

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

in

Sperimentazione E Calibrazione Di Motori A Combustione Interna M

**Sviluppo e validazione di strategie alternative di "rough road detection" per
la disabilitazione della diagnosi misfire**

CANDIDATO
Luca Succi

RELATORE:
Chiar.mo Prof. Nicolò Cavina

CORRELATORI
Davide Moro
Enrico Corti
Raffaele Manzoni
Jacopo Bucchi

Anno Accademico 2017/2018

Sessione III

SOMMARIO

CAP. 1

INTRODUZIONE	5
--------------------	---

CAP.2

ON BOARD DIAGNOSTIC	7
2.1 INQUINANTI	7
2.2 STORIA DELLA NORMATIVA	8
2.3 NORMATIVA OBD-II	8
2.4 NORMATIVA EOBD	12
2.5 CIRCUITI PER TEST IN CONDIZIONI DI ROUGH ROAD	15

CAP. 3

IDEAZIONE DELLA NUOVA STRATEGIA.....	18
3.1 RUOTA FONICA E SENSORI.....	18
3.2 STRATEGIE ATTUALI	22
3.2.1 Diagnosi misfire.....	22
3.2.2 Identificazione rough road tramite il gradiente della velocità delle ruote.....	27
3.2.3 Identificazione rough road tramite porzione di fonica in fase di compressione	29
3.3 RICERCA BIBLIOGRAFICA.....	31
3.3.1 Sensor less rough road detection method research.....	31
3.3.2 Method of and an apparatus for misfire and rough road detection	40
3.3.3 Method for recognizing stretches of rough road with the aid of tank pressure sensor.....	43
3.3.4 Electronic system in a motor vehicle for detecting a rough road condition	46
3.3.5 Fuel level sensor.....	49
3.4 SCELTA VEICOLO	52
3.5 SCELTA FINESTRA FONICA.....	54

CAP.4

INFLUENZA DEL MISFIRE	60
4.1 ANALISI ACCELERAZIONE FINESTRA.....	64
4.2 ANALISI ACCELERAZIONI SOTTOFINESTRE	70
4.3 ANALISI DEL TEMPO DI PERCORRENZA DELLA FINESTRA	77

CAP.5

ANALISI DELLA DINAMICA DEGLI EFFETTI DELLE ROUGH ROAD.....	84
--	----

5.1 ALLESTIMENTO VEICOLO	84
5.2 DEFINIZIONE DEI TEST.....	89
5.3 SINCRONIZZAZIONE.....	91
5.4 TEST E RISULTATI.....	94
5.4.1 Studio accelerazioni sotto-finestre: test sui tombini	96
5.4.2 Studio accelerazioni sotto-finestre: test in rough road	102
5.4.3 Studio dell'accelerazione della finestra: test tombini	112
5.4.4 Studio del tempo di percorrenza della finestra: test tombini	119
CAP.6	
DEFINIZIONE DELLA NUOVA STRATEGIA.....	130
6.1 DEFINIZIONE TEORICA E MODELLO: PRIMA CALIBRAZIONE	130
6.1.1 Analisi risultati: test tombini	139
6.1.2 Analisi risultati: test in rough road.....	141
6.1.3 Analisi risultati: test su strada normale con misfire	145
6.2 SECONDA CALIBRAZIONE	152
6.2.1 Analisi risultati: test tombini	154
6.2.2 Analisi risultati: test in rough road.....	156
6.2.3 Analisi risultati: test in strada normale con misfire	159
6.3 CALIBRAZIONE DEL "GAIN"	163
6.3.1 Analisi risultati: test tombini	166
6.3.2 Analisi risultati: test in rough road.....	168
6.3.3 Analisi risultati: strada normale con misfire	172
CAP.7	
VERIFICA FINALE.....	175
7.1 ANALISI RISULTATI FINALI	178
CAP.8	
CONCLUSIONE E SVILUPPI FUTURI.....	188
CAP.9	
BIBLIOGRAFIA.....	190

CAP. 1

1) INTRODUZIONE

La presente tesi, sviluppata presso la Magneti Marelli Powertrain S.p.A. di Bologna, si occupa dello sviluppo di una strategia di individuazione di “*rough road*”, strade dissestate, cioè strade che provocano falsi allarmi nella diagnosi delle mancate combustioni (misfire). Per questo la normativa OBD-II e la normativa EOBD concedono ai costruttori la sospensione della diagnosi on-board in queste particolari condizioni operative del veicolo.

L’obiettivo specifico è quello di individuare una strategia che si possa proporre come valida alternativa a quelle già attualmente utilizzate.

Una strategia alternativa risulta necessaria perché i veicoli, per poter essere equipaggiati con l’attuale strategia, devono essere dotati di sensori per il rilevamento della velocità di ogni singola ruota; questo avviene solo nei mezzi dotati di ABS, dove la centralina dedicata al sistema anti-bloccaggio delle ruote in frenata, necessita dell’informazione per poter attuare correttamente il sistema frenante. Per quanto riguarda le auto il problema non esiste quasi mai, visto che la maggior parte ad oggi ne è dotata.

Discorso diverso per le moto, soprattutto quelle di bassa cilindrata, quelle in produzione fino a qualche anno fa e quelle vendute in mercati extra europei, quindi soggette a normative diverse; questi veicoli non sono necessariamente dotati di ABS.

Infatti l’ABS in Europa è diventato obbligatorio sui veicoli a due ruote, con cilindrata superiore a 125cc., solamente dal 2016.

Un problema rilevante dell’utilizzo dell’informazione della velocità delle ruote derivante dalla centralina ABS è che se il sistema ABS presenta degli errori o non funziona correttamente e va in modalità “*fault*”, la diagnosi misfire deve essere necessariamente disabilitata in quanto non riuscirebbe più a identificare eventuali rough road.

Attualmente è già stata sviluppata anche una seconda strategia, alternativa a quella accennata precedentemente, ma utilizzabile solo su moto con motore monocilindrico.

Ad oggi, la diagnostica on-board sta muovendo i primi importanti passi proprio sui veicoli a due ruote. Un’ulteriore spinta in questa direzione la porterà la normativa *Euro 5*, dedicata alle moto, che entrerà in vigore da gennaio 2020; infatti, oltre ad un abbassamento del limite di emissioni,

imporrà l'obbligo di dotare i veicoli di OBD, come già accade per le auto; anche in questo caso nell'ottica di avere un monitoraggio continuo dello stato dei sistemi emission-relevant tramite strategie di diagnosi on-board standardizzate.

Il primo passo per lo sviluppo della nuova strategia sarà quindi quello di capire come funziona l'attuale modulo dedicato al rilevamento del misfire e le strategie già presenti per l'identificazione delle *rough road* e la conseguente disabilitazione della diagnosi di una mancata combustione.

La nuova strategia inoltre dovrà essere implementabile in centralina. Si cercherà quindi, a parità di soluzione, di adottare una strategia che utilizza la potenza di calcolo più ridotta.

Si sottolinea che, durante lo sviluppo della tesi, la definizione di *rough road*, come indicato dalla definizione data precedentemente, è da intendersi come “*strada che provoca falsi allarmi nella strategia di diagnosi misfire*”.

CAP.2

2) ON BOARD DIAGNOSTIC

2.1 INQUINANTI

L'inquinamento atmosferico è oggi un problema mondiale e costituisce un fenomeno in continua ascesa soprattutto nelle aree urbane. Una discreta parte di esso è provocato dagli scarichi delle automobili, cresciute esponenzialmente negli ultimi decenni. Ciò che producono le automobili dotate di motore a combustione interna, sono quelle che vengono definite "emissioni", prodotto delle combustioni complete o incomplete.

Le emissioni però, non sono solo composte da CO₂ (anidride carbonica), H₂O (acqua) e N₂ (azoto), sostanze considerate non direttamente dannose per l'uomo e ambiente, ma sono anche composte da:

- CO (Monossido di carbonio), generato da una combustione incompleta, possibilmente causata da una miscela troppo grassa e quindi carente di ossigeno, oppure, ad esempio, da un'assenza di turbolenza in camera di combustione;
- HC (idrocarburi incombusti), anch'essi provocati da una combustione incompleta;
- NO_x (ossidi di azoto), comprendono NO e NO₂, sono generati da un elevato picco di temperatura in camera di combustione;
- PM (particulate matter), fuliggine, particelle di carbone (dimensione dell'ordine di 10 nm) portate in sospensione dai gas di scarico, nelle quali vengono assorbite molte specie chimiche inquinanti (metalli pesanti). Sono tipicamente prodotte da combustioni diffusive, tipiche dei diesel e GDI;

Anche la CO₂, che è un prodotto della reazione ineliminabile, negli ultimi anni è stata considerata un clima-alterante, perché contribuisce al surriscaldamento globale [1].

2.2 STORIA DELLA NORMATIVA

Per monitorare lo stato dei componenti definiti emission-relevant a bordo di un veicolo, durante tutta la durata della sua vita utile, è stato definito un sistema di diagnosi on-board.

La storia della diagnostica on-board inizia dagli anni sessanta. La strada per la standardizzazione è stata tracciata successivamente da alcune organizzazioni come CARB (California Air Resources Board), SAE (Society of Automotive Engineers), ISO (International Standards Organization) e EPA (Environmental Protection Agency).

Il tutto nacque dal fatto che la California aveva richiesto un sistema di monitoraggio delle emissioni per combattere il problema dello smog a Los Angeles. Da qui, nel 1970 furono emessi una serie di limitazioni riguardanti le emissioni inquinanti. Per soddisfare questi requisiti, i produttori introdussero nei loro veicoli sistemi di diagnosi, non standardizzati, con codici di errore, connettori e interfaccia personalizzati. Questi sistemi controllavano elettronicamente il sistema di alimentazione e accensione del carburante; inoltre alcuni sensori rilevavano le prestazioni del motore e regolavano i sistemi per ridurre al minimo le emissioni.

Il primo passo verso la standardizzazione avvenne nel 1988 quando SAE richiese un connettore e un set di diagnostica universale.

Nel 1991, la California richiede che tutti i veicoli abbiano un sistema di diagnostica on-board, nasce così l'OBD-I.

Nel 1994, tre anni dopo la nascita dell'OBD-I, la California impone che tutti i veicoli a partire dal 1996 abbiano il sistema OBD raccomandato da SAE, con il connettore universale, arrivando così all'OBD-II. L'obiettivo è quello di avere una serie di codici di errore standardizzati e di poter eseguire test sulle emissioni ad ampio raggio.

L'OBD-II diventa poi obbligatorio su tutte le auto prodotte e vendute negli Stati Uniti, a partire dal 1996 [2] [3].

2.3 NORMATIVA OBD-II

“The purpose of this regulation is to reduce motor vehicle and motor vehicle engine emissions by establishing emission standards and other requirements for onboard diagnostic systems (OBD II systems) that are installed on 2004 and subsequent model-year passenger cars, light-duty trucks, and medium-duty vehicles and engines certified for sale in California. The OBD II systems, through the use of an onboard computer(s), shall monitor emission systems in-use for

the actual life of the vehicle and shall be capable of detecting malfunctions of the monitored emission systems, illuminating a malfunction indicator light (MIL) to notify the vehicle operator of detected malfunctions, and storing fault codes identifying the detected malfunctions. The use and operation of OBD systems will ensure reductions in in-use motor vehicle and motor vehicle engine emissions through improvements of emission system durability and performance. “

L'obiettivo della normativa è quindi quello di monitorare lo stato del funzionamento dei componenti montati sui veicoli, il cui mal funzionamento provocherebbe l'innalzamento delle emissioni. Se il sistema rileva un guasto, viene indicato al conducente con una spia dedicata, la MIL, che si accende sul cruscotto.

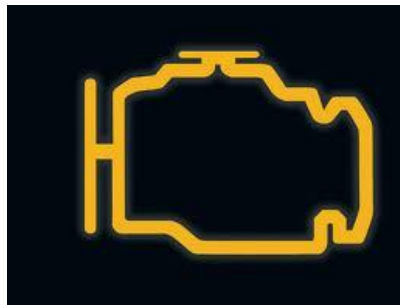


Fig. 2-1

La normativa impone l'adozione del sistema di diagnostica su tutti i veicoli che rientrano nelle seguenti categorie:

- passenger cars, tradizionale autovettura;
- light-duty trucks, negli Stati Uniti sono così definiti gli autocarri con peso al di sotto di 3,8 tonnellate, corrispondente agli autocarri europei con massa inferiore alle 3,5 tonnellate;
- medium-duty vehicles, veicoli con peso superiore alle 3,8 tonnellate.

La normativa impone che il sistema di diagnosi rispetti alcuni punti:

- memorizzare un codice di errore dedicato per ogni malfunzionamento ogni qualvolta viene rilevato e accendere la spia;
- il sistema deve essere equipaggiato con un connettore standardizzato;
- Il sistema OBD II deve essere progettato per funzionare, senza alcuna manutenzione programmata necessaria, per la vita effettiva del veicolo in cui è installato e non può

essere programmato per disabilitarsi dopo un certo kilometraggio o un certo anno di età del veicolo stesso.

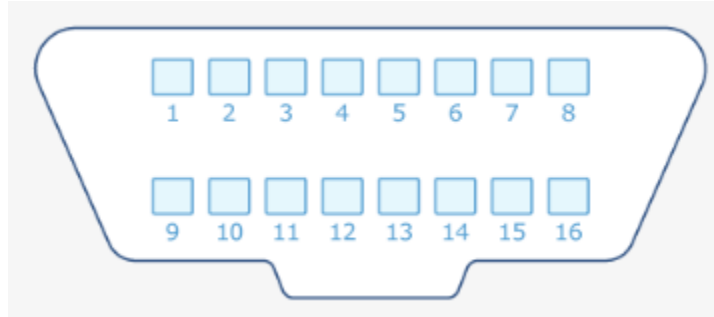


Fig. 2-2 presa 16 pin OBD [2]

Inoltre vengono imposti anche i sistemi o i componenti emission-relevant sui cui eseguire il monitoraggio, in modo che le emissioni rientrino nei limiti imposti dalla seguente tabella, in cui sono mostrati i coefficienti moltiplicativi in funzione della categoria di appartenenza del veicolo, per definire la soglia limite di emissioni:

Table 1: LEV-III OBD II Gasoline Thresholds						
Exhaust Standards		Monitor Thresholds (except catalyst)				Catalyst Monitor Threshold
Vehicle Type	Vehicle Emission Category	NMOG+NOx Mult.	CO Mult.	PM Mult.	PM THD (mg/mi)	NMOG+NOx Mult.
Passenger Cars, Light-Duty Trucks, and Chassis Certified MDPVs	LEV160	1.50	1.50	N/A	17.50 ¹	1.75
	ULEV125					
	ULEV70	2.00	2.50			2.00
	ULEV50					
	SULEV30	2.50	2.50			2.50
SULEV20 ⁴						
Chassis Certified MDVs (except MDPVs)	All MDV Emission Categories	1.50	1.50	1.50 ²	17.50 ³	1.75

1. Applies to 2019 and subsequent model year vehicles

2. Applies to 2019 and subsequent model year vehicles not included in the phase-in of the PM standards set forth in title 13, CCR section 1901.2(a)(2)(B)2

3. Applies to 2019 and subsequent model year vehicles included in the phase-in of the PM standards set forth in title 13, CCR section 1901.2(a)(2)(B)2

4. Manufacturer shall use the 2.50 times NMOG+NOx multiplier for vehicles not using the provisions of section (e)(17.1.5)

THD = Threshold; mg/mi = milligram per mile; Mult. = Multiplier to be used with the applicable standard (e.g., 2.0 times the NMOG+NOx standard);

Tabella 2-1

Devono essere diagnosticati, per esempio:

- catalizzatore, deve rilevare quando la capacità di conversione scende sotto le soglie imposte nell'ultima colonna della tabella (Tabella 2-1);
- sistema riscaldamento catalizzatore;
- misfire;
- sistema gestione combustibile, devono essere verificati tutti i componenti che fanno parte del sistema che si occupa della corretta erogazione del combustibile;
- sistema evaporativo, il canister;
- sensore dei gas di scarico, sensore di ossigeno;
- EGR, sistema di ricircolo dei gas di scarico;

e tutti quei sistemi aggiuntivi o strategie che in caso di malfunzionamento provocano il superamento delle soglie delle emissioni.

Focalizzando l'attenzione sulla diagnosi del misfire, cioè della mancata combustione, la normativa indica che la strategia di rilevamento deve essere in grado di individuare lo specifico cilindro nel quale è mancata la combustione e indicarlo tramite uno specifico codice. Può essere accettato di individuare il misfire, senza riuscire a determinare il cilindro specifico qualora il costruttore dimostri che in date condizioni è impossibile riuscire nell'individuazione precisa.

Se la combustione manca in più cilindri, è richiesto di segnalare l'evento tramite un generico codice di misfire a meno che il 90% delle mancate combustioni avvengano in un solo cilindro; in quel caso è necessario individuare lo specifico cilindro.

La normativa impone il rilevamento del misfire, per due motivi specifici:

- causa danni al catalizzatore per tutti i veicoli;
- provoca un incremento di emissioni inquinanti che porta al superamento delle soglie imposte.

Nel dettaglio, il costruttore deve determinare la percentuale di misfire, su 200 rotazioni dell'albero motore, per ogni regime di giri e ad ogni condizione di carico, che genera una temperatura allo scarico, che provoca danni al catalizzatore.

Per quanto riguarda invece il secondo motivo il costruttore deve essere in grado di determinare la percentuale di mancate combustioni su 1000 rotazioni dell'albero motore, tale per cui si arriverebbe al superamento delle soglie imposte nella tabella 2-1.

L'OBD-II concede ai costruttori la possibilità di disabilitare la diagnosi misfire in determinate condizioni operative, quando la lettura di una mancata combustione non può essere distinta da altri effetti:

- disabilitazione per evitare la lettura di falsi misfire, come ad esempio nelle seguenti condizioni:
 - rough road;
 - cut-off, motore in condizioni di coppia nulla, dove le forze di combustione sono assenti;
 - cambio marcia, nei cambi manuali;
 - traction-control, controllo di stabilità o altre strategie che richiedono modifiche della coppia erogata;
 - intrusioni del sistema evaporativo o del sistema EGR, come ad esempio durante la fase diagnostica della valvola EGR, condizione che può portare instabilità momentanea;
 - rapidi transitori di coppia, carico, giri motore dovuti ad una rapida variazione della posizione della valvola a farfalla.
- disabilitazione quando il livello del combustibile è al di sotto del 15% della capacità nominale del serbatoio o quando la temperatura del refrigerante è al di sotto di 20° C. Concesso anche di mantenere la disabilitazione all'avvio del motore, quando dopo la fase di accensione la temperatura del refrigerante è al di sotto di -6.7°C, finché non supera i 70°C;
- è concessa la disabilitazione o l'utilizzo di strategie alternative in tutte le ulteriori condizioni in cui il costruttore dimostra che si tratta di condizioni inusuali e imprevedute e che viene utilizzata la miglior tecnologia per il monitoraggio [4].

2.4 NORMATIVA EOBD

In linea con la normativa OBD-II statunitense, è nata in Europa la normativa EOBD, introdotta nel 2001 dalla *regulation N.° 83*. Essa impone l'adozione della diagnostica on-board sui veicoli di categoria M_1 , M_2 , N_1 e N_2 ;

cioè quei veicoli con almeno 4 ruote, così definiti:

- categoria M1: veicoli destinati al trasporto di persone, aventi al massimo otto posti a sedere oltre al sedile del conducente;
- categoria M2: veicoli destinati al trasporto di persone, aventi più di otto posti a sedere oltre al sedile del conducente e massa massima non superiore a 5 t;
- categoria N1: veicoli destinati al trasporto di merci, aventi massa massima non superiore a 3,5 t;
- categoria N2: veicoli destinati al trasporto di merci, aventi massa massima superiore a 3,5 t ma non superiore a 12 t.

Le soglie in termini di emissioni, per la normativa europea [5] sono le seguenti:

Category	Class	Reference mass (RM) (kg)	Mass of carbon monoxide		Mass of non- methane hydrocarbons		Mass of oxides of nitrogen		Mass of particulate matter ¹		Number of particulates ¹	
			(CO) (mg/km)		(NMHC) (mg/km)		(NO _x) (mg/km)		(PM) (mg/km)		(PN) (#/km)	
			PI	CI	PI	CI	PI	CI	CI	PI	CI	PI
M	—	All	1,900	1,750	170	290	90	140	12	12		
N ₁	I	RM ≤ 1305	1,900	1,750	170	290	90	140	12	12		
	II	1305 < RM ≤ 1760	3,400	2,200	225	320	110	180	12	12		
	III	1760 < RM	4,300	2,500	270	350	120	220	12	12		
N ₂	—	All	4,300	2,500	270	350	120	220	12	12		

Key PI Positive Ignition
CI Compression Ignition.

¹ Positive ignition particulate mass and number limits apply only to vehicles with direct injection engines

Tabella 2-2

Per verificare l'attendibilità del sistema di diagnosi integrato dal costruttore, viene eseguito un test di durabilità in cui il sistema OBD deve segnalare al pilota il malfunzionamento, prima che le emissioni del veicolo superino le soglie massime consentite, diverse da quelle imposte dalla normativa

Il test è il "Type V" e prevede la verifica dell'invecchiamento dei dispositivi tramite l'utilizzo del veicolo per 160000 km; la distanza può essere eseguita sui rulli, su un apposito circuito o su strada. La distanza viene percorsa ripetendo una serie di 11 cicli di una lunghezza pari a 6 km ciascuno; durante i primi 9 cicli il veicolo viene fermato per 4 volte a metà ciclo, tenendo il

motore a regime di minimo per almeno 15 secondi. All'interno di ogni ciclo sono poi presenti 5 decelerazioni, dalla velocità massima del ciclo in corso (vedi Tab. 2-3) fino alla velocità di 32 km/h.

Maximum speed of each cycle

<i>Cycle</i>	<i>Cycle speed in km/h</i>
1	64
2	48
3	64
4	64
5	56
6	48
7	56
8	72
9	56
10	89
11	113

Tabella 2-3

Viene riportato anche il percorso seguito durante ogni ciclo:

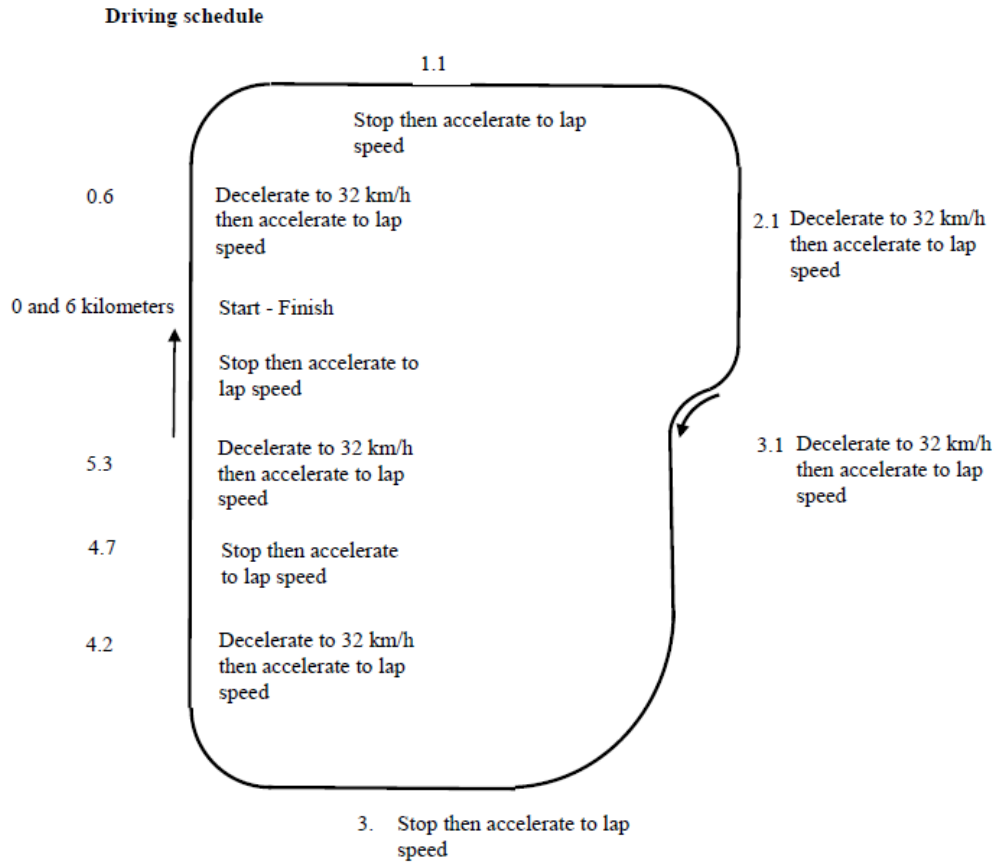


Fig. 2-3

Nel caso il test venga effettuato al banco a rulli e non su strada è necessario che vengano riprodotte e simulate le inerzie e le resistenze aerodinamiche del veicolo. Il sistema di raffreddamento del veicolo deve inoltre garantire temperature di funzionamento simili a quelle ottenibili nella prova su strada. All'inizio della prova ed ogni 10'000km (± 400 km) le emissioni allo scarico vengono misurate. Se il veicolo è equipaggiato con un sistema di rigenerazione, la misurazione deve essere effettuata quando la rigenerazione non è in corso. Tutte le rilevazioni delle emissioni sono poi rappresentate su un grafico in funzione della distanza percorsa e fittate tramite il metodo dei minimi quadrati. I dati ottenuti vengono ritenuti accettabili solo se i punti interpolati da questa linea a 6400 e a 160000km sono al di sotto di un certo valore di soglia. Per ogni specie inquinante rilevata allo scarico viene calcolato un fattore di deterioramento delle emissioni:

$$D.E.F.=Mi2 / Mi1$$

Dove $Mi1$ indica la massa di inquinanti emessi (in g/km) per la specie considerata, ottenuta dall'interpolazione a 6400 km. Analogamente $Mi2$ è ottenuta dall'interpolazione a 160000 km.

Per quanto riguarda gli aspetti standardizzati, i sistemi che devono essere diagnosticati e le condizioni in cui è concessa la disabilitazione, la normativa europea ricalca la normativa americana [5].

2.5 CIRCUITI PER TEST IN CONDIZIONI DI ROUGH ROAD

La normativa non indica in quali condizioni di rough road la diagnosi deve essere disabilitata, perché se un costruttore è in grado di riuscire a identificare il misfire, senza rilevare dei falsi allarmi, anche su condizioni di strada particolarmente accidentate, è tutto a proprio vantaggio; meno viene disabilitata la diagnosi misfire, più certezza si ha di non avere danni ai componenti e di non superare la soglia delle emissioni. Per questo non esistono test o percorsi dedicati, imposti da legislatura, sui quali sviluppare la propria strategia.

Tuttavia sono presenti circuiti con aree dedicate in cui i costruttori possono verificare l'efficacia delle proprie strategie.

Per fare un esempio, molto utilizzato in ottica identificazione rough road è il circuito di Aldenhoven, in Germania.

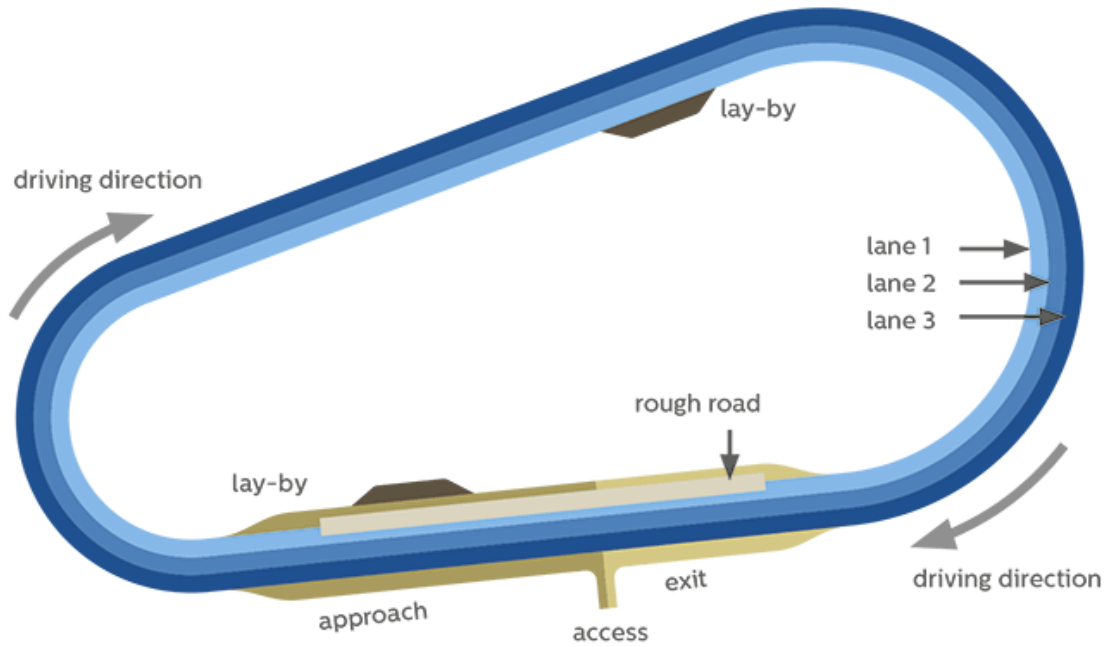


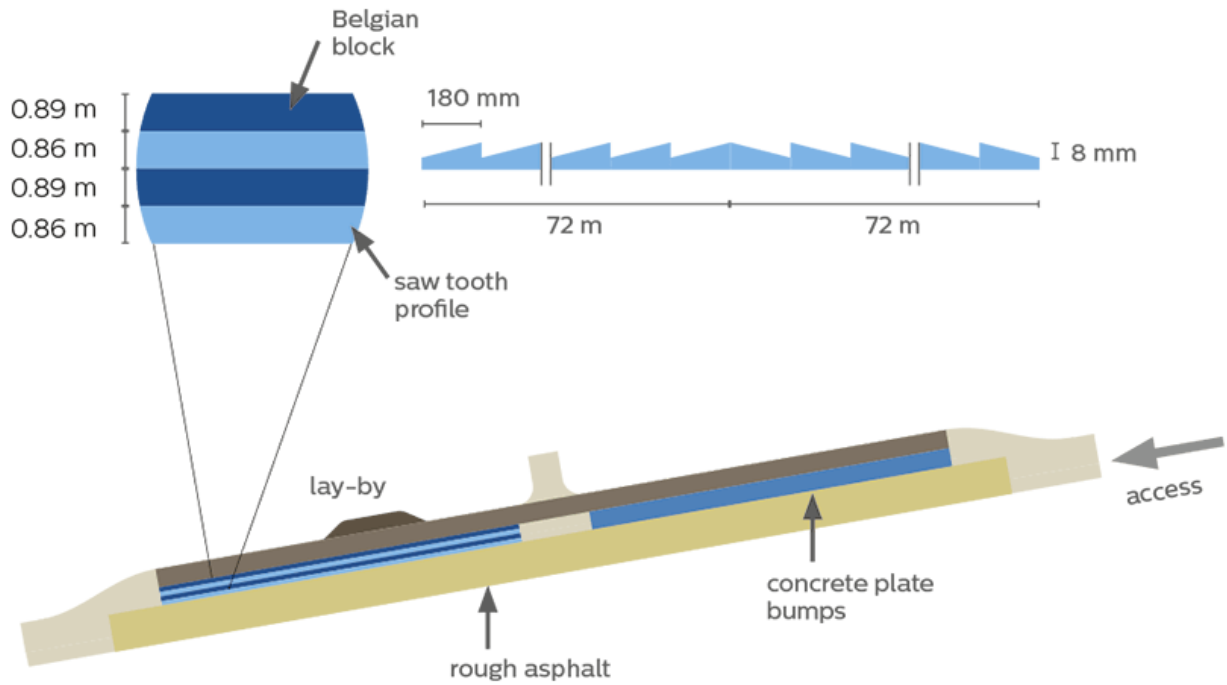
Fig. 2-4

Questo è un *testing center* in cui possono essere eseguite sui veicoli prove di ogni tipo. Come si vede nell'immagine 2-4 è presente una parte del circuito definita *rough road*. Qui infatti l'asfalto presenta diverse tipologie di accidentalità sulla quale si possono eseguire test dedicati alla strategia di disabilitazione [6].



Rough road

Fig. 2-5



Parameter

Surface access	Asphalt
Length [m]	400
Length / width [m]	340 / 3.5
Longitudinal / lateral inclination access [%]	0.3 / 3.5
Length / width concrete plate bumps [m]	175 / 3.5
Length saw tooth profile [m]	144
Length Belgian block [m]	144
Length / width rough asphalt [m]	400 / 5
Longitudinal / lateral inclination rough road [%]	< 0.4 / 1.4 - 2.5
Maximum load per axle [t]	10

Fig. 2-6

CAP. 3

3) IDEAZIONE DELLA NUOVA STRATEGIA

L'individuazione di misfire ad oggi si basa sull'analisi del segnale proveniente dalla ruota fonica, calettata sull'albero motore, in particolare alla base vengono utilizzati i tempi-dente.

3.1 RUOTA FONICA E SENSORI

La ruota fonica, cioè una ruota dentata calettata sull'albero motore, è un elemento imprescindibile per il funzionamento dei motori a combustione interna; senza di essa nessun motore può funzionare, in quanto è fondamentale conoscere la posizione dei pistoni per far avvenire la scintilla o iniettare gasolio in prossimità del punto morto superiore; grazie alla ruota fonica e ad un sensore di posizione applicato su di essa è possibile conoscere la posizione angolare dell'albero motore e la sua velocità di rotazione.

Il sensore on-board tipicamente può essere di due tipi:

- sensore induttivo (pick-up magnetico);
- sensore ad effetto Hall.

La differenza sostanziale tra le due tipologie è che i sensori induttivi non necessitano di alimentazione elettrica (sensori passivi), ma generano nel segnale di tensione in uscita un'ampiezza proporzionale alla velocità di rotazione; mentre i sensori ad effetto Hall necessitano di alimentazione ma l'ampiezza della sinusoide in uscita è costante. Entrambi forniscono informazioni riguardanti la velocità di rotazione in termini di frequenza del segnale, quindi l'ampiezza non viene mai considerata.

Nel dettaglio il pick-up è un sensore che consiste in un avvolgimento di materiale conduttore attorno ad un magnete permanente, che è affacciato alla ruota fonica, di materiale ferromagnetico. Se c'è un campo magnetico, sulla bobina si genera corrente e viene rilevata la differenza di tensione che si genera su di essa. Si ha il picco di corrente quando il campo magnetico vedrà un polo Nord affacciato ad un polo Sud (cioè si ha il flusso massimo di campo magnetico quando l'elemento del sensore è affacciato al dente); quando il dente si allontana cala il flusso, cala la tensione, finché non si avvicina il dente successivo.

