UNIVERSITÀ DI PISA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE E INDUSTRIALE

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea

STUDIO E OTTIMIZZAZIONE DEI CONSUMI PER UNA VETTURA DI FORMULA SAE

Relatore:
Prof. Umberto Desideri

Candidato:
Nicolas Romanella

Anno Accademico 2022/23

1. DEFINIZIONE DEL PROBLEMA

Oggetto del seguente studio è l'analisi dei consumi della vettura di Formula SAE dell'Università di Pisa. L'obiettivo è ottimizzare l'impiego di carburante attraverso un opportuno dimensionamento dell'impianto di trasmissione, a parità di prestazione della monoposto. Quest'ultima monta un motore Honda CBR600RR del 2021.

L'indagine è condotta a partire da una telemetria registrata dalla Squadra Corse sul Circuit Parcmotor Castellolí di Barcellona, durante il test dinamico di autocross del campionato di Formula SAE 2022. Lo studio di cinematica del veicolo è effettuato su un modello semplificativo, mentre l'elaborazione in Excel avviene su dati forniti dal Team.

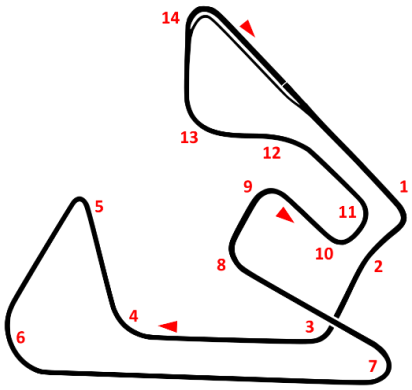


Figura 1: Circuit Parcmotor Castellolí

2. DISEGNO DEL TRACCIATO

Al fine di trarre le dovute considerazioni sul comportamento dell'auto in pista, è sorta la necessità di elaborare il layout del percorso compiuto dalla stessa durante un giro lanciato. È stato quindi utile rettificare uno script Wolfram Mathematica sviluppato dai colleghi della Squadra Corse, per disegnare la traiettoria partendo dai dati della telemetria.

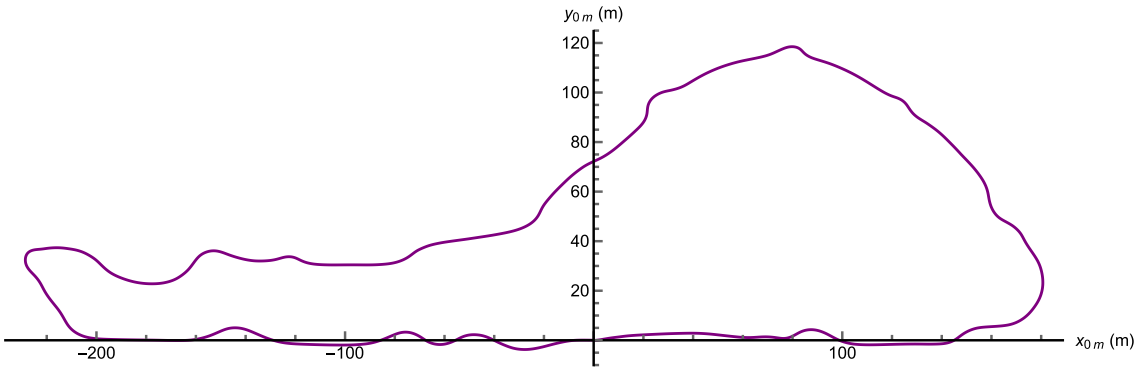


Figura 2: Disegno del percorso di autocross

Si osserva in prima battuta un andamento incostante della traiettoria, dovuto alla presenza di coni stradali appositamente posizionati dagli stewards per incrementare il carico dinamico sulle sospensioni. Non è difficile constatare che la forma del tracciato ricalca esattamente il settore a nord del circuito, composto da due curve ad ampio raggio (12, 13) e da un tornante che reimmette sul rettilineo di partenza (14). Nella configurazione autocross è stata poi evacuata la via di fuga in ghiaia di curva 11, congiuntamente alla rimozione delle barriere di contenimento a 2/3 del primo rettifilo. Ciò ha permesso di ridurre notevolmente il tratto da percorrere in auto, che giustifica la brusca variazione di linea in corrispondenza di $x_{0m} = -200\ m$ in Figura 2.

