



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI NAPOLI
FEDERICO II

INGEGNERIA MECCANICA PER L'ENERGIA E L'AMBIENTE

Corso di Combustione

Gruppo 9:

Alfredo Addezio

Andrea Covino

Ciro Luca Cozzolino

Federica Iorio

Anno 2022/2023

TRACCIA PROGETTO GRUPPO 9

Combustore: tipo LUCY;
Miscela metano-aria;

DATI

- Pressione interna ed esterna: 1 atm
- Temperatura ingresso combustibile: 298 K
- Temperatura ingresso aria: 600 K
- Potenza termica del bruciatore: 6 kW
- Adiabatico
- Rapporto di equivalenza: 0.9

Si richiedono i seguenti risultati:

- 1) Contours del campo di velocità e vettori velocità su sezioni caratteristiche del combustore da voi scelte e che sono maggiormente rappresentative per il problema in esame
- 2) Contours del campo di temperature sulle medesime sezioni
- 3) Valutare le principali variazioni ai punti 1 e 2 se si aumenta il rapporto di equivalenza a 1.2
- 4) Riportare le principali variazioni nelle variabili dei punti 1,2 (per rapporto di equivalenza pari a 0.9) se si utilizza una temperatura alle pareti fissa di 1200 K

VELOCITÀ DI IMMISSIONE COMBUSTIBILE E COMBURENTE

$$v_c = 54 \text{ m/s}$$

$$\Phi_1 = 0.9$$

$$\Phi_2 = 1,2$$

$$\rho_c = 0,644 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_a = 0,589 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{m}_c = 2\rho_c v_c \pi \frac{D_c^2}{4} = 1,23 \cdot 10^{-4} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{a1} = \frac{\alpha_{st}}{\Phi_1} \dot{m}_c = 2,32 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{a2} = \frac{\alpha_{st}}{\Phi_2} \dot{m}_c = 1,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$v_{a1} = \frac{4\dot{m}_{a1}}{2\rho_a \pi D_a^2} = 40 \text{ m/s}$$

$$v_{a2} = \frac{4\dot{m}_{a2}}{2\rho_a \pi D_a^2} = 30 \text{ m/s}$$

MODELLI DI TURBOLENZA

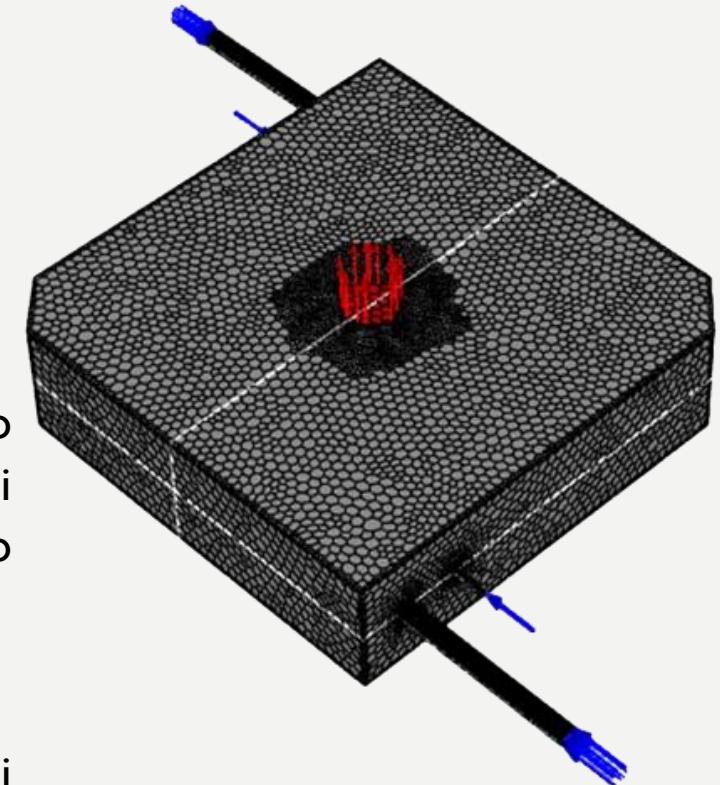
Esistono differenti approcci per trattare la turbolenza dal punto di vista computazionale:

- DNS
- LES
- RANS
- DES

In particolare in FLUENT si utilizza l'approccio RANS dove le equazioni vengono ricavate applicando una procedura di tipo statistico detta decomposizione di REYNOLDS, in cui le variabili sono espresse come somma di un contributo medio e uno fluttuante turbolento.

Per risolvere le RANS sfruttiamo dei modelli di turbolenza che ci permettono di risolvere il problema termo-fluidodinamico, ovvero:

- K-EPSILON, che sfrutta la velocità di dissipazione dell'energia cinetica turbolenta ε
- K-OMEGA, che sfrutta il *rate dissipation* o frequenza caratteristica dei vortici ω



MODELLI DI COMBUSTIONE

Nel corso di questa ricerca, ci siamo concentrati sui modelli di combustione progettati per situazioni in cui la miscela di metano e aria non è premiscelata.

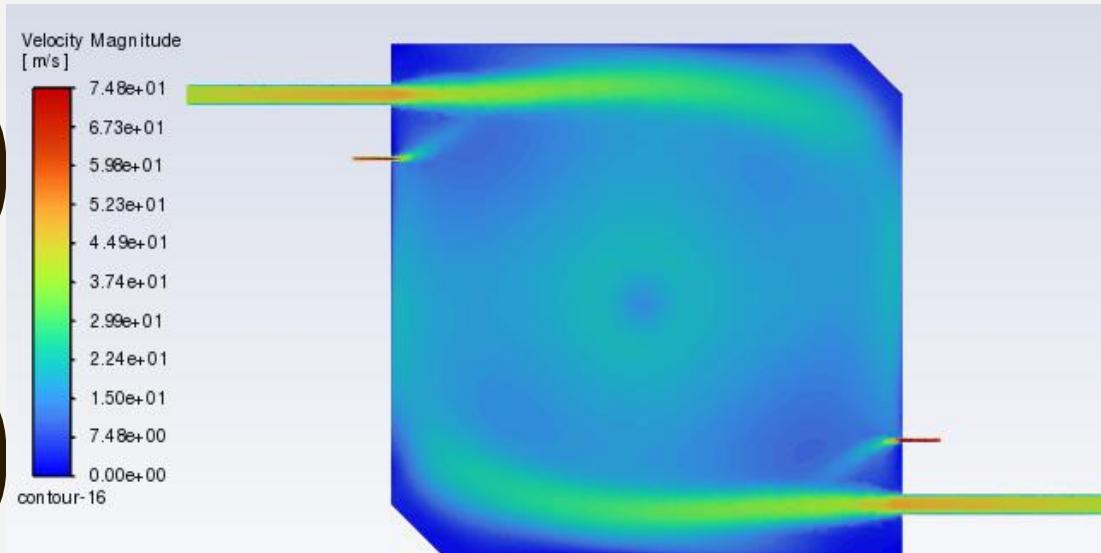
I due modelli presi in considerazione sono i seguenti:

1. **EDDY DISSIPATION:** Questo modello risolve globalmente il problema, basandosi sull'assunto che la velocità della reazione chimica superi quella del trasporto delle specie dovuto al campo di moto. I reagenti appena si miscelano a livello molecolare reagiscono e formano i prodotti.
2. **FLAMELET:** Questo modello tratta localmente il problema, rappresentando la combustione come un insieme di diversi fronti di fiamma locali. Le flamelet sono dei modelli di getti a contro-diffusione. È essenziale affiancare questo modello a modelli cinetici per ottenere una rappresentazione accurata.

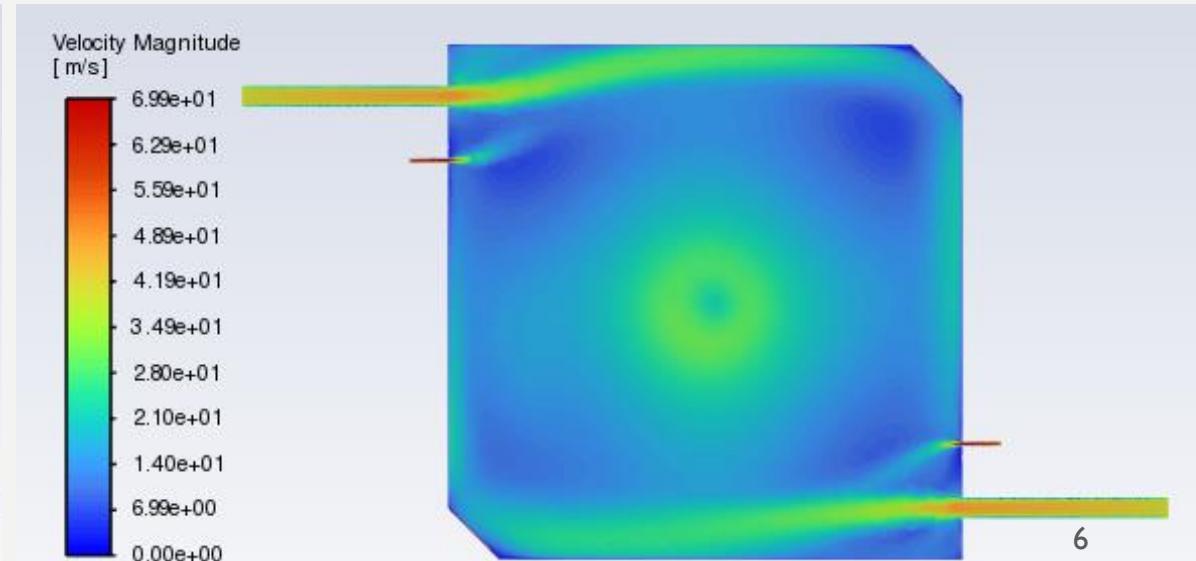
PUNTO 1: CONTOUR DELLA VELOCITÀ SU SEZIONI NOTEVOLI

Per confrontare l'approccio tramite **EDDY DISSIPATION** con quello **FLAMELET**, abbiamo analizzato e confrontato i modelli K-EPSILON e K-OMEGA nei primi tre punti, al fine di selezionare quello più appropriato per la nostra problematica. Il modello K-EPSILON, quando si tratta di interazione con le pareti, soffre di alcuni difetti. Ad esempio, può avere difficoltà a modellare accuratamente il flusso vicino alla parete, specialmente in regioni ad alta turbolenza, come quelle nei pressi dello strato limite. Ciò può portare a valutazioni non precise della velocità e della turbolenza vicino alla parete. Il modello K-OMEGA, invece, è progettato per gestire meglio l'interazione tra il flusso e le pareti rispetto al modello K-EPSILON. Utilizza due equazioni per modellare l'energia cinetica turbolenta (k) e la frequenza caratteristica dei vortici (ω). Quest'ultima è correlata alla scala di lunghezza della turbolenza, il che consente al modello di essere più sensibile alle caratteristiche del flusso vicino alle pareti.