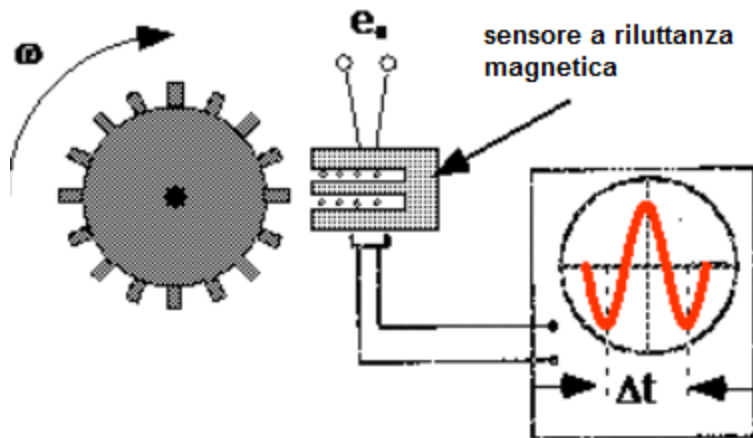


Fig. 3-1

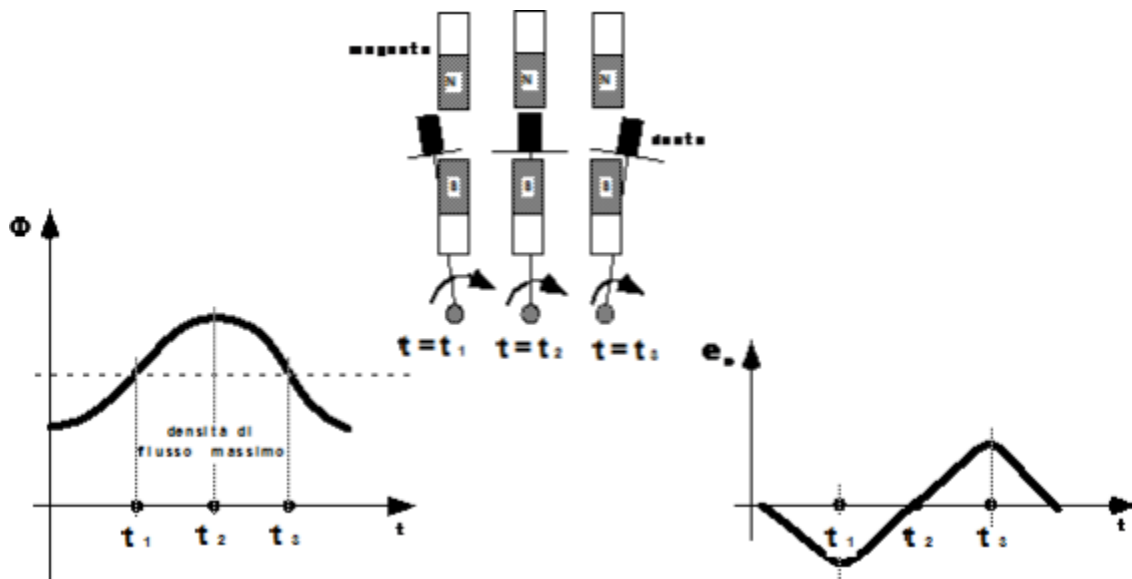


Fig. 3-2

Tramite la legge di Faraday

$$e = - \frac{d\Phi}{dt}$$

si calcola la tensione indotta ai capi del conduttore e si ricava il segnale in tensione (fig.3-1 e 3-2). Il segnale risulta nullo ogni volta che si ha il flusso massimo o minimo, cioè quando il dente o il vano sono davanti al sensore; più precisamente sarà nullo al passaggio per lo zero con derivata positiva quando il dente è davanti al sensore, viceversa avrà derivata negativa quando il vano è

davanti al sensore. L'informazione utile è il periodo della sinusoide che rappresenta il tempo necessario a percorrere un settore angolare (tipicamente 6° se la ruota fonica è 60 denti).

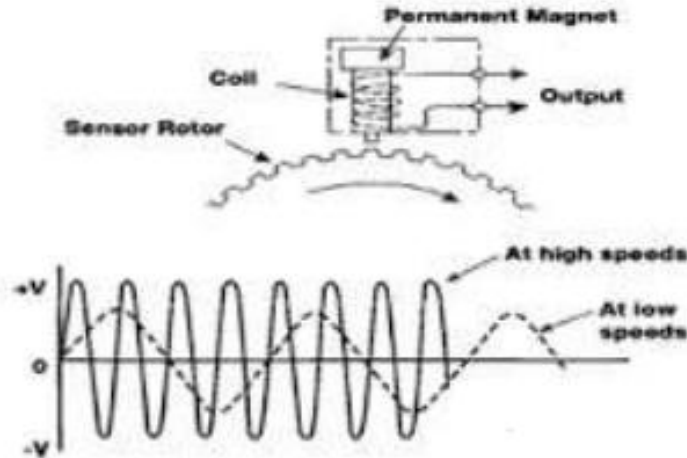


Fig. 3-3

Come detto, lo svantaggio di questo tipo di sensori è che l'output è proporzionale in ampiezza alla velocità di rotazione (fig.3-3); questo diventa un problema perché se si vuole la sinusoide apprezzabile ai bassi regimi di rotazione, ad alti giri la sinusoide in tensione raggiunge valori molto elevati inducendo rumore elettromagnetico nei cavi, che necessiterebbero così di schermatura.

Il sensore ad effetto Hall invece ha il vantaggio di presentare un'ampiezza costante della tensione di uscita, al variare della velocità di rotazione.

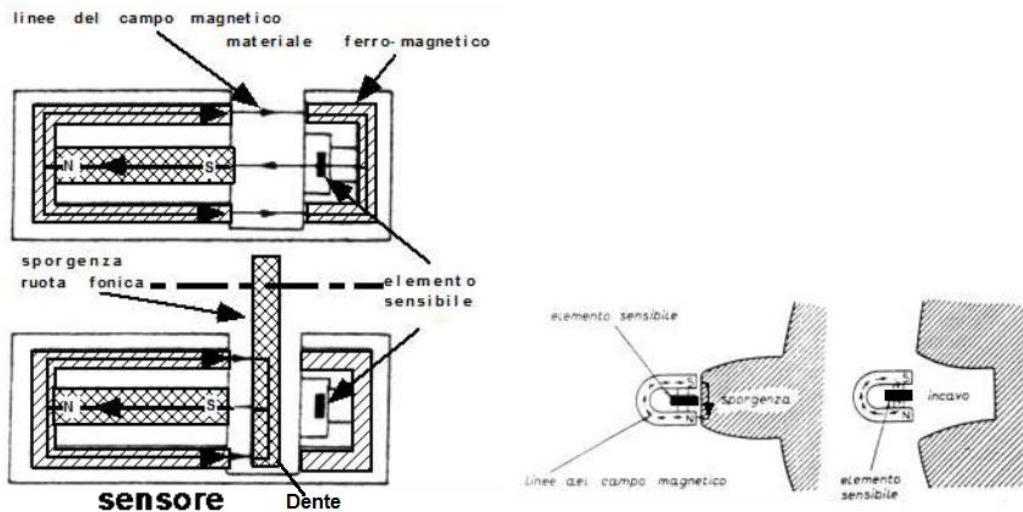


Fig. 3-4

In assenza del dente, il sensore si chiude con le linee di flusso del campo magnetico (fig. 3-4); queste linee passano per un elemento sensibile al campo magnetico stesso il quale fornisce un impulso di tensione, un segnale di alto livello. Quando passa il dente, le linee di flusso chiudono il campo magnetico sul dente e nell'elemento sensibile non c'è più il flusso e quindi genera un segnale di tensione di basso livello. Questo genera un'onda sinusoidale.

In particolare sfrutta la variazione di tensione data da uno spostamento di cariche su una piastrina.

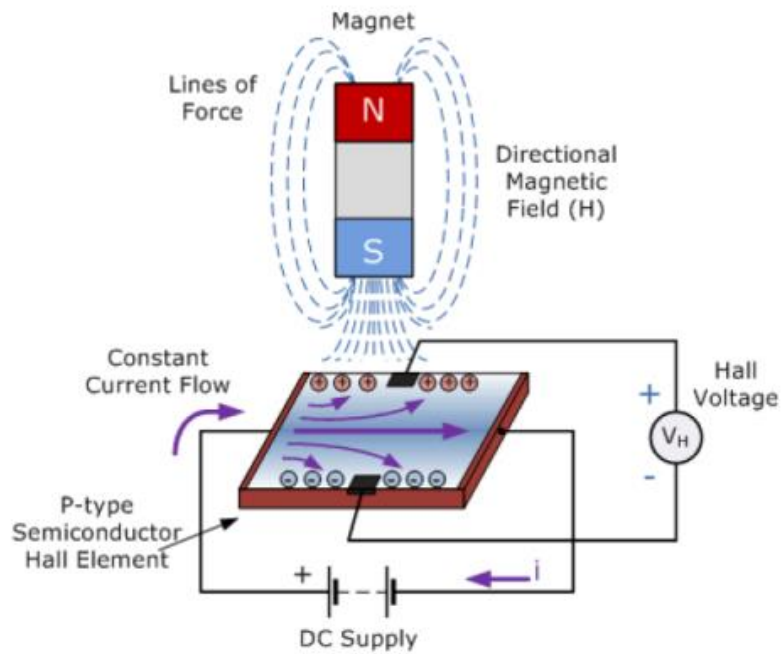


Fig. 3-5

La piastrina è alimentata sulle due facce e quando un campo magnetico investe la zona di interesse, nasce una differenza di tensione trasversale rispetto al sensore ed è ciò che noi misuriamo.

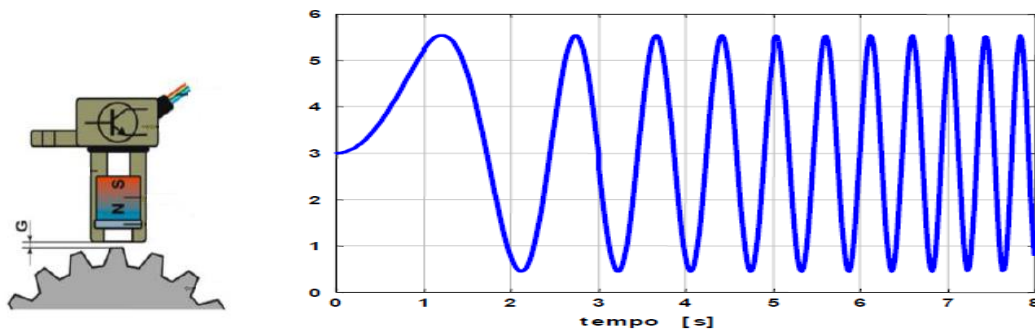


Fig. 3-6

Questo tipo di sensori presentano tre pin, uno per la massa comune, uno per il segnale di uscita e uno per l'alimentazione.

L'informazione utile anche in questo caso è il periodo della sinusoide il quale rappresenta il tempo necessario a percorrere un settore angolare. Prendendo due passaggi per lo zero consecutivi, il sistema di controllo, con un timer, può misurare il tempo che intercorre tra essi e calcolare quindi la velocità di rotazione [7].

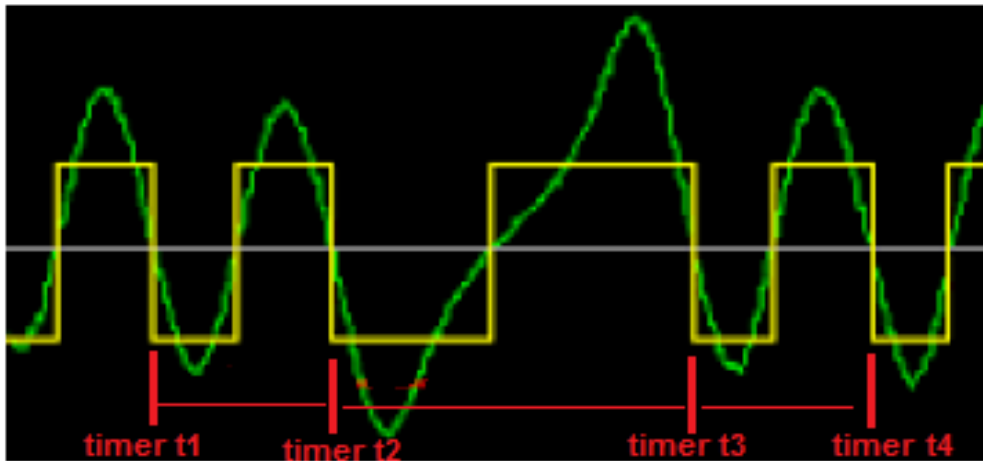


Fig. 3-7

Il tempo dente, alla base della strategia di diagnosi misfire sarà quindi dato da:

$$\text{TempoDente}_n = \text{Timer}_{t_n} - \text{Timer}_{t_{n-1}}$$

3.2 STRATEGIE ATTUALI

3.2.1 Diagnosi misfire

A monte della vera e propria diagnosi misfire, c'è un modulo che si occupa dell'"apprendimento" della ruota fonica; esso serve per eliminare eventuali errori sistematici sui tempi dente. Al termine dell'apprendimento inizia la vera e propria analisi degli eventi di combustione. Questo primo step, risulta fondamentale per ridurre il più possibile la lettura di falsi o il mancato rilevamento di misfire.

Come anticipato l'individuazione di una mancata combustione si basa sull'analisi dei tempi-dente. Più in particolare viene calcolato, sommando i tempi-dente, il tempo che impiega la fonica a spazzare un determinato arco angolare (per ogni singolo cilindro viene utilizzata la frazione di un semiperiodo). La scelta del segmento angolare è giustificata dal fatto che un solo dente della fonica è influenzato da un rumore estremamente elevato che dipende dalla posizione della fonica stessa; è quindi necessario scegliere la finestra di denti con il maggior contenuto di informazioni possibili.

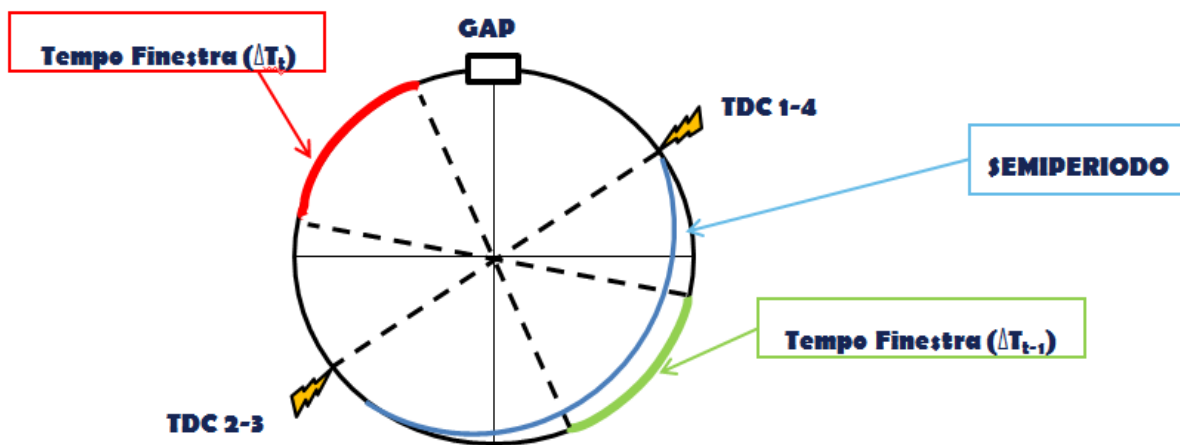


Fig. 3-8

$$\text{Tempo Finestra } [\mu\text{s}] = \sum_{i=n}^m \text{TempoDente}_i$$

(n = primo dente della finestra, m =ultimo dente della finestra)

Con *semiperiodo* viene inteso il tempo di percorrenza dell'arco angolare tra due combustioni consecutive

$$\text{Semiperiodo } [\mu\text{s}] = \sum_{i=k}^z \text{TempoDente}_i$$

(k = primo dente del semiperiodo, z =ultimo dente del semiperiodo).

Nel caso nell'immagine 3-8, per un motore a 4 cilindri, il semiperiodo corrisponde al tempo di percorrenza della ruota fonica di 180°.

Calcolato il tempo di percorrenza del semiperiodo viene poi calcolato un gradiente α definito:

$$\alpha = \text{Tempo Finestra}(\Delta T_t) - \text{Tempo Finestra}(\Delta T_{t-1})$$

che ha l'intento di individuare la differenza del tempo di percorrenza di due finestre all'interno di due fasi di espansione consecutive.

Può anche essere vista come l'accelerazione che subisce la fonica tra un'espansione e la successiva, in quanto la finestra in termini di ampiezza angolare è costante.

Visto come è stato definito il calcolo, in caso di mancate combustioni si ottengono in termini assoluti, valori molto distanti da zero, mentre nel caso di funzionamento corretto l'indice assumerà valori prossimi allo zero.

Il valore calcolato viene quindi memorizzato e si procede con l'analisi di tali valori relativi agli ultimi eventi di combustione per l'individuazione del misfire.

A valle della diagnosi poi vengono contati gli eventi di misfire, su due finestre differenti, per due diversi scopi, come definito dalla normativa OBD-II:

- su una finestra di 200 rotazioni, sono contate le mancate combustioni per stimare il danno al catalizzatore (diagnosi per protezione componenti);
- su una finestra di 1000 rotazioni, sono calcolate le mancate combustioni per valutare l'eccesso di emissioni rispetto alla soglia del ciclo di riferimento.

Infine, come indicato dalla normativa, la diagnosi può essere disabilitata in condizioni ritenute critiche, tra cui la percorrenza di rough road.

Ad ogni condizione di disabilitazione rilevata dall'unità di controllo, è assegnato un tempo ad un timer, che indica il periodo in cui la diagnosi deve rimanere disabilitata.

La percorrenza di rough road è una condizione di disabilitazione concessa dalla normativa OBD-II perché la percorrenza di strade con accidentalità può provocare la lettura di falsi misfire nella strategia. Infatti in questa particolare condizione, la driveline e in particolare la ruota fonica subiscono decelerazioni molto simili a quelle provocate dalla mancata combustione.

Sono stati eseguiti diversi test appositi per verificare la condizione di rough road e la risposta dell'attuale strategia di diagnosi misfire implementata nelle centraline.

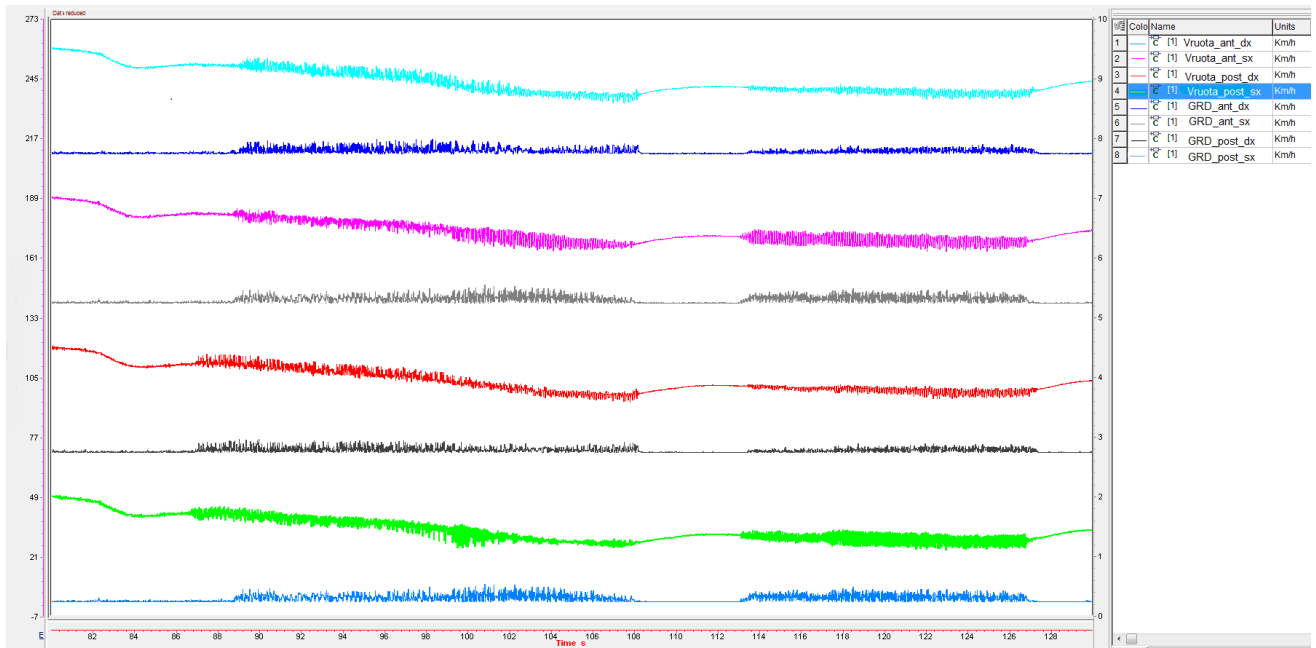


Fig. 3-9

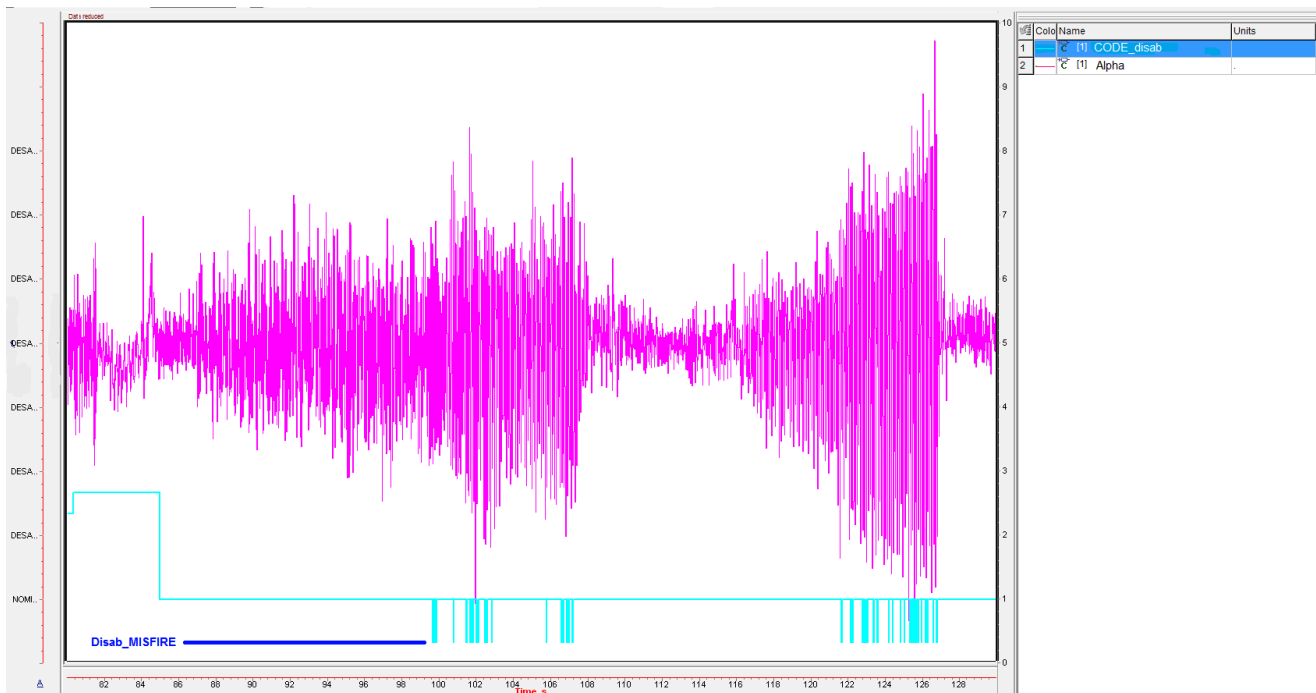


Fig. 3-10

Osservando i grafici generati con il software MDA di ETAS si può vedere ciò che accade. Nel dettaglio, il grafico nell'immagine 3-10, riporta gli andamenti della velocità delle 4 ruote e il relativo gradiente, calcolato ad ogni TDC nel seguente modo:

$$GRD_ruota = Velocità\ ruota_{TDC} - Velocità\ ruota_{TDC_{n-1}}$$

questo permette di capire quando il veicolo sta transitando sulle accidentalità durante i test.

Il grafico nell'immagine 3-11 invece mostra l'andamento dell'accelerazione α e il segnale che riporta i codici di disabilitazione (CODE_disab), in modo da poter verificare il motivo per cui viene disabilitata la diagnosi misfire.

Come si può notare, analizzando i segnali sullo stesso intervallo di tempo, è possibile capire come si comporta l'accelerazione della ruota fonica quando si percorrono rough road.

Si osserva quindi che quando la velocità delle ruote, in particolare il gradiente della velocità delle ruote, assume un andamento piuttosto rumoroso, dovuto alle continue accelerazioni-decelerazioni a cui sono sottoposte le ruote in presenza di asperità, anche l'andamento dell'accelerazione della fonica è soggetto a evidenti spike. In corrispondenza di queste repentine variazioni della rotazione della ruota fonica, si nota che il segnale indicante il motivo della disabilitazione assume valori corrispondenti al codice del misfire.

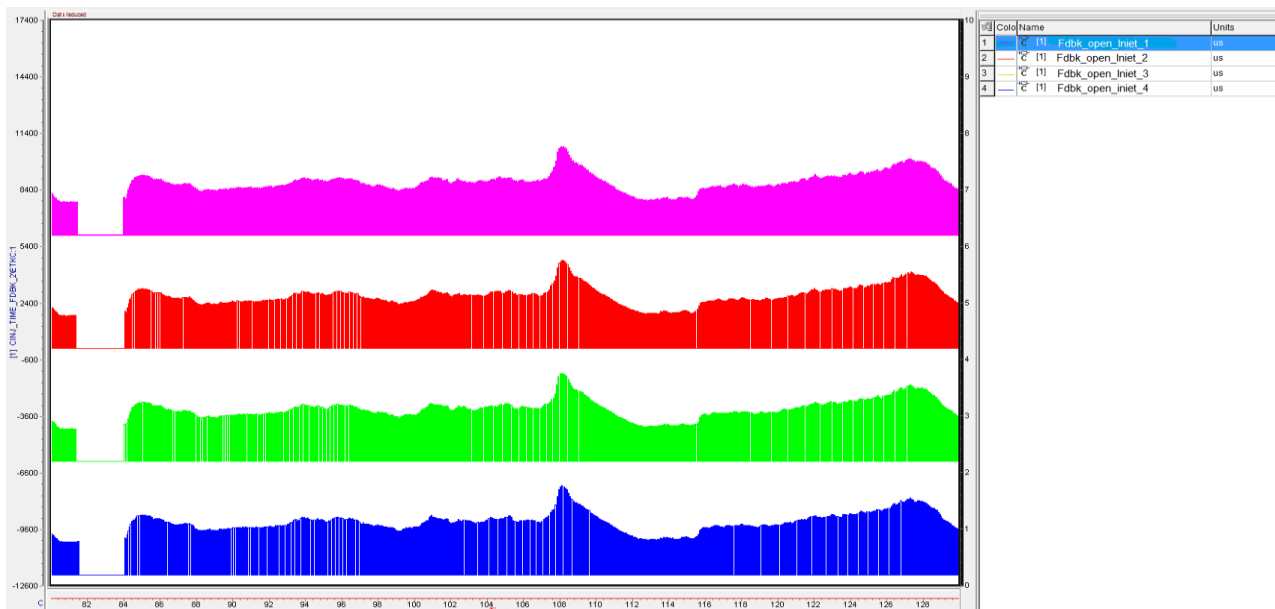


Fig. 3-11

Per un'ulteriore conferma del fatto che il sistema può rilevare la lettura di falsi misfire, a causa dell'effetto della rough road e non per un'effettiva mancata combustione, si è analizzato il segnale del feedback indicante il tempo di apertura degli iniettori (imm.3-12).

Non è un'assoluta verità, in quanto sarebbe necessario una candela strumentata per avere la certezza che la combustione sia avvenuta, ma è in ogni caso indicativo.

Proprio a causa di queste false individuazioni di mancate combustioni, è necessario introdurre in centralina, a fianco della diagnosi misfire, un modello che la sospenda nel caso in cui vengano percorse rough road.

Attualmente, come anticipato precedentemente, sono già state sviluppate due strategie differenti per il rilevamento di rough road:

- una strategia si basa sull'analisi del gradiente delle velocità delle ruote anteriori e posteriori del veicolo;
- l'altra strategia si basa sull'analisi di una finestra angolare della ruota fonica in fase di compressione.

3.2.2 Identificazione rough road tramite il gradiente della velocità delle ruote

La strategia attualmente più utilizzata, soprattutto per applicazioni auto, dove ad oggi una notevole maggioranza è dotata del sistema ABS, è quella che basa l'identificazione delle rough road, sul calcolo del gradiente della velocità delle ruote.

La ECU riceve dalla centralina ABS, l'informazione riguardante la velocità di ogni ruota ($V_{ruota_ant_dx}$, $V_{ruota_ant_sx}$, $V_{ruota_post_dx}$, $V_{ruota_post_sx}$), rilevata con un sensore dedicato, in quanto informazione fondamentale per il sistema di frenata. Il dato viene aggiornato ad ogni TDC, confrontato con il relativo valore al TDC precedente ($V_{ruota_ant_dx_old}$, $V_{ruota_ant_sx_old}$, $V_{ruota_post_dx_old}$, $V_{ruota_post_sx_old}$) e se ne ricava il gradiente in termini assoluti (GRD_ant_dx , GRD_ant_sx , GRD_post_dx , GRD_post_sx).

$$|GRD| = Velocità\ ruota - Velocità\ ruota_old \text{ (imm.3-13).}$$

Il modello implementato in centralina è quello riportato in seguito.

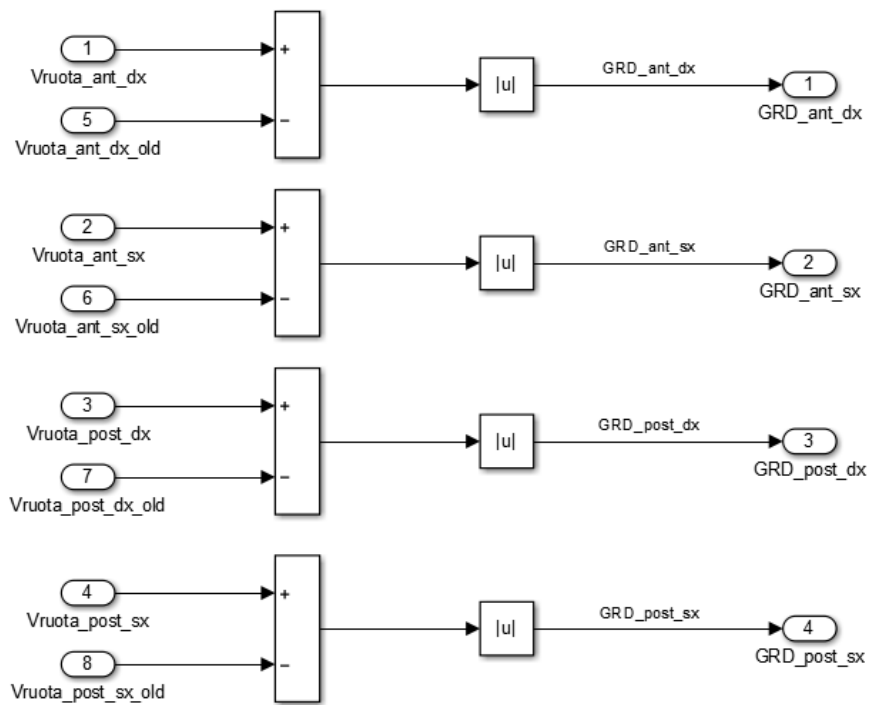


Fig. 3-12

Una volta calcolato il gradiente, il sistema definisce delle soglie per il gradiente stesso, per ogni ruota, in funzione del punto motore. Se uno solo dei gradienti calcolati, supera la soglia definita, si attiva la disabilitazione della strategia di diagnosi misfire per rough road ($Flag_RR = 1$).

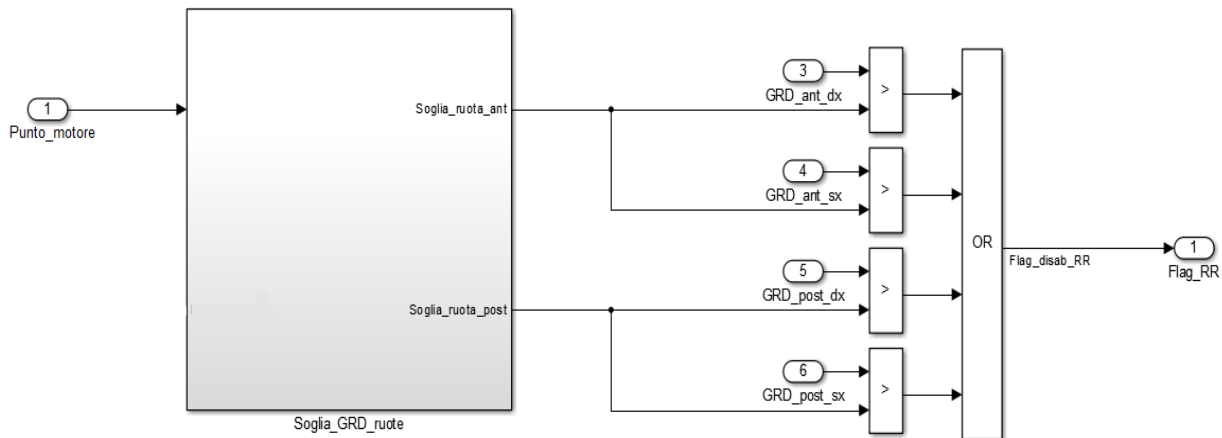


Fig. 3-13

3.2.3 Identificazione rough road tramite porzione di fonica in fase di compressione

La seguente strategia è un modulo alternativo, utilizzabile in applicazioni moto, monocilindriche, 4 tempi. Si basa sull'analisi dei tempi di percorrenza di una finestra angolare della ruota fonica lontana il più possibile dalla combustione, presa ad esempio durante la fase di compressione, supportata dal tempo di percorrenza di una finestra che è centrata sulla fase di espansione per la diagnosi misfire. Più esattamente il gradiente in fase di espansione (α) è quello calcolato nella formula vista precedentemente, mentre β , in fase di compressione è calcolato nel seguente modo:

$$\beta = \text{Tempo Finestra}_{comp}(\Delta T_t) - \text{Tempo Finestra}_{comp}(\Delta T_{t-1})$$

Anche in questo caso:

$$\text{Tempo Finestra}_{comp}[\mu s] = \sum_{i=n}^m \text{Tempo Dente}_i$$

(n = primo dente della finestra, m =ultimo dente della finestra) e come *semiperiodo* in questo caso si ha il tempo di percorrenza di 720°

$$\text{Semiperiodo} [\mu s] = \sum_{i=k}^z \text{Tempo Dente}_i$$

(k = primo dente del semiperiodo, z = ultimo dente del semiperiodo).

Vediamo nel dettaglio la strategia, definendo α e β come accelerazioni subite dalla fonica in cicli consecutivi, in quanto anche in questo caso le finestre angolari hanno ampiezza coincidente, sia in espansione sia in compressione.

Ad ogni ciclo vengono calcolate:

- α , relativa all'ultima fase di espansione conclusa (fig. 3-15), che prende il nome di *Acc_esp* come nome della variabile nel modello in fig.3-16
- β , relativa alla fase di compressione appena conclusa, definita come *Acc_Comp* nel modello.

