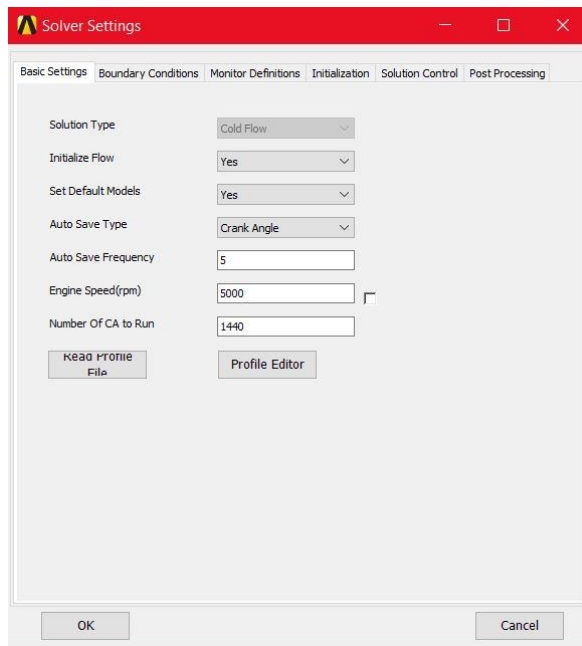
A.3.3 ICE SOLVER SETTINGS

Andiamo a definire tutte le impostazioni della simulazione premendo su *ICE Solver Settings*. Si aprirà un menù con varie pagine. Partiamo dalla prima

- *Basic Settings*

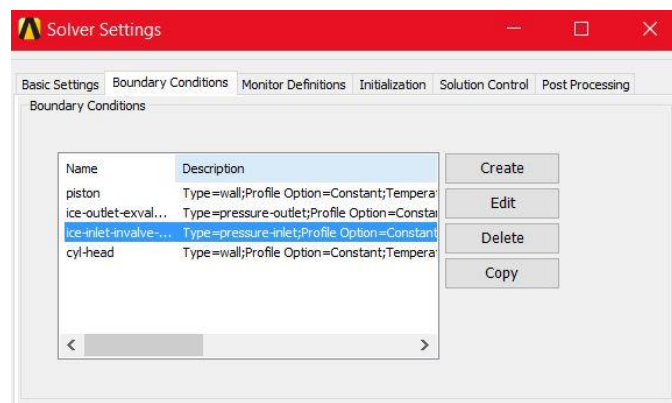
Qui andiamo ad impostare la velocità di rotazione del motore, la frequenza di salvataggio della analisi completa e il numero di gradi di manovella lungo i quali svolgere l'analisi. Da

Profile Editor, inoltre, possiamo controllare che i profili di movimento delle valvole e dei pistoni siano corretti ed eventualmente modificarli.



- *Boundary Conditions*

Cliccando su *ice-inlet-invalve-port* possiamo impostare la pressione e la temperatura all'ingresso. Stessa cosa per l'uscita attraverso *ice-outlet-exvalve-port* e inoltre possiamo aggiungere altre condizioni come ad esempio la temperatura della testata di 313K nel nostro caso con il tasto *Create*.

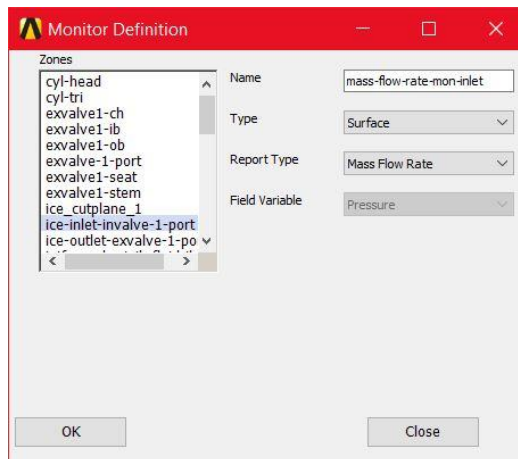


- *Monitor Definitions*

Attraverso questa pagina possiamo impostare i parametri che verranno salvati a ogni *Time Step* dell'analisi e poi saranno salvati in file *.csv* per essere analizzati. L'analisi verrà salvata con tutti i dati completi soltanto a intervalli definiti nella prima pagina. Se vogliamo

visualizzare l'andamento di determinati parametri in ogni istante bisogna aggiungerli in questa pagina.