K-EPSILON: PIANO XZ

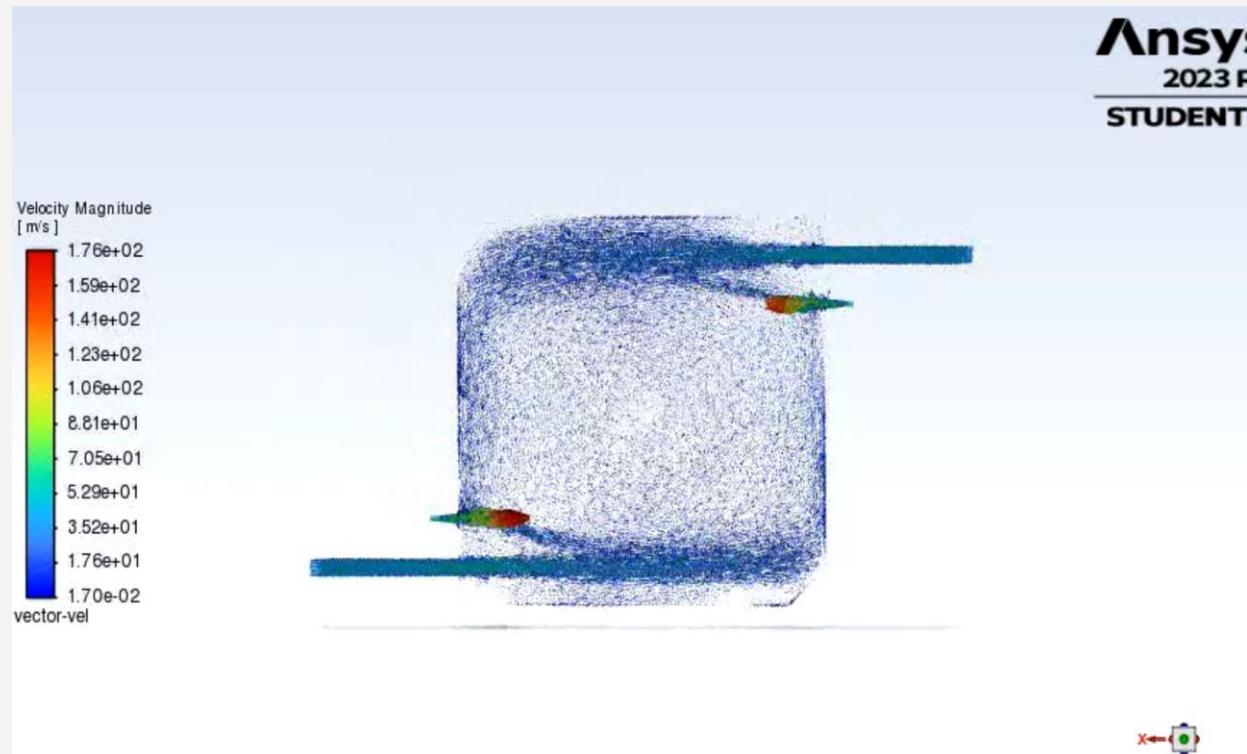


K-OMEGA: PIANO XZ

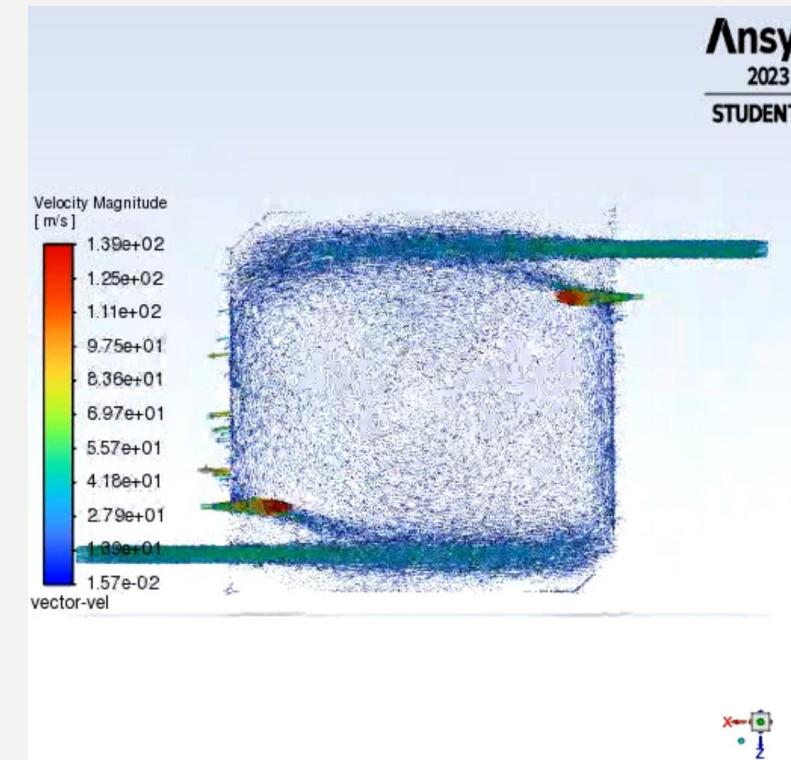


PUNTO 1: CONTOUR DELLA VELOCITÀ SU SEZIONI NOTEVOLI

K-EPSILON: PIANO XZ

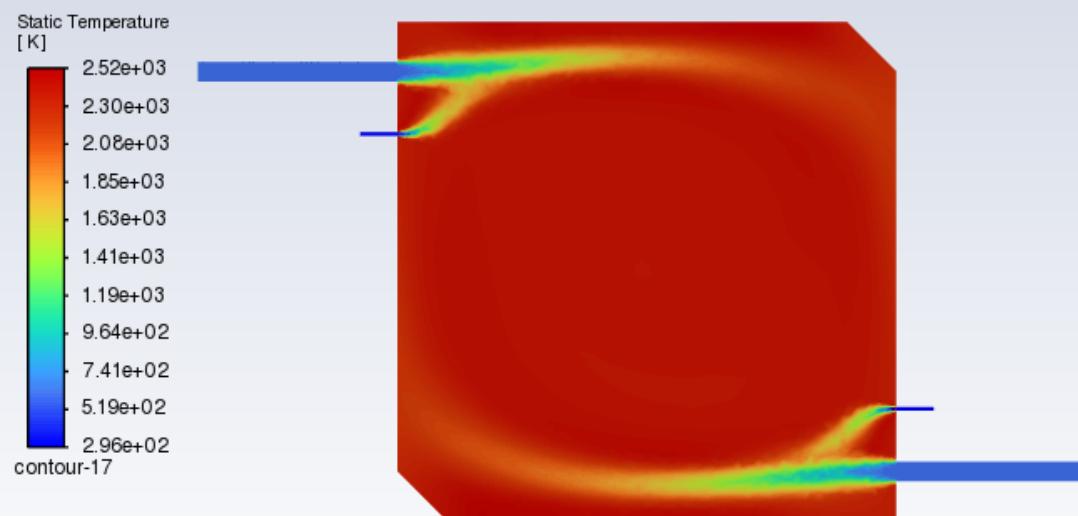


K-OMEGA: PIANO XZ

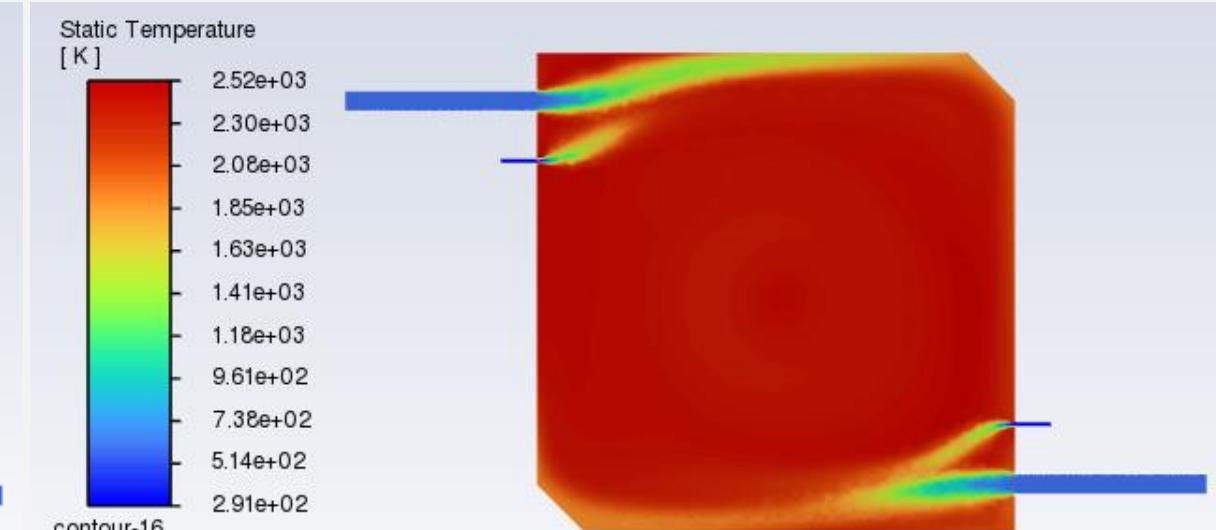