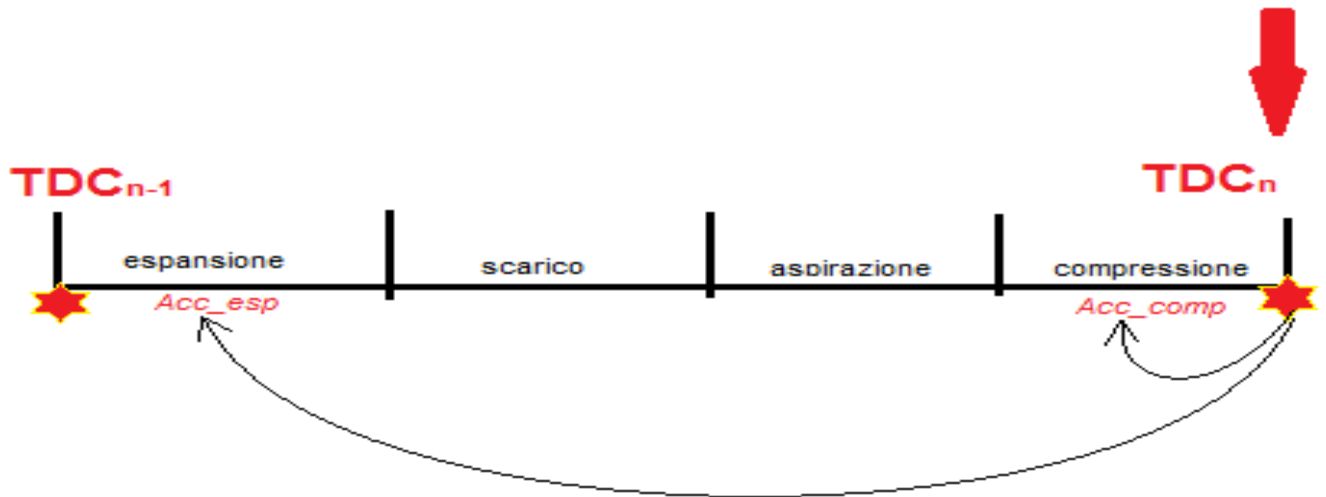


Fig. 3-14

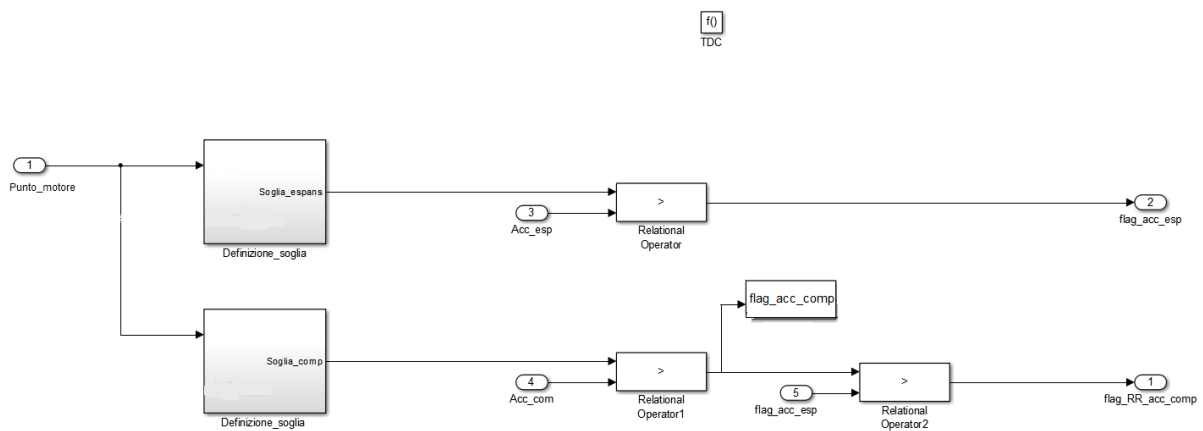


Fig. 3-15

Ad ogni TDC viene definita per ognuna delle due accelerazioni, una soglia funzione del punto motore. Se α è minore della soglia (*Soglia_espans*), la variabile *flag_acc_esp* assume valore uguale a 1. In condizioni operative regolari, α è sempre maggiore/uguale al valore soglia e il flag assume sempre valore uguale a 0.

La stessa cosa avviene per β . Il sistema confronta poi il valore calcolato in fase di compressione con una soglia e il *flag_acc_comp* risultante (0 o 1) viene confrontato con il flag, anch'esso 0 o 1, derivante dall'analisi dell'accelerazione in fase di espansione.

In definitiva, il modulo segnala una condizione di rough road (*flag_RR_acc_comp* = 1), quando *flag_acc_esp* è uguale a 0, quindi l'ultima combustione è avvenuta regolarmente, mentre nella successiva fase di compressione è rilevato un tempo di percorrenza maggiore della soglia (*flag_acc_comp*=1), cioè maggiore di quello che ci si aspetta in quella finestra, in quel preciso punto motore. Perciò valori di β fuori dalla soglia si suppongono dovuti alla strada sterrata, essendo avvenuta correttamente la combustione precedente.

3.3 RICERCA BIBLIOGRAFICA

Per capire come impostare la nuova strategia, quale direzione intraprendere, è stata fatta anche una vera e propria ricerca bibliografica per verificare se esistono già brevetti, articoli e studi condotti per verificare l'effetto delle rough road e i possibili metodi di individuazione. L'analisi di quanto già esiste è stata fatta nell'ottica di trovare soluzioni ripetibili e realmente applicabili ai veicoli tramite l'implementazione in centralina, basandosi principalmente su sensori generalmente già on-board e non su strumentazioni dedicate esclusivamente all'identificazione di questo tipo di strade.

3.3.1 Sensor less rough road detection method research

Gli autori del seguente articolo presentano un metodo per l'identificazione della rough road basando lo studio su una analisi in frequenza della velocità di rotazione dell'albero motore tramite il sensore di posizione della ruota fonica [8]. L'obiettivo è quello di riuscire ad effettuare l'individuazione senza l'utilizzo di altri sensori aggiuntivi. Viene prima acquisito il segnale durante un test su strada normale con misfire, poi durante un test su strada sterrata, senza misfire. Entrambe le condizioni producono variazioni di velocità della ruota fonica calettata sull'albero motore, ma secondo gli autori, queste hanno frequenze diverse tra loro; più nel dettaglio lo spettro del segnale ha delle caratteristiche tipiche in assenza di misfire, ovvero sono evidenti le

armoniche provocate da una condizione di rough road, rispetto alla frequenza di combustione, che dovrebbe essere quella dominante.

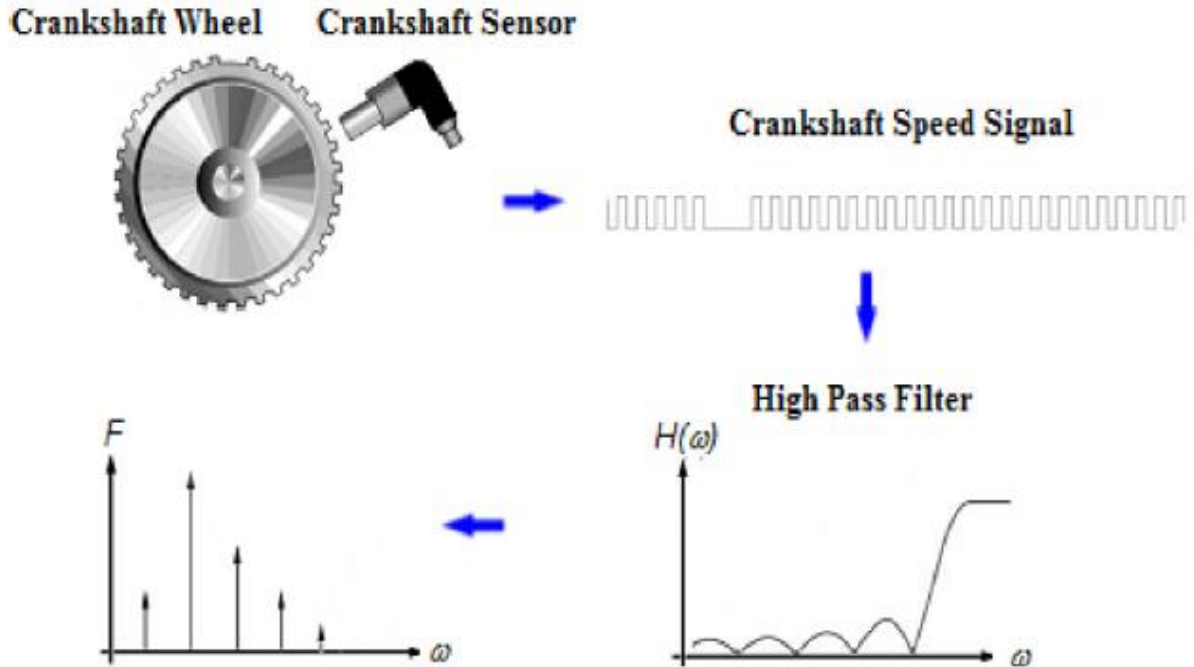


Fig. 3-16

I test vengono fatti con un veicolo dotato di una ruota fonica a 58 denti (60-2). La ECU acquisisce il segnale proveniente dal pick-up con una frequenza di campionamento pari a 2 volte per ogni corsa del pistone, quindi campioni per ogni rotazione, in modo da identificare chiaramente la frequenza caratteristica, soprattutto in fase di espansione. Confrontando la velocità di rotazione dell'albero motore nei casi con misfire e in condizioni di strada sterrata, rispetto ad una condizione di normale funzionamento, questi casi provocano fluttuazioni con un'ampiezza molto più piccola, alle alte frequenze. Questo significa che la componente del segnale a bassa frequenza contiene la parte più ampia di energia di vibrazione. Risulta quindi necessario filtrare il segnale con un filtro passa-alto in modo da eliminare le componenti a bassa frequenza.

Una volta eseguito il filtraggio del segnale, cioè rimossa la parte stabile, il segnale viene convertito nel dominio delle frequenze, tramite la trasformata di Fourier:

$$X_p(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x_p(n) e^{-j \frac{2\pi n k}{N}}$$

dove $x_p(n)$ è il campione del segnale della velocità di rotazione della ruota fonica, N è il numero di campioni nella finestra di riferimento, $X_p(k)$ è il valore complesso del campione..

Il modulo di $X_p(k)$ si può esprimere così:

$$Mag(X_p(k)) = \sqrt{\{Re(X_p(k))\}^2 + \{Im(X_p(k))\}^2}$$

e rappresenta l'energia di vibrazione di una certa frequenza, che è uguale a:

$$\Delta f = \frac{f_s}{N} \quad (f_s \text{ frequenza di campionamento})$$

dove Δf rappresenta la massima sensibilità nel dominio delle frequenze, del segnale della velocità di rotazione dell'albero motore e k l'ordine dell'armonica.

Tipicamente nello studio sono state prese in analisi finestre con 1024 o 2048 campionamenti, in modo da avere un'accuratezza elevata e una quantità di dati non troppo grande; in genere vengono usati i seguenti valori:

$$\Delta f = 0.39 \text{ Hz o } \Delta f = 0.78 \text{ Hz a } 6000 \text{ RPM}$$

Sono quindi state eseguite acquisizioni del segnale di interesse per lo studio in condizioni diverse:

- strada normale senza misfire;
- strada normale con misfire;
- rough road.

Ricordando che la densità di energia dello spettro di un segnale è definita come:

$$E(f) = |X(f)|^2 \quad (X(f) \text{ trasformata di Fourier del segnale } x(t))$$

e che per il teorema di Parseval l'energia del segnale risulta essere:

$$E_x = \int_{-\infty}^{+\infty} ||X(f)||^2 df = \int_{-\infty}^{+\infty} ||x(t)||^2 dt$$

L'immagine 3-18a mostra la densità di energia normalizzata per componenti di frequenza (F), nel caso di percorrenza di una strada normale, senza misfire.

Le prove con misfire sono eseguite con un rapporto pari al 3%, cioè 3 mancate combustioni in 100 cicli, e con misfire al 25%.

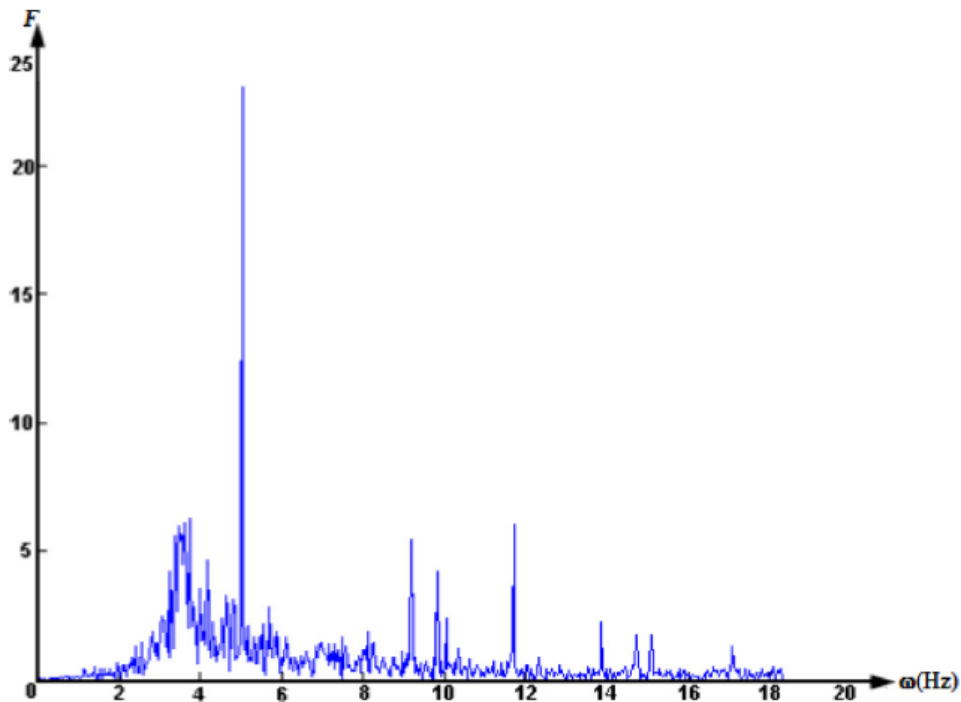


Fig. 3-17 a

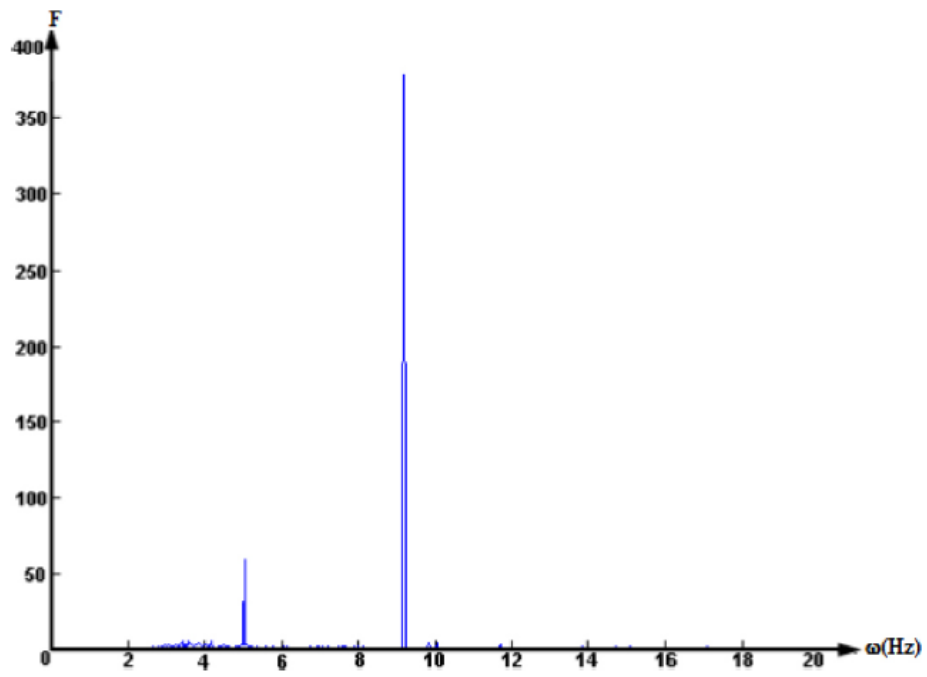


Fig. 3-17 b

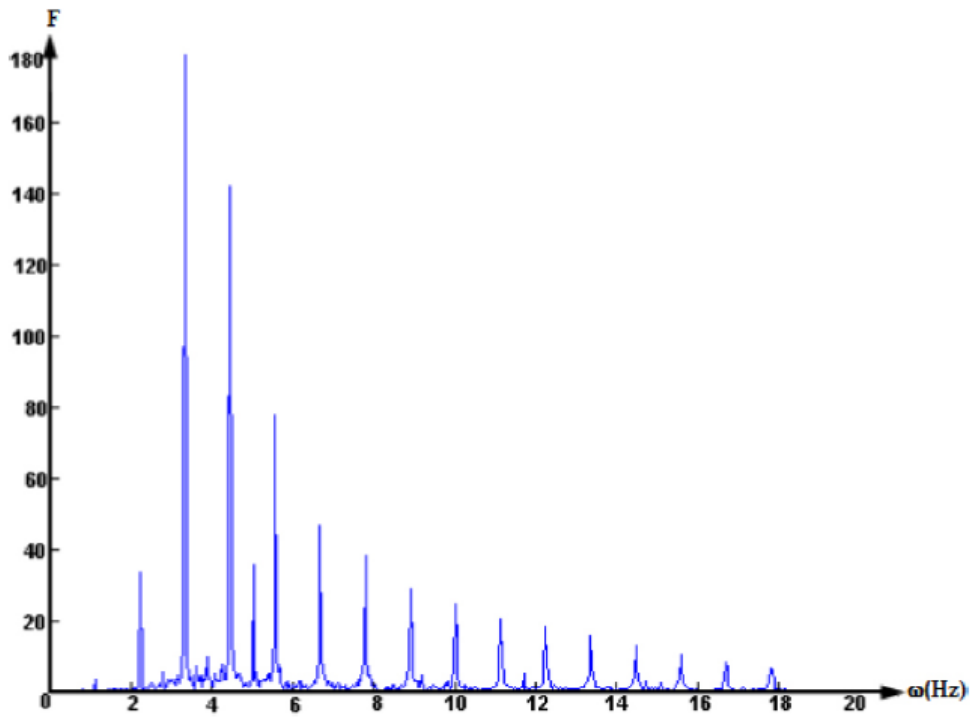


Fig. 3-17 c

L'immagine 3-18b mostra l'energia del segnale con un misfire al 3%, mentre l'immagine 3-18c con un rapporto di misfire pari al 25%.

Infine sono stati condotti test "rough road" su diverse tipologie di strade accidentate.

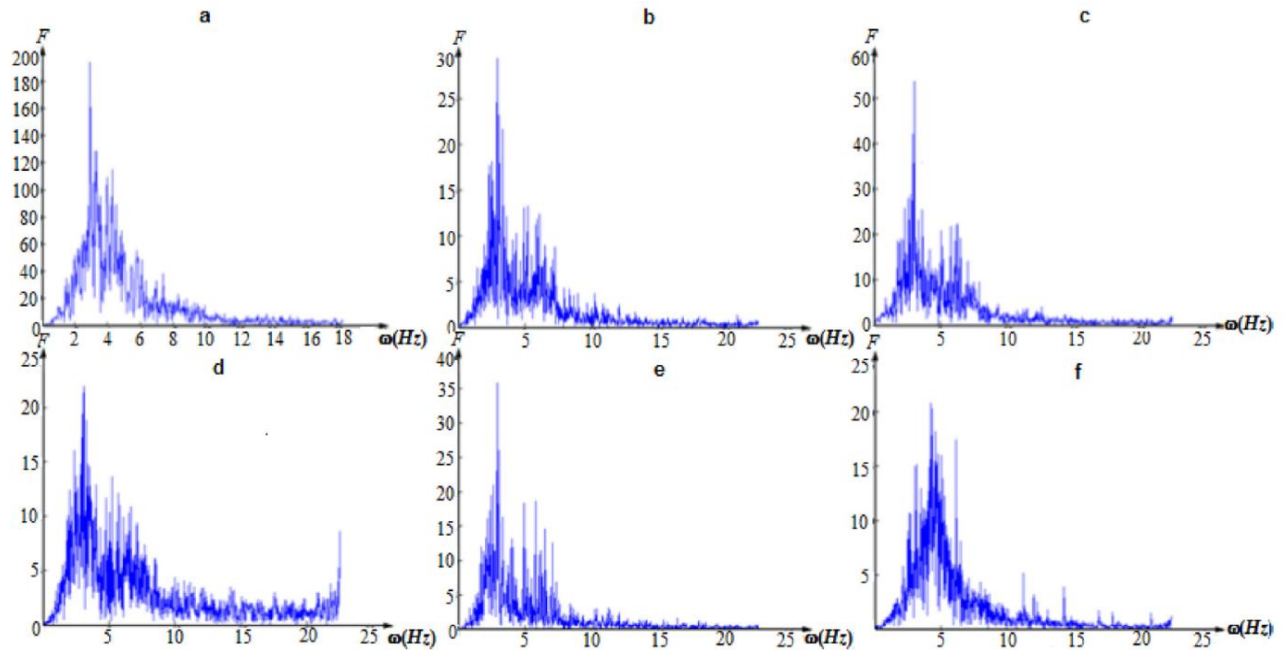


Fig. 3-18

Osservando i grafici proposti nelle figure 3-18 a,b,c,d,e,f confrontandoli, si può vedere come nel caso con misfire, l'energia di vibrazione sia concentrata su date frequenze a seconda della distanza tra due mancate combustioni, mentre in condizioni rough road l'energia è distribuita su tutto il range, in particolar modo alle basse frequenze del segnale filtrato dalla componente stabile. La percorrenza di una strada normale, senza misfire, genera deboli variazioni dell'energia di vibrazione ed ha una distribuzione più uniforme dei casi precedenti.

Siccome eseguire la trasformata del segnale in centralina è computazionalmente molto costoso, si può pensare di guidare il segnale attraverso un filtro passa-alto, per avere finestre solo sulle frequenze di interesse. La frequenza centrale di queste finestre è definita nelle prove eseguite in funzione di un prestabilito rapporto di misfire e di una predefinita velocità di rotazione dell'albero motore. Qualora l'energia fosse distribuita solo su date finestre, verrebbe confermato il misfire, mentre se la distribuzione fosse omogenea su tutte le finestre, allora si tratterebbe di rough road. Questo richiederebbe un filtro passa-alto di ordine molto elevato per un'accurata risoluzione, quindi gli autori hanno prima processato il segnale

grezzo tramite un filtro passa-alto per eliminare la componente stabile del segnale e calcolato l'energia di vibrazione di questo primo output. Il segnale filtrato viene poi guidato in un secondo filtro passa-alto (filtro di Butter Worth) calibrabile a seconda del punto motore; questo perché ci si aspetta che nel caso di rough-road, le vibrazioni siano filtrate, mentre nel caso di misfire vengano messe in luce dando di conseguenza valori diversi all'energia di vibrazione del segnale a seconda del caso.

Per concludere lo studio e eseguire una verifica, gli autori hanno implementato in centralina questa catena di filtraggio.

L'indice che stabilirà se il veicolo si trova in rough road sarà il rapporto tra l'energia di vibrazione del segnale filtrato e non filtrato.

Vengono quindi analizzati nuovamente i seguenti casi:

- strada normale, senza misfire;
- strada normale con misfire (3% e 25%)
- rough road.

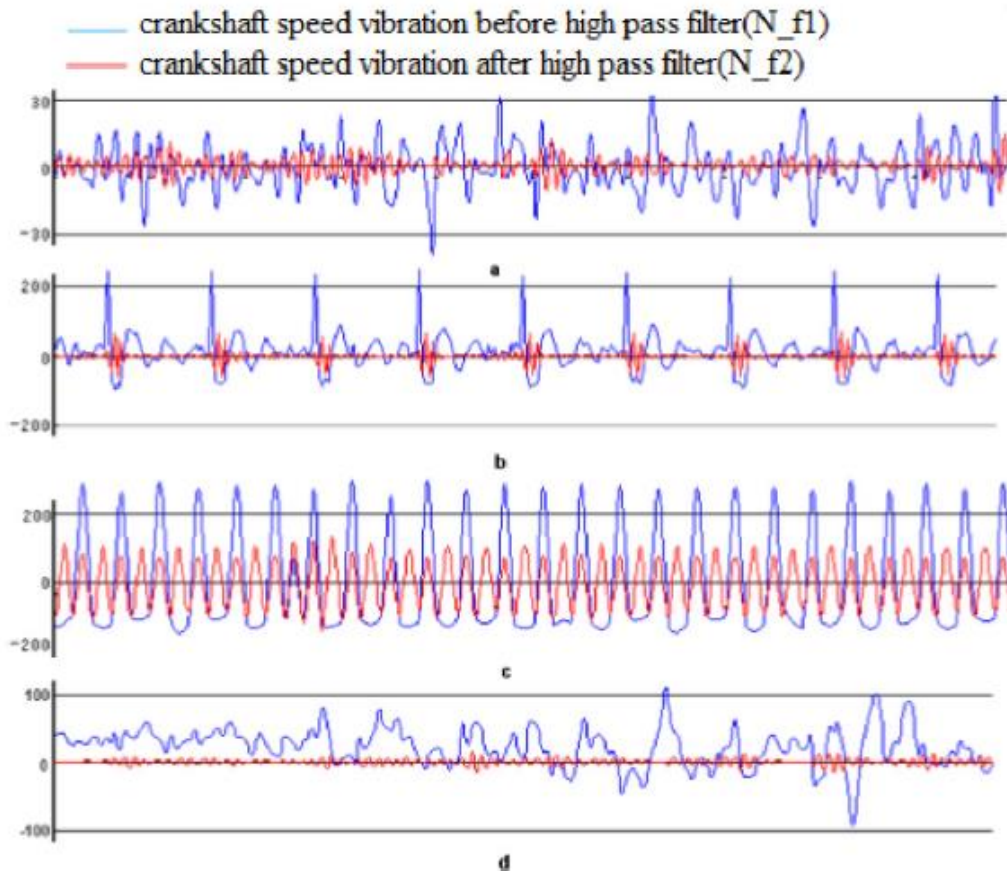


Fig. 3-19

Il grafico “a” in fig. 3-20 rappresenta il segnale filtrato e non filtrato nel caso di una strada normale, senza misfire. Il grafico “b” è relativo ad una strada normale con misfire al 3%, mentre il grafico “c” con un misfire al 25%. Infine il grafico “d” è la prova su strada sterrata, senza misfire.

Viene eseguito poi il rapporto tra il segnale non filtrato e il segnale filtrato, per definire un indice e, come si può vedere (fig. 3-20), c’è una netta distinzione del valore ottenuto in caso di rough road e in caso di misfire.

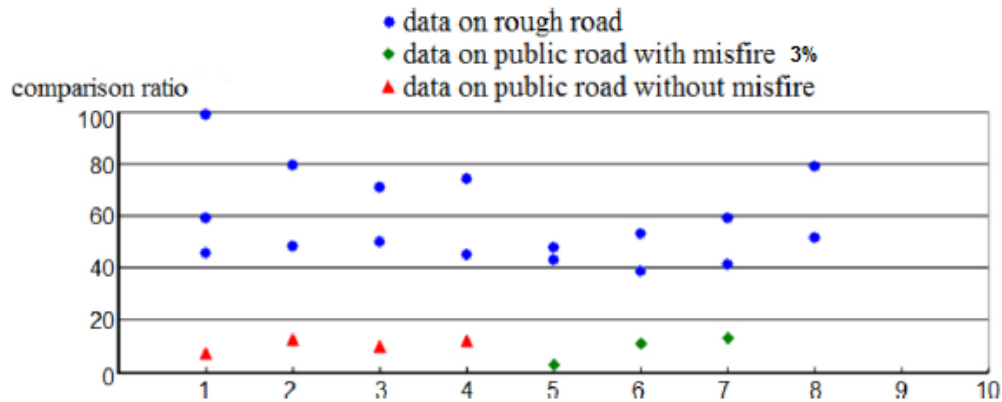


Fig. 3-20

Gli autori hanno poi definito una soglia, calcolando il rapporto tra il segnale non filtrato e filtrato, su strada normale e poi facendo prove su strada sterrata con applicato anche un sensore di rilevamento della strada sterrata per verifica.

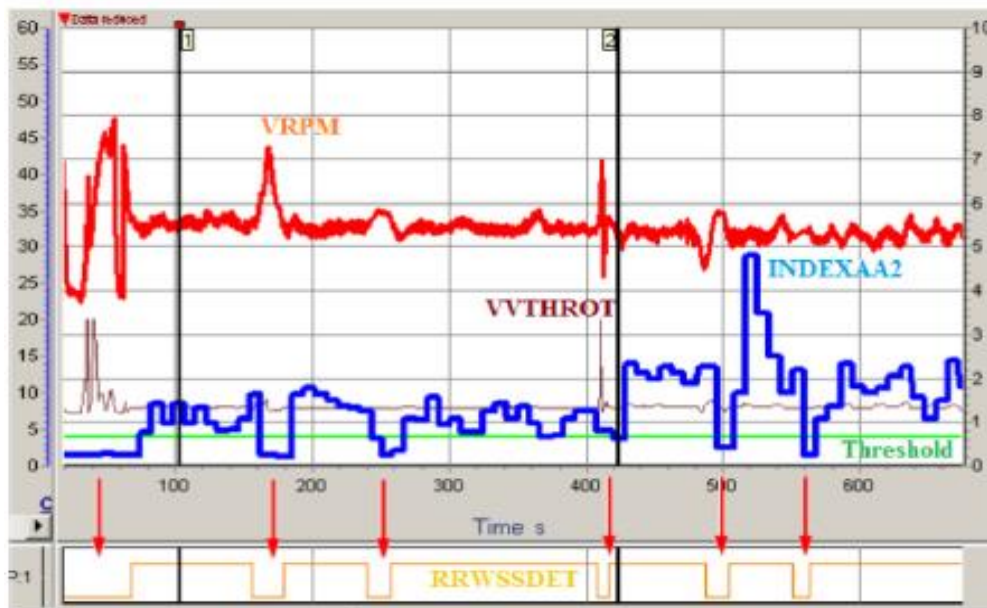


Fig. 3-21

I risultati ottenuti hanno mostrato come, quando il rapporto superava la soglia definita, effettivamente ci si trovava su strada sterrata e le segnalazioni erano congruenti con quelle dell'apposito sensore.

Nome variabili nell'immagine 3-22:

- **INDEXAA2**: rapporto tra segnale non filtrato e segnale filtrato;
- **RRWSSDET**: flag sensore di strada sterrata;
- **VRPM**: velocità albero motore;
- **VVTHROT**: posizione farfalla;
- **Threshold**: soglia.

3.3.2 Method of and an apparatus for misfire and rough road detection

Gli autori del brevetto si pongono come obiettivo quello di individuare una strategia per l'individuazione della strada sterrata, distinguendola dal misfire, senza utilizzare sensori aggiuntivi nei veicoli, ma basandosi sul segnale proveniente dal sensore della ruota fonica, in quanto la diagnosi del misfire risulta problematica in condizioni di rough road, provocandone la lettura di falsi [9].

In particolare lo scopo del brevetto è quello di distinguere una condizione di rough road in un veicolo dotato di motore multi-cilindrico, verificando quante volte dopo un predeterminato numero di combustioni, funzione del numero di cilindro, la variazione di velocità di rotazione dell'albero motore supera una certa soglia (la soglia si suppone definita in funzione di punti motore). Analizzando poi la distribuzione della variazione di velocità confrontata con la soglia, viene definito un metodo statistico/matematico che definisce se si tratta di misfire o di rough road.

Vediamo lo studio nel dettaglio, eseguito su un motore a 6 cilindri.

Viene definito un contatore che si incrementa ogni 120° di rotazione della ruota fonica e, ogni volta che il contatore si incrementa, viene confrontata la variazione della velocità di rotazione con una soglia predeterminata. Se la variazione supera la soglia, vengono incrementati altri due contatori, uno specifico per l'ultimo cilindro che ha eseguito la fase di espansione e uno generale per il conteggio degli eventi di misfire. Poi, quando il contatore che si incrementa ogni 120° raggiunge un valore predefinito, viene eseguita l'analisi sugli altri due contatori. Se il numero di cilindri che ha mancato la combustione è maggiore o uguale della metà del numero dei cilindri (in questo caso 3), allora si tratta di rough road; se invece il numero dei cilindri soggetti a misfire è minore della metà, allora si va a verificare se il numero di misfire è tale da influire su prestazioni e componenti del veicolo.

Vengono infine azzerati i contatori.

Lo schema nell'immagine 3-23 rappresenta la strategia per l'esempio descritto.

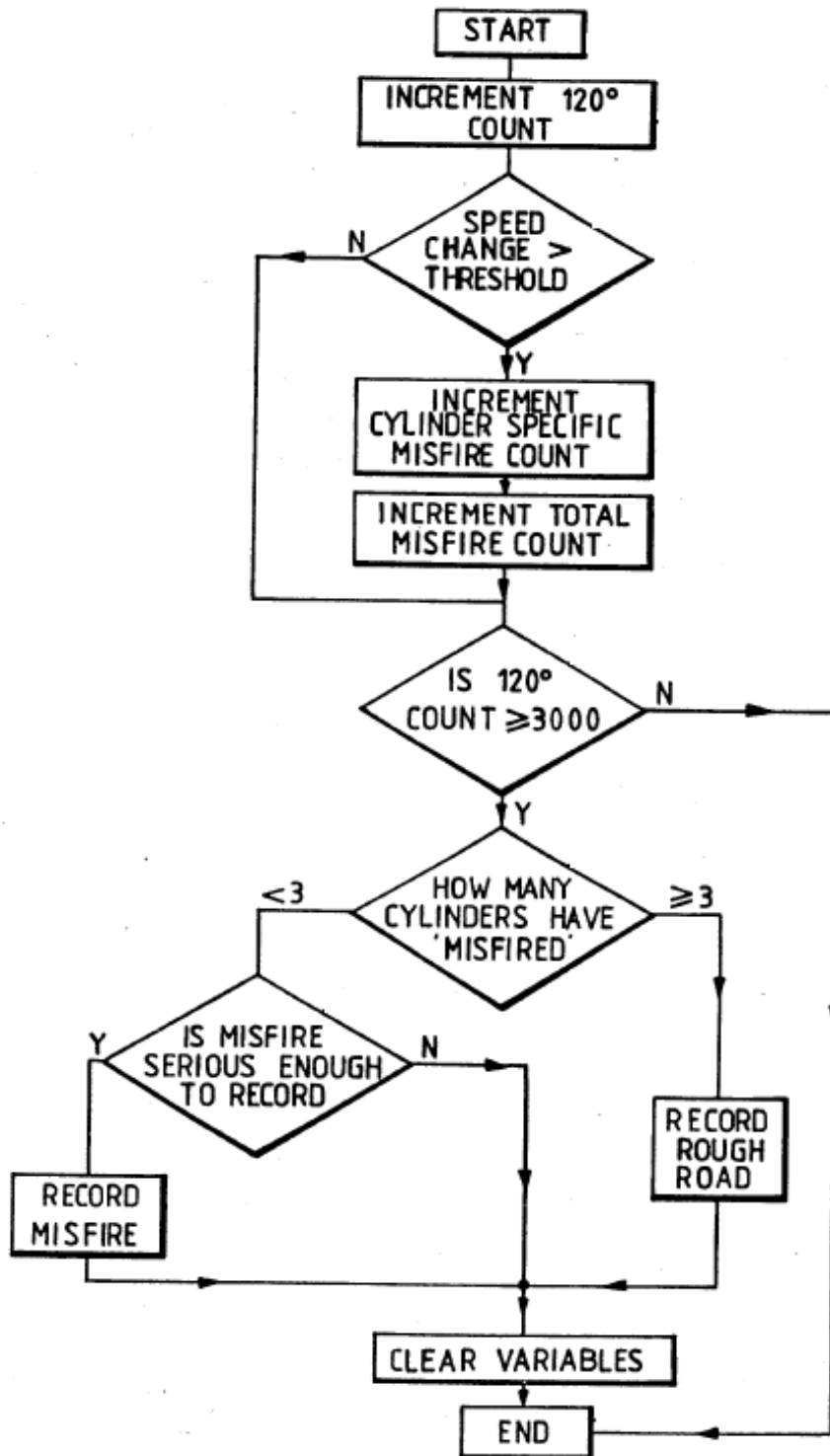


Fig. 3-22

Vediamo un esempio dei dati analizzati, nell'immagine 3-24. Come si vede, per ogni cilindro è incrementato un contatore ogni volta che la variazione di velocità di rotazione dell'albero motore, indotta dalla fase di espansione del cilindro dedicato, supera la soglia prestabilita.