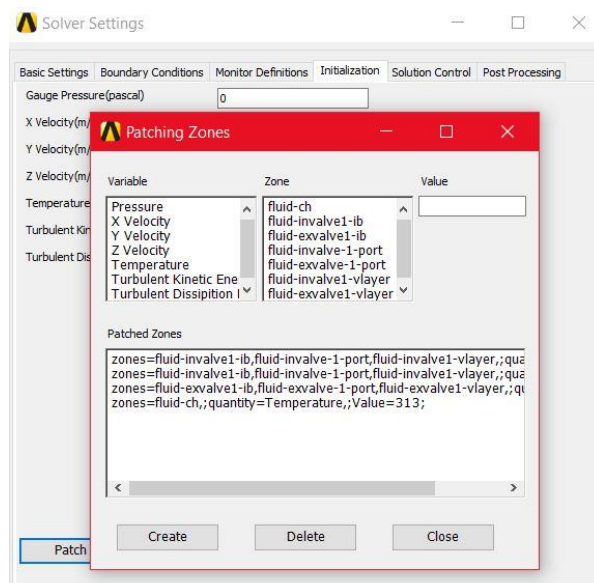
Aggiungiamo ad esempio la portata di massa attraverso l'*Inlet*. Si seleziona *Create*, *Surface* nella casella *Type*, *Mass Flow Rate* nella casella *Report Type* e dal menu a sinistra *ice-inlet-invalve-port* e si preme su *OK*.



Allo stesso modo possiamo crearne altre come la pressione nei condotti, la velocità massima, la velocità nelle sezioni di ingresso ed uscita.

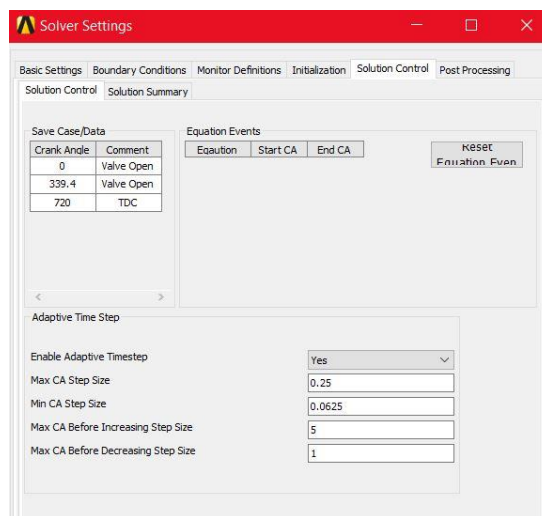
- *Initialization*

Qui possiamo imporre delle condizioni iniziali al fluido. Nel nostro caso premendo sul tasto *Patch* andiamo a imporre una pressione nei condotti di aspirazione in modo da non partire con la pressione atmosferica in tutta la regione fluida. Possiamo impostare anche una temperatura diversa da quella ambientale o delle velocità.