PUNTO 2: CONTOUR DELLA TEMPERATURA SU SEZIONI NOTEVOLI

K-EPSILON: PIANO XZ

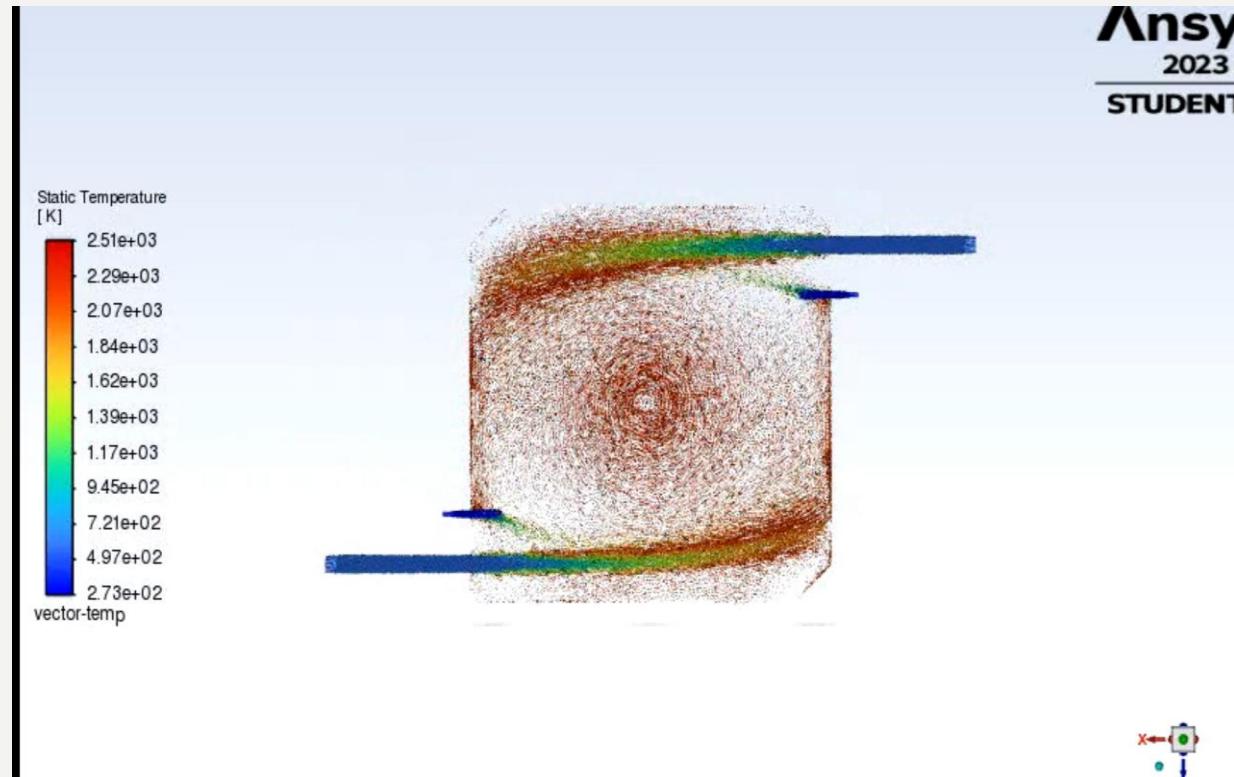


K-OMEGA: PIANO XZ

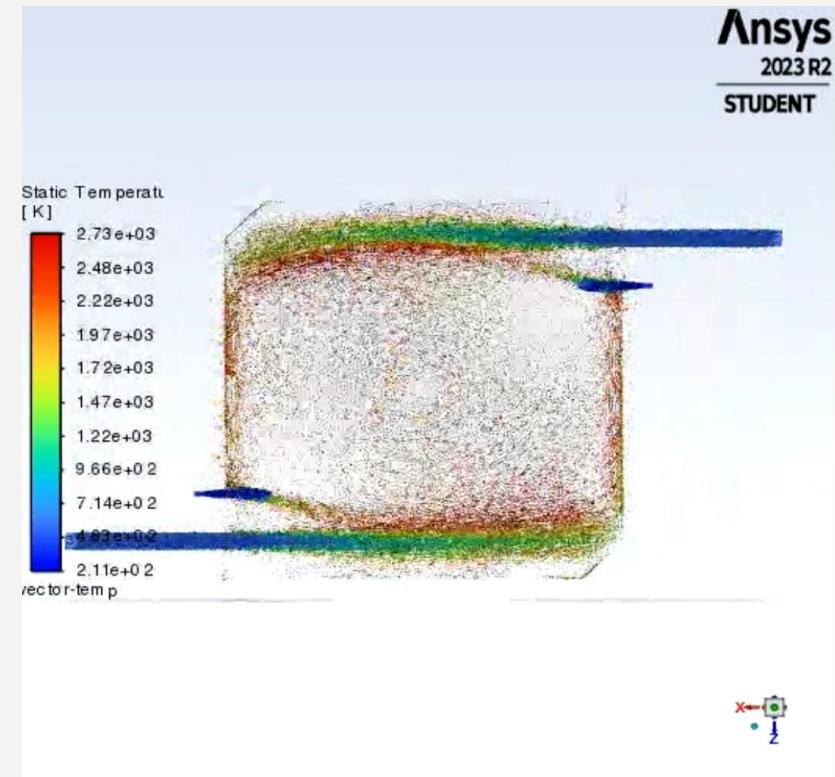


PUNTO 2: CONTOUR DELLA TEMPERATURA SU SEZIONI NOTEVOLI

K-EPSILON: PIANO XZ

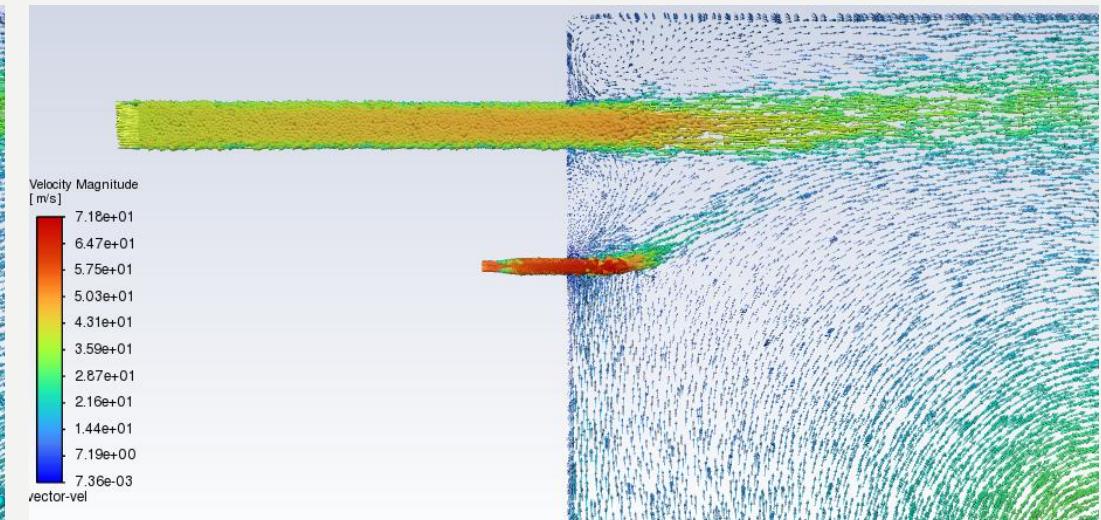
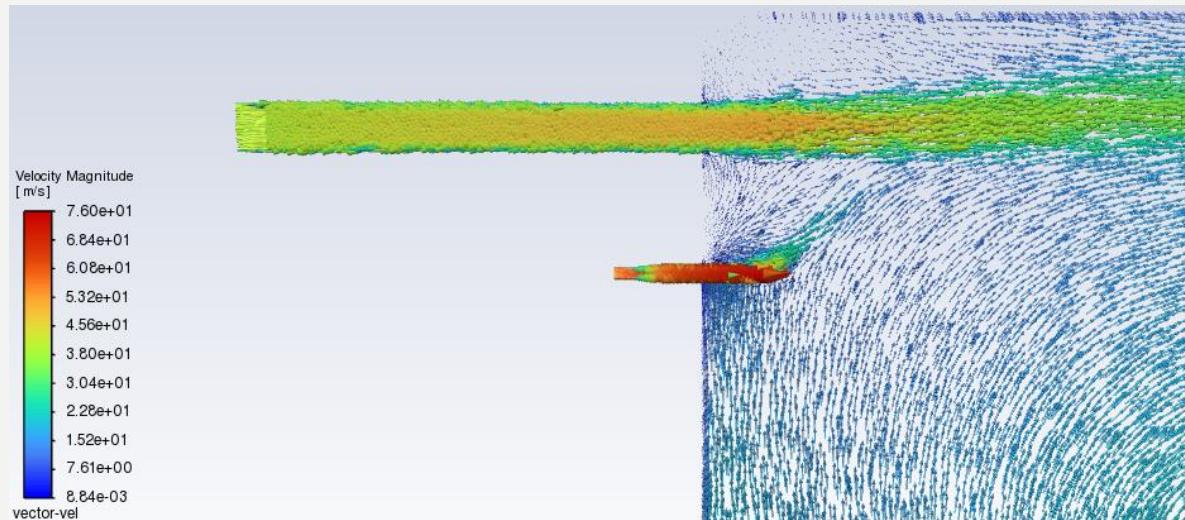