3. MODELLO POWERTRAIN

Il cinematismo del sistema powertrain sarà modellato attraverso: motore a combustione, frizione, riduttore, albero di trasmissione, differenziale, alberi condotti e ruote motrici. Per semplicità di calcolo faremo le seguenti assunzioni:

- Il motore (Figura 3) è un sistema termodinamico fonte di coppia T_e e di potenza P, ed è collegato alla frizione che assume comportamento ideale senza slittamento;

- Il riduttore (Figura 4), composto da albero motore, albero primario, albero secondario e selettore di velocità, è articolato su quattro livelli di trasmissione i_1, i_2, i_3 e i_4;
- Le riduzioni di velocità a valle dell'albero motore e del differenziale sono rappresentate, rispettivamente, dai coefficienti i_e e i_0;
- Le ruote conservano un raggio dinamico costante $r_{wd} \simeq 0.98\, r_w$ e girano alla stessa velocità per l'intera durata della prova, tenuta in condizioni di perfetta aderenza.

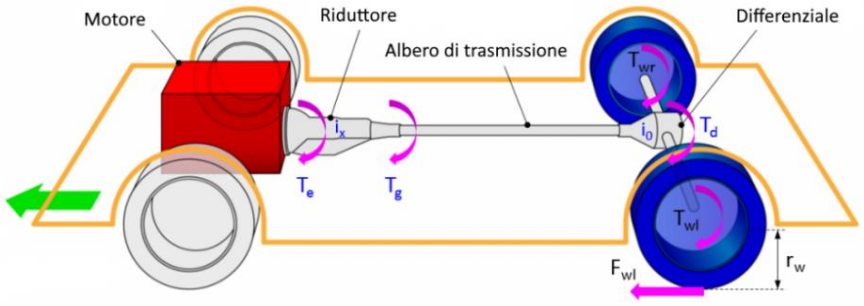


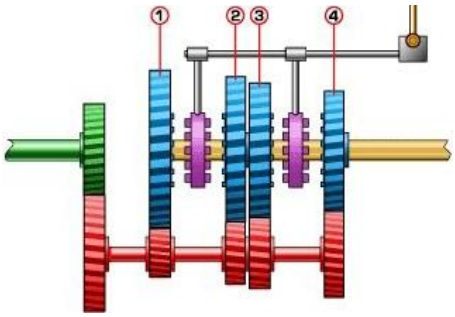
Figura 3: Modello di dinamica del veicolo

Il motore Honda CBR600RR è architettato su 4 cilindri in linea da 599 cm^3, che sviluppano una coppia massima di 64 Nm a circa 11000 RPM. Sarà proprio in corrispondenza di questo valore che il pilota effettuerà il cambio marcia, per scalare invece agli 8000 giri. La scelta di questo regime di esercizio è giustificata dalla natura della prova su pista: come si evince dalla Figura 2, la vettura effettuerà continui cambi di direzione, necessitando dunque di tanta ripresa in uscita di curva.