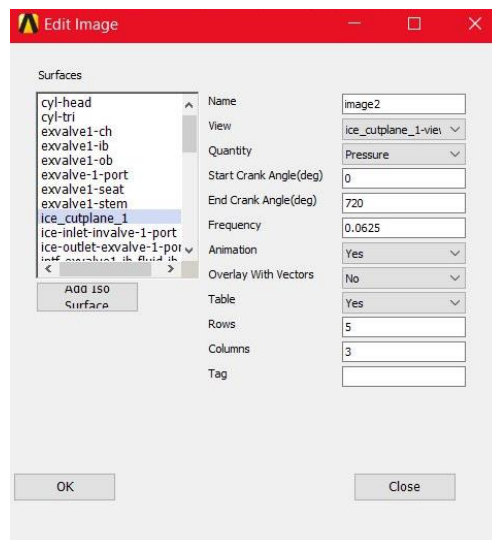
- *Solution Control*

In questa pagina possiamo controllare il *Time Step* e avere un sommario della analisi. Per la nostra analisi conviene attivare *l'Adaptive Time Step* così da rendere più veloci le analisi. *L'Adaptive Time Step* funziona nel modo seguente: se la soluzione arriva a convergenza aumenta il time step (fino a un limite che si definisce in *max CA step size*) oppure viceversa, se non arriva a convergenza diminuisce il time step (anche qui fino al *min CA step size*). Si può impostare anche dopo quante iterazioni aumentare o ridurre il Time step. Nel nostro caso ad esempio appena non converge, diminuisce il Time step mentre servono 5 iterazioni a convergenza per farlo aumentare.



- *Post Processing*

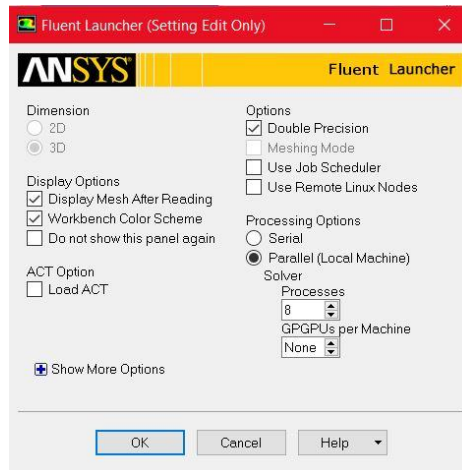
Da qui possiamo definire le immagini che verranno salvate da *Fluent* durante l'analisi. Nel nostro caso oltre alla velocità che è già presente andiamo ad aggiungere anche la pressione attraverso il tasto *Create* e impostando poi i seguenti parametri.



Abbiamo terminato con l'*ICE Solver Settings*, premiamo OK e passiamo alla scheda successiva.

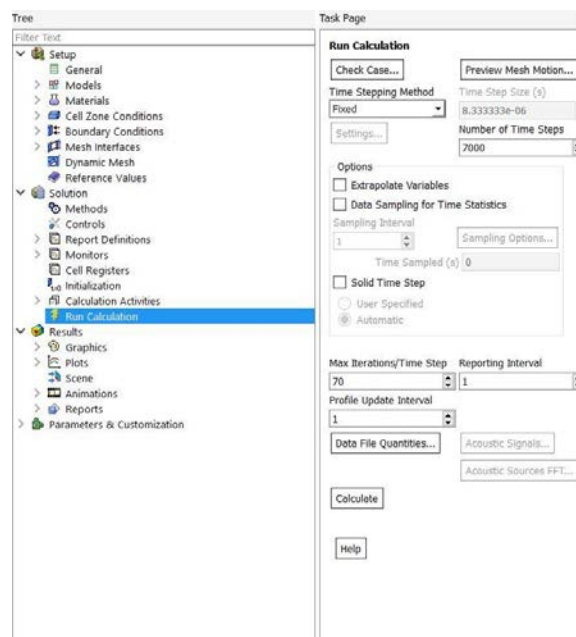
A.3.4 SETUP

In questa scheda si aprirà *Fluent* e il sistema in automatico applicherà tutte le condizioni a contorno e impostazioni messe in precedenza. Prima di aprire *Fluent* apparirà la seguente schermata.



Assicurarsi che sia attiva l'opzione *Double Precisions* e di impostare il corretto numero di *Processes* da utilizzare del computer. Nel mio caso ho un processore quad-core con otto processi virtuali quindi metterò otto altrimenti non sfrutto tutta la potenza di calcolo della macchina.