K-OMEGA: PIANO XZ



CONFRONTO TRA K-EPSILON E K-OMEGA

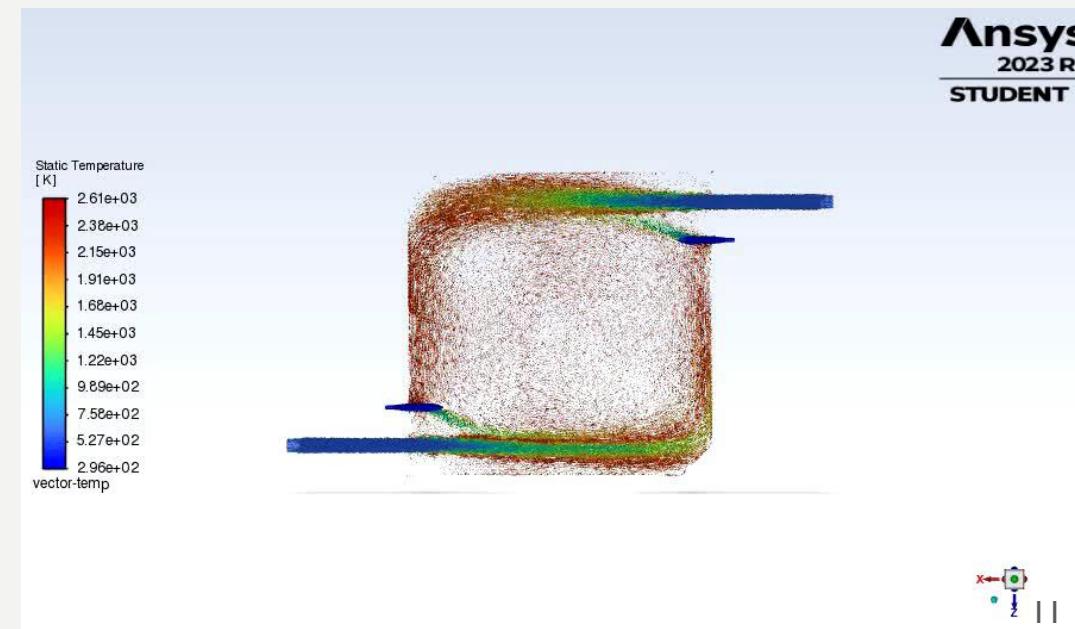
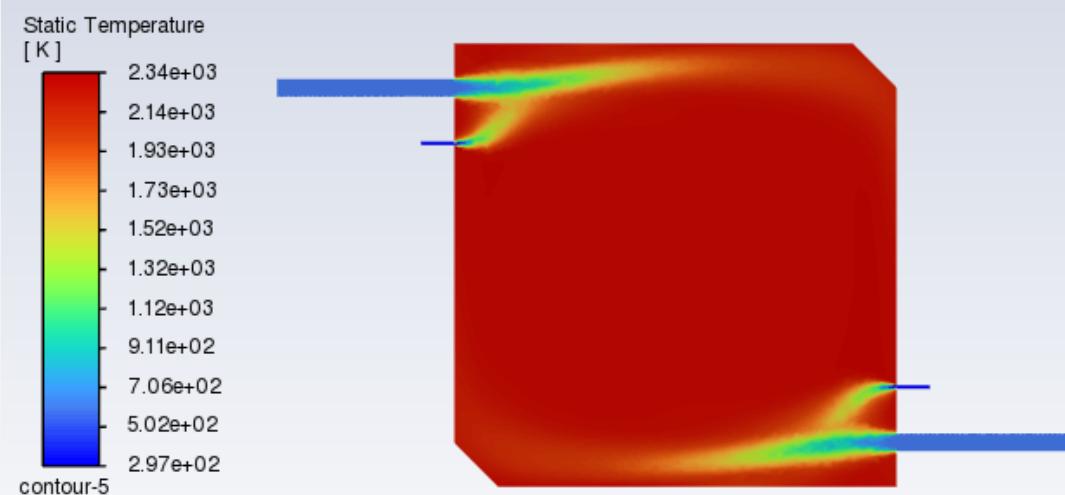
Dopo aver condotto simulazioni e confrontato i due modelli di turbolenza, abbiamo concluso che presentano comportamenti confrontabili. Di seguito, forniamo un confronto dei vettori della velocità anche nelle immediate vicinanze della parete, in prossimità degli ingressi per entrambi i modelli:



Abbiamo optato per il modello K-EPSILON per le simulazioni successive, motivati dalla maggiore immediatezza nel calcolo computazionale dovuta alla trascurabilità dell'interazione parete-flusso.

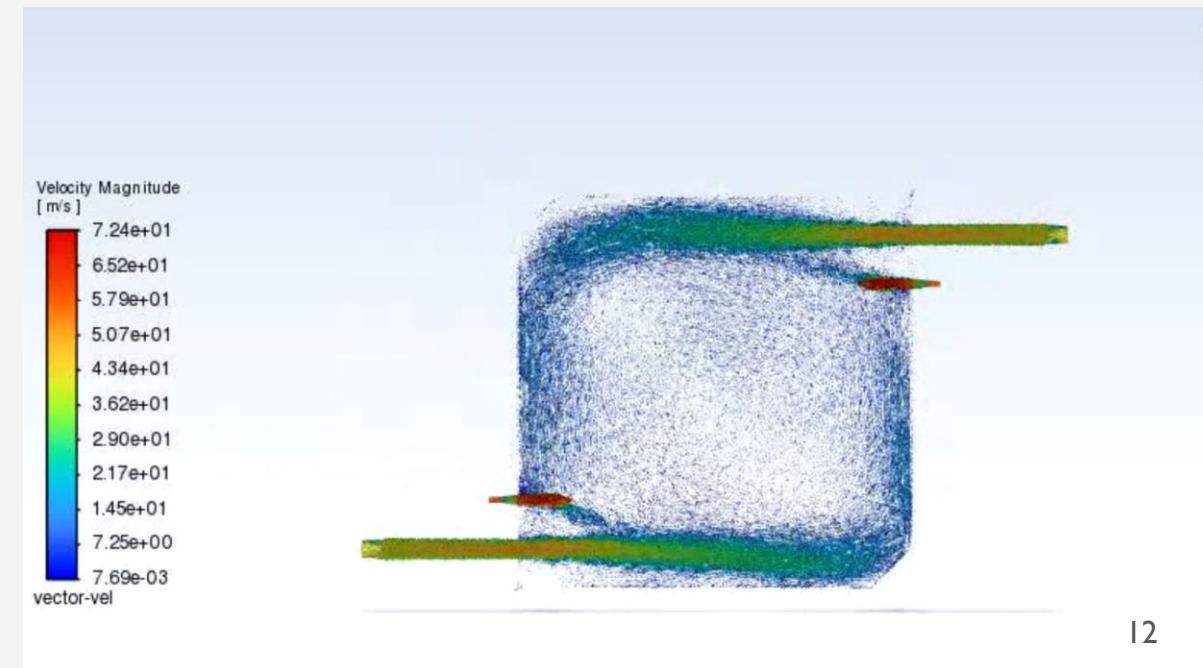
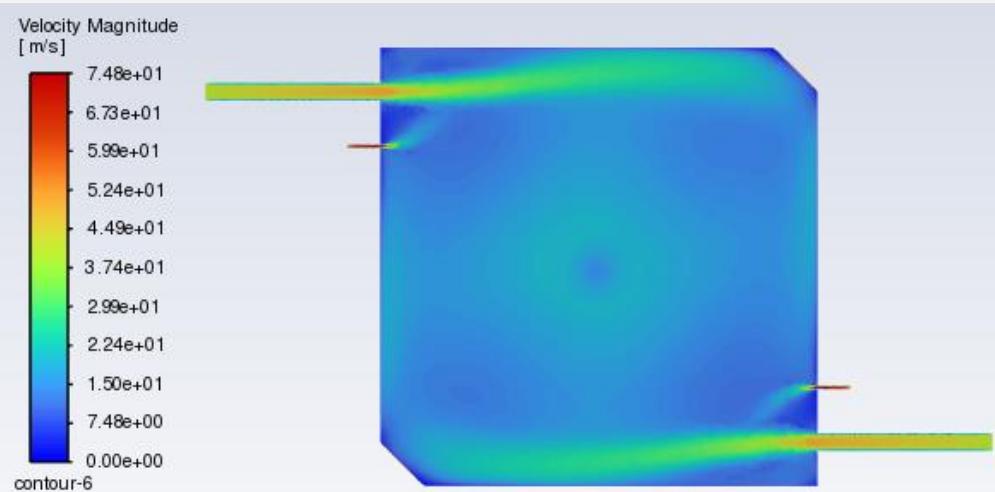
CONFRONTO TRA EDDY DISSIPATION E FLAMELET