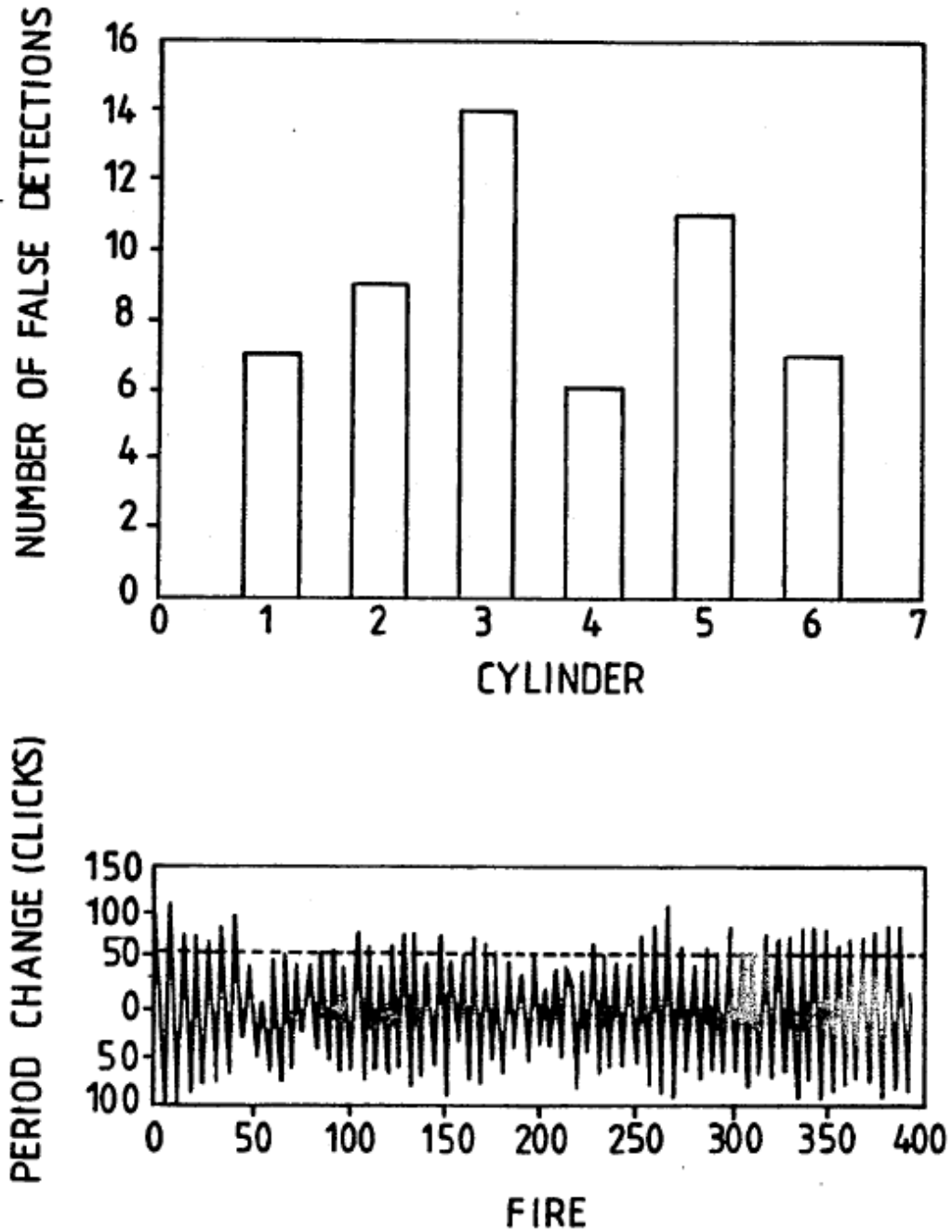


Fig. 3-23

3.3.3 Method for recognizing stretches of rough road with the aid of tank pressure sensor

Il brevetto seguente, basa la strategia di individuazione di percorrenza di rough road, sul segnale del sensore di pressione del serbatoio del combustibile dei veicoli. Anche in questo caso si può definire una soluzione a “basso costo”, in quanto lo studio si pone come soluzione alternativa da applicare sui veicoli non dotati di ABS o di accelerometri dedicati allo scopo; inoltre la maggioranza dei veicoli è dotata di questo sensore per il monitoraggio del sistema [10].

Il brevetto si basa sulla valutazione ad istanti successivi del valore di pressione nel serbatoio; confronta poi la variazione con una soglia predefinita e segnala la percorrenza di strade con asperità nei casi in cui venga oltrepassata la soglia.

In particolare, secondo gli autori, la percorrenza di rough road provoca deformazioni del serbatoio; in altre parole si genera una istantanea variazione di volume, indotta dalle vibrazioni delle asperità, che provoca una variazione di pressione.

Si sottolinea anche che, i cambiamenti di pressione che si verificano a seguito del tratto di strada accidentato, hanno un'ampiezza maggiore e una frequenza superiore rispetto alle variazioni di pressione che si verificano durante la guida normale, quando si effettuano sterzate.

La frequenza di acquisizione del segnale è definita sperimentalmente perché dipende dal tipo di serbatoio, inoltre può essere variata a seconda della velocità del veicolo e del livello di riempimento.

In definitiva, come già detto precedentemente, in questo brevetto la variabile di riferimento per la definizione di una rough road è la variazione di pressione all'interno del serbatoio.

Vediamo nel dettaglio come viene elaborato il segnale.

Innanzitutto viene campionato, con una frequenza predefinita e i valori TD_n (con n campione n -esimo) vengono immagazzinati in un buffer di dimensione prestabilita, funzione dell'ampiezza dell'intervallo che si vuole analizzare. Successivamente viene eseguita la differenza, in valore assoluto, tra due valori consecutivi:

$$DTD = |TD_n - TD_{n-1}|$$

Vengono poi definiti i pesi per il calcolo di una media mobile sui valori del gradiente calcolato.

Il valore della media *MDTD* viene poi confrontato con un valore soglia *GW* definita a seconda del livello di riempimento del serbatoio e la velocità del veicolo.

Se

$$MDMT > GW$$

allora viene indicata la percorrenza di rough road e viene disabilitata la diagnosi misfire.

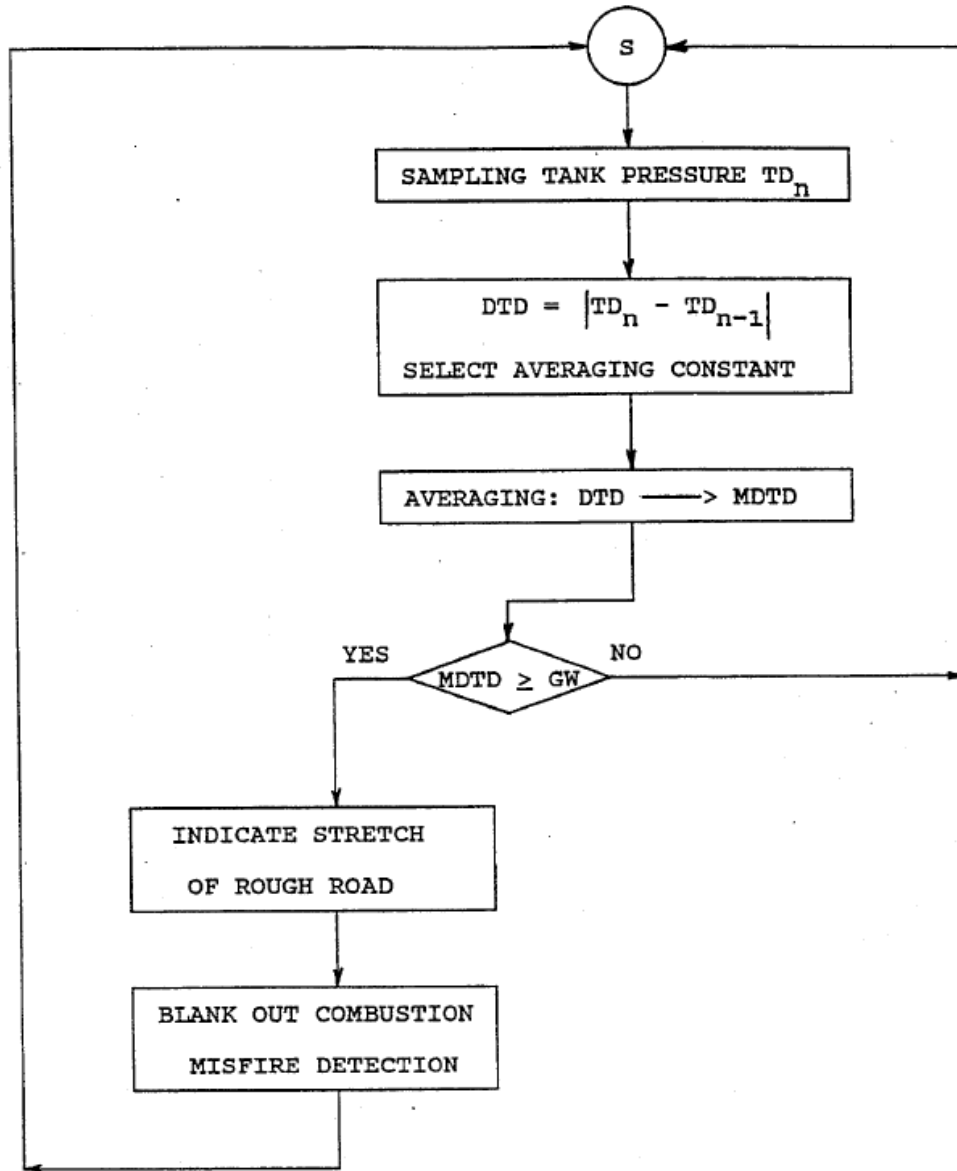


Fig. 3-24

Gli autori propongono anche un'alternativa al seguente metodo, inserendo al posto della media una sommatoria del gradiente DTD calcolati in un intervallo di tempo T predefinito.

$$Sum = \sum_0^n DTD \quad (n = \text{numero di gradienti calcolati nel tempo } T)$$

Il valore ottenuto viene poi confrontato con una soglia GW , definita in funzione della velocità veicolo e del livello di riempimento del serbatoio. Se la soglia viene superata, viene indicata una strada dissestata e viene disabilitata la diagnosi misfire.

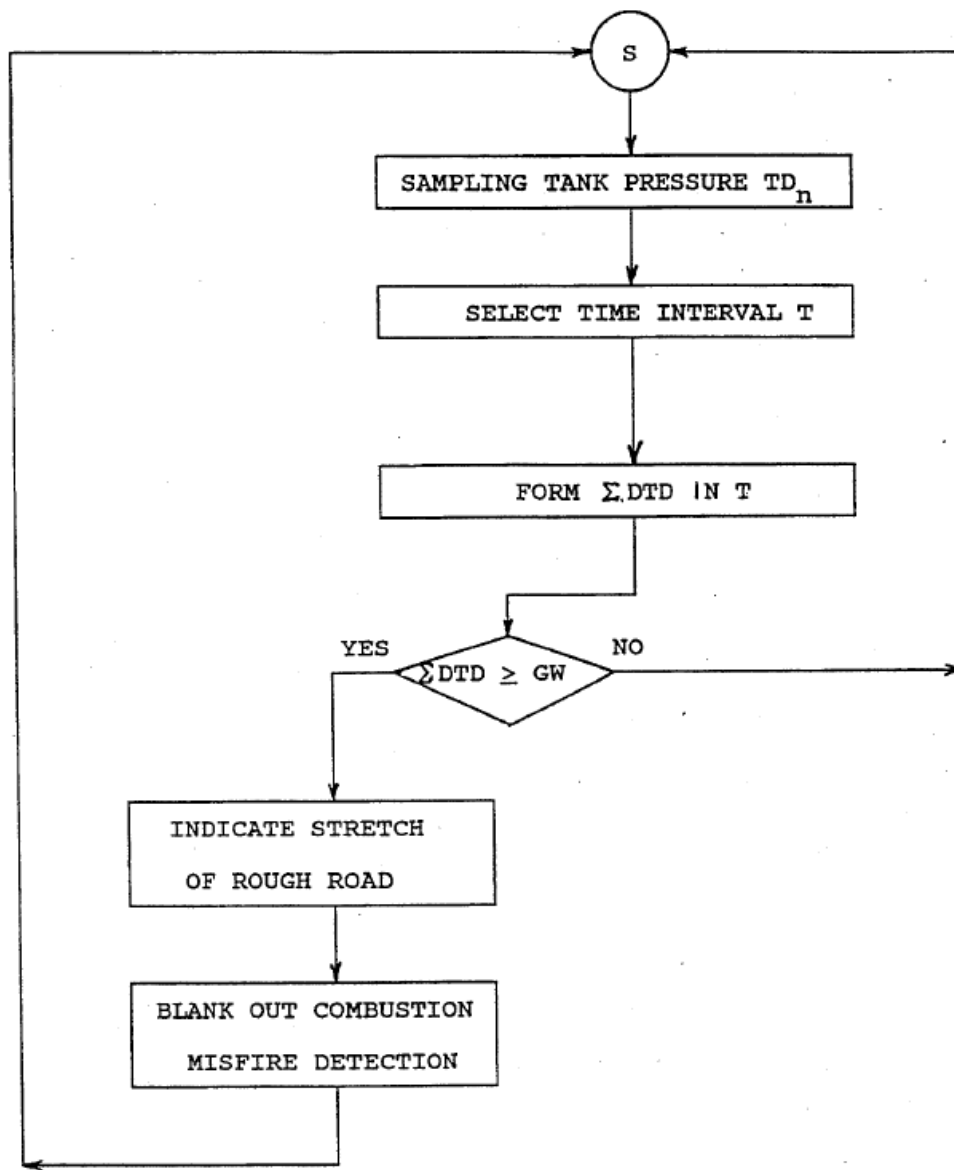


Fig. 3-25

3.3.4 Electronic system in a motor vehicle for detecting a rough road condition

Il brevetto in analisi, come i precedenti, cerca una soluzione per il rilevamento di rough road tramite sistemi tipicamente già presenti sui veicoli; in particolare si basa sull'effetto che genera la percorrenza di strade dissestate sulla portata d'aria nel condotto di aspirazione dei motori a combustione interna [11]. Secondo gli autori, la percorrenza di questi tipi di strade, rispetto a strade normali, causa fluttuazioni molto pronunciate nell'andamento del segnale del sensore che rileva la portata d'aria aspirata.

Verrà utilizzato quindi il segnale in uscita dal sensore per arrivare a determinare un flag che indica, sulla base di quanto detto, quando un veicolo si trova in rough road.

Quello che hanno ottenuto gli autori è mostrato in figura 3-27 .

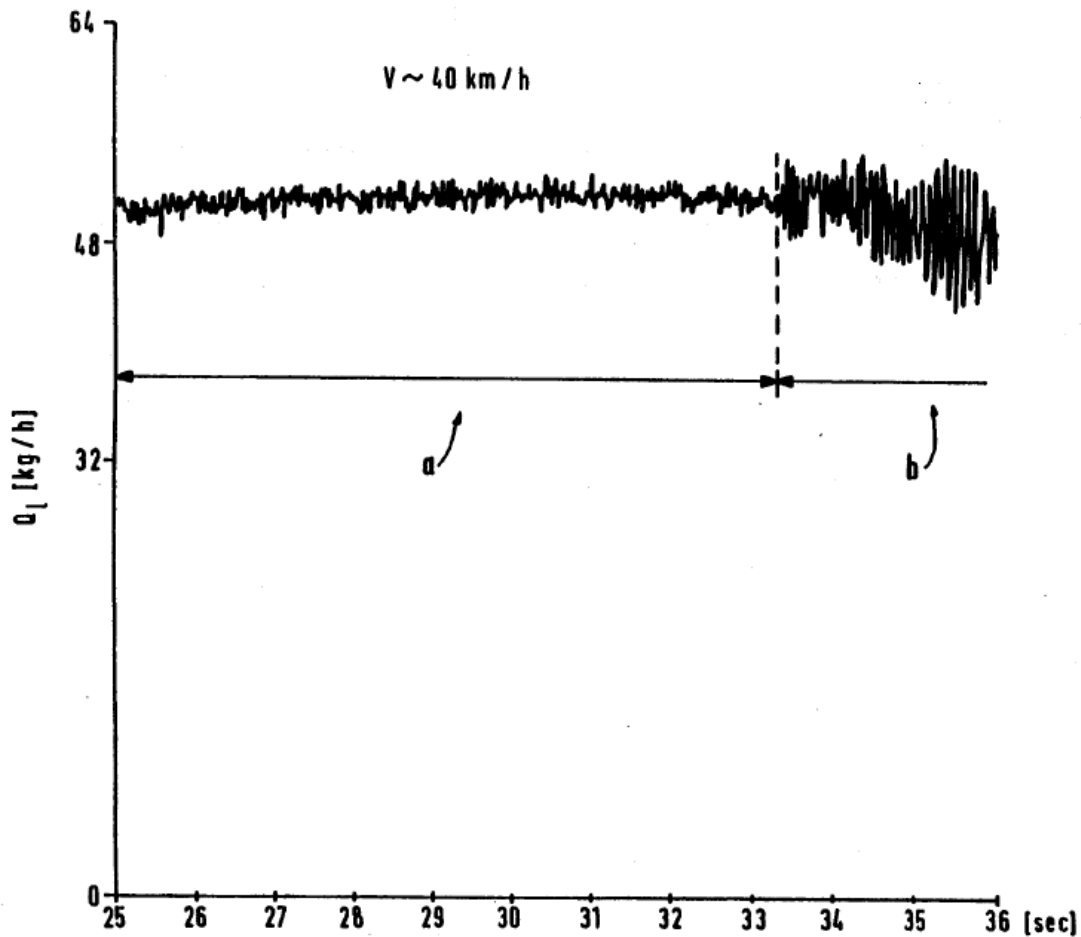


Fig. 3-26

Il test è stato eseguito ad una velocità di circa 40 km/h e nel grafico viene rappresentato il segnale Q_1 , cioè l'output del sensore che rileva la portata in massa in funzione della durata del test. Il segmento *a*, cioè i primi 33 secondi di prova, sono eseguiti su una superficie normale, mentre il segmento *b* riporta il segnale acquisito in rough road. La differenza dell'andamento del segnale è facilmente visibile. Secondo gli autori, le piccole oscillazioni in caso di strada normale, sono dovute a risonanze nel condotto di aspirazione e, vista la netta differenza tra i due andamenti, si può procedere all'elaborazione del segnale; in alternativa ad un sensore di portata, può essere utilizzato un sensore di pressione.

Vediamo quindi la catena di elaborazione del segnale nell'immagine 3-28.

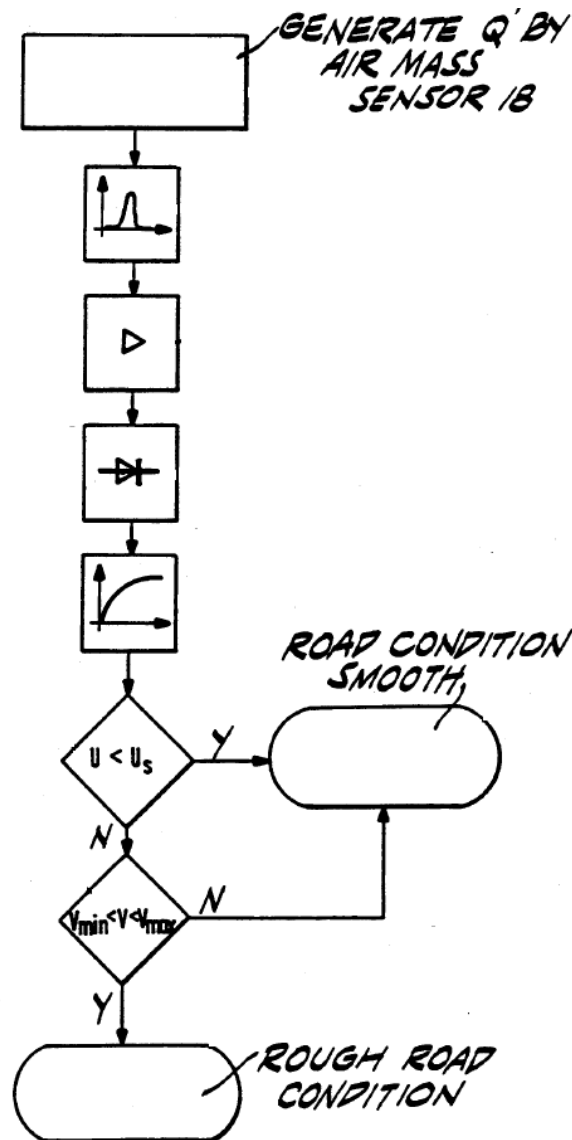


Fig. 3-27

Una volta acquisito il segnale Q_1 dal sensore, viene filtrato tramite un filtro passa-banda. Successivamente il segnale filtrato viene amplificato e fatto poi passare tramite un rettificatore che permette di avere un segnale da sinusoidale a unidirezionale. A questo punto un secondo filtro, passa-basso, filtra il segnale e l'output ottenuto viene confrontato con una soglia predeterminata (Us). Se la soglia è superiore al segnale filtrato, allora si tratta di una strada normale, altrimenti, prima di indicare se effettivamente si tratta di rough road, viene verificata la velocità del veicolo. Infatti, secondo gli autori, il segnale offre risultati attendibili ogni volta che la velocità del veicolo rientra in un certo range. Se la velocità risulta all'interno dell'intervallo, allora il veicolo si trova in percorrenza di una strada con asperità. Purtroppo non sono inseriti all'interno del brevetto valori numerici per avere un'idea più concreta di quanto dedotto dallo studio.

3.3.5 Fuel level sensor

Il brevetto in analisi si pone come obiettivo quello di individuare il grado di asperità dell'asfalto utilizzando il sensore del livello di carburante [12]. Anche in questo caso, l'idea degli autori è quella di non utilizzare sensori aggiuntivi, ma di effettuare lo studio con sensori già presenti a bordo del veicolo, per non avere impatti sui costi.

L'analisi prevede quindi di andare a rilevare la variazione del livello del carburante nel serbatoio, che si suppone subisca fluttuazioni indotte dalle vibrazioni alle quali i componenti di un veicolo sono soggetti quando si transita in rough road.

Vediamo nel dettaglio.

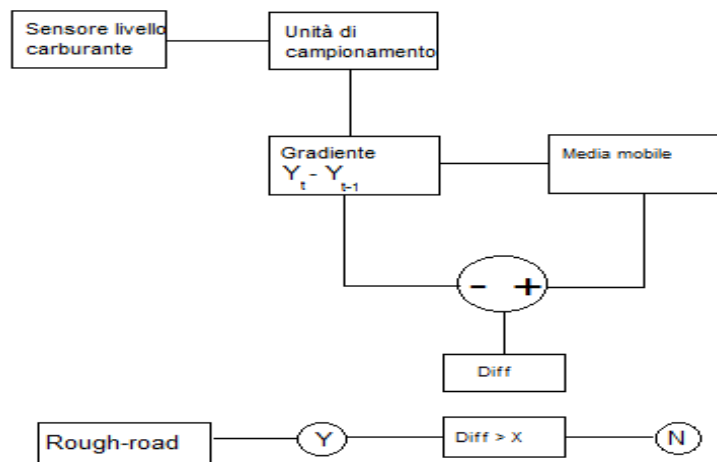


Fig. 3-28

Viene acquisito il segnale con un periodo $t = 1 \text{ ms}$, per un intervallo di tempo definito e, i valori campionati (Y), vengono memorizzati in un buffer di dimensioni proporzionali all'intervallo di studio. Viene quindi calcolato un gradiente tra campioni consecutivi, in modo da valutare la pendenza del segnale acquisito.

$$DTD = |Y_t - Y_{t-1}|$$

Una volta calcolati i gradienti, su di essi viene calcolata una media mobile, come nel brevetto precedente (*MDTD*).

In questo caso però, una volta calcolata la media, ad essa viene sottratto il valore puntuale del gradiente e si ottiene:

$$DIFF_t = MDTM - DTD_t \text{ (calcolato per ogni valore del gradiente)}$$

Infine, se il valore ottenuto, supera un valore soglia (X), definito sperimentalmente in funzione delle condizioni operative del veicolo.

Per scegliere la direzione da intraprendere per lo studio della nuova strategia, si deve quindi tenere conto di:

- soluzioni già presenti attualmente in centralina;
- soluzioni già brevettate;
- analisi degli articoli riguardanti gli studi eseguiti sulle rough road e sul loro effetto sulla driveline e sulla diagnosi misfire;
- sensori on-board nei veicoli, in particolare modo di media fascia.

Per quanto riguarda gli articoli e brevetti analizzati si possono fare alcune considerazioni; l'articolo "*Sensor less rough road detection method research*" [8] presenta una soluzione piuttosto complicata e onerosa a livello computazionale ed inoltre non si è ritenuta molto robusta la distinzione tra gli effetti del misfire e quelli indotti da rough road.

Il brevetto "*Method of and an apparatus for misfire and rough road detection*" [9] invece è un metodo statistico-matematico molto semplice, non adatto ad applicazioni che necessitano di una diagnosi accurata e con un numero di cilindri ridotto.

I brevetti successivamente analizzati ([10],[11],[12]) sono piuttosto interessanti e si basano su sensori sicuramente on-board. Il problema per quanto riguarda i sensori di pressione e livello carburante è quello che è impossibile riuscire a isolare tutte le oscillazioni del segnale dettate dalle rough road rispetto ad esempio a quelle provocate da una certa manovra del conducente o altre variabili che possono influenzarne l'andamento; per quanto riguarda invece il segnale di pressione nel condotto di aspirazione, esso è funzione di troppi parametri motoristici, quindi anche in questo caso risulterebbe piuttosto complesso isolare gli effetti delle rough road. Possono tuttavia essere prese in considerazione in un secondo momento come soluzioni di supporto ad una strategia principale.

Considerando quindi tutti gli aspetti elencati, si è deciso, almeno in un primo tentativo, di basare la nuova strategia di identificazione delle rough road, sul segnale della ruota fonica. Questo perché è un segnale del quale si conoscono tutti gli aspetti e proviene da un sensore sempre presente su tutti i veicoli. Inoltre, da quanto dedotto dall'analisi di articoli dedicati al fenomeno di nostro interesse, risulta possibile individuare la percorrenza di rough road tramite questo segnale, distinguendo su di esso le oscillazioni indotte dalla strada sterrata, rispetto a quelle indotte dal misfire. Infine, percorrendo questa direzione, è possibile cercare di sfruttare alcuni spunti derivanti dalla strategia già presente per un monocilindrico.

3.4 SCELTA VEICOLO

La moto scelta sulla quale effettuare i test per sviluppare la nuova strategia è uno scooter.



Fig. 3-29

È stata scelta questa tipologia di veicolo perché è equipaggiato con una trasmissione automatica, il CVT (continuously variable transmission). Questo tipo di trasmissione rappresenta la condizione più critica per eseguire i nostri test in quanto il componente che garantisce la trasmissione del moto è una cinghia, la quale tenderà ad attenuare molto di più le variazioni di velocità indotte dalle asperità dell'asfalto sulla ruota fonica, rispetto ad una trasmissione meccanica a marce, che risulta più rigida. La scelta è stata fatta appositamente sul caso più complesso, in modo da poter sviluppare una strategia che, se valida nel caso più complicato, si ritiene poi possa essere ritenuta applicabile senza particolari rivisitazioni anche ad altre tipologie di moto dotate di cambio meccanico.

Inoltre questa moto è dotata di ABS; questo sistema di frenata è comandato da una apposita centralina che elabora il segnale della velocità delle ruote. Il vantaggio di utilizzare un veicolo che è equipaggiato con l'ABS è quello di poter sfruttare il segnale proveniente dal sensore che rileva la velocità delle ruote, derivante quindi dalla centralina dedicata, per verificare quando

durante i test, viene percorsa una strada sterrata o vengono incontrate asperità sull’asfalto o quando invece il veicolo percorre strade asfaltate senza accidentalità e poter poi eseguire un confronto tra le risposte della nuova strategia rispetto a quelle della strategia attualmente utilizzata.

In particolare, il veicolo ha le seguenti caratteristiche tecniche:

Motore	4 tempi
Cilindrata	647 cm ³
N.° cilindri	2 in linea
Cambio	cvt
Peso	248 kg
Ruota fonica	58 denti (60-2)

Tabella 3-1

E’ molto importante inoltre conoscere il “quadro segnali”, documento che indica com’è fasata la ruota fonica, calettata sull’albero motore, rispetto al ciclo motore e permette la sincronizzazione del sistema di controllo con il motore.

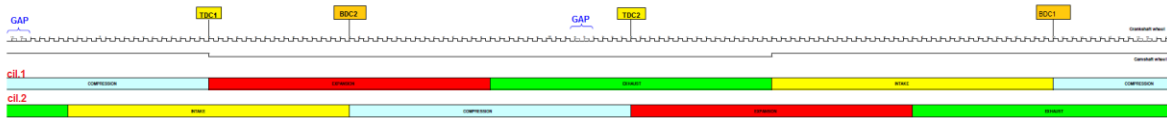


Fig. 3-30

Il ciclo motore, essendo un 4 tempi, si svolge su due rotazioni complete della ruota fonica, quindi su 120 denti.

Come si vede dall’immagine 3-31, le combustioni non sono simmetriche. Il cilindro uno si trova al punto morto superiore di inizio espansione (TDC 1) al dente 20, mentre il cilindro due si trova in fase di aspirazione; il cilindro due si trova invece al punto morto superiore di inizio espansione (TDC 2) al dente 65, cioè in corrispondenza del dente 5 al secondo giro della ruota fonica, mentre il cilindro uno è in fase di scarico.

Come detto si vuole basare la nuova strategia sull’analisi del segnale della ruota fonica. Più precisamente, lo sviluppo si baserà sui tempi dente della ruota fonica.

3.5 SCELTA FINESTRA FONICA

Essendo la ruota fonica calettata sull'albero motore, risente di tutti i fenomeni presenti nella driveline, dalle vibrazioni indotte sulle ruote da una strada accidentata, agli effetti di combustioni anomale in camera di combustione.

Sarà quindi necessario individuare un settore angolare della ruota fonica, cioè una finestra che sia insensibile al misfire e quindi il più lontano possibile dalle combustioni.

Allontanarsi il più possibile dalle fasi di espansione è necessario in quanto la combustione non ha una dinamica che si ripete allo stesso modo ad ogni ciclo, è un evento che presenta sempre durate diverse ed è condizionato dal regime di giri del motore e dal carico, oltre che dalle condizioni fluidodinamiche (pressione, temperatura, temperatura pareti del cilindro, ecc..) presenti all'interno della camera di combustione; tutte queste influenze suggeriscono la scelta di una porzione di fonica che risenta il meno possibile del fenomeno della combustione.

L'insensibilità al misfire invece ricalca l'obiettivo dello studio. La finestra che sarà alla base della strategia da sviluppare deve riuscire a mettere in evidenza le vibrazioni che sono indotte sulla ruota fonica dal passaggio su accidentalità dell'asfalto, ma non quelle provocate da altri fenomeni, come ad esempio dal misfire. Perciò è importante che l'effetto della mancata combustione sul segmento sul quale è effettuata l'analisi sia nullo o il più ridotto possibile.

Osservando la distribuzione del ciclo motore su due rotazioni complete di ruota fonica, come visto dal quadro segnali distribuito quindi su 120 denti, (immagine 3-31 del capitolo 3.4), si nota che, non avendo combustioni simmetriche, al termine della fase di espansione del secondo cilindro c'è un arco angolare di 45 denti, nel quale non si hanno combustioni.

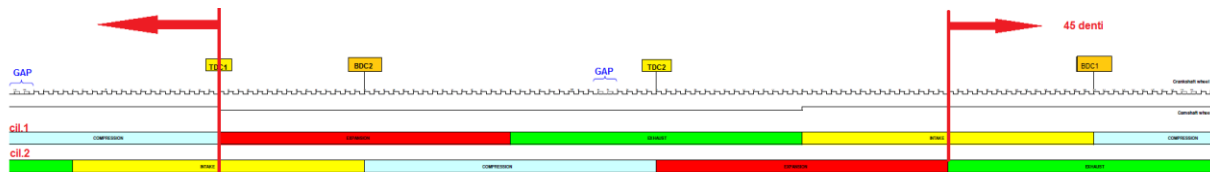


Fig. 3-31

Sulla base della strategia già sviluppata per un monocilindrico, si può pensare allo stesso modo di selezionare la finestra all'interno di una fase di compressione che, come si vede dall'immagine

3-32, è la fase più lontana da un evento di combustione. Si restringe così la porzione angolare ai 30 denti che ricoprono la fase di compressione del cilindro uno.

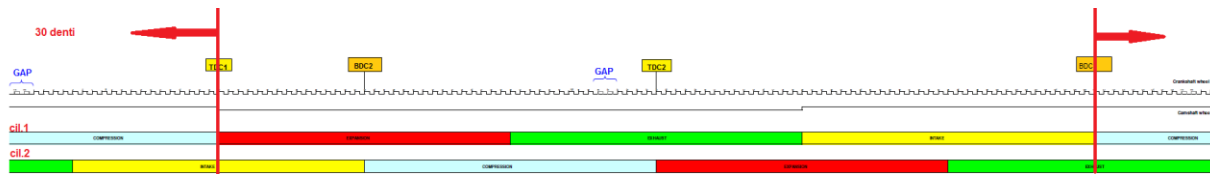


Fig. 3-32

La porzione considerata attualmente, come si vede nell'immagine 3-33, contiene al suo interno il buco dei due denti mancanti della ruota fonica. È stata fatta quindi una verifica sulla distorsione che provoca la presenza del gap sul segnale del tempo dente.

Il segnale dei tempi dente, senza correzione del buco, prendendo come riferimento una porzione di una acquisizione qualsiasi eseguita al banco, a regime di giri costante, si presenta così:

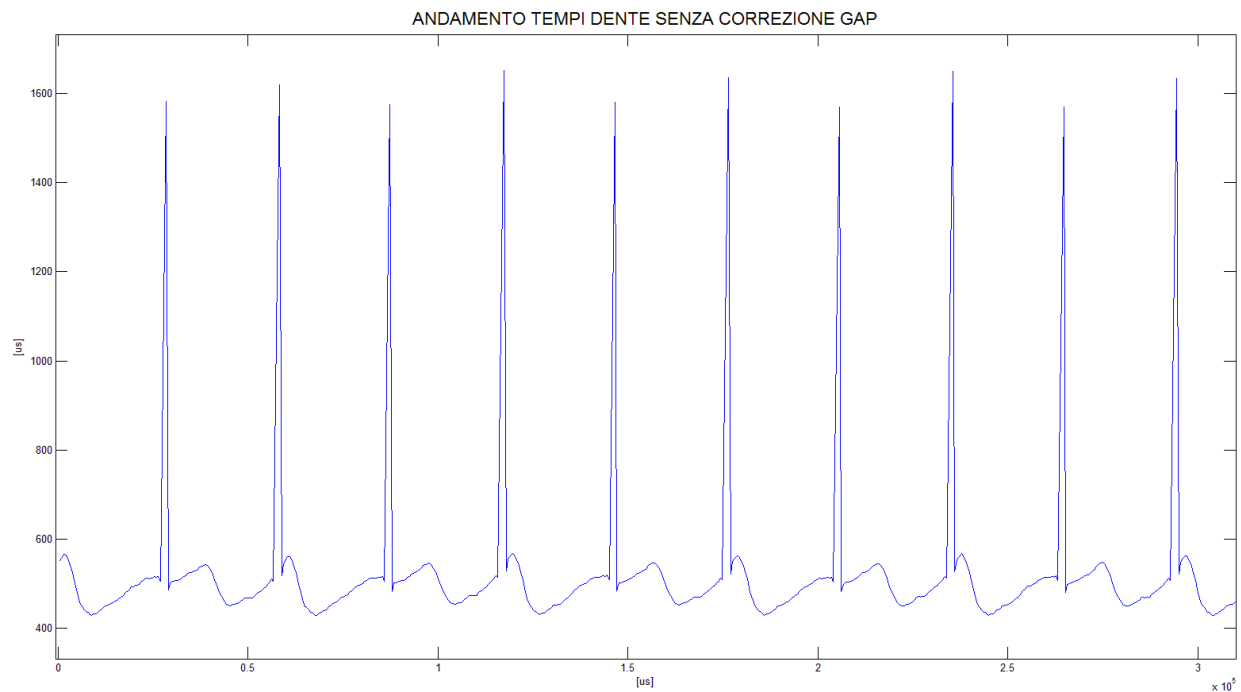


Fig. 3-33

Come si vede dall'andamento del segnale, l'ultimo dente effettivo della fonica, il dente 58, ha un tempo molto lungo, in quanto è dato da:

$$TempoDente_{58_SGN} = TempoDente_{58} + TempoDente_{59} + TempoDente_{60}$$

dove i denti 59 e 60 sono quelli rimossi per creare il gap.