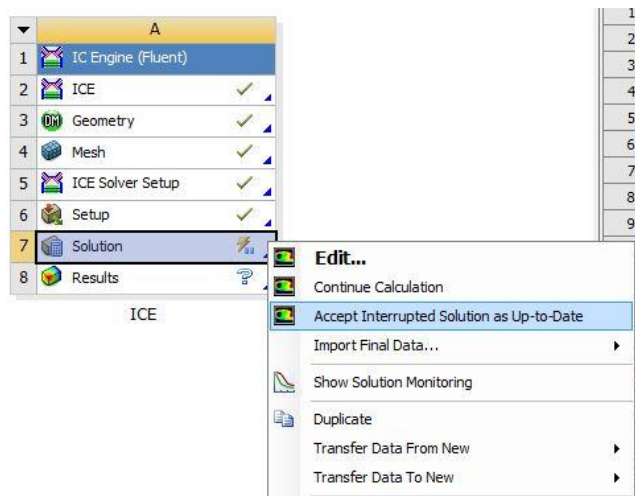
Aperto *Fluent* si attende che importi tutte le impostazioni. Una volta concluso vado su *Run Calculation* presente nella colonna di sinistra. Posso modificare il numero di *Time Step*, noi impostiamo 7000 così siamo sicuri di completare un ciclo e mezzo del motore e aumentiamo il *Max Iterations* a 70.



A questo punto possiamo lanciare la soluzione direttamente da FLUENT tramite il tasto *Calculate* oppure chiudere FLUENT e premere su *Solution* di ANSYS WORKBENCH.

Il consiglio è quello di far partire l'analisi da FLUENT poiché, nel caso ci fossero errori oppure interruzioni, è possibile recuperare i file e continuare l'analisi. Se siamo su WORKBENCH invece in caso di interruzione bisogna riprendere l'analisi da capo.

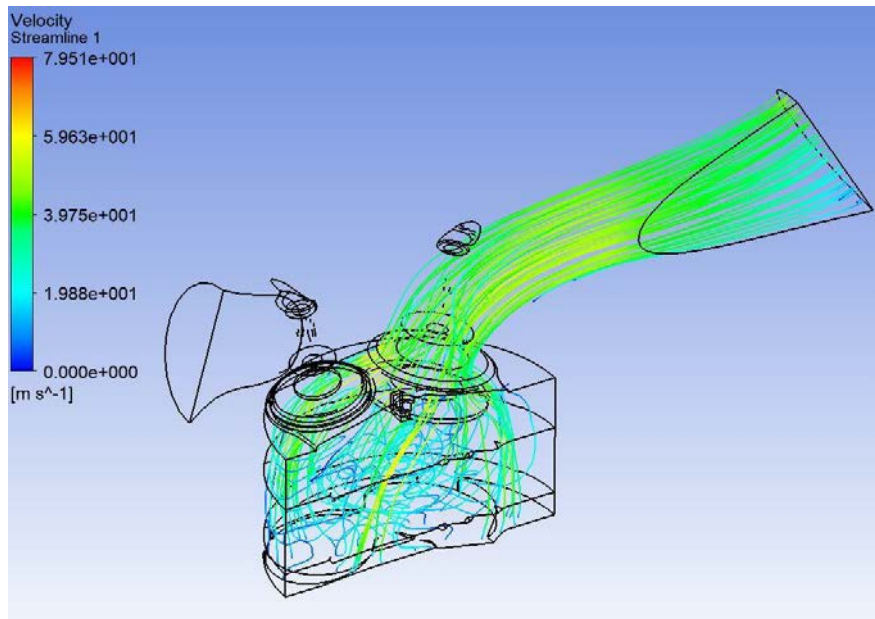
Terminata la analisi possiamo chiudere FLUENT e tramite tasto destro sulla finestra *Solution* di WORKBENCH premere *Accept Interrupted Solution As-Up-Date* in modo da far capire a WORKBENCH che l'analisi è completa (questa cosa non è necessaria se si svolgono i calcoli tramite WORKBENCH). In questo modo è possibile passare alla visualizzazione dei risultati ottenuti.