I dati in telemetria sono discretizzati per intervalli temporali di 0,01 secondi, informazione che ci permette di ricavare la velocità angolare del motore attraverso un processo iterativo lungo le colonne del foglio di calcolo. Per conoscere il numero di giri al passo N sarà quindi necessario programmare un pilota virtuale, settando la condizione di cambio marcia $G = \{1, 2, 3, 4\}$ in funzione del numero di giri ricavati allo step precedente. Lo schema logico è il seguente:

$$\begin{aligned} IF \quad & (n_{N-1} > 11000 \quad \&\& \quad G_{N-1} < 4) \quad THEN: \quad G_N = G_{N-1} + 1 \\ ELSE\ IF \quad & (n_{N-1} > \quad 8000 \quad \&\& \quad G_{N-1} > 1) \quad THEN: \quad G_N = G_{N-1} - 1 \end{aligned}$$

Ad ogni valore di G sarà associato un cambio di velocità univoco, ricavato dal prodotto dei rapporti di riduzione lungo tutta la catena di trasmissione:



G	i_x	DENTI PRIMARIO	DENTI SECONDARIO	i_{tot}
1	2,75	12	33	19,49
2	2,13	15	32	15,12
3	1,61	18	29	11,42
4	1,41	22	31	9,99

Figura 4: Dettaglio del riduttore

Data la velocità istantanea del veicolo v, e interpolando la curva di coppia di Figura 5 con il polinomio di secondo grado $T = -6 \cdot 10^{-7} n^2 + 0{,}0133\, n - 12{,}751$ nel numero di giri n, si ricava la potenza istantanea erogata dal motore:

$$P = Tn\frac{2\pi}{60}, \qquad n = i_e i_x i_0 \frac{v}{r_{wd}} \frac{60}{2\pi} \tag{1}$$

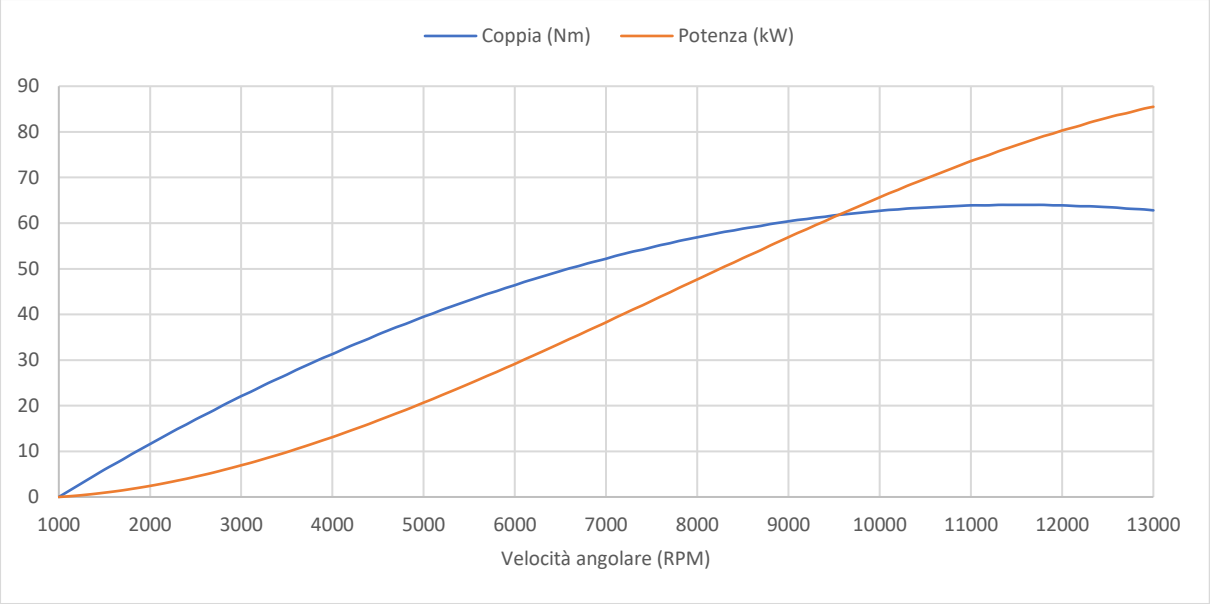


Figura 5: Curve caratteristiche del motore Honda CBR600RR

4. CONSUMO DI CARBURANTE

Il calcolo del lavoro L per un ciclo di un motore a combustione interna è dato dal rendimento del motore η_t per il calore Q_1 in ingresso, a sua volta dato dalla massa del combustibile m_c introdotta in un ciclo per il potere calorifico inferiore H_i (per le alte prestazioni, ipotizzeremo un'efficienza termica costante del 50%). La potenza P di un ciclo è per definizione il lavoro nell'unità di tempo, che può esprimersi in funzione dei giri del motore n e di un coefficiente ε che indica il numero di rotazioni di manovella per un ciclo, in questo caso pari a 2 trattandosi di un motore 4 tempi:

$$L = \eta_t Q_1 = \eta_t m_c H_i, \qquad P = \eta_t m_c H_i \frac{n}{60\varepsilon} \tag{2}$$

Invertendo quindi la (4) si ricava il consumo specifico di carburante per unità di giro. Discretizzando questo risultato per piccoli intervalli di tempo $\Delta t = 0.01s$ compatibili con la telemetria, si ricava il consumo di carburante nel numero di cicli $N_{\Delta t}$ compiuti dal motore in questa finestra temporale:

$$M_c = m_c N_{\Delta \mathrm{t}} = m_c \frac{n}{60\varepsilon} \Delta t = \frac{P}{\eta_t H_i} \Delta t \tag{3}$$

5. ANALISI DEI RISULTATI

La stima prevede che in un giro completo, della durata di 80 secondi per 882 metri, la vettura a combustione consumerà circa 210 g di benzina. Su una distanza di gara di 22 giri saranno quindi necessari 6,07 L di carburante, che suggeriscono un consumo medio di 31,29 L su 100 km (ovvero 3,20 km con un litro). Come metro di paragone, il consumo medio di una Formula 1 è di circa 1 litro ogni 2,70 km, valore leggermente più alto e in linea con la nostra stima. Il risultato trova inoltre conferma nelle parole dei membri della Squadra Corse, che testimoniano di aver consumato per quell'anno circa 5 litri di benzina durante la prova.

Il motivo di questa differenza tra i valori stimati e quelli reali risiede, tra le tante approssimazioni, nello stile di guida. Ipotizzando infatti un regime di rotazione fisso, compreso tra gli 8000 e gli 11000 giri, si trascura del tutto la componente razionale, istintiva e decisionale del pilota. Inoltre, l'analisi del solo cinematismo trascura totalmente gli effetti dinamici legati all'utilizzo del freno motore, rintracciando per ogni istante di tempo una coppia motrice positiva, concorde col senso di marcia.

C'è da dire che suddetto regime di lavoro non è l'unico plausibile. Come confermano infatti alcune interviste ad ex piloti di Formula SAE, il cambio marcia è situazionale e funzione della sequenza di curve immediatamente a seguire, oltre che del numero di giri corrente. Ne è la riprova il fatto che, shiftando il range operativo verso i 7000 e i 10000 giri al minuto, i consumi diminuiscono quasi del 15%, per un totale di 5,17 litri di benzina sulla distanza di gara.

Proseguiremo comunque l'analisi con il regime di rotazione ipotizzato in partenza al fine di massimizzare le prestazioni termodinamiche a parità di giro lanciato (vedi Figura 5), e con l'obiettivo di minimizzare i consumi modificando opportunamente gli organi del sistema powertrain.

6. OTTIMIZZAZIONE DEI CONSUMI

La vettura monta un impianto di trasmissione con ruote dentate a denti dritti di modulo 4 mm. La strategia meno dispendiosa per abbattere i consumi consiste nel ridurre il rapporto di trasmissione, che ricordiamo essere definito come:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} \tag{4}$$

dove i pedici 1 e 2 identificano, rispettivamente, ruota motrice e ruota condotta. È quindi necessario contenere il numero di denti sulla ruota condotta, che mostrerà un diametro primitivo inferiore a parità di modulo. Tenendo conto della (1), è facile constatare come questo escamotage consenta di abbassare complessivamente il numero di giri del motore, che trasmetterà dunque meno coppia a parità di momento esercitato al mozzo.