Per correggere quindi l'irregolarità del segnale data dal buco, la logica suggerisce di fare la media per i 3 denti interessati dalla distorsione.

$$TempoDente_{58,59,60} = \frac{TempoDente_{58_SGN}}{3}$$

Ciò che è stato ottenuto:

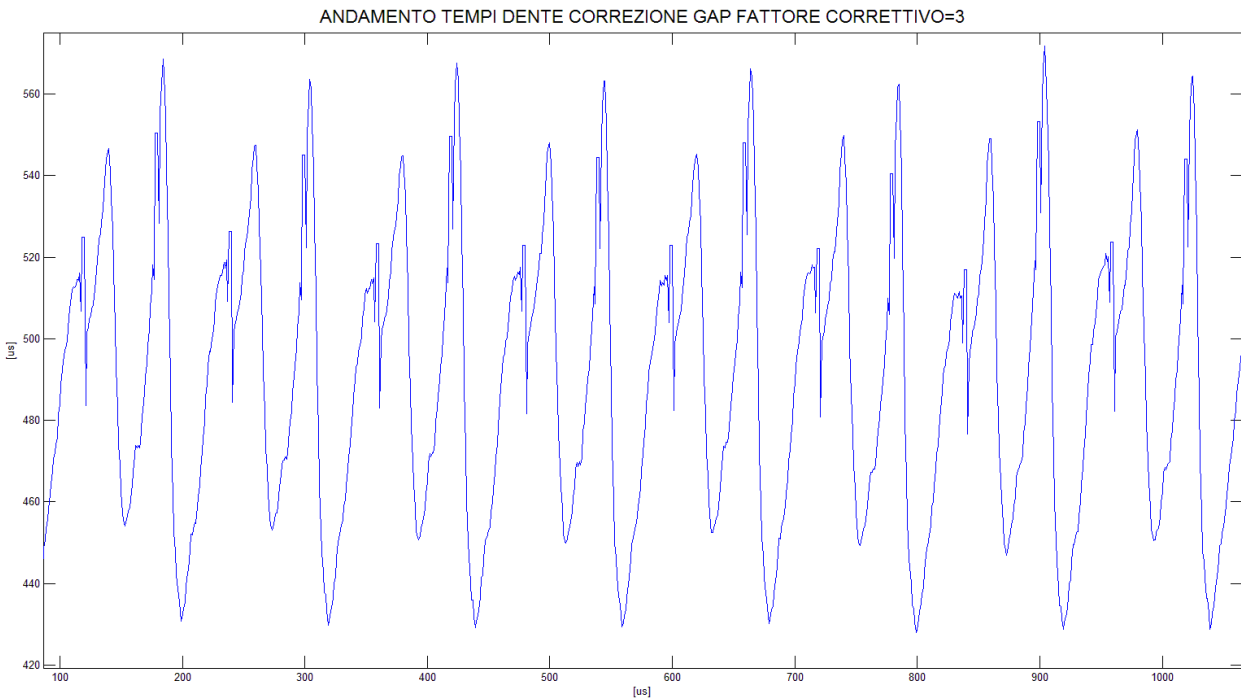


Fig. 3-34

Il segnale risulta corretto, ma non in modo ideale. Ci si aspettava di osservare una discontinuità in corrispondenza del gap rispetto all'andamento reale, avendo inserito un valore medio dei tempi-dente 58 59 60 e non un tempo effettivo, ma non di ottenere un andamento che si discostasse in maniera così evidente (immagine 3-35). Si è ipotizzato quindi che in realtà la ruota

fonica in corrispondenza del gap presenti una certa tolleranza geometrica e di conseguenza che il buco non sia ampio esattamente 2 denti, ma sia leggermente maggiore.

Per verificare ciò è stato calcolato il valore medio del tempo-dente considerando anche il tempo del dente 57 e il tempo del dente 1 della rotazione successiva:

$$Media = \frac{TempoDente_{n,57} + TempoDente_{(n+1),1}}{2}$$

$$n = n.^{\circ} \text{ rotazione}$$

Si è ritenuto attendibile eseguire la media tra il tempo del dente 57 e quello del dente 1 in quanto è molto difficile che in un intervallo di 5 denti ci sia una variazione di velocità tale da non rendere l'analisi accettabile.

Dopo di che, per ogni rotazione è stato verificato quante volte il valore medio calcolato rientri all'interno del tempo dente 58; nel caso di un errore dovuto alla geometria del gap ci si aspetta di ottenere un valore costante, che si ripete per ogni rotazione della ruota fonica.

$$Ampiezza\ buco_n = \frac{TempoDente_{n,58}}{Media_n}$$

Il valore ottenuto (immagine 3-36) non è costante, quindi quello che si è dedotto è che non si ha a che fare con un errore ripetitivo, dovuto alla errata geometria, ma probabilmente ad una distorsione del flusso del campo magnetico che coinvolge anche i denti adiacenti al buco.

Effettuando una correzione del gap nel segnale dei tempi dente, con un valore medio dato dai valori correttivi ottenuti nel grafico dell'immagine 3-36, nel seguente modo

$$TempoDente_{58,59,60} = \frac{TempoDente_{58_SGN}}{3.173}$$

si ottiene ciò che è rappresentato in figura 3-37.

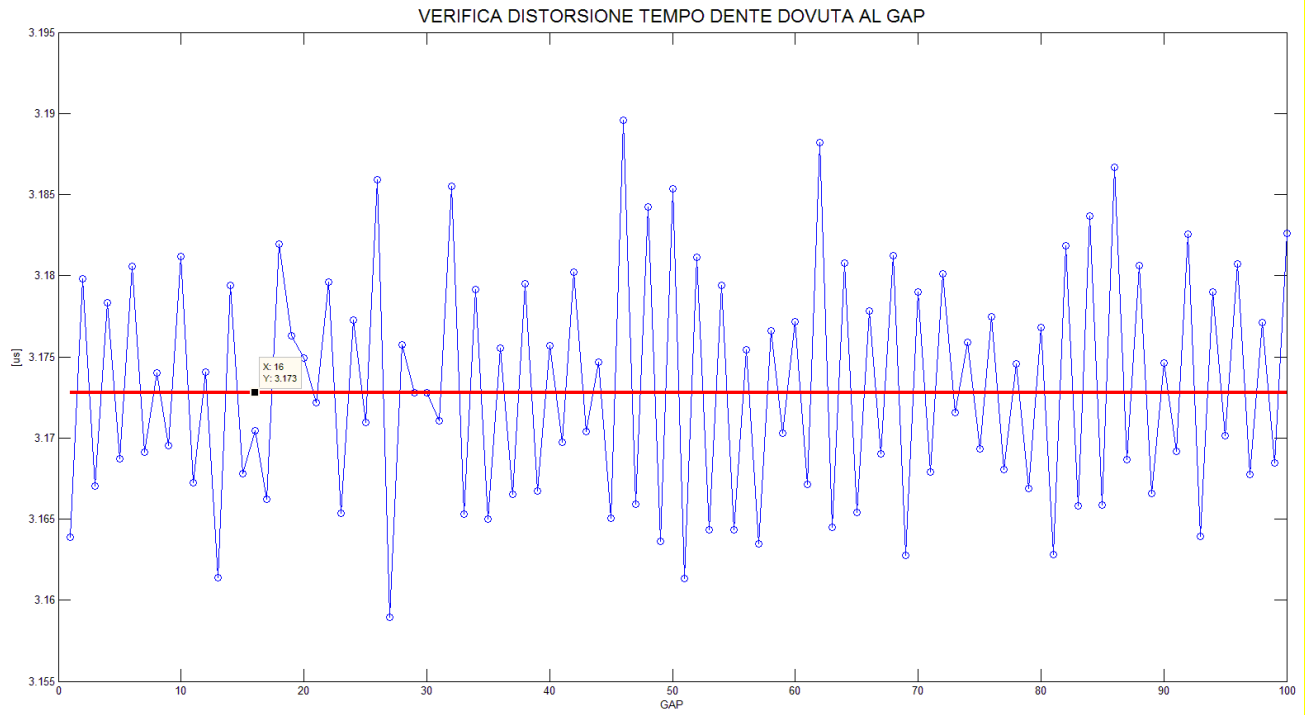


Fig. 3-35

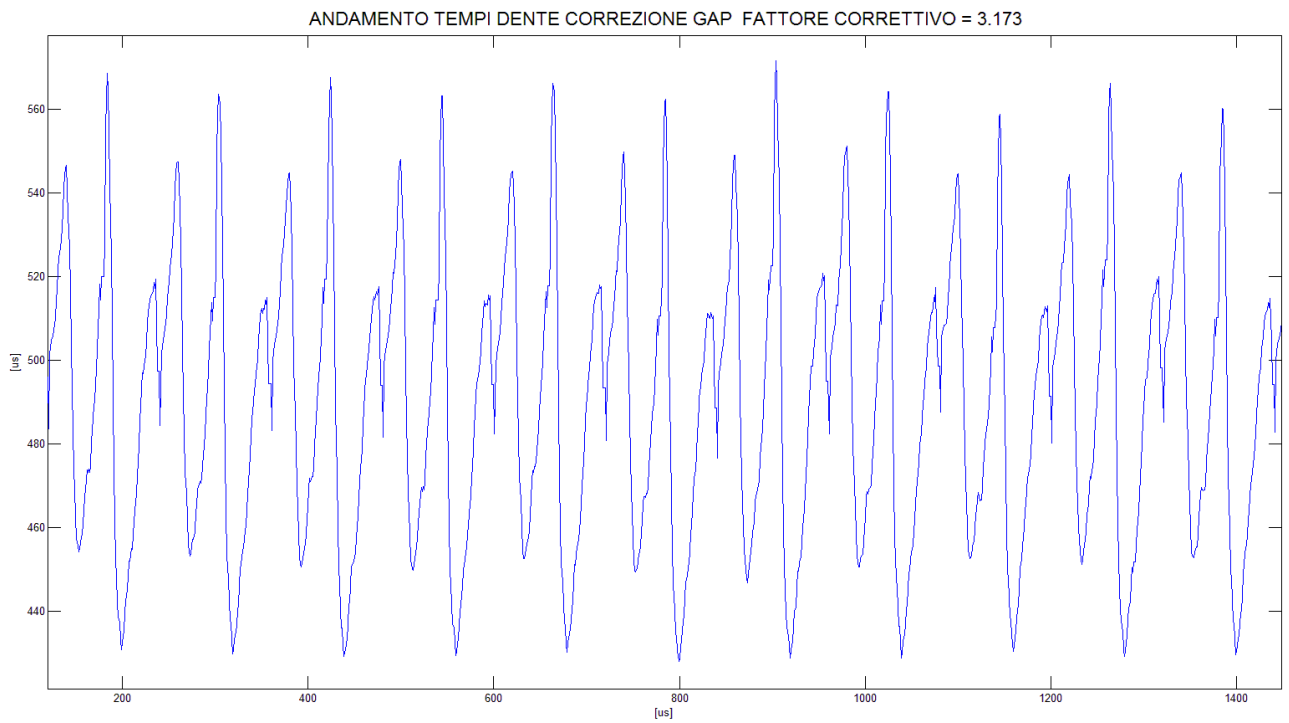


Fig. 3-36

L'andamento in questo modo risulta più lineare, a parte nel tratto corrispondente alla fase di compressione del cilindro 1.

Tenendo conto delle distorsioni indotte dal gap e volendo avere una finestra centrata nel segmento di fase di compressione rimanente, ci si discosta di qualche dente dal gap e dal dente 20, corrispondente al TDC di fine compressione/inizio espansione.

La finestra di base dello studio sarà quindi la seguente:

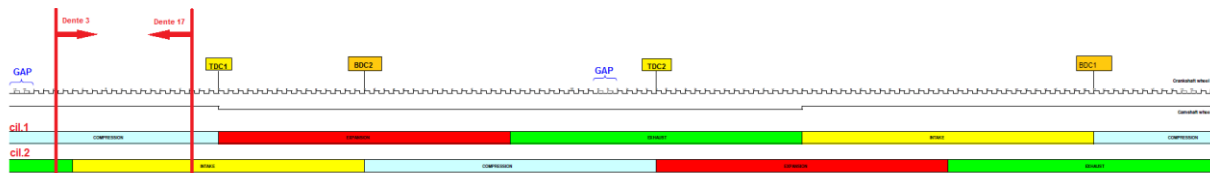


Fig. 3-37

FINESTRA: DENTE 3 → DENTE 17

La finestra scelta si trova nella posizione più conveniente possibile ai fini della definizione della nuova strategia.

Si può quindi passare alla verifica dell'influenza del misfire.

CAP.4

4) INFLUENZA DEL MISFIRE

Come visto, la finestra scelta deve essere possibilmente insensibile al misfire. Per verificare ciò sono stati eseguiti dei test sulla moto, su un banco a rulli, a diversi regimi di giri e a diverse condizioni di carico.

I test eseguiti, in particolare sono:

- 2000 rpm, 40% di carico;
- 2000 rpm, 80% di carico;
- 4000 rpm, 40% di carico;
- 4000 rpm, 80% di carico;
- 6000 rpm, 40% di carico;
- 6000 rpm, 80% di carico;
- 7000 rpm, 40% di carico;
- 7000 rpm, 80% di carico;

dove con *carico* viene intesa la percentuale di coppia erogata, rispetto alla coppia massima erogabile in quel determinato punto motore.

Ad ogni punto motore sono state imposte le seguenti condizioni:

- assenza di misfire;
- misfire sul cilindro 1, ad ogni ciclo;
- misfire sul cilindro 2, ad ogni ciclo.

Come si può vedere chiaramente dall'immagine 4-1, la finestra che è stata scelta si trova all'interno della fase di compressione del cilindro uno e in parallelo comprende il termine della fase di scarico e l'inizio della fase di aspirazione del cilindro due.

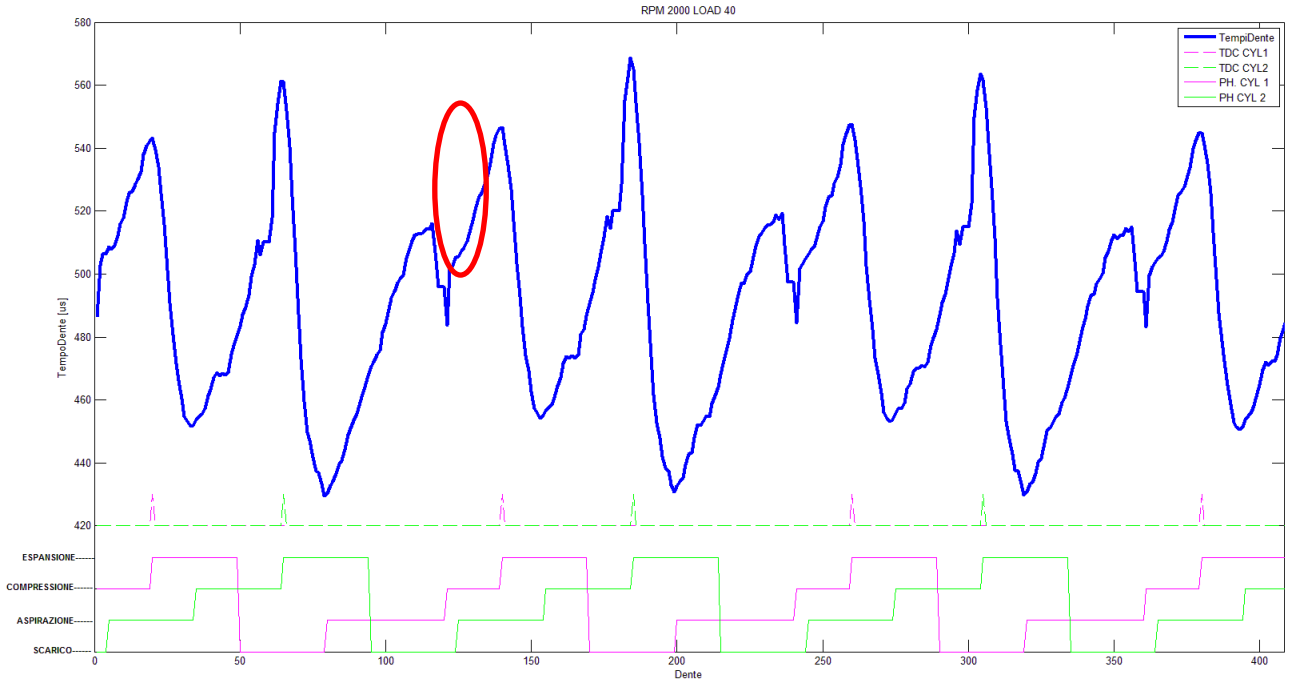


Fig. 4-1

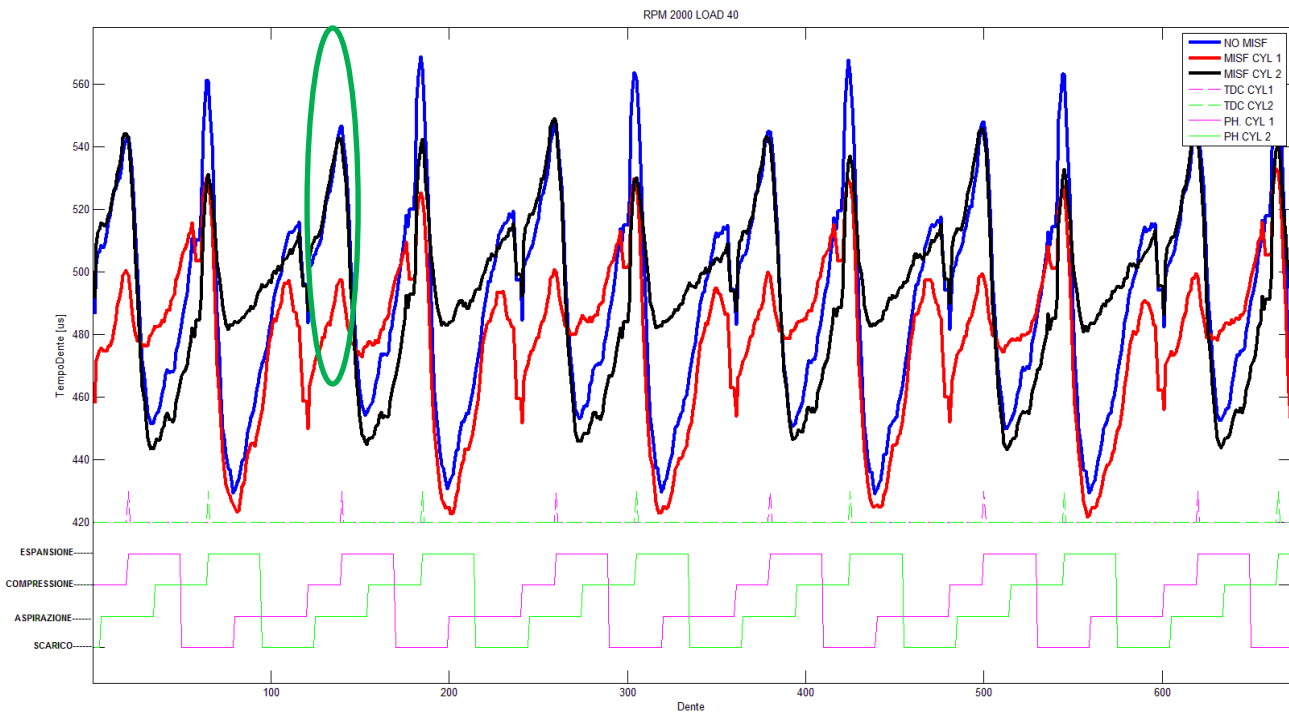


Fig. 4-2

Nell'immagine 4-2 vediamo invece una sovrapposizione dell'andamento dei tempi dente, a parità di rpm e carico, nelle condizioni di prova imposte, elencate in precedenza. Quello che è stato fatto per verificare l'influenza del misfire sulla ruota fonica, in particolar modo sui tempi dente tra il dente 3 e il dente 17, è analizzare due grandezze che sono state reputate significative, anche sulla base delle strategie già utilizzate in ambito misfire:

- *tempo di percorrenza* della finestra: $\sum_{i=3}^{17} TempoDente_i$;
- modulo dell'*accelerazione* della finestra: $|TempoDente_3 - TempoDente_{17}|$.

Si è ritenuto corretto definire l'*accelerazione* come indicato, anche da un punto di vista fisico. Infatti l'accelerazione media per definizione è:

$$a_m = \frac{\Delta v}{\Delta t}$$

e, senza considerare un intervallo temporale in cui avviene la variazione di velocità, si può considerare l'accelerazione puntuale come:

$$a = \Delta v$$

cioè semplicemente una variazione di velocità.

Nelle nostre considerazioni è definita come variazioni del tempo-dente, ma il tempo-dente non è altro che il tempo che impiega la ruota a percorrere un certo settore angolare, in questo caso avendo la ruota fonica 60 denti:

$$ArcoAngolare_{dente} = \frac{360^\circ}{60} = 6^\circ$$

quindi:

$$TempoDente = \left[\frac{\mu S}{6^\circ} \right]$$

e si può così ottenere:

$$Velocità\ fonica = \frac{6}{TempoDente} \left[\frac{^\circ}{\mu s} \right]$$

cioè una velocità.

Essendo sempre costante l'arco angolare a cui fanno riferimento i tempi-dente considerati (6°), risulta quindi corretto definire il modulo dell'accelerazione come

$$|a| = |TempoDente_3 - TempoDente_{17}|.$$

Allo stesso modo, il *tempo di percorrenza* della finestra definito come:

$$Tempo\ di\ percorrenza = \sum_{i=3}^{17} TempoDente_i$$

può essere considerato come una velocità, in quanto fa riferimento ad un settore angolare sempre costante, comprendente 15 denti, dal 3 al 17, quindi:

$$ArcoAngolare_{finestra} = 6^\circ * 15 = 90^\circ$$

$$Tempo\ di\ percorrenza = \left[\frac{\mu s}{90^\circ} \right]$$

e si ottiene quindi:

$$Velocità\ percorrenza\ finestra = \frac{90}{Tempo\ di\ percorrenza} \left[\frac{^\circ}{\mu s} \right]$$

Anche in questo caso si fa sempre riferimento ad una porzione angolare costante per la sommatoria, quindi si ritiene corretto per i calcoli che seguiranno nello sviluppo della strategia, fare riferimento al *tempo di percorrenza*.

4.1 ANALISI ACCELERAZIONE FINESTRA

Vediamo quindi, per ogni test, i risultati ottenuti, partendo da uno studio sull'accelerazione della finestra. Ogni grafico che segue rappresenta il confronto, a parità di punto motore, tra il funzionamento del motore nelle tre condizioni operative imposte, per ogni ciclo completo all'interno delle acquisizioni.

Come si può notare dai risultati ottenuti, che sono riportati nelle immagini 4-3, 4-4, 4-5, 4-6, 4-7, 4-8, 4-9, 4-10 il modulo dell'accelerazione della porzione di fonica di interesse, a parità di carico e di giri motore, non varia in modo significativo confrontando le condizioni operative senza misfire e con misfire, in particolare, all'aumentare del regime di giri la differenza si assottiglia sempre di più.