A.3.5 RESULTS

Facciamo click con il tasto destro su *Result* e premiamo *Update* così da creare il file con tutti i risultati. Il file creato è il file *Report.html* presente nella carella *ICE / Report* tra i file della analisi. Nel *Report* sono presenti tutti i grafici e le immagini create in precedenza dall'*ICE Solver Settings*.

Per visualizzare i risultati si può cliccare su *Result* e si aprirà il *CFD-Post*. Da qui possiamo creare immagini o visualizzazione 3D delle traiettorie del fluido nelle varie configurazioni salvate in precedenza. Il procedimento è lo stesso delle analisi PORT-FLOW, un esempio delle linee di corrente che si ottengono è il seguente:



Attenzione! Qui non possiamo vedere ogni istante della simulazione ma soltanto i casi completi salvati ad intervalli definiti nell'*ICE Solver Settings*. Per cambiare istante basta andare su *TimeStep Selector* (icona dell'orologio) su *CFD-Post* e scegliere quale Time Step tra quelli salvati visualizzare.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G. Ferrari, *Motori a combustione interna*, 2° edizione, Euscalpio, 2016
- [2] D. Giacosa, *Motori endotermici*, 15° edizione, Hoepli, 2000
- [3] SAE International, *Formula SAE Rules 2019*, Version 2.1, 2018
- [4] G.A. Pignone, U.R. Vercelli, *Motori ad alta potenza specifica*, 3° edizione, Giorgio Nada Editore, 2016
- [5] A. Cavallini, M. Sovrano, S. Marcin, L. Rossetto, *Elementi di gasdinamica*, 1° edizione, Edizioni Progetto, 2012
- [6] A. Verlatto, *Analisi fluidodinamica tramite CFD e riprogettazione di una strozzatura per motori di formula SAE*, Tesi di laurea magistrale in Ingegneria Meccanica, DII, Università degli Studi di Padova, 2019
- [7] M. Weclas, A. Melling, F. Durst, *Flow separation in the inlet valve gap of piston engines*, Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 24, pp. 165-195, Elsevier Science Ltd, 1998
- [8] Teodosio Luigi, Attilio Roberto, Nonatelli Fabio, *A 1D/3D Methodology for the Prediction and Calibration of a High Performance Motorcycle SI engine*, Energy Procedia 82 pp. 936-943, Elsevier Science Ltd, 2015
- [9] Damian E. Ramajo and Norberto M. Nigro, *Numerical And Experimental In-Cylinder Flow Study In A 4-Valve Spark Ignition Engine*, Mecánica Computacional Vol XXVII, pag. 181-205, San Luis, Argentina, 10-13 Novembre 2008
- [10] Kumar Chidambaram & Govindan Nagarajan, *Investigation of flow during intake stroke of a single cylinder internal combustion engine*. ARNP Vol. 7. 180-186, 2012
- [11] El Adawy, Mohammed & Heikal, M.R. & Aziz, A.A.R. & Siddiqui, M.I. & Abdul Wahhab, Hasanain, *Experimental study on an IC engine in-cylinder flow using different steady-state flow benches*. Alexandria Engineering Journal Vol.56-10.1016, 2017
- [12] Shumei Yin, *Volumetric Efficiency Modeling Of A Four Stroke Ic Engine*, Degree of Master of Science, Department of Mechanical Engineering, Colorado State University, Fort Collins, Colorado, Spring 2017
- [13] Pesic Radivoje & Davinić Aleksandar & Petkovic Snezana & Taranović Dragan & Miloradović Danijela, *Volumetric Efficiency - Problems In Experimental Determination*, International Congress Motor Vehicles & Motors, 2010
- [14] Murali Krishna B. & Mallikarjuna J.M, *Characterization of Flow through the Intake Valve of a Single Cylinder Engine Using Particle Image Velocimetry*, Journal of Applied Fluid Mechanics Vol. 3, N. 2, pp. 23-32, 2010

SITOGRAFIA

- [15] www.ansyshelp.ansys.com
- [16] www.help.solidworks.com
- [17] www.aperaceparts.com/tech/2009hondacbr600rr