Il limite di questa ottimizzazione è dettato dalle dimensioni minime della ruota condotta su ogni riduzione, che dovrà essere verificata strutturalmente, e garantire la condizione di ingranamento senza perdere in efficienza. Per semplicità, sostituiremo il solo albero di trasmissione secondario (Figura 4), sottraendo in prima approssimazione la medesima quantità di denti sulle quattro ruote condotte, in modo da ridurre il diametro primitivo di ognuna per non più del 20%.

Osservando quindi il calo percentuale dei consumi (—●—) in funzione del numero di denti rimossi su ogni ruota condotta, parallelamente alla riduzione percentuale del diametro primitivo medio (—●—), è possibile individuare un punto di threshold in corrispondenza di 6, scenario che garantisce una riduzione del 6% sul consumo netto di carburante, ovvero 360 ml di benzina su 19,4 km.

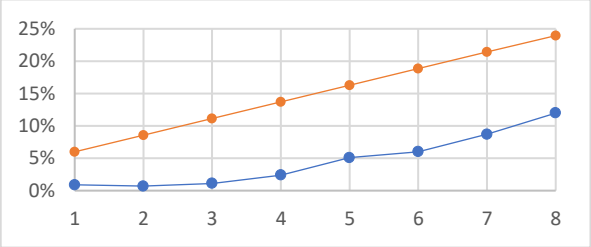
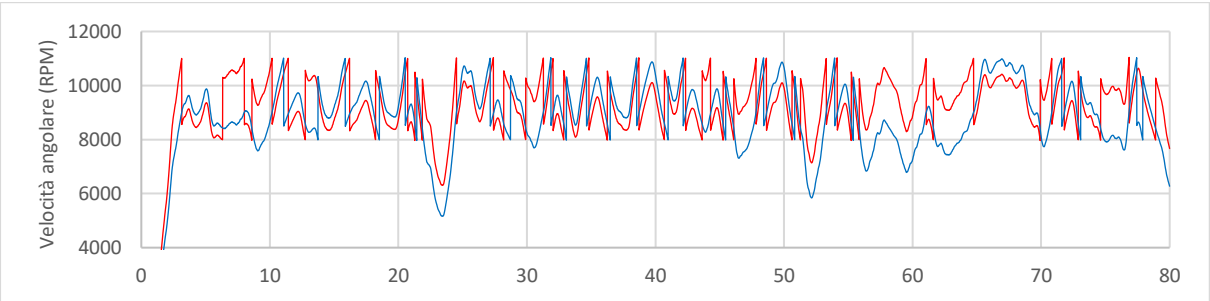
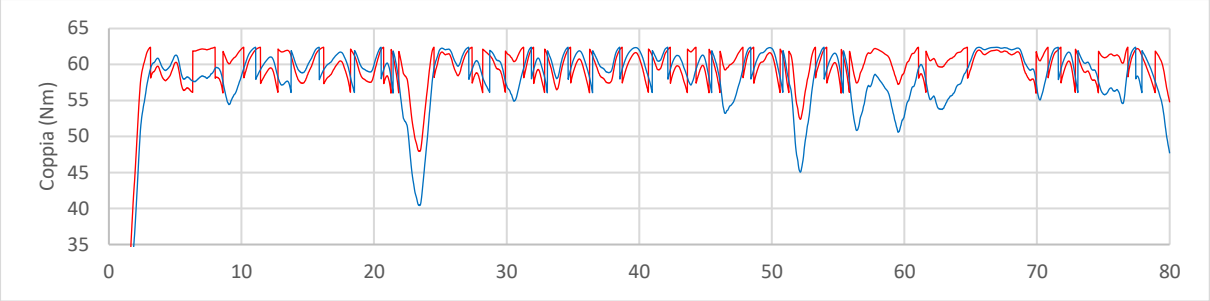
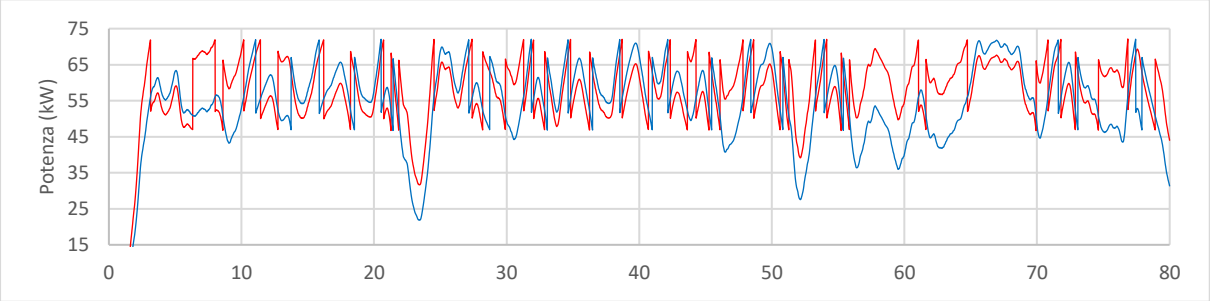