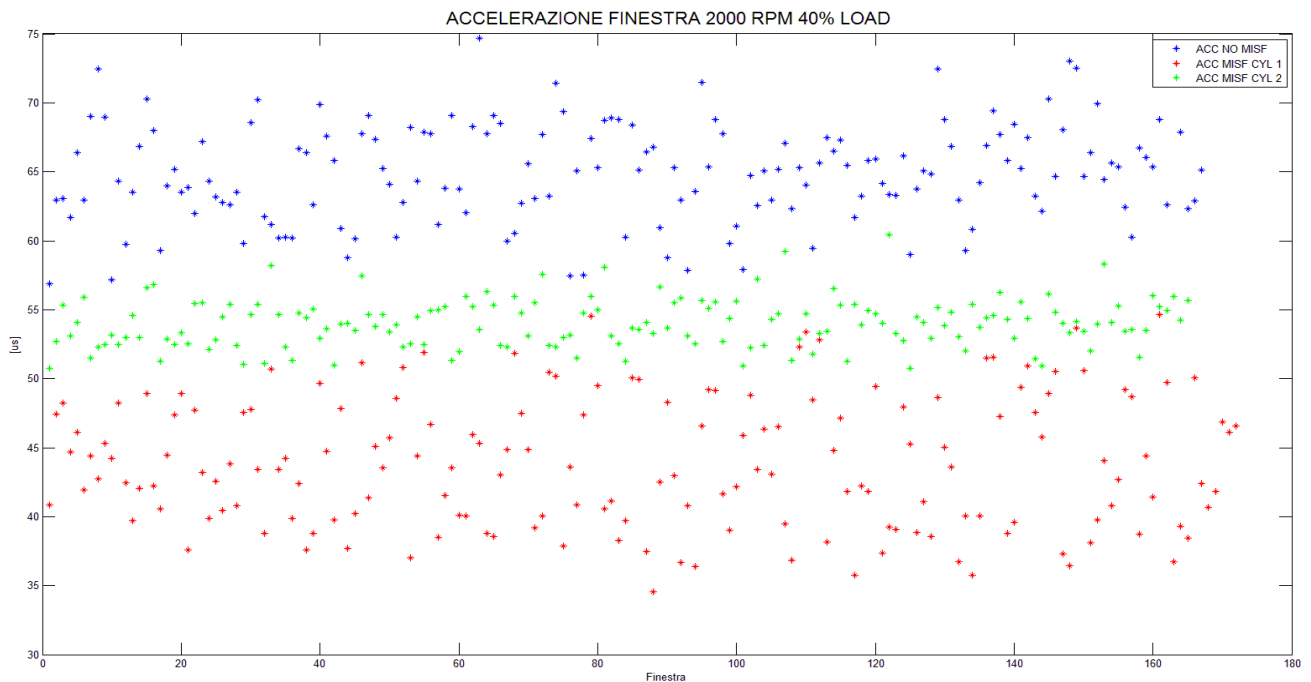


Fig. 4-3

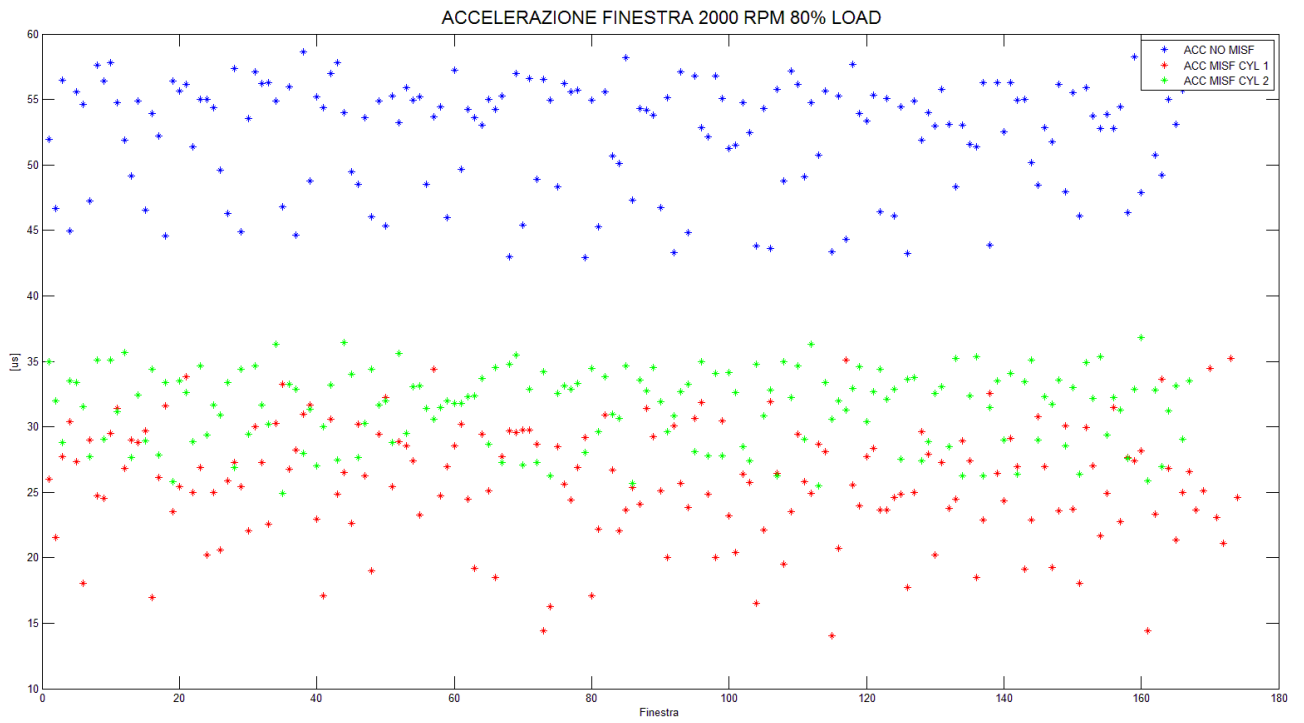


Fig. 4-4

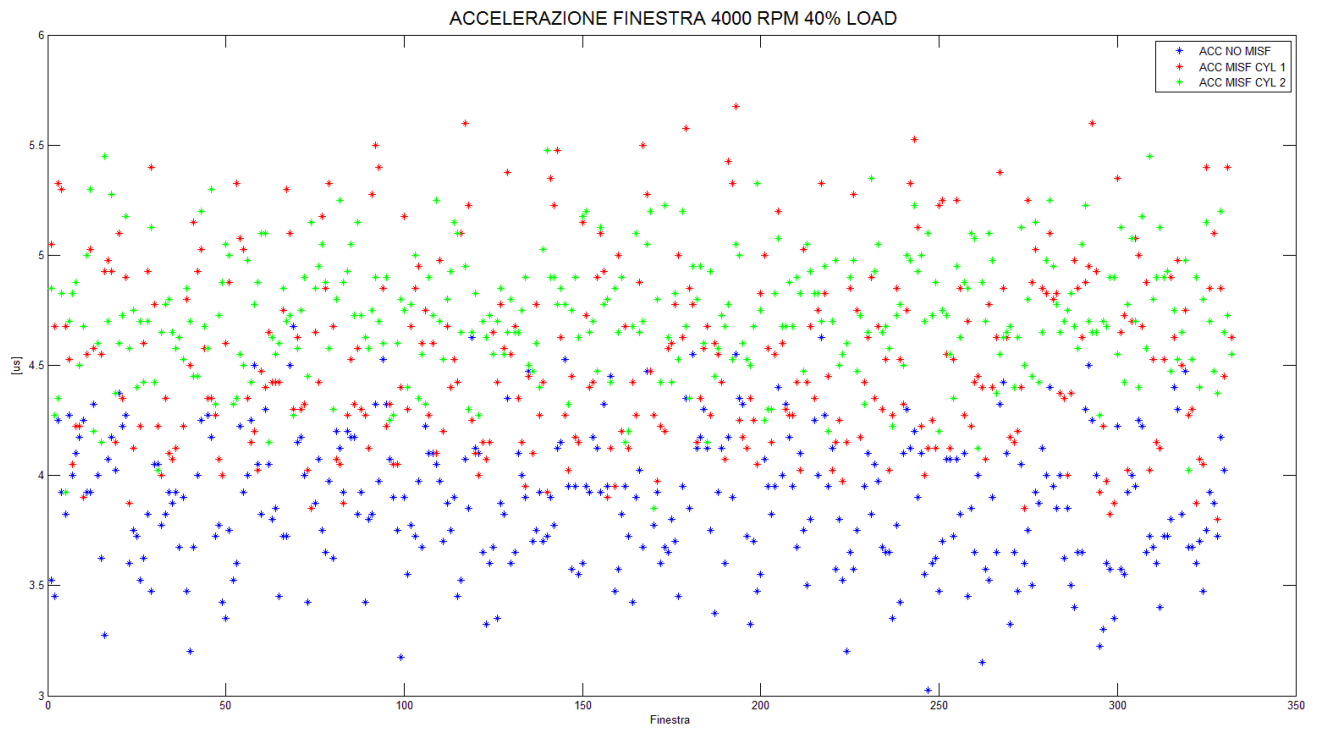


Fig. 4-5

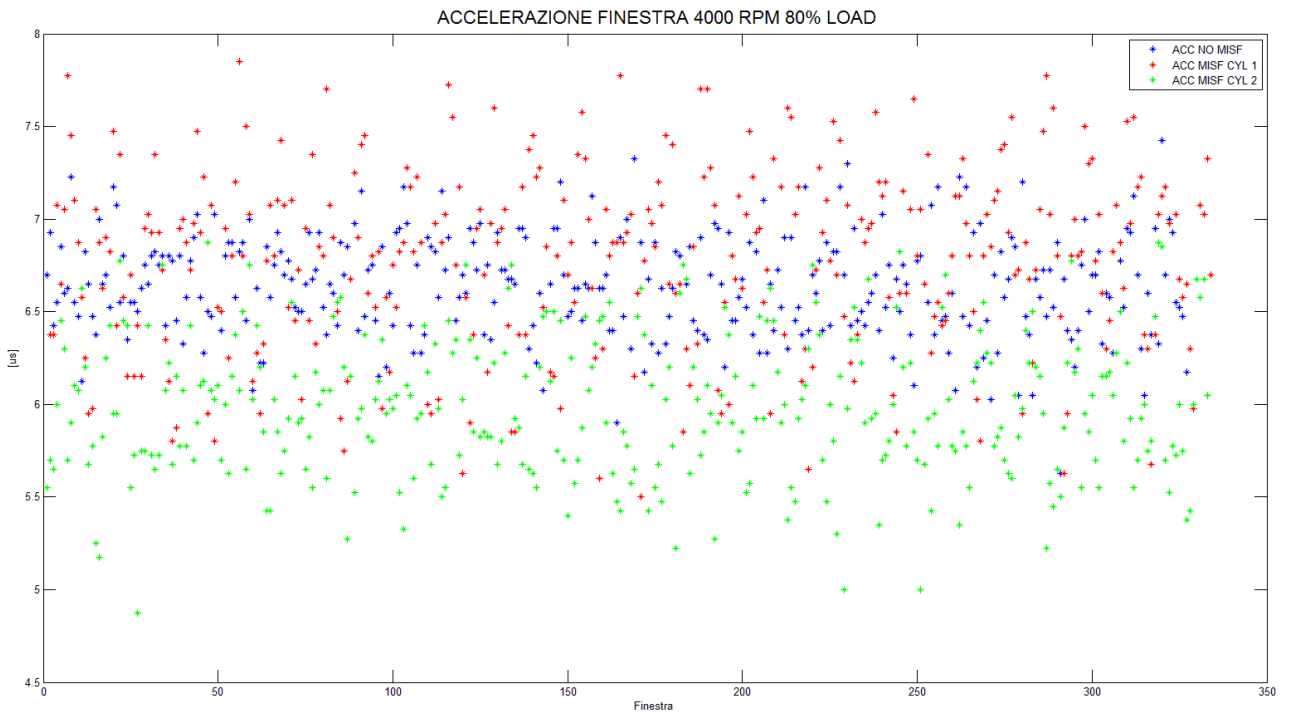


Fig. 4-6

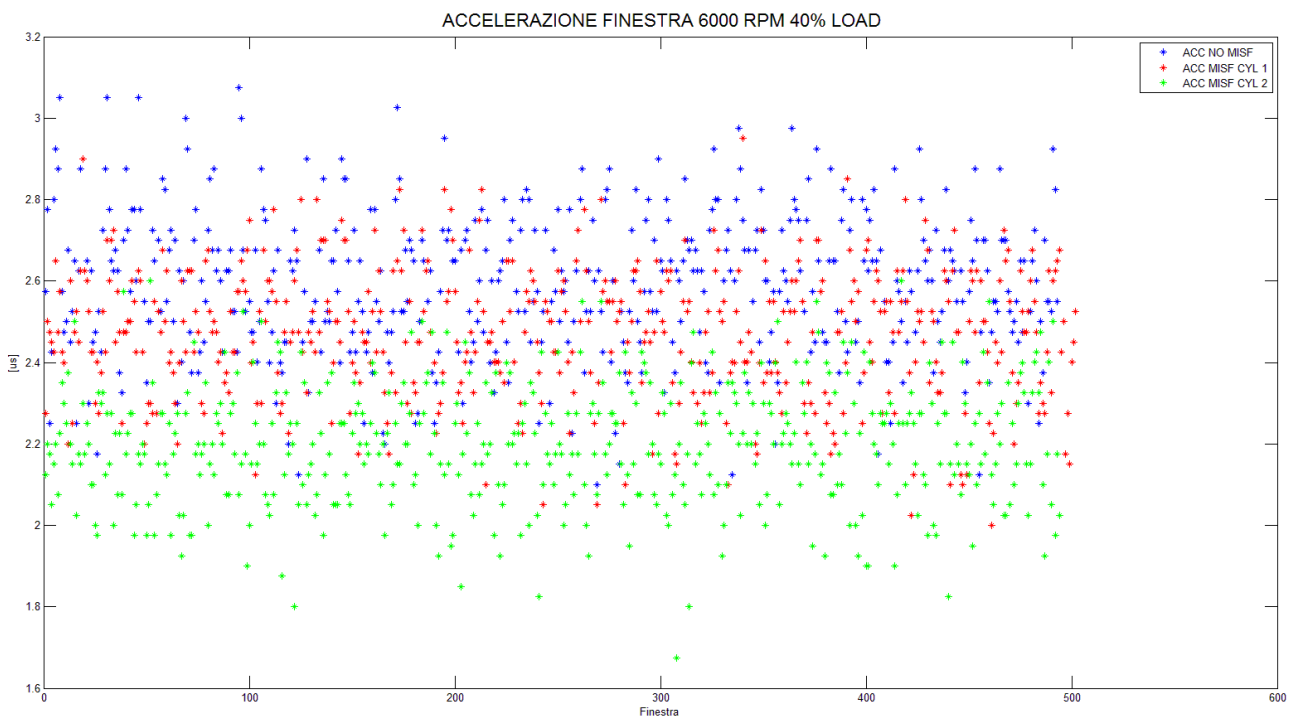


Fig. 4-7

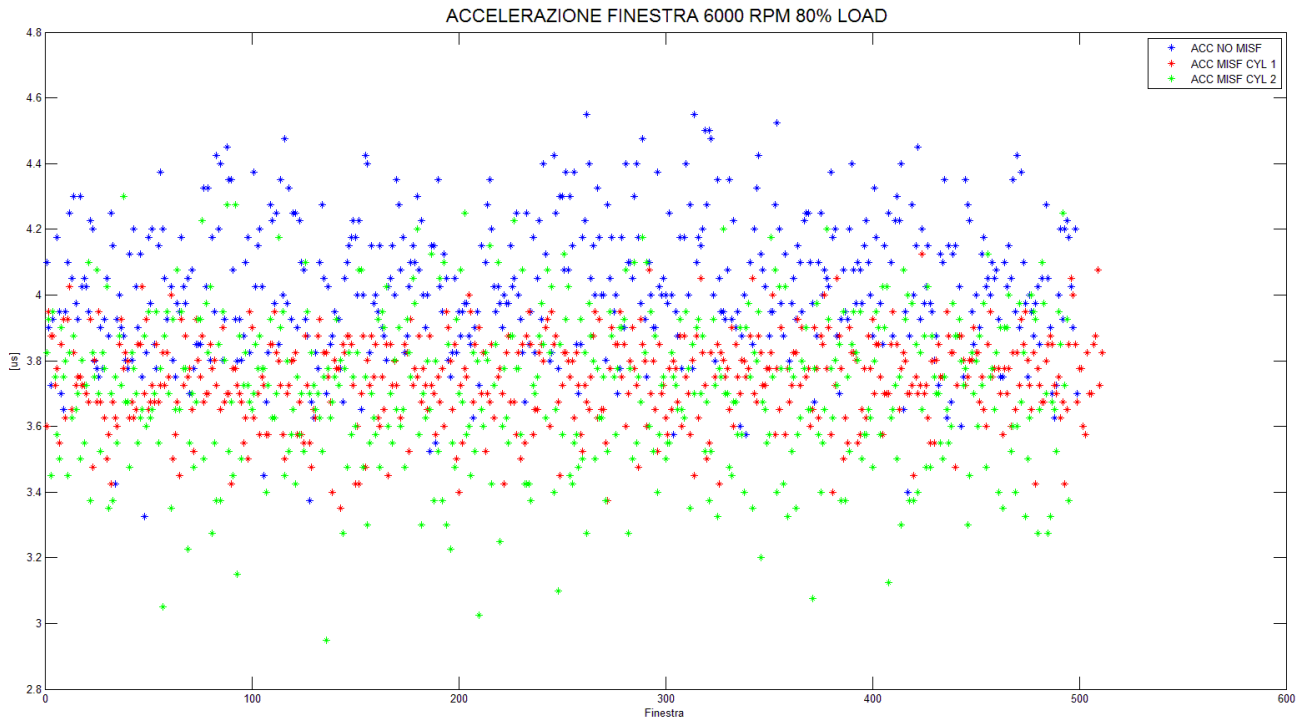


Fig. 4-8

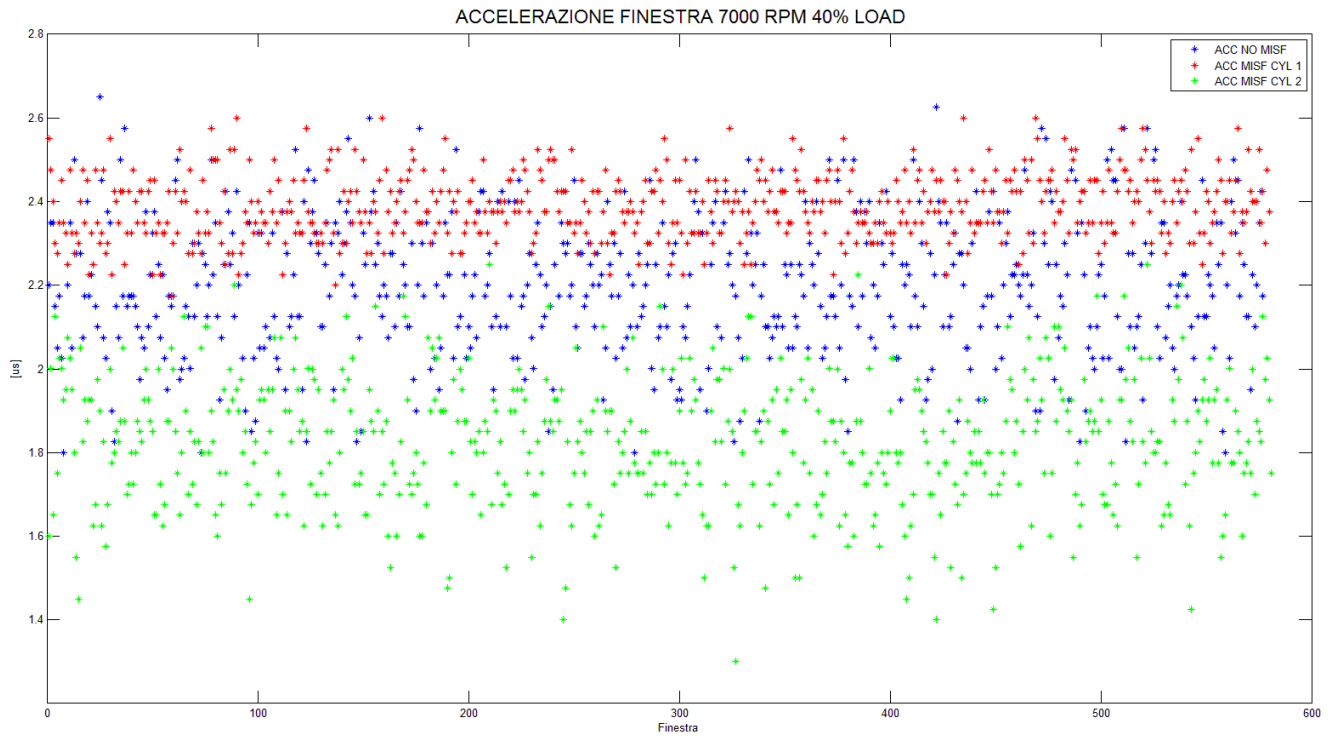


Fig. 4-9

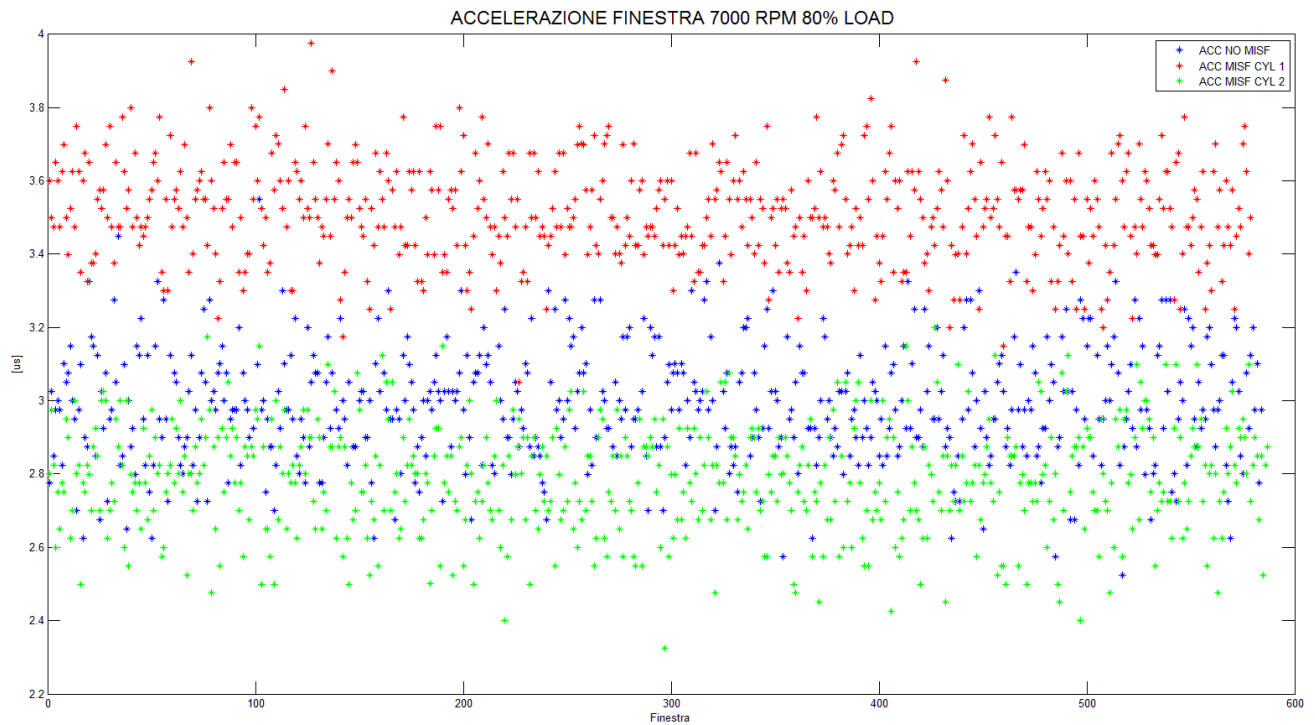


Fig. 4-10

Analizzando i grafici da un punto di vista numerico, si vede come, esclusa la condizione a 2000 rpm, dove la distanza tra una condizione senza misfire e con misfire assume valori in un range di 20-30 microsecondi la differenza rientra nell'ordine di qualche microsecondo, fino addirittura a parlare di decimi di microsecondo ad alti regimi. Questo significa che il misfire ha una influenza pressoché trascurabile sul modulo dell'accelerazione della finestra presa come riferimento per lo studio; inoltre questa è una deduzione accettabile anche perché il veicolo, essendo dotato di cvt, quando il motore ha un regime di rotazione dell'ordine di 2000 rpm, risulta praticamente fermo o con velocità di avanzamento assai ridotte.

Ricordiamo inoltre che il misfire è indotto ad ogni ciclo, sia nel caso della mancata combustione sul cilindro uno, sia sul cilindro due; questa è una condizione particolare, quasi al limite, che a bassi regimi porterebbe probabilmente allo spegnimento del veicolo se si trovasse su strada.

Si riassumono in una tabella i valori medi di quanto analizzato:

Regime di giri [giri/min]	Accelerazione finestra [μs] Carico 40%		Accelerazione finestra [μs] Carico 80%	
	2000	No misfire	65	No misfire
	Misfire cil.1	54	Misfire cil.1	25
	Misfire cil.2	45	Misfire cil.2	30
4000	No misfire	4	No misfire	6,8
	Misfire cil.1	4,5	Misfire cil.1	7
	Misfire cil.2	4,8	Misfire cil.2	6,8
6000	No misfire	2,6	No misfire	4,1
	Misfire cil.1	2,5	Misfire cil.1	3,7
	Misfire cil.2	2,2	Misfire cil.2	3,8
7000	No misfire	2,2	No misfire	3
	Misfire cil.1	2,4	Misfire cil.1	3,6
	Misfire cil.2	1,8	Misfire cil.2	2,8

Tabella 4-1

4.2 ANALISI ACCELERAZIONI SOTTOFINESTRE

Per una conferma di quanto evidenziato riguardo l'effetto del misfire, è stata suddivisa la finestra di nostro interesse in sotto-finestre, in modo da valutare l'andamento del modulo dell'accelerazione in maniera più dettagliata.

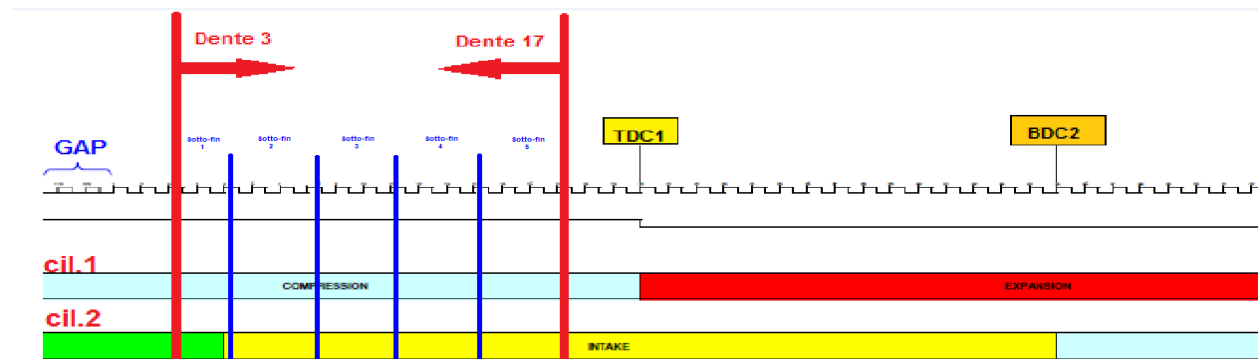


Fig. 4-11

La suddivisione in sotto-finestre è stata fatta come mostrato in figura 4-11:

- sotto-finestra 1: dente 3 → dente 5, in modo da isolare la fine della fase di scarico del cilindro due;
- sotto-finestra 2: dente 5 → dente 8;
- sotto-finestra 3: dente 8 → dente 11;
- sotto-finestra 4: dente 11 → dente 14;
- sotto-finestra 5: dente 14 → dente 17.

Come fatto in precedenza per la finestra totale, è stato analizzato il modulo dell'accelerazione delle sotto-finestre:

$$|\text{TempoDente}_a - \text{TempoDente}_b| \quad a, b \text{ denti estremi di ogni sotto - finestra}$$

Confrontando i valori ottenuti, calcolati per ogni ciclo motore completo, quello che si ottiene è quanto segue:

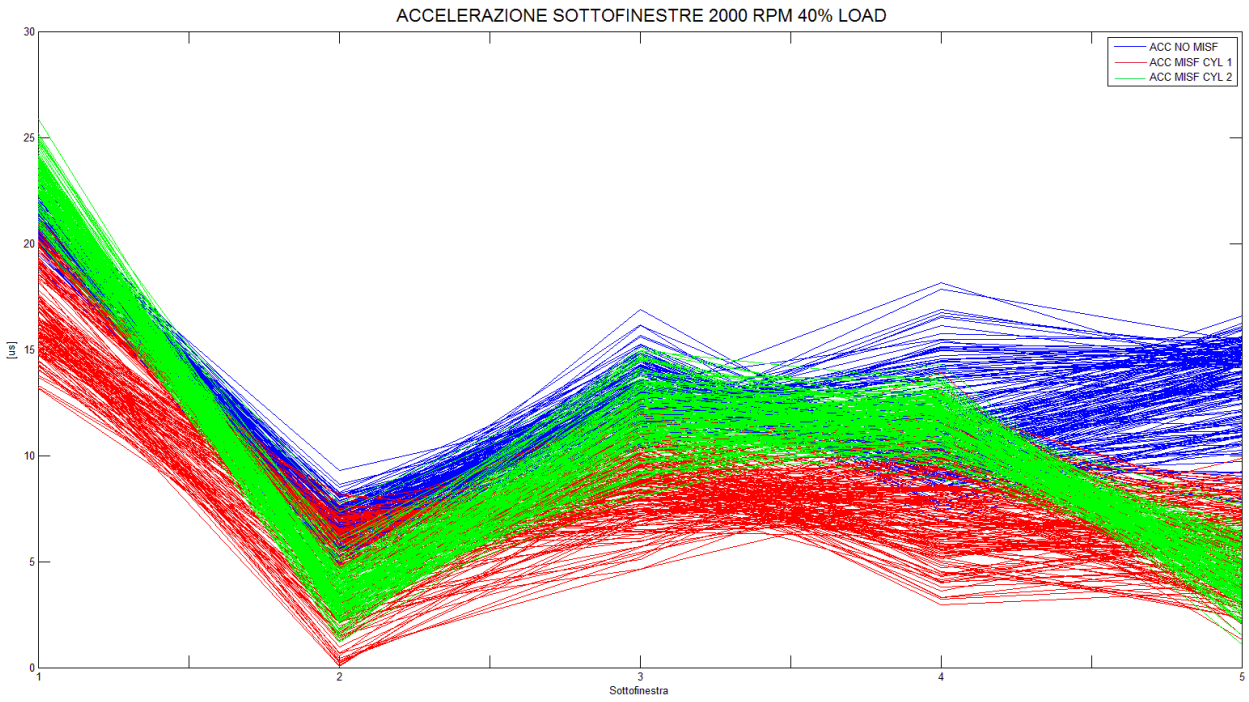


Fig. 4-12

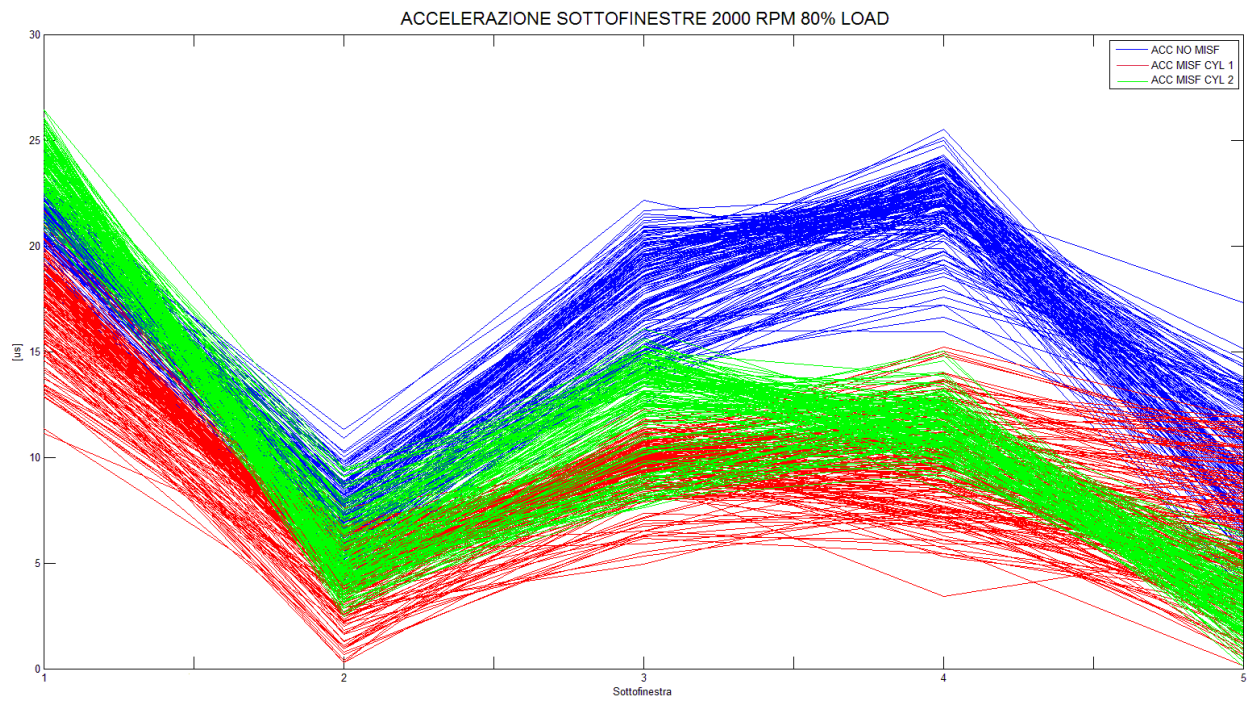


Fig. 4-13

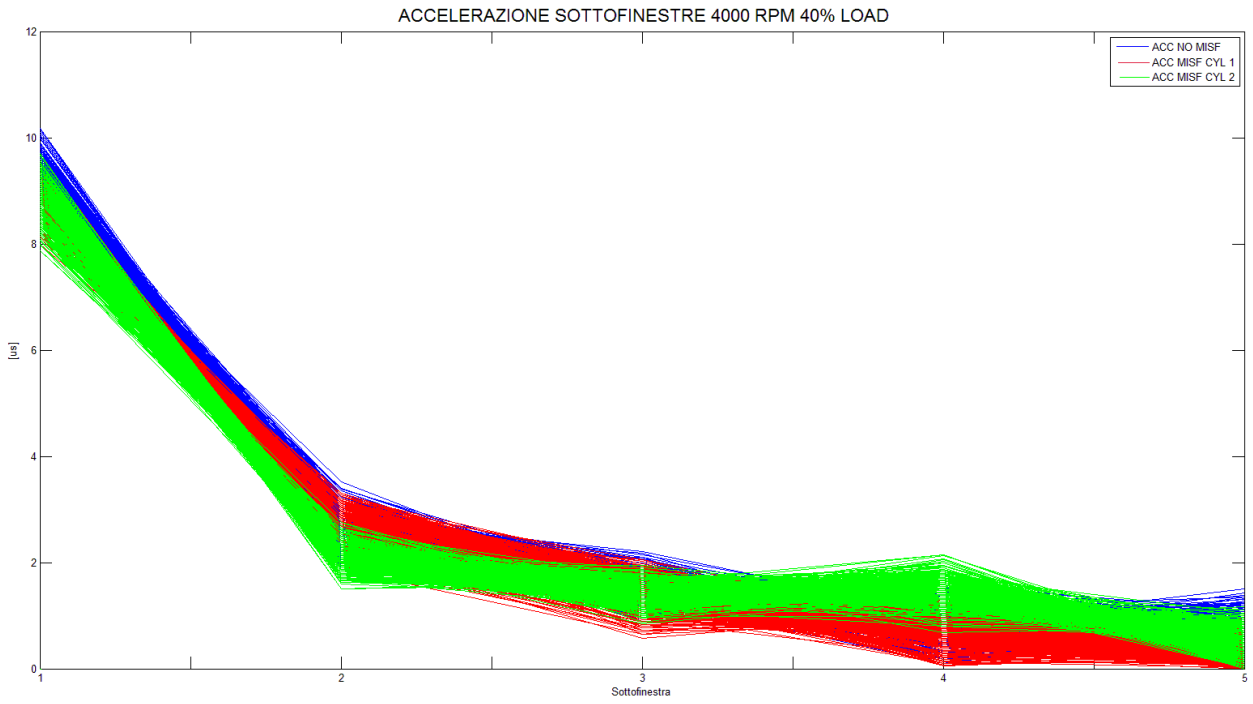


Fig. 4-14

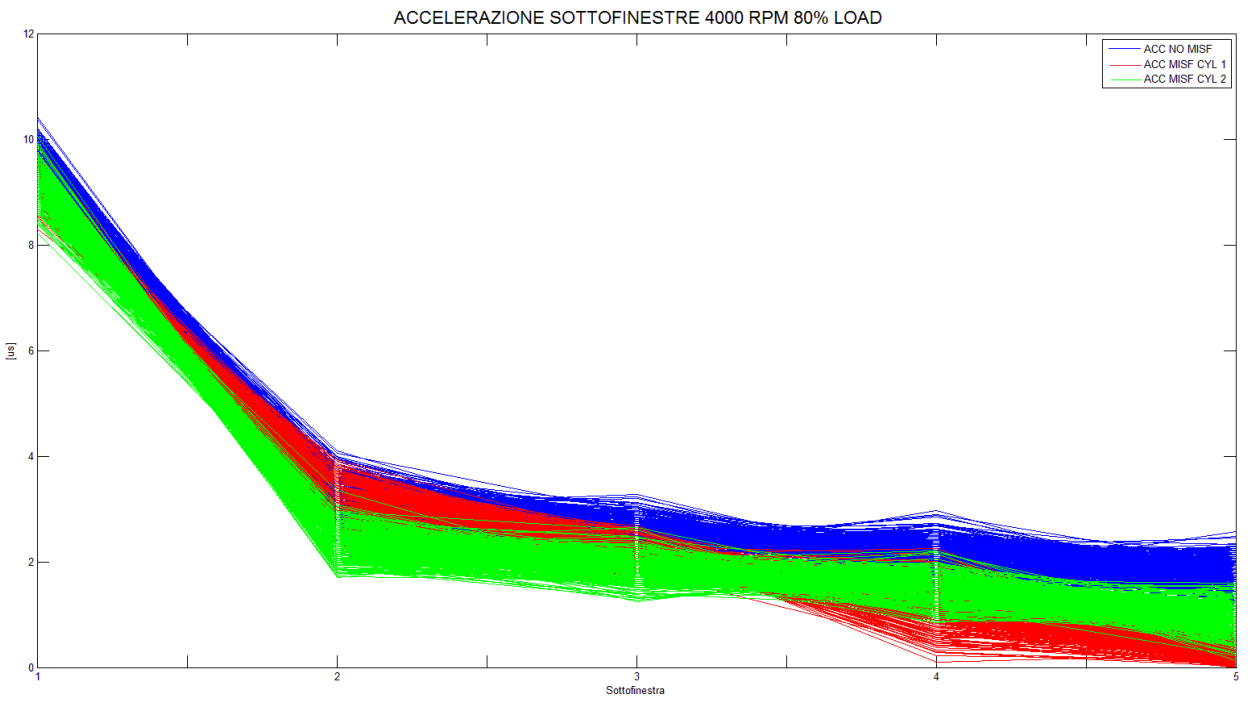


Fig. 4-15

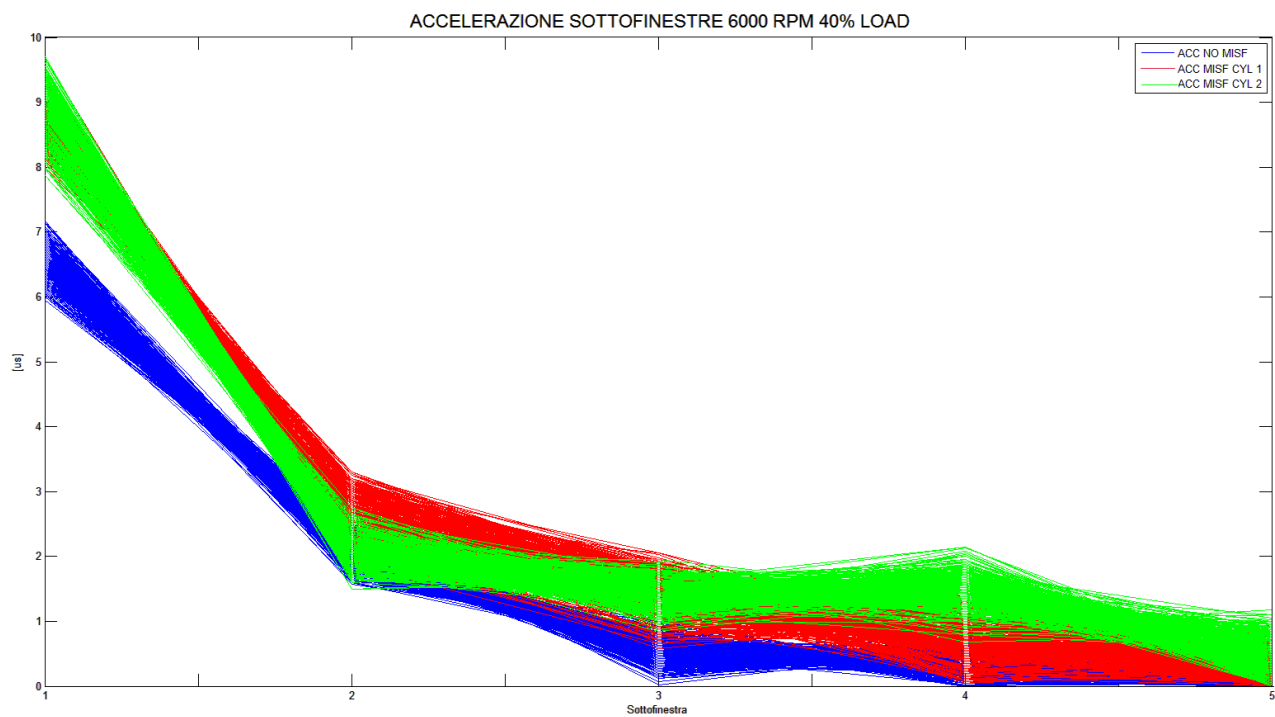


Fig. 4-16

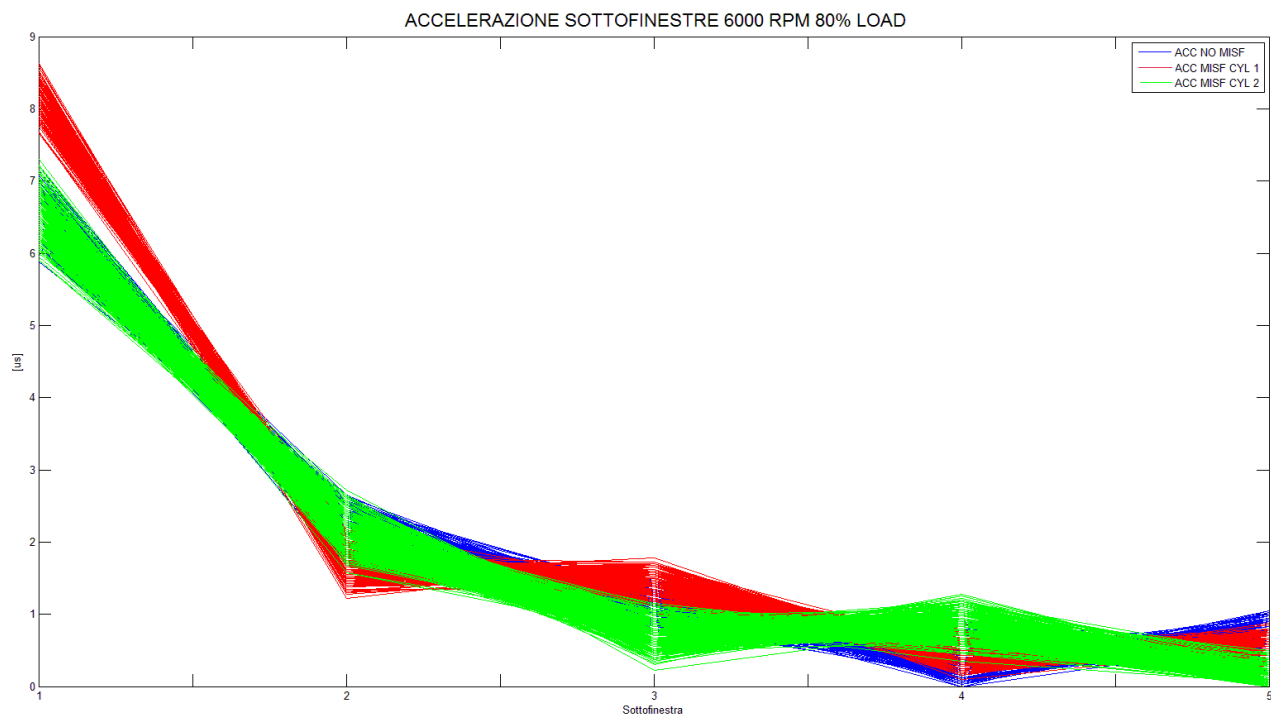


Fig. 4-17

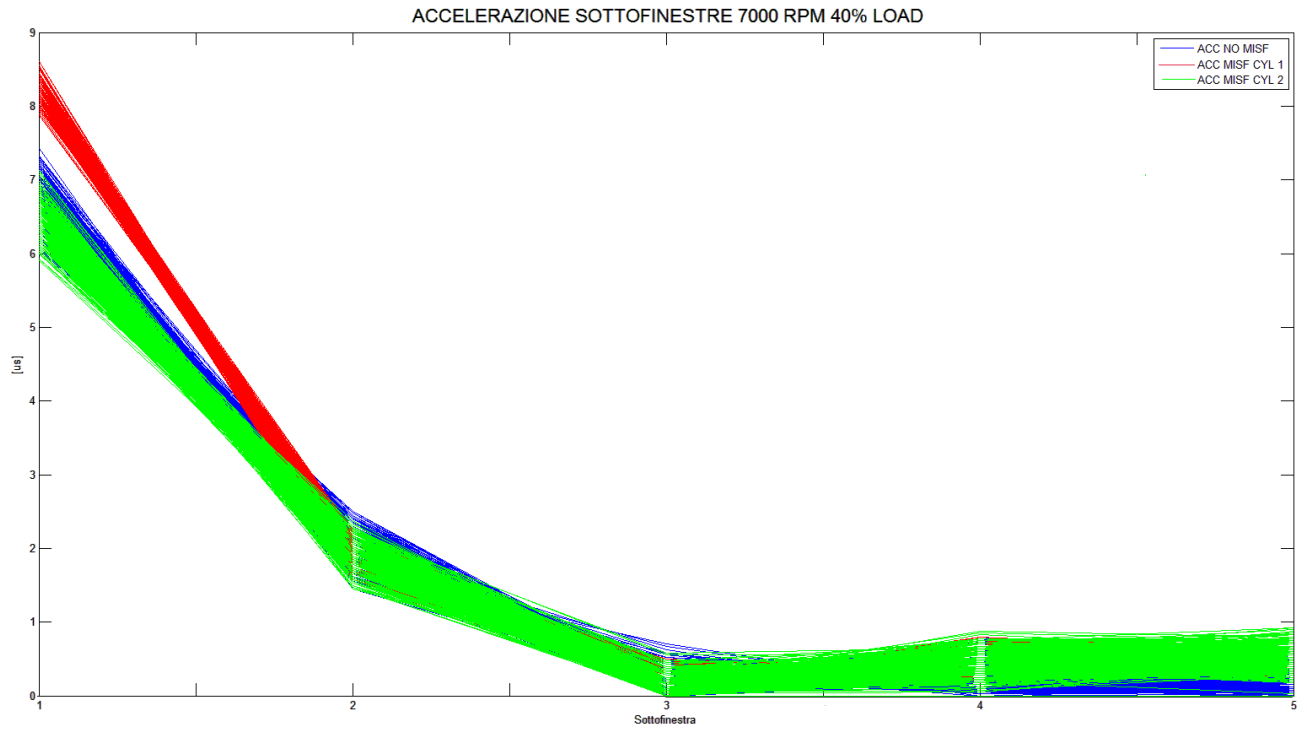


Fig. 4-18

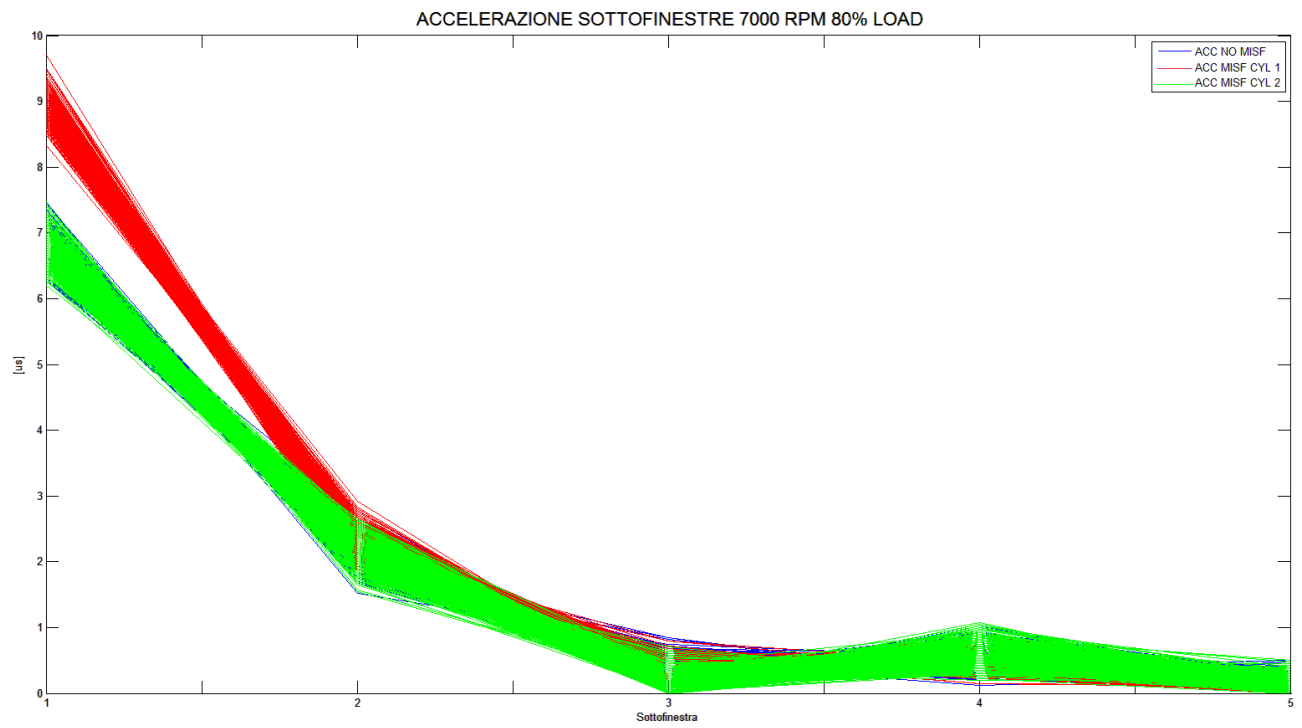


Fig. 4-19

Come si può chiaramente vedere dai risultati ottenuti, l'andamento dell'accelerazione all'interno della finestra 3-17 ad ogni condizione di regime di rotazione e carico, non subisce variazioni anche sotto l'influenza del misfire, rispetto ad un ciclo che si svolge correttamente. Inoltre, se a bassi regimi si ha una differenza puntuale sulle accelerazioni delle sotto-finestre, di qualche microsecondo, tra i casi con misfire e senza misfire, all'aumentare del regime di giri gli andamenti tendono a sovrapporsi, annullando ogni differenza in termini di microsecondi.