K- EPSILON & FLAMELET: TEMPERATURA PIANO XZ



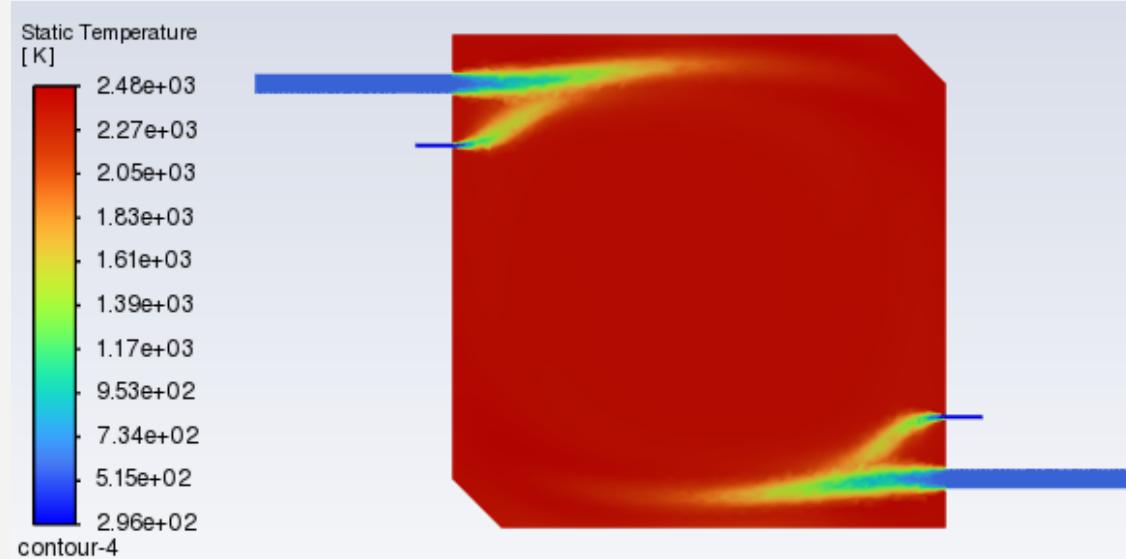
CONFRONTO TRA EDDY DISSIPATION E FLAMELET