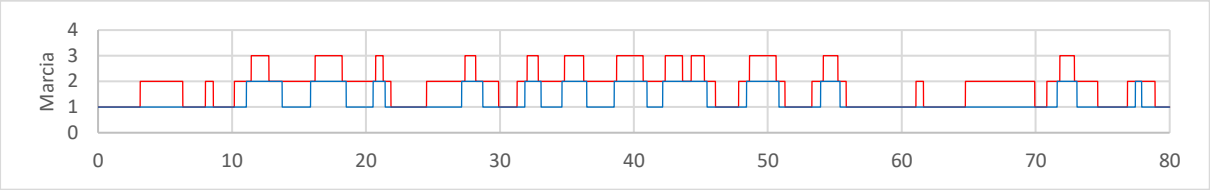
Figura 6: Limite di ottimizzazione dei consumi

Si riporta di seguito il confronto di prestazioni del motore sulla vettura originale (linea rossa) rispetto ad una sostituzione dell'albero secondario (linea blu). Sulla scala delle ascisse è rappresentato il tempo in secondi, mentre quella delle ordinate è opportunamente selezionata per apprezzare le oscillazioni durante il giro lanciato, trascurando la fase di accelerazione in partenza.









7. CONCLUSIONI

Complessivamente, questo studio ha permesso di tratte le seguenti considerazioni:

1. Il consumo specifico del motore termico è direttamente proporzionale alla potenza erogata, il cui andamento è in prima approssimazione lineare nel range operativo di interesse per una vettura da competizione;
2. Ad uno spostamento verso l'alto del regime di rotazione corrisponde un incremento abbastanza marcato del consumo di carburante, essendo quest'ultimo commisurato all'integrale della potenza del tempo;
3. L'imposizione di un regime di rotazione fisso e la trascuratezza degli effetti dinamici legati all'utilizzo del freno motore portano ad una sovrastima del consumo di carburante, essendo questi causa di una potenza elevata e sempre positiva.
4. Per abbattere i consumi a parità di prestazione dell'autovettura è necessario diminuire il rapporto di trasmissione totale, riducendo gli ingombri radiali a fronte di una minore resistenza strutturale dei vari organi.

RIFERIMENTI

- Layout del Circuit Parcmotor Castellolí: https://circuitparcmotor.com/
- Wolfram Mathematica: https://www.wolfram.com/mathematica/
- Vehicle rear-wheel drive (RWD) powertrain diagram: https://x-engineer.org/
- "Manuale d'uso e manutenzione Honda CBR600RR": https://www.honda.it/motorcycles/
- "How Manual Transmission Works": https://www.howstuffworks.com/
- Horsepower and Torque curve by ProfessCars™: https://www.motorbikecatalog.com/