E' possibile così definitivamente concludere che l'accelerazione della finestra sulla quale si presume di fondare la nuova strategia, non è influenzata in modo significativo dal misfire e quindi può essere considerata una base efficace sulla quale eseguire lo studio degli effetti della rough road.

Si puntualizza che con *accelerazione*, si fa riferimento al valore assoluto, in quanto nella finestra analizzata, in piena fase di compressione del cilindro uno, si ha a tutti gli effetti una decelerazione tra il dente 3 il dente 17.

Si riassumono in una tabella i valori medi di quanto analizzato:

RPM [giri/min]	Accelerazione sotto-finestra [μs] Carico 40%						Accelerazione sotto-finestra [μs] Carico 80%						
	Sotto-finestra						Sotto-finestra						
	Prova	I	II	III	IV	V	Prova	I	II	III	IV	V	
2000	No misfire	22	8	14	10	13	No misfire	21	9	18	20	11	
	Misfire cil.1	18	5	8	6	5	Misfire cil.1	16	4	9	9	7	
	Misfire cil.2	23	4	11	10	5	Misfire cil.2	24	6	10	9	4	
4000	No misfire	9	3,5	2	1,5	1	No misfire	9,5	3,5	3	2	2	
	Misfire cil.1	9	3	1,5	1	1	Misfire cil.1	9	3,5	2,5	2	0,5	
	Misfire cil.2	9	2	1,5	1	0,5	Misfire cil.2	9	2	2	1,5	1	
6000	No misfire	6,5	2,5	0,5	0,5	0,5	No misfire	6,5	2	1	0,5	1	
	Misfire cil.1	9	3	2	1	0,5	Misfire cil.1	8	1,5	1,5	0,5	1	
	Misfire cil.2	9	2	1,5	1,5	0,5	Misfire cil.2	6,5	2	0,5	1	0,5	
7000	No misfire	7	2	0,5	0,5	0,5	No misfire	7	2	1	0,5	0,5	
	Misfire cil.1	8,5	2	0,5	1	0,5	Misfire cil.1	9	2,5	1	0,5	0,5	
	Misfire cil.2	6,5	2	0,5	1	0,5	Misfire cil.2	7	2,5	0,5	1	0,5	

Tabella 4-2

4.3 ANALISI DEL TEMPO DI PERCORRENZA DELLA FINESTRA

Si esegue poi la verifica dell'influenza della mancata combustione sul tempo di percorrenza dell'arco angolare delimitato dai denti 3 e 17.

Quello che si fa è un confronto del tempo di percorrenza, che abbiamo detto definito come

$$\text{Tempo di percorrenza} = \sum_{i=3}^{17} \text{TempoDente}_i$$

per ogni ciclo motore completo presente nelle acquisizioni, a parità regime di rpm e carico, tra le condizioni con misfire e senza misfire, per tutte le condizioni operative definite.

Si ottiene:

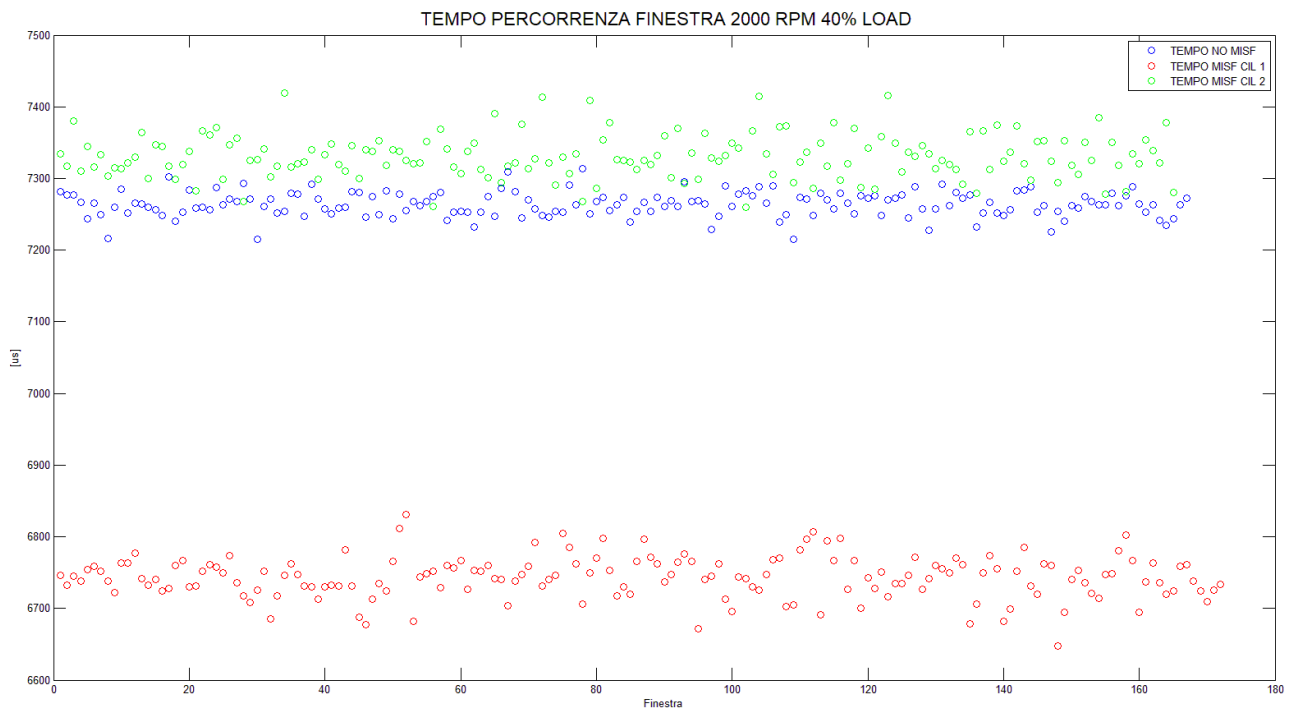


Fig. 4-20

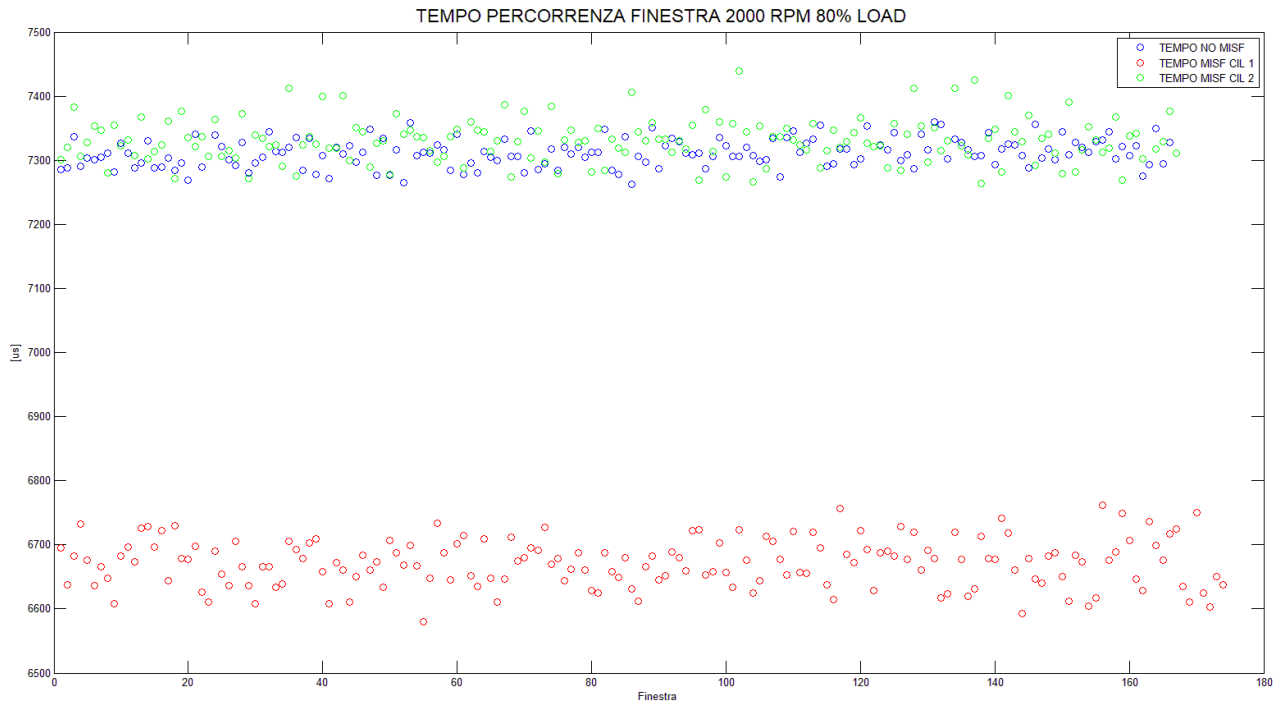


Fig. 4-21

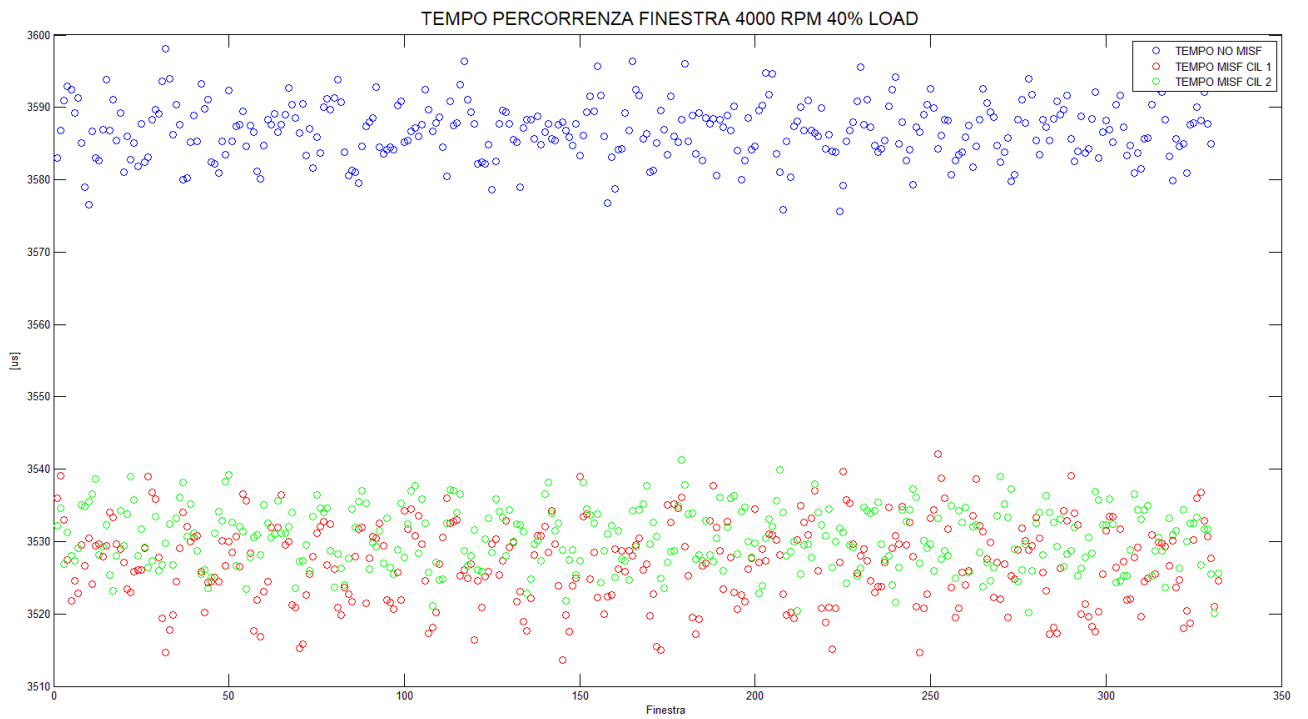


Fig. 4-22

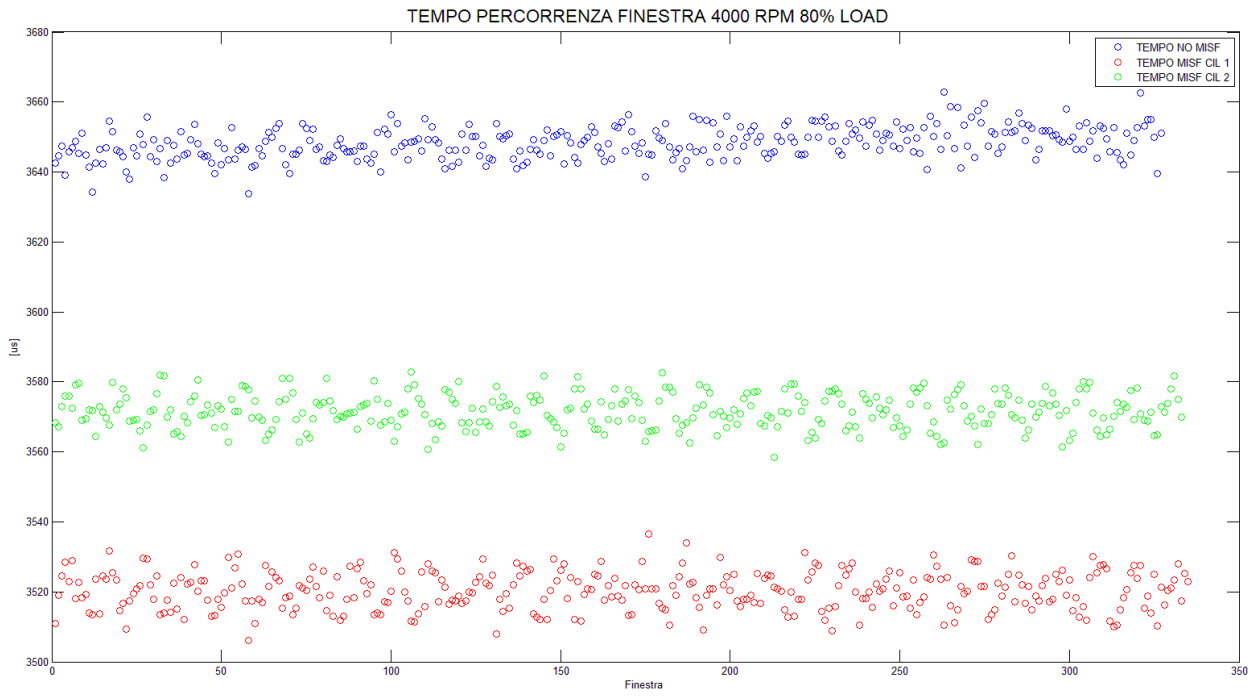


Fig. 4-23

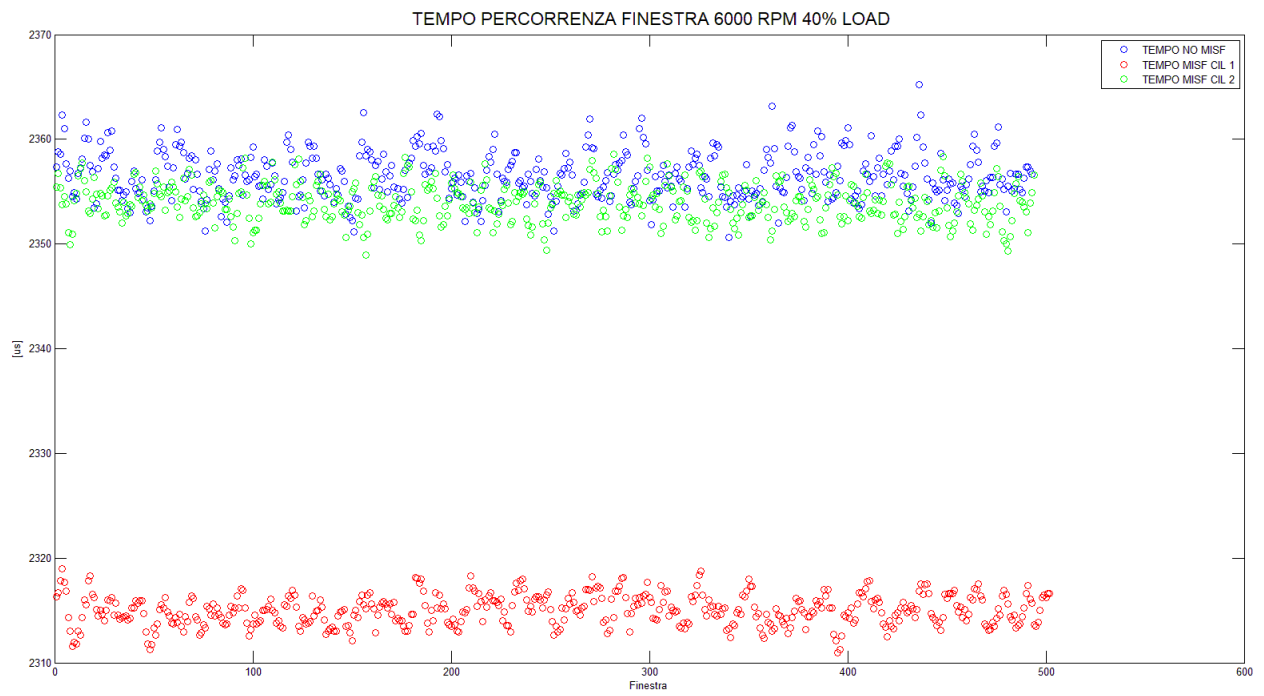


Fig. 4-24

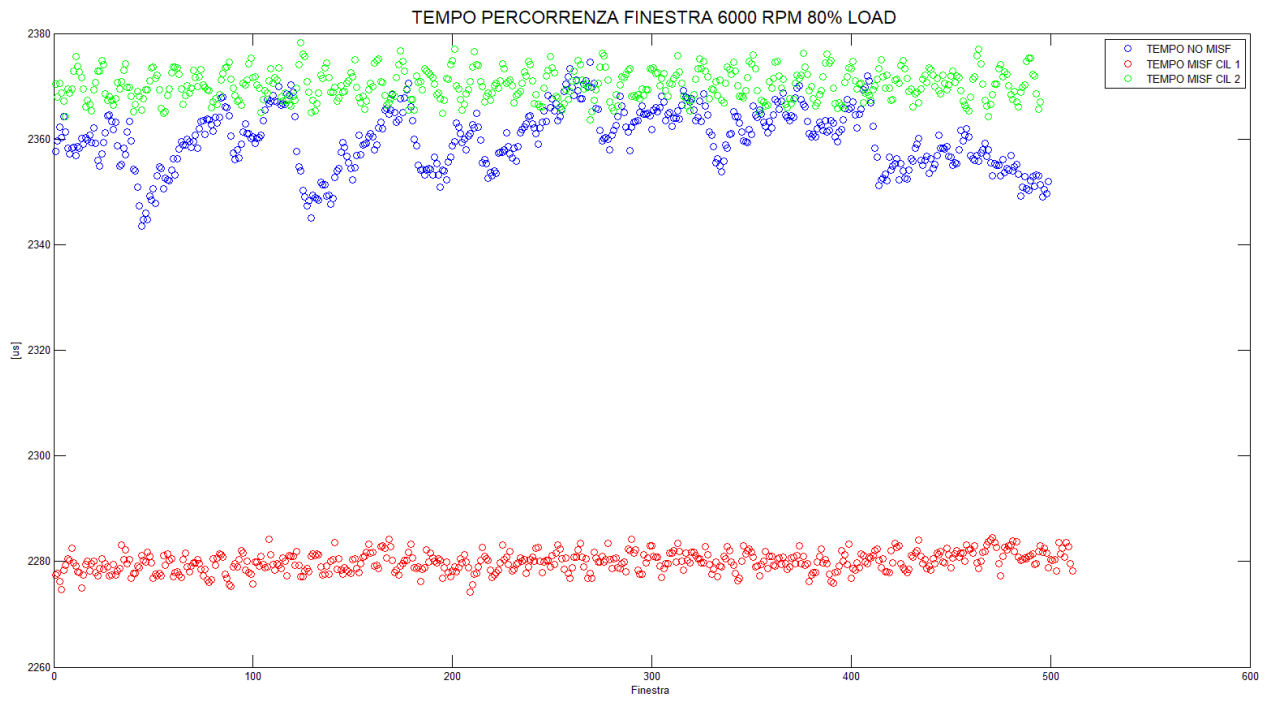


Fig. 4-25

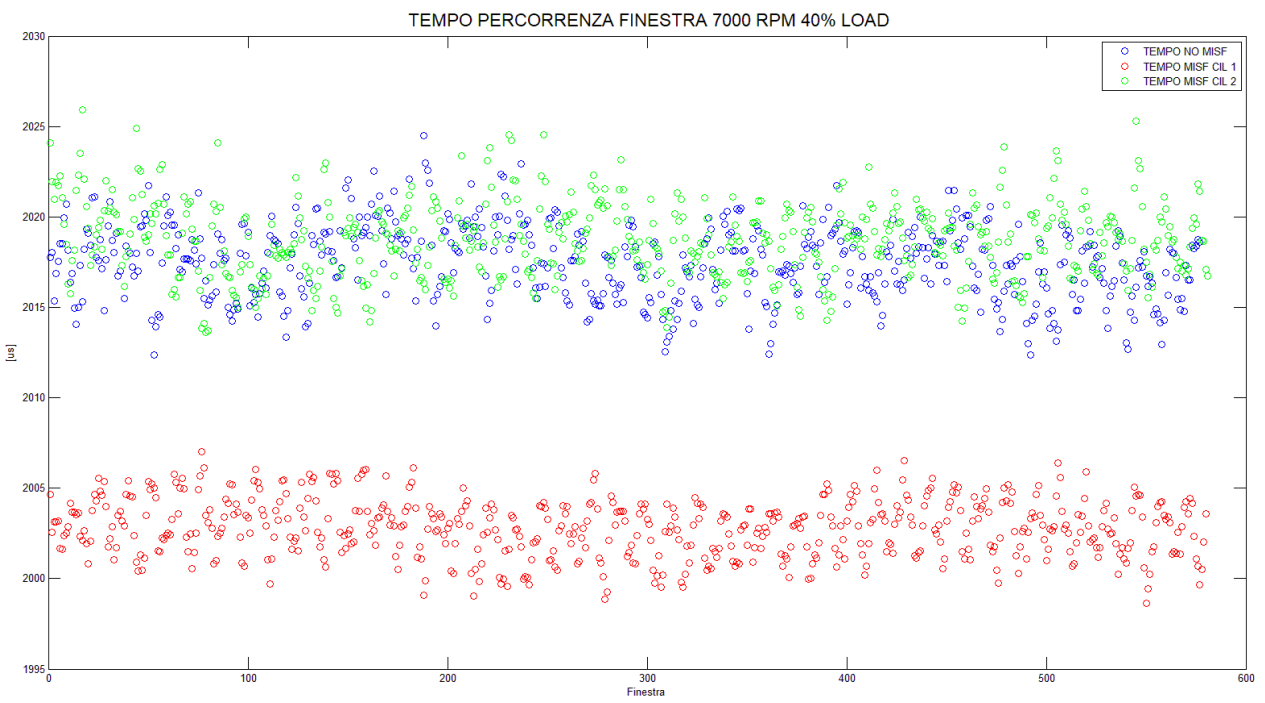


Fig. 4-26

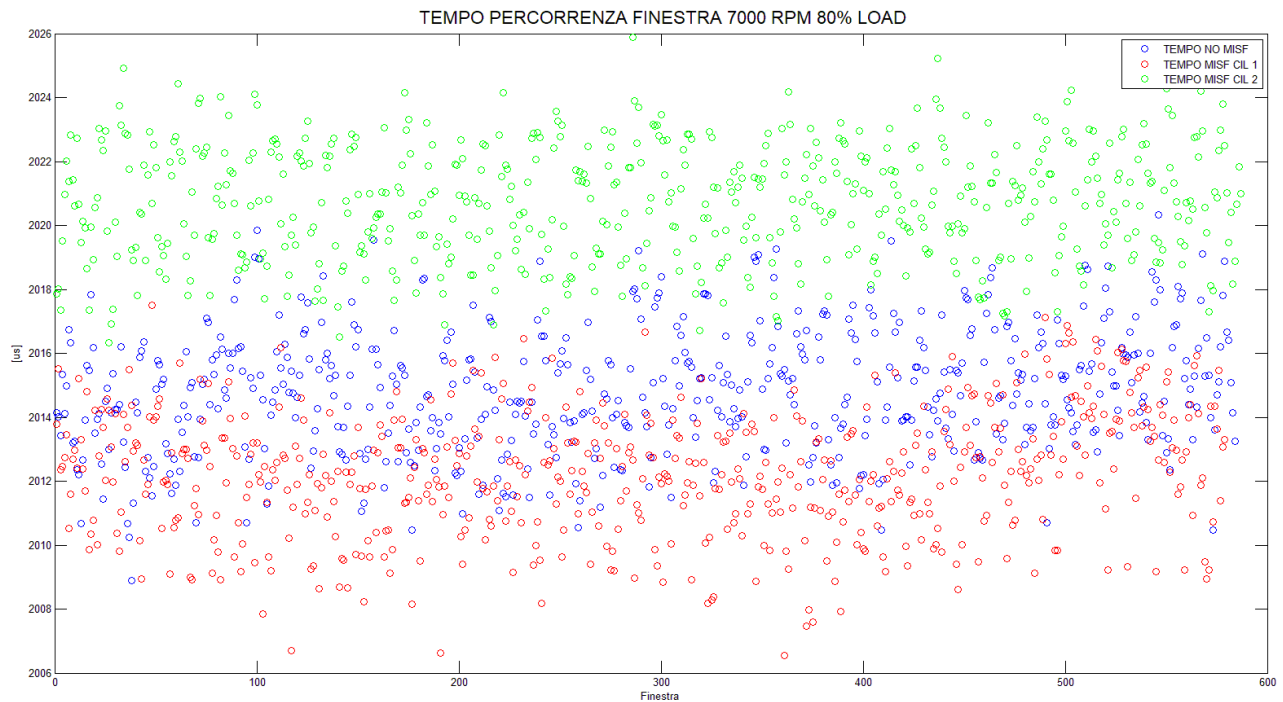


Fig. 4-27

Osservando attentamente i grafici per le prove eseguite a 2000 rpm, sia con un carico pari al 40% sia all'80%, si può notare come nel caso senza misfire e nel caso in cui sia mancata la combustione sul cilindro due, i tempi di percorrenza medi della finestra siano simili (7260 μs senza misfire al 40% di carico, 7300 μs con carico all'80%, 7320 μs con misfire sul cilindro due per entrambi i carichi); risulta invece spazzata in modo più veloce la finestra, quando la combustione viene a mancare sul cilindro uno (6730 μs al 40% e 6680 μs all'80% di carico). Da questo si può dedurre che, se la combustione non avviene nel cilindro uno, il contributo della combustione del cilindro due, sulla velocità di rotazione dell'albero motore, è molto più elevato rispetto ad un ciclo completo avvenuto correttamente con entrambe le combustioni.

Si può notare invece che quanto evidenziato precedentemente, non è più vero a 4000 rpm, con un carico al 40%. Infatti l'effetto della mancata combustione, sul cilindro uno o sul cilindro due, provoca una diminuzione del tempo di percorrenza della finestra rispetto ad un ciclo completo e corretto. Questo indica che il contributo della combustione risulta maggiore se avviene solo su uno dei due cilindri, rispetto ad un ciclo che si svolge correttamente. In termini assoluti, senza

misfire in questo caso la fonica impiega mediamente 3590 μs a percorrere la finestra, mentre se non avviene la combustione su uno dei due cilindri impiega circa 3530 μs .

Aumentando il carico all'80% mantenendosi a 4000 rpm, l'andamento cambia leggermente. Senza misfire il tempo di percorrenza a carico maggiore, risulta leggermente più elevato (circa 3650 μs) mentre se manca la combustione sul cilindro uno, la combustione del cilindro due dà un contributo maggiore (tempo di percorrenza circa 3520 μs). Il misfire sul cilindro due porta a spazzare la finestra analizzata con un tempo intermedio pari a circa 3570 μs . In ogni caso, la distanza tra le varie condizioni si è ridotta rispetto al test a 2000 rpm.

Analizzando invece i grafici a 6000 e 7000 rpm, si può vedere come la forbice della differenza di tempo di percorrenza tra i vari casi, in termini assoluti, si riduce sempre di più al crescere del regime di giri e del carico. Infatti a 6000 rpm senza misfire o con misfire sul cilindro due, il tempo è di circa 2357 μs in entrambe le condizioni di carico, mentre con misfire sul cilindro uno, al 40% di carico risulta essere circa 2315 μs mentre all'80% è circa 2280 μs . Passando invece a 7000 rpm, il tempo di percorrenza al 40% con misfire sul cilindro due o senza misfire è circa 2017 μs , che diventa circa 2003 μs se la mancata combustione avviene sul cilindro uno.

Aumentando il carico fino all'80%, a 7000 rpm, la distanza tra le tre condizioni operative diventa praticamente nulla, rientrando in un intervallo medio di 10 μs .

Si può concludere che il misfire, in particolare nel caso avvenga sul cilindro uno, provoca una variazione sul tempo di percorrenza della finestra, riducendolo, rispetto ad un ciclo corretto (senza misfire); tale differenza si riduce sempre di più al crescere del regime di giri motore e del carico.

In definitiva, se l'*accelerazione* non è influenzata dal misfire, la stessa cosa non si può dire del *tempo di percorrenza* della finestra; su di esso l'effetto del misfire è rilevante, in particolare a regimi motore più bassi e a carichi ridotti, mentre si attenua fino praticamente ad annullarsi ad alti regimi di rotazione.

Si riassume in una tabella i valori medi di quanto analizzato:

Regime di giri [giri/min]	Tempo percorrenza finestra [μs] Carico 40%	Tempo percorrenza finestra [μs] Carico 80%
2000	No misfire 7260	No misfire 7300
	Misfire cil.1 6730	Misfire cil.1 6680
	Misfire cil.2 7320	Misfire cil.2 7320
4000	No misfire 3590	No misfire 3650
	Misfire cil.1 3525	Misfire cil.1 3520
	Misfire cil.2 3530	Misfire cil.2 3570
6000	No misfire 2357	No misfire 2360
	Misfire cil.1 2315	Misfire cil.1 2280
	Misfire cil.2 2355	Misfire cil.2 2370
7000	No misfire 2017	No misfire 2016
	Misfire cil.1 2003	Misfire cil.1 2011
	Misfire cil.2 2017	Misfire cil.2 2020

Tabella 4-3

Alla luce di quanto concluso, si decide quindi di procedere nello sviluppo della strategia, cercando di identificare il transito in rough road tramite l'accelerazione della finestra selezionata.