K- EPSILON & FLAMELET: VELOCITÀ PIANO XZ

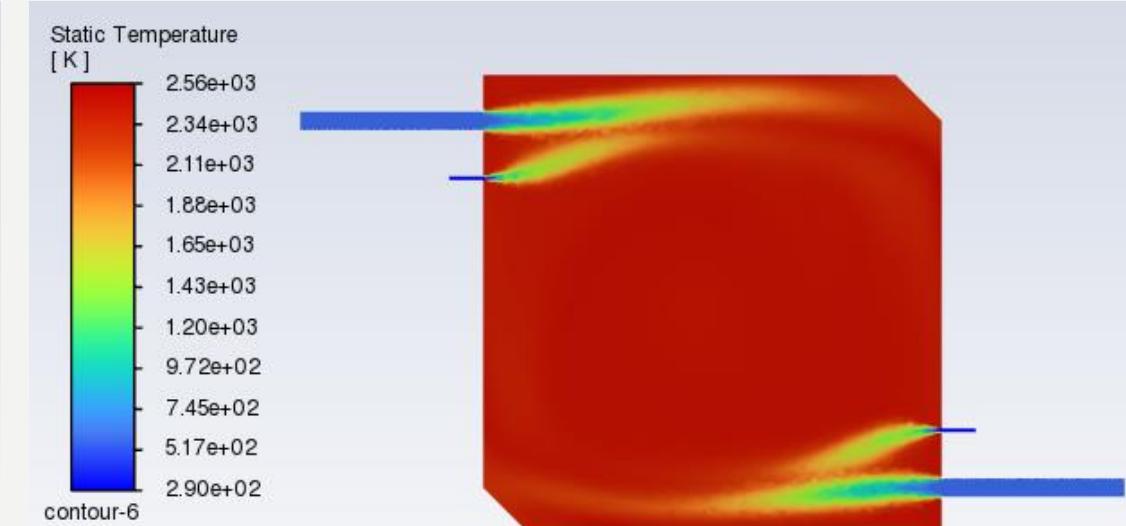


PUNTO 3: PRINCIPALI VARIAZIONI AI PUNTI 1 E 2 SE SI AUMENTA IL RAPPORTO DI EQUIVALENZA A 1.2

K- EPSILON TEMPERATURA

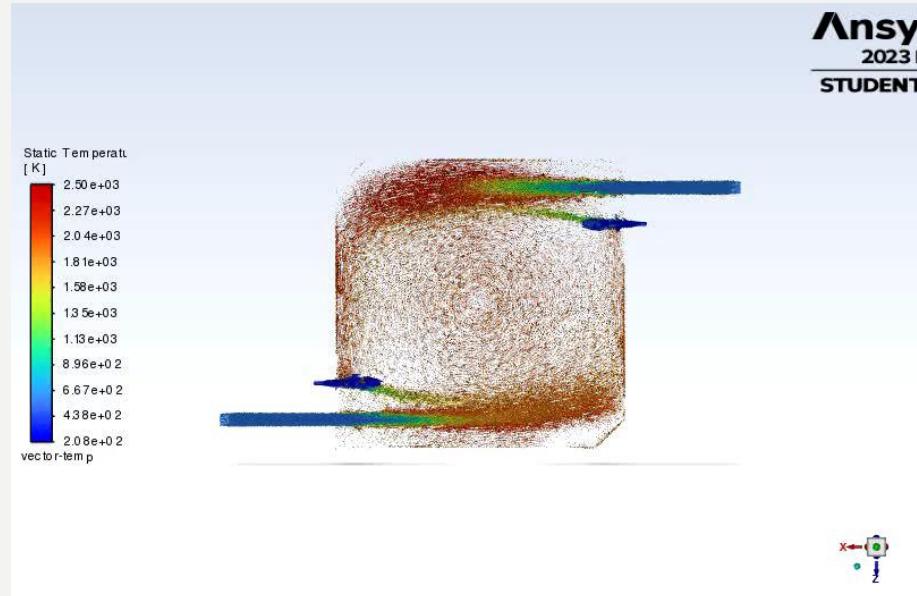


K- OMEGA TEMPERATURA

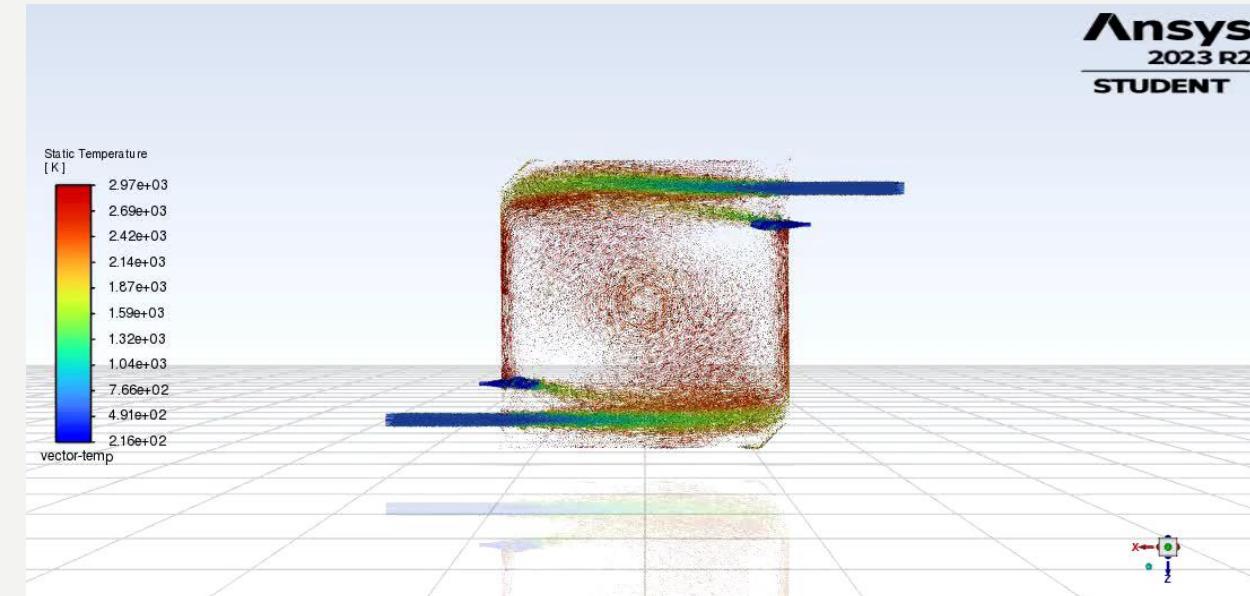


PUNTO 3: PRINCIPALI VARIAZIONI AI PUNTI 1 E 2 SE SI AUMENTA IL RAPPORTO DI EQUIVALENZA A 1.2

K- EPSILON TEMPERATURA

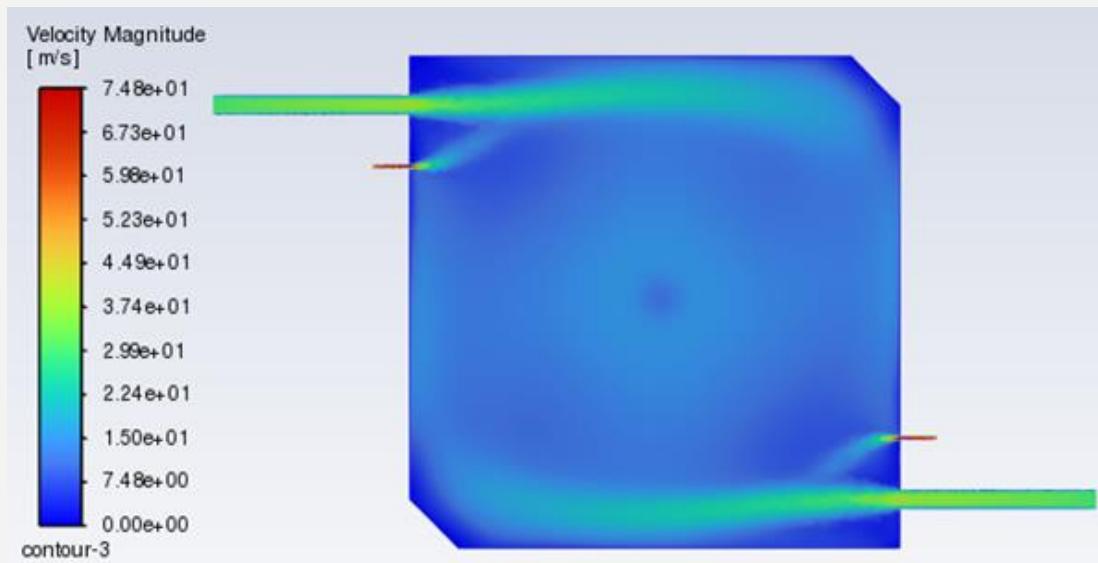


K- OMEGA TEMPERATURA

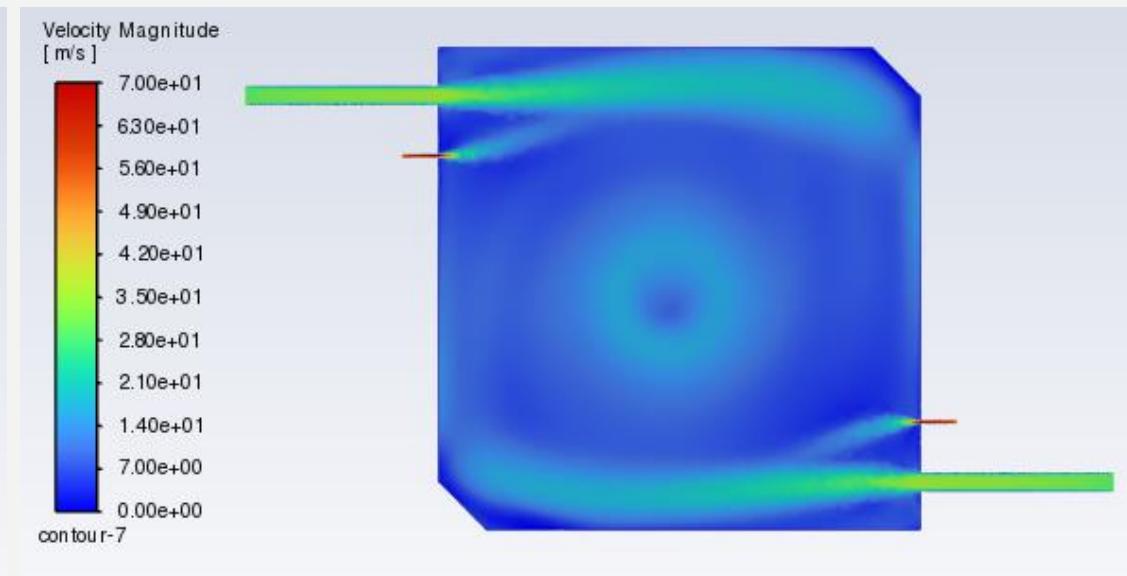


PUNTO 3: PRINCIPALI VARIAZIONI AI PUNTI 1 E 2 SE SI AUMENTA IL RAPPORTO DI EQUIVALENZA A 1.2

K- EPSILON VELOCITÀ

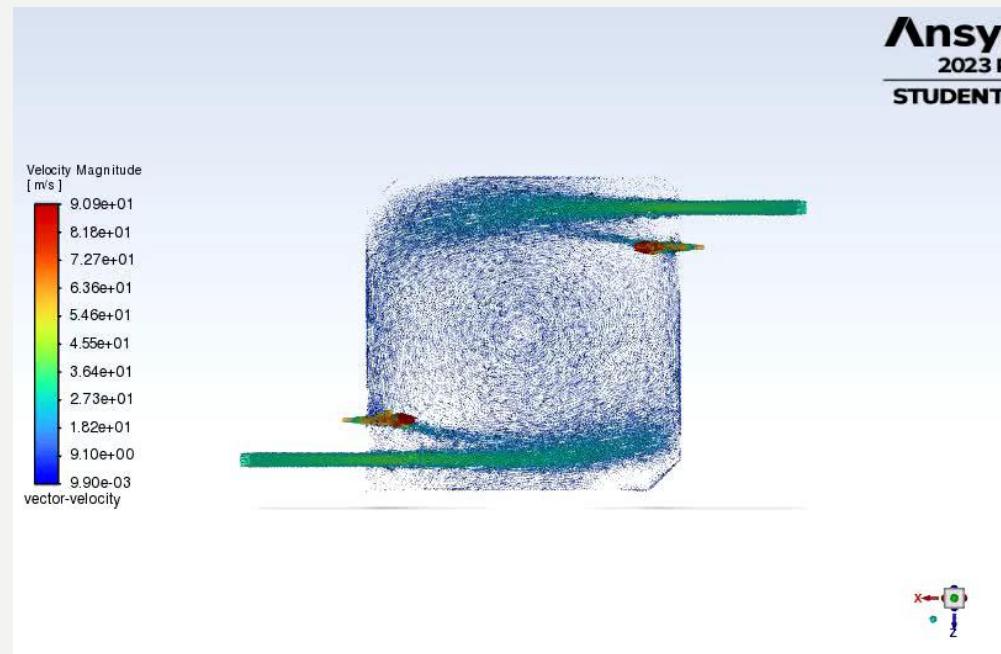


K- OMEGA VELOCITÀ

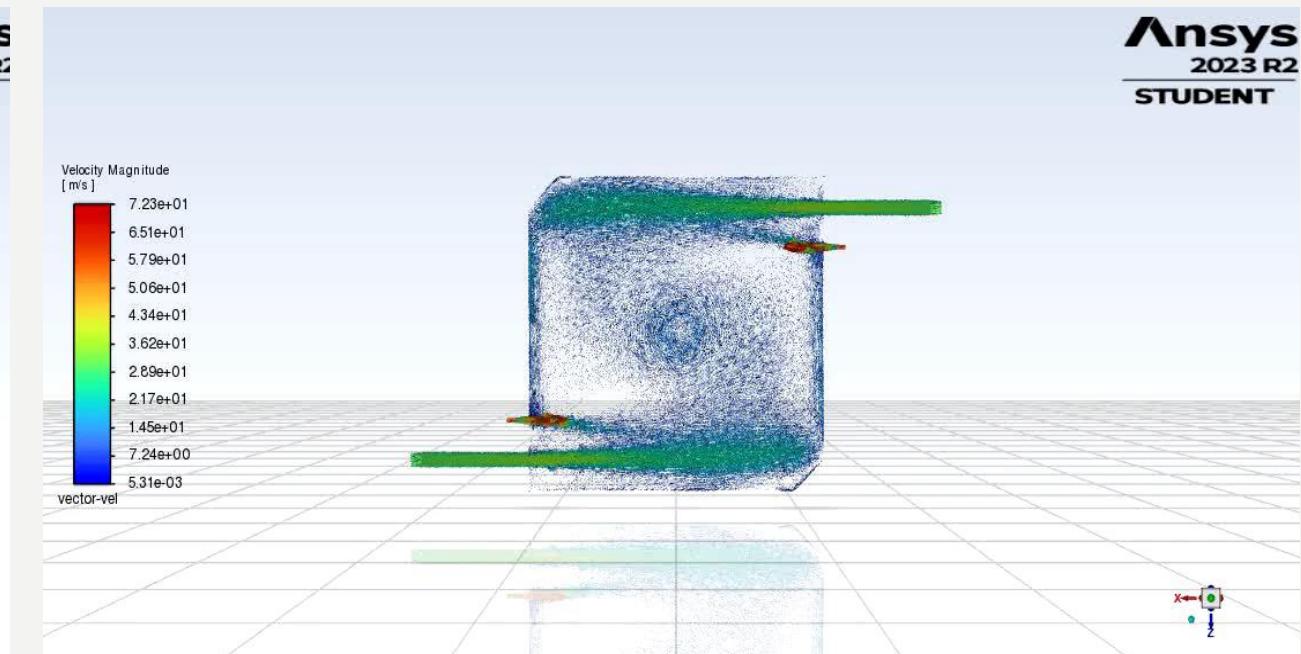


PUNTO 3: PRINCIPALI VARIAZIONI AI PUNTI 1 E 2 SE SI AUMENTA IL RAPPORTO DI EQUIVALENZA A 1.2

K- EPSILON VELOCITÀ

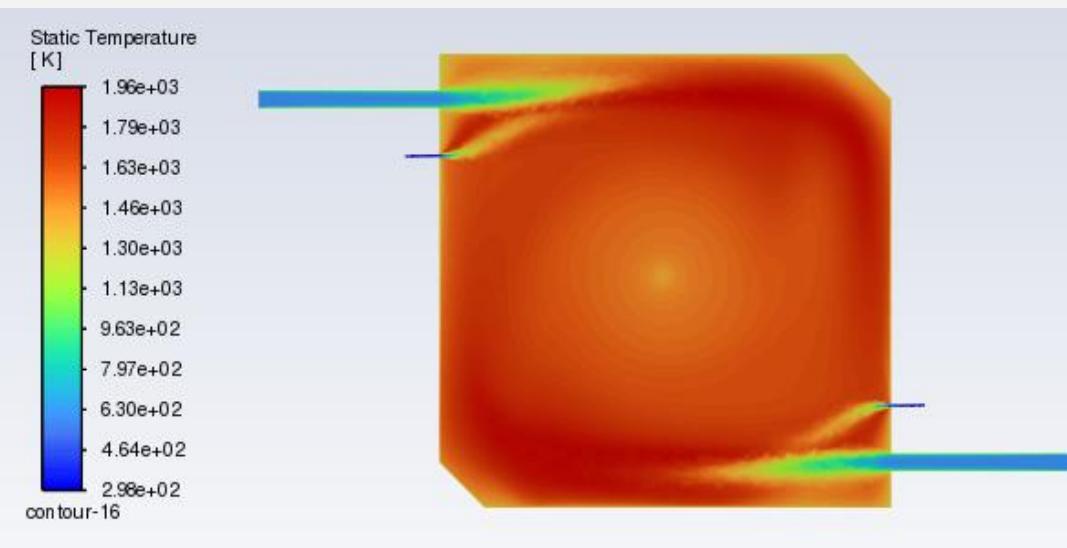


K- OMEGA VELOCITÀ

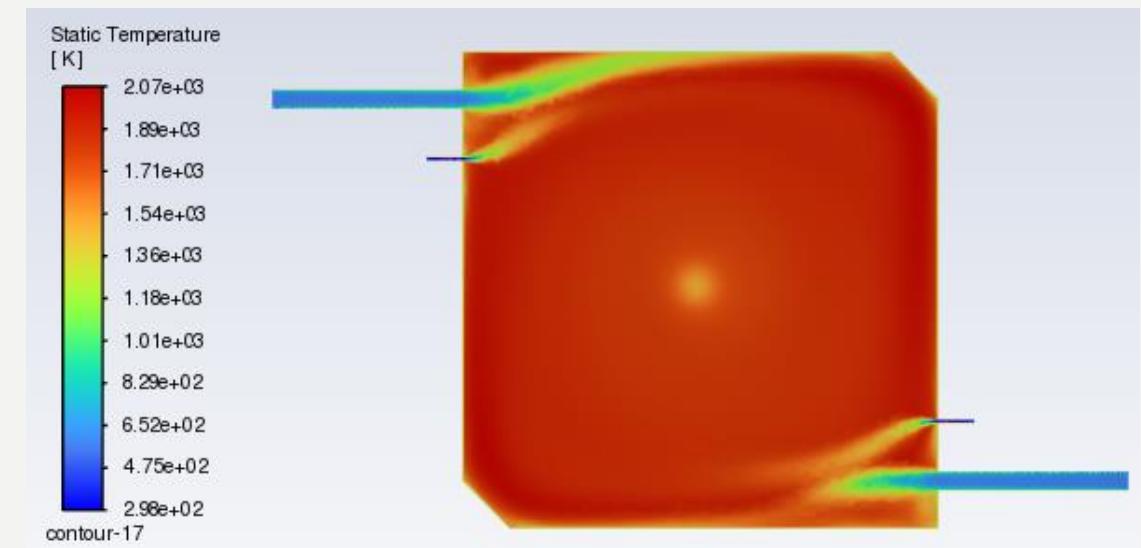


PUNTO 4: PRINCIPALI VARIAZIONI NELLE VARIABILI DEI PUNTI 1,2 (PER RAPPORTO DI EQUIVALENZA PARI A 0.9) SE SI UTILIZZA UNA TEMPERATURA ALLE PARETI FISSA DI 1200 K

K- EPSILON TEMPERATURA

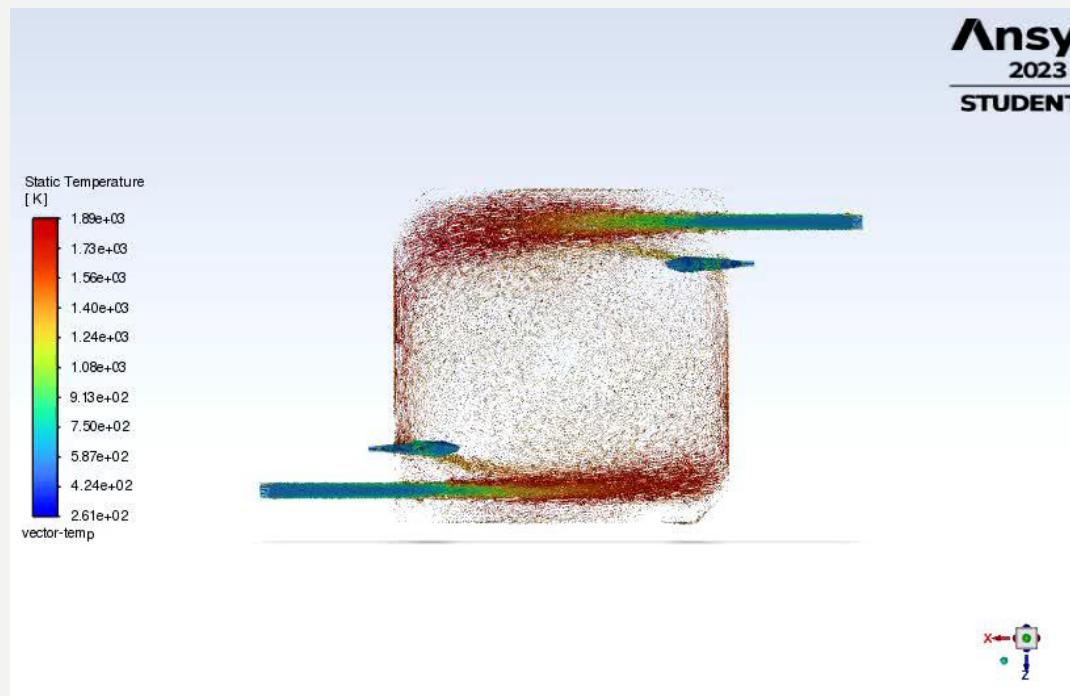


K- OMEGA TEMPERATURA

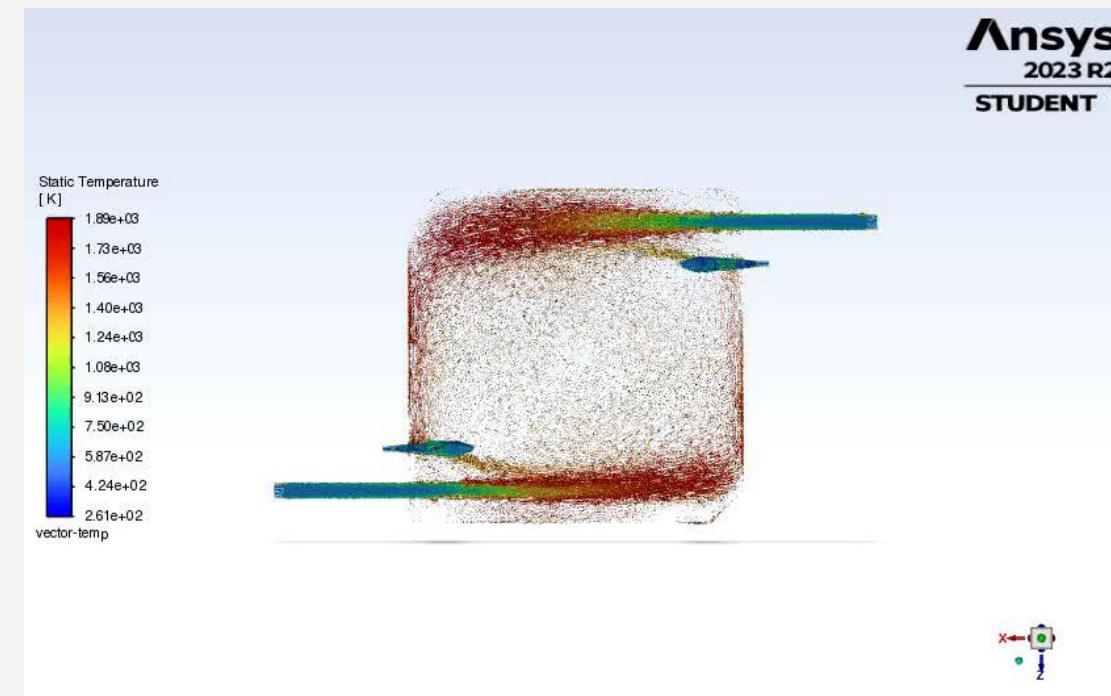


PUNTO 4: PRINCIPALI VARIAZIONI NELLE VARIABILI DEI PUNTI 1,2 (PER RAPPORTO DI EQUIVALENZA PARI A 0.9) SE SI UTILIZZA UNA TEMPERATURA ALLE PARETI FISSA DI 1200 K

K- EPSILON TEMPERATURA

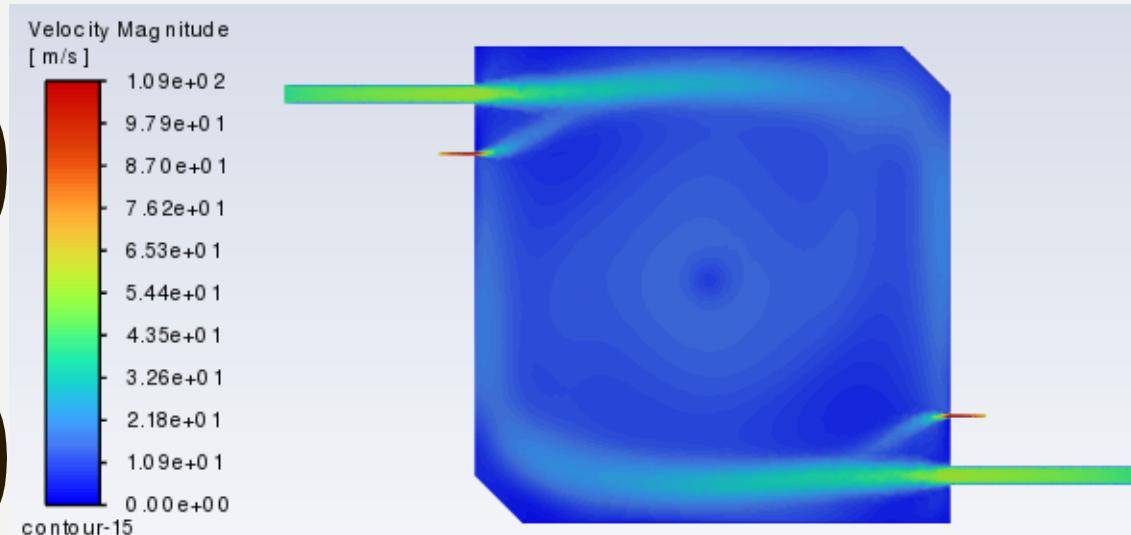


K- OMEGA TEMPERATURA

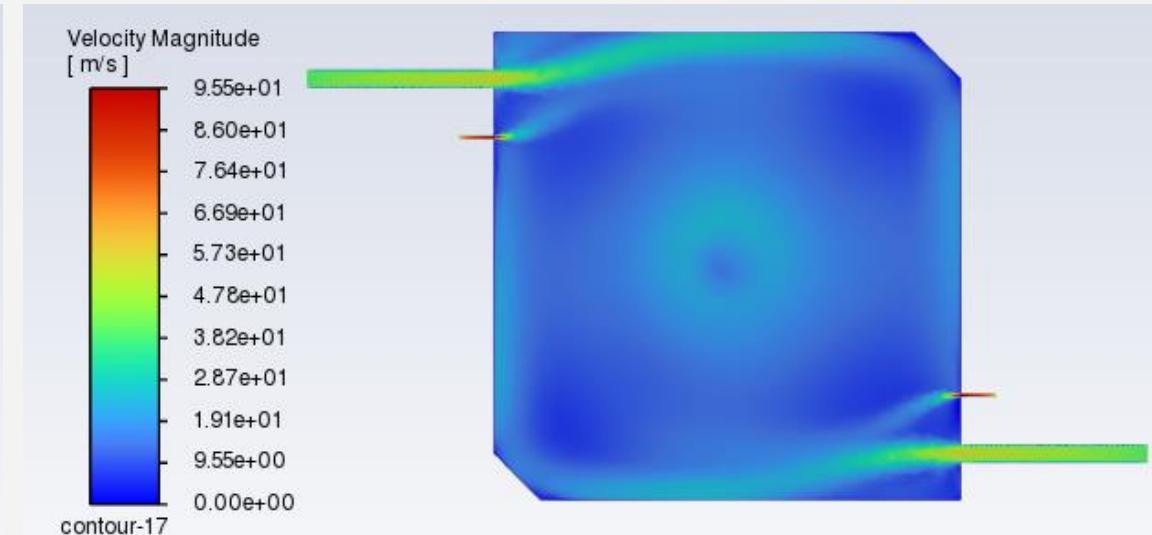


PUNTO 4: PRINCIPALI VARIAZIONI NELLE VARIABILI DEI PUNTI 1,2 (PER RAPPORTO DI EQUIVALENZA PARI A 0.9) SE SI UTILIZZA UNA TEMPERATURA ALLE PARETI FISSA DI 1200 K

K- EPSILON VELOCITÀ

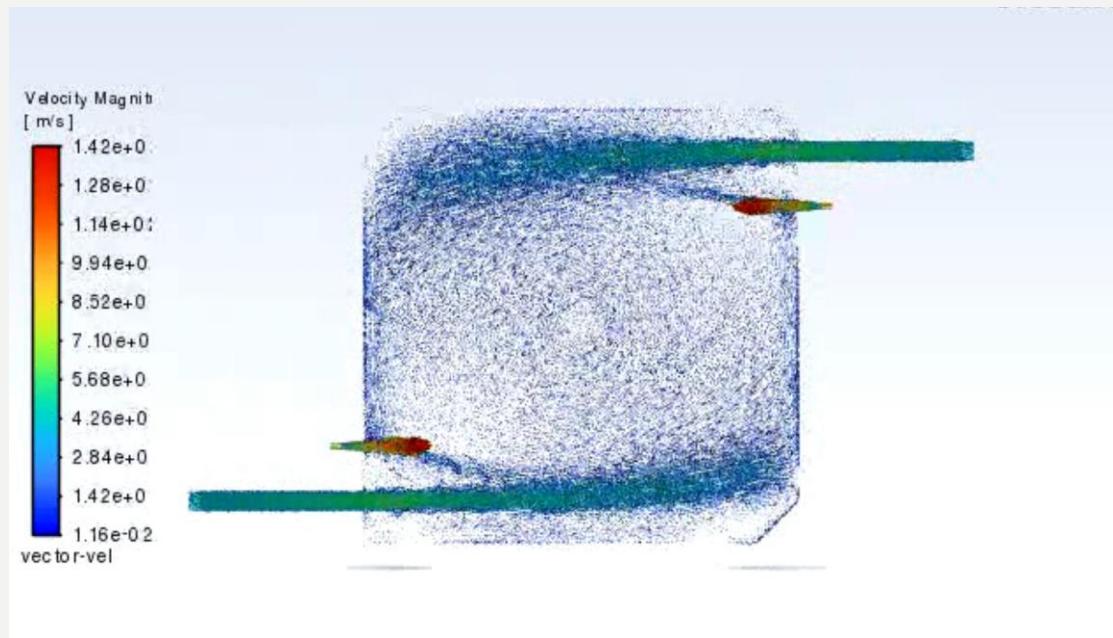


K- OMEGA VELOCITÀ

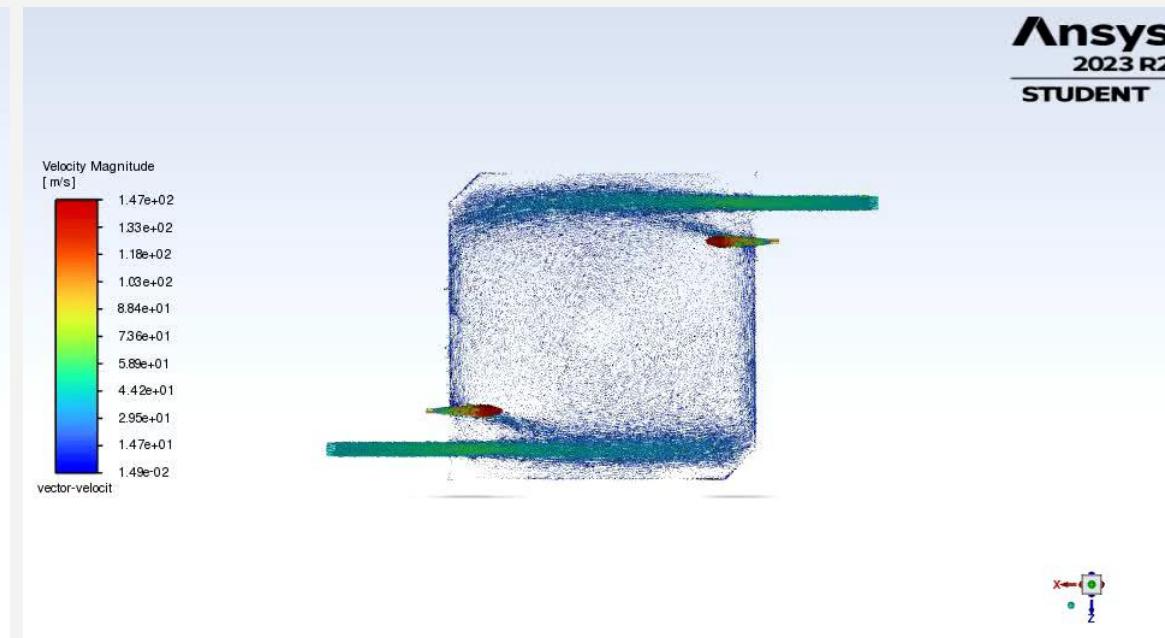


PUNTO 4: PRINCIPALI VARIAZIONI NELLE VARIABILI DEI PUNTI 1,2 (PER RAPPORTO DI EQUIVALENZA PARI A 0.9) SE SI UTILIZZA UNA TEMPERATURA ALLE PARETI FISSA DI 1200 K

K- EPSILON VELOCITÀ



K- OMEGA VELOCITÀ



CONCLUSIONI

Nello studio, oltre ad aver individuato le differenze tra i due modelli di turbolenza K-EPSILON e K-OMEGA e i due modelli di combustione FLAMELET e EDDY-DISSIPATION, si evidenzia come all'aumentare del rapporto di equivalenza diminuisce la temperatura del sistema a causa delle reazioni endotermiche di pirolisi, e di conseguenza diminuisce la velocità del flusso.

Invece nel caso di miscela povera con temperatura della parete non fissata, la temperatura diminuisce, dovuto allo scambio di calore tra il flusso e la parete, mentre la velocità aumenta nello strato limite rispetto al caso di miscela povera con temperatura di parete fissa a 1200 K.

La differenza tra i due modelli di turbolenza consiste in una diminuzione della velocità nel caso di K-OMEGA dovuto all'interazione tra il flusso e la parete, mentre per la temperatura non si apprezzano variazioni significative.



GRAZIE PER L'ATTENZIONE