CAP.5

5) ANALISI DELLA DINAMICA DEGLI EFFETTI DELLE ROUGH ROAD

Avendo scelto una specifica finestra sulla quale effettuare lo sviluppo della strategia, risulta necessario capire come la rough road agisce su di essa; cioè è necessario capire gli effetti che provoca la percorrenza di questo tipo di strade sulla driveline e in particolare sulla ruota fonica. Al momento non è ancora noto se il fenomeno è individuabile con lo studio dell'accelerazione della finestra e inoltre non è noto se è sufficiente lo studio della singola finestra per individuarne gli effetti o se è necessario l'analisi della finestra in più cicli per poter evidenziarne la dinamica. E' importante sottolineare inoltre, che è praticamente impossibile riuscire a definire un modello fisico-matematico sul quale poter studiare gli effetti del transito in rough-road in quanto è una condizione dipendente da troppe variabili sia legate alle caratteristiche del veicolo, sia alla sede stradale; risulta quindi impossibile seguire un approccio analitico. Per questo si decide di procedere allo sviluppo della strategia per via sperimentale.

5.1 ALLESTIMENTO VEICOLO

Si è proceduto quindi all'allestimento del veicolo per i test.

La moto è stata equipaggiata con una centralina di sviluppo, parallela alla ECU di produzione, in modo da poter settare i parametri calibrabili direttamente on-line durante l'esecuzione dei test. La centralina si interfaccia con l'operatore tramite un pc, grazie al software INCA, anch'esso sviluppato da ETAS.

Il software permette di modificare in corso d'opera i parametri e le calibrazioni motoristiche, oltre a visualizzare e salvare le variabili (segnali) di interesse durante l'esecuzione del test; le variabili generalmente sono campionate al TDC, punto morto superiore di inizio espansione.

La centralina, per quanto riguarda ciò che è inerente allo sviluppo della nuova strategia, riceve il segnale di velocità delle ruote dalla centralina ABS, tramite CAN, la quale è collegata ai sensori sulle due ruote; inoltre comanda le bobine che generano le scintille nei due cilindri, gestisce la quantità di combustibile da iniettare in camera ad ogni ciclo e stabilisce il tempo di apertura degli

iniettori: grazie a questo è possibile indurre il misfire nel ciclo prestabilito quando lo si ritiene necessario, secondo la strategia preferita, cioè disattivando l'accensione, l'iniezione o entrambe. Infine la centralina riceve il segnale analogico dal sensore di posizione della ruota fonica e calcola la velocità di rotazione dell'albero motore, consentendo di avere tra gli output gli rpm ad ogni TDC. Quest'ultimo segnale viene anche acquisito da OBI.

OBI è un sistema per *analisi indicating* (analisi relative alla pressione media indicata di un ciclo) e viene utilizzato per acquisire il segnale dal sensore di pressione in camera di combustione. Per questo tipo di analisi è necessario che il sistema sappia dove si trovi il pistone ad ogni istante e quindi risulta fondamentale l'acquisizione dei tempi-dente, infatti l'hardware presenta un ingresso dedicato per il sensore di posizione della ruota fonica.

OBI riceve quest'ultimo segnale analogico in Volt e lo acquisisce ad una frequenza pari a 10 MHz, trasformando il segnale da analogico a digitale.

Questo segnale è di tipo *differenziale* (o bilanciato): sono segnali che vengono misurati come differenza di potenziale tra due fili/connettori (tipicamente viene utilizzato un BNC, isolato, in quanto anche la parte esterna porta un segnale). Questo tipo di segnale è molto più robusto perché gli errori dettati dai disturbi si compensano. Viene preferito ai segnali single-ended (o sbilanciati) che sono riferiti alla massa comune e presentano dei limiti perché il cavo produce una propria differenza di potenziale se è molto lungo e sono facilmente soggetti a disturbi.

L'output di OBI viene poi elaborato e viene fornita una struttura che presenta:

- Tempi-dente ($TDente_n$);
- Tempo di acquisizione di ogni dente ($TAcq_n$)

$TAcq_1$ [μ s]	$TAcq_2$ [μ s]	$TAcq_3$ [μ s]	$TAcq_4$ [μ s]	$TAcq_5$ [μ s]
	$TDente_1$ [μ s]	$TDente_2$ [μ s]	$TDente_3$ [μ s]	$TDente_4$ [μ s]

Tabella 5-1

dove

$$TAcq_n = TAcq_{n-1} + \Delta t$$

$$TDente_n = TAcq_n - TAcq_{n-1} = \Delta t.$$



Fig. 5-1



Fig. 5-2



Fig. 5-3

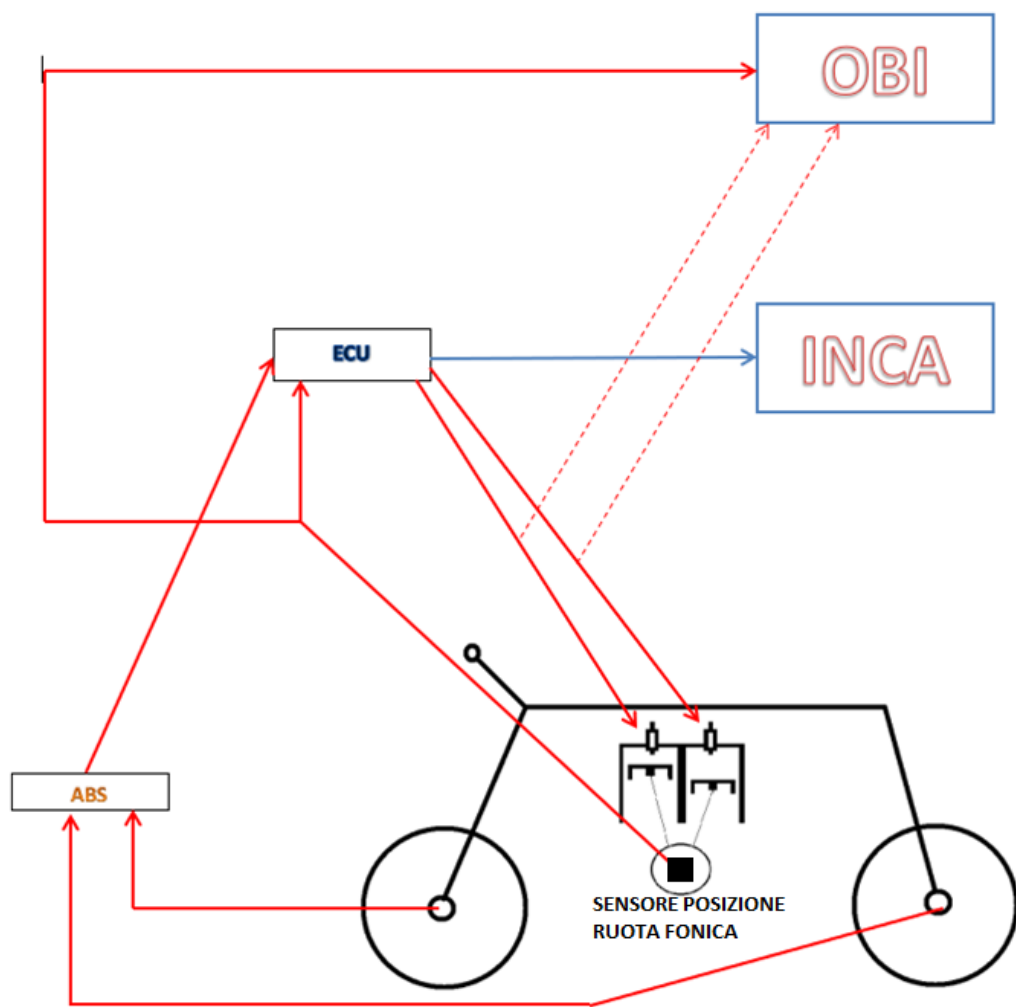


Fig. 5-4

5.2 DEFINIZIONE DEI TEST

Eseguito l'allestimento del veicolo, è stata definita la modalità di esecuzione dei test, in modo da avere le informazioni necessarie per capire la dinamica degli effetti della rough road sulla fonica. Avendo definito rough road come una tipologia di strada che provoca la lettura di falsi misfire nella diagnosi, occorre eseguire i test su un tratto di strada i cui effetti sia noto che siano in linea con la definizione data; si è cercato quindi di eseguire le prove su asperità che inducono nella diagnosi del misfire la lettura di falsi.

Inoltre era opportuno eseguire dei test che siano ripetibili, in modo da poter eventualmente confrontare a parità di condizioni stradali, diverse condizioni operative del motore.

Per i motivi elencati sopra, si è scelto come test, la percorrenza di un tratto di asfalto dove si trovano inseriti alcuni tombini nella sede stradale, di cui è noto l'effetto indotto sulla diagnosi misfire, in test eseguiti precedentemente, anche su altri veicoli.



Fig. 5-5

False-Positive detections on rough road

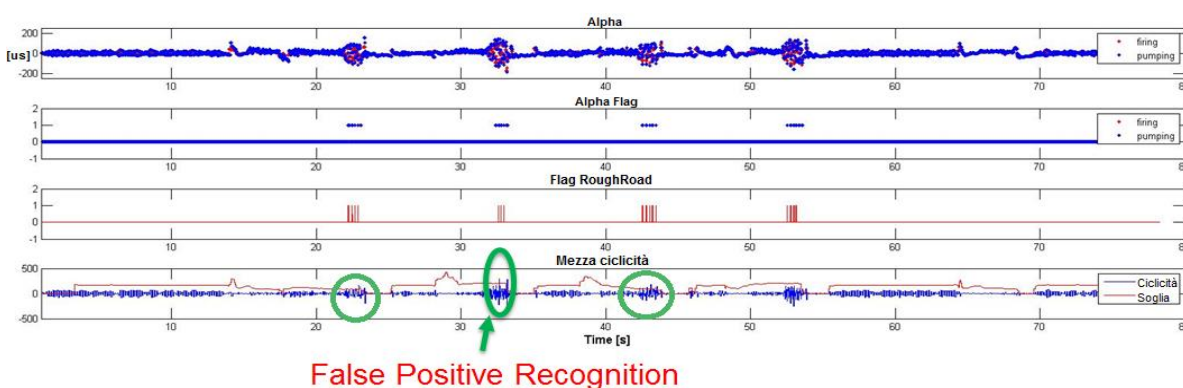


Fig. 5-6

I grafici nell'immagine 5-6 riportano l'andamento delle variabili principali della diagnosi misfire, rilevate durante il passaggio sui tombini. Come si vede la variabile *alpha*, elemento sul quale si fonda la diagnosi, ha un andamento piuttosto oscillante, presentando elevati picchi durante la transizione sui tombini; inoltre, come ci si aspettava, in corrispondenza dei tombini, la strategia attuale per l'identificazione delle rough road ne evidenzia l'effettivo passaggio. Proprio in corrispondenza dei tombini, si può osservare come l'indice *mezza ciclicità* superi la soglia definita per quel punto motore, causando così nella diagnosi il rilevamento di un misfire, che in realtà non è avvenuto.

Si può quindi ritenere il test attendibile, visto anche che i tombini garantiscono la possibilità di avere una tipologia di asperità costante nel tempo favorendo così la ripetibilità delle prove.

In questa fase sono state anche definite le variabili che è necessario acquisire tramite INCA e OBI.

Con OBI come abbiamo detto, vengono acquisiti i tempi-dente.

Con INCA invece:

- rpm;
- velocità ruota anteriore;
- velocità ruota posteriore;
- modalità operativa del motore.

L'acquisizione delle velocità delle ruote è di fondamentale importanza per capire quando il veicolo si trova sopra i tombini e in generale sopra a qualche asperità.

5.3 SINCRONIZZAZIONE

I test sono stati eseguiti con il veicolo scelto, allestito come descritto in precedenza, dotato quindi di due sistemi di acquisizione INCA e OBI. Entrambi necessitano di uno “start” da parte dell'operatore per avviare l'acquisizione delle variabili indicate. Questo non permette quindi l'avvio di entrambe le acquisizioni in modo contemporaneo, generando così set di variabili non sincronizzate tra loro.

Risulta quindi necessario, al termine delle prove, sincronizzare le due acquisizioni.

L'unica variabile che possono avere in comune e che può permettere la sincronizzazione è quella che contiene il valore degli rpm (tipicamente la variabile è definita RPM); si ricorda però che OBI acquisisce i tempi-dente, mentre INCA acquisisce direttamente i giri al minuto dell'albero motore ad ogni TDC, dalla centralina.

Per prima cosa bisogna quindi ricavare dai tempi-dente acquisiti da OBI i corrispondenti rpm campionati al TDC, cioè in corrispondenza dei denti 20 e 65. Per fare ciò si considerano i 30 denti precedenti ad ogni TDC; la loro somma indica il tempo impiegato a percorrere un mezzo giro di fonica. Dalla loro sommatoria, con le opportune conversioni dimensionali, si ricava quindi il valore medio degli rpm corrispondente al mezzo giro di rotazione dell'albero motore appena compiuto. In formule:

$$SommaTempiDente [\mu s] = \sum_{n=DenteTDC-28}^{DenteTDC} TempoDente_n$$

(la sommatoria comprende 28 denti, in quanto i denti corrispondenti al TDC sono il 20 e il 65 e nell'arco angolare di 30 denti, precedenti ad esso, è compreso il gap della fonica, pari a due denti).

$$rpm_{TDC} \left[\frac{\text{giri}}{\text{min}} \right] = \frac{1}{\frac{\text{SommaTempiDente} * 2}{6 * 10^7}}$$

In questo modo abbiamo sia per INCA, sia per OBI, i giri motore campionati al punto morto superiore di inizio espansione. Come si vede nell'immagine 5-7, gli andamenti sono identici, ma sono sfalsati sulla linea temporale. Occorre sovrapporli.

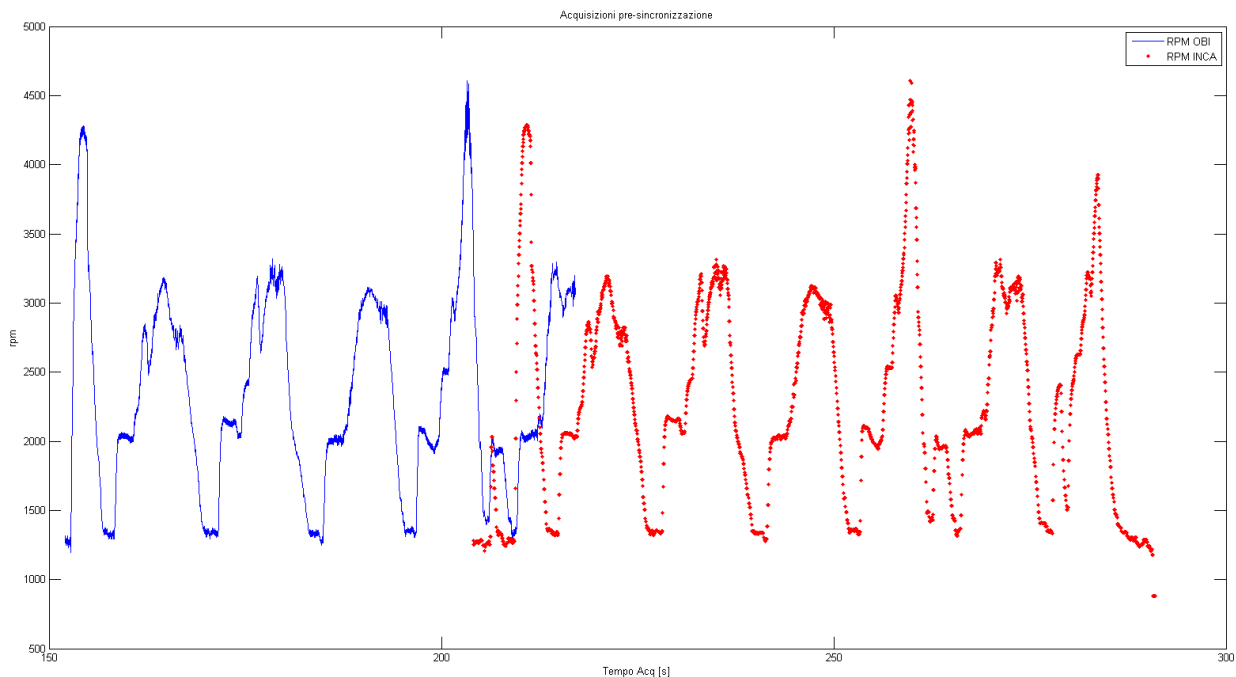


Fig. 5-7

Per sovrapporli bisogna traslare indietro sull'asse del tempo l'acquisizione di INCA. Un modo intuitivo ed applicabile è quello di valutare la differenza, in termini di tempo di acquisizione, tra il valore massimo degli rpm delle due acquisizioni e successivamente applicare al tempo di acquisizione di INCA, quella differenza.

$$Time\ diff\ [s] = TAcq_{MAXrpmINCA} - TAcq_{MAXrpmOBI}$$

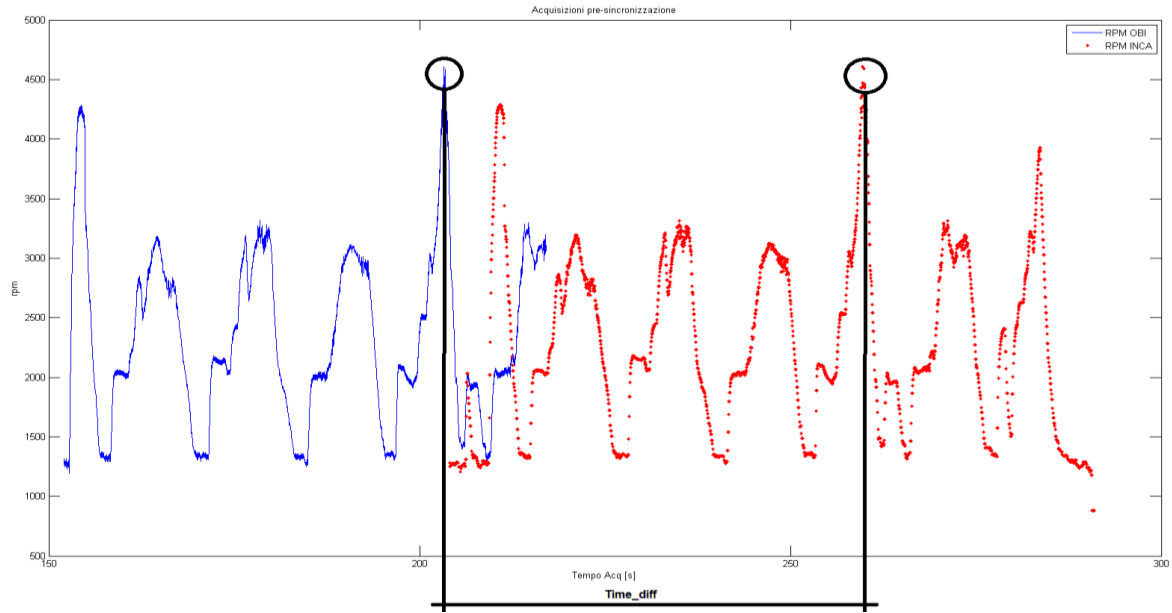


Fig. 5-8

$$TAcq_{rpmINCA_n}[s] = TAcq_{rpmINCA_n} - Time\ diff$$

con $n=1, \dots, m$ dove m è l'indice dell'ultimo TDC al quale è stato acquisito il valore degli rpm.
Così facendo si ottiene:

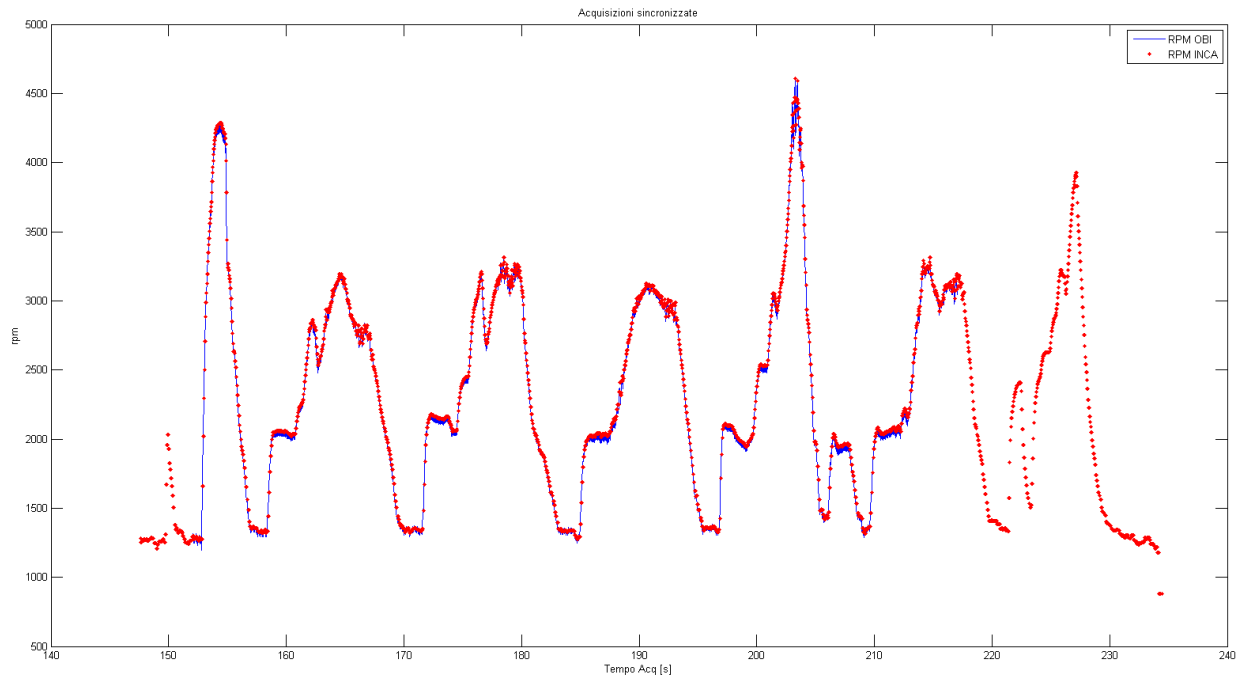


Fig. 5-9

La sincronizzazione risulta precisa e corretta. Questo passaggio è di fondamentale importanza non tanto per la sincronizzazione tra le variabili degli rpm, bensì per sincronizzare i tempi-dente acquisiti con OBI, con le variabili indicanti la velocità delle ruote acquisite con INCA; infatti l'asse temporale delle variabili acquisite con INCA è univoco, quindi applicando *Time diff* al tempo di acquisizione la sincronizzazione risulta corretta per tutte le variabili. In questo modo è possibile valutare con estrema precisione gli effetti della rough road, in questo caso del passaggio sui tombini, sui tempi-dente e più precisamente nella finestra selezionata sulla ruota fonica.

5.4 TEST E RISULTATI

L'idea è quella di riuscire a mettere a punto una strategia che come prima fase sia in grado di rilevare il passaggio sui tombini, che si è visto essere un caso significativo; dopo di che si cercherà di estendere la strategia dal caso particolare al caso generale.

Prima di mettere mano ai dati ottenuti dai test, è stata fatta una considerazione.

Siccome la normativa concede di disabilitare la diagnosi oltre che in rough road, in altre condizioni come ad esempio quando il motore si trova in cut-off o in rapidi transitori di carico, coppia o giri motore, si è scelto di studiare le acquisizioni solamente quando il motore opera in *stabilizzato*; questa condizione è individuabile grazie ad una variabile (*Modalità motore*) presente all'interno della centralina e acquisita con INCA, che assume un valore numerico corrispondente ad una determinata condizione operativa.

Nel dettaglio:

<u>Valore numerico</u>	<u>Modalità operativa motore</u>
1	Cranking (avviamento)
6	Stabilizzato
7	Idle
10	Cut-off
11	Out cut-off

Tabella 5-2

Si determinano quindi, dopo la sincronizzazione delle due acquisizioni, gli intervalli di interesse sui tempi-dente, corrispondenti al passaggio sui tombini nel quale il motore del veicolo si trova in stabilizzato.

Per identificare il passaggio sui tombini, come precedentemente accennato, si utilizza il segnale della velocità delle ruote il quale, in corrispondenza delle asperità, presenta un andamento piuttosto rumoroso e di facile individuazione (immagine 5-10). Una volta identificati i tratti in cui il veicolo opera in stabilizzato, si procede all'analisi.

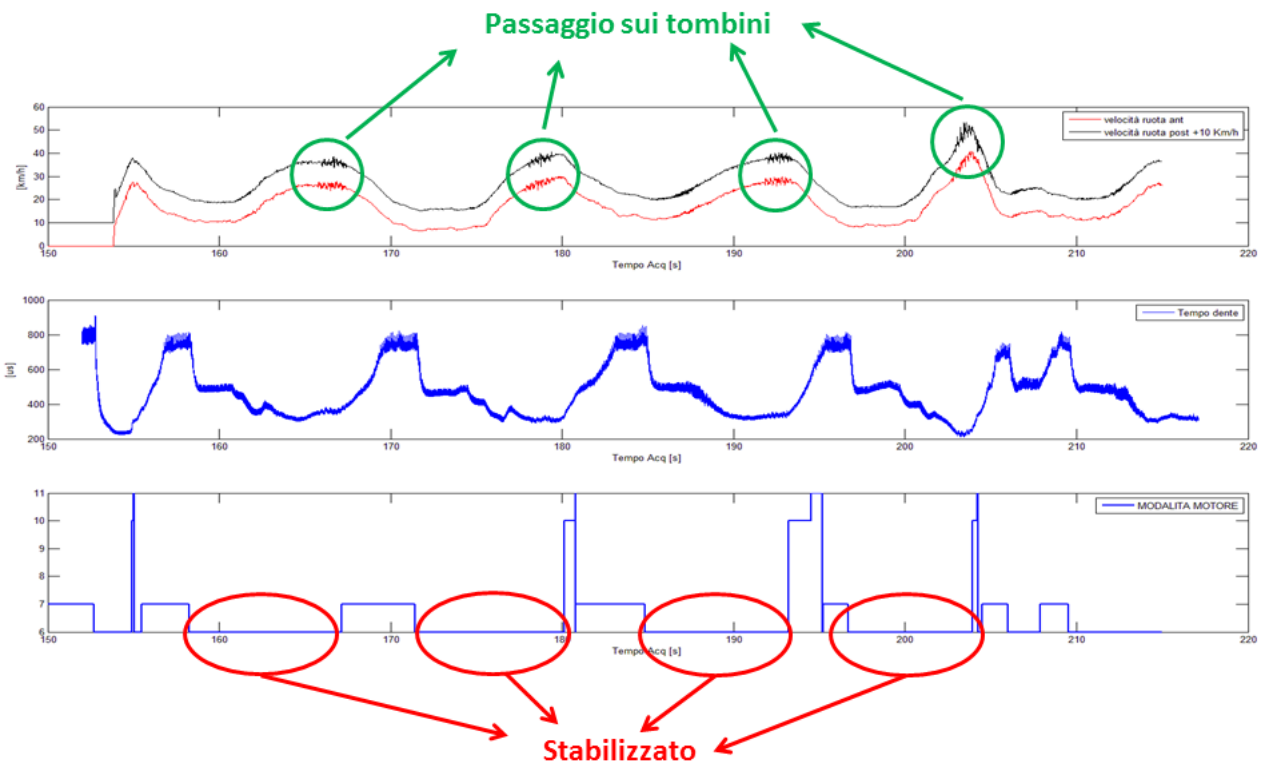


Fig. 5-10

Non sapendo come le rough road agiscono sulla ruota fonica e quindi come sono individuabili, il primo step è verificare se è sufficiente analizzare la finestra scelta, all'interno di un solo ciclo, per identificare il fenomeno. In particolare, nel caso in cui la dinamica dell'effetto delle rough road sulla ruota fonica sia piuttosto rapida, ci si aspetta di vedere una variazione significativa dell'andamento dell'accelerazione dell'albero motore all'interno della finestra scelta per lo sviluppo della strategia. Nel caso in cui invece la dinamica si riproponga sul segnale dei tempi-dente in modo più lento, sarà necessario analizzare la finestra in più cicli consecutivi.

5.4.1 Studio accelerazioni sotto-finestre: test sui tombini

Per prima cosa quindi si procede all'analisi dell'accelerazione all'interno della finestra, suddividendola nuovamente in sotto-finestre, come fatto per la verifica dell'effetto del misfire.

Si mantiene la medesima suddivisione:

- sotto-finestra 1: dente 3 → dente 5;
- sotto-finestra 2: dente 5 → dente 8;
- sotto-finestra 3: dente 8 → dente 11;
- sotto-finestra 4: dente 11 → dente 14;
- sotto-finestra 5: dente 14 → dente 17;

e si valuta l'andamento del modulo

$$|\mathit{TempoDente}_a - \mathit{TempoDente}_b| \quad a, b \text{ denti estremi di ogni sotto - finestra.}$$

Se, all'interno delle sotto-finestre, in particolare nei cicli motore in cui il veicolo transita sui tombini, il modulo di queste accelerazioni assume un andamento piuttosto oscillante, rispetto ai cicli motore al di fuori dei tombini, allora si può supporre di basare la strategia sull'analisi interna della finestra.

Come è facilmente visibile dai risultati ottenuti, riportati nei grafici presenti nelle immagini 5-11b, 5-12b, 5-13b ,5-14b il valore dei moduli dell'accelerazione calcolati in funzione della suddivisione in sotto-finestre, mette in luce un andamento comune per ogni ciclo, in ogni passaggio. In particolare, da una prima analisi qualitativa, non sono individuabili andamenti particolarmente contrastanti con quello generale dell'accelerazioni calcolate.

Vengono quindi mostrati di seguito i risultati ottenuti per ogni passaggio sui tombini, con i relativi giri motore ai quali sono avvenuti.

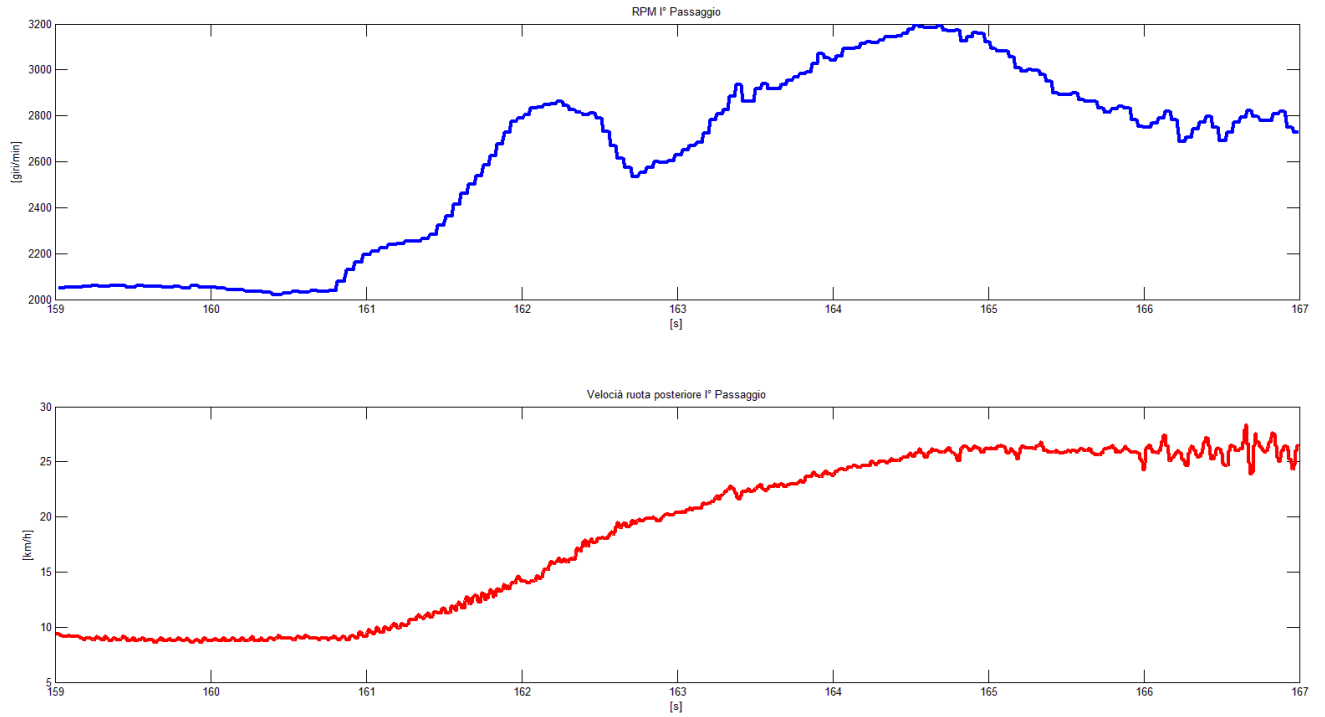


Fig.5-11 a

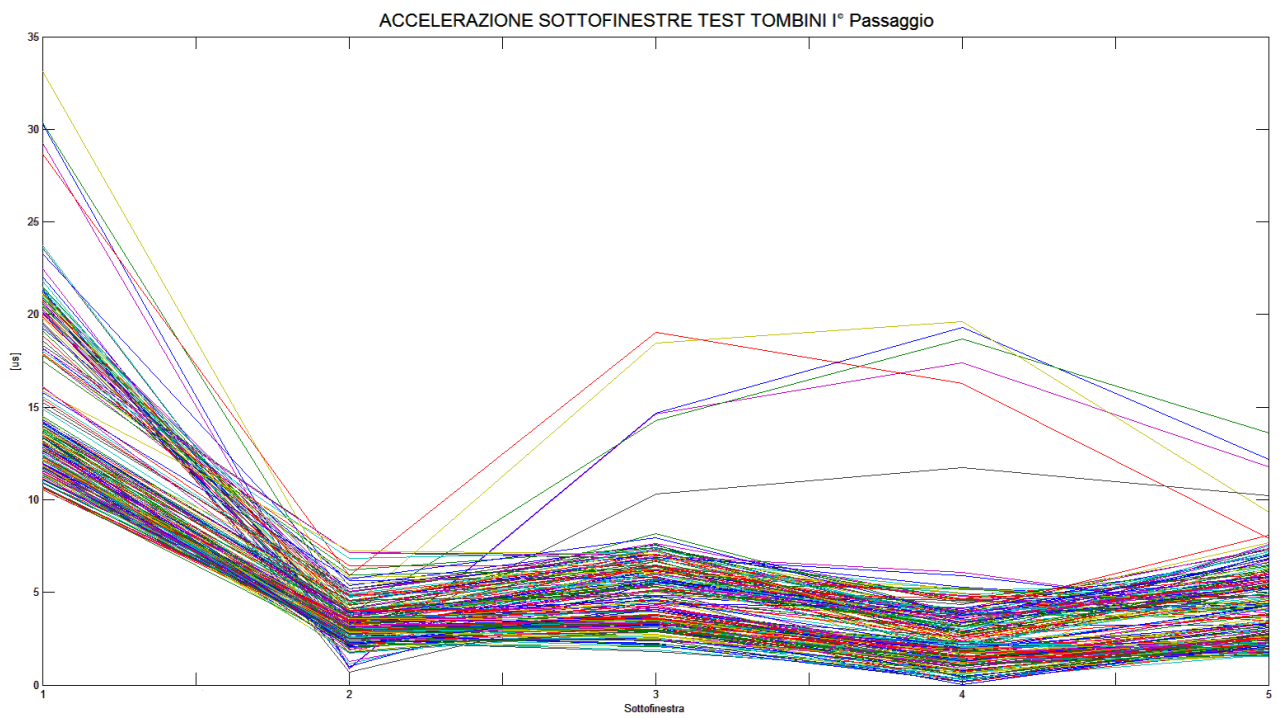


Fig. 5-11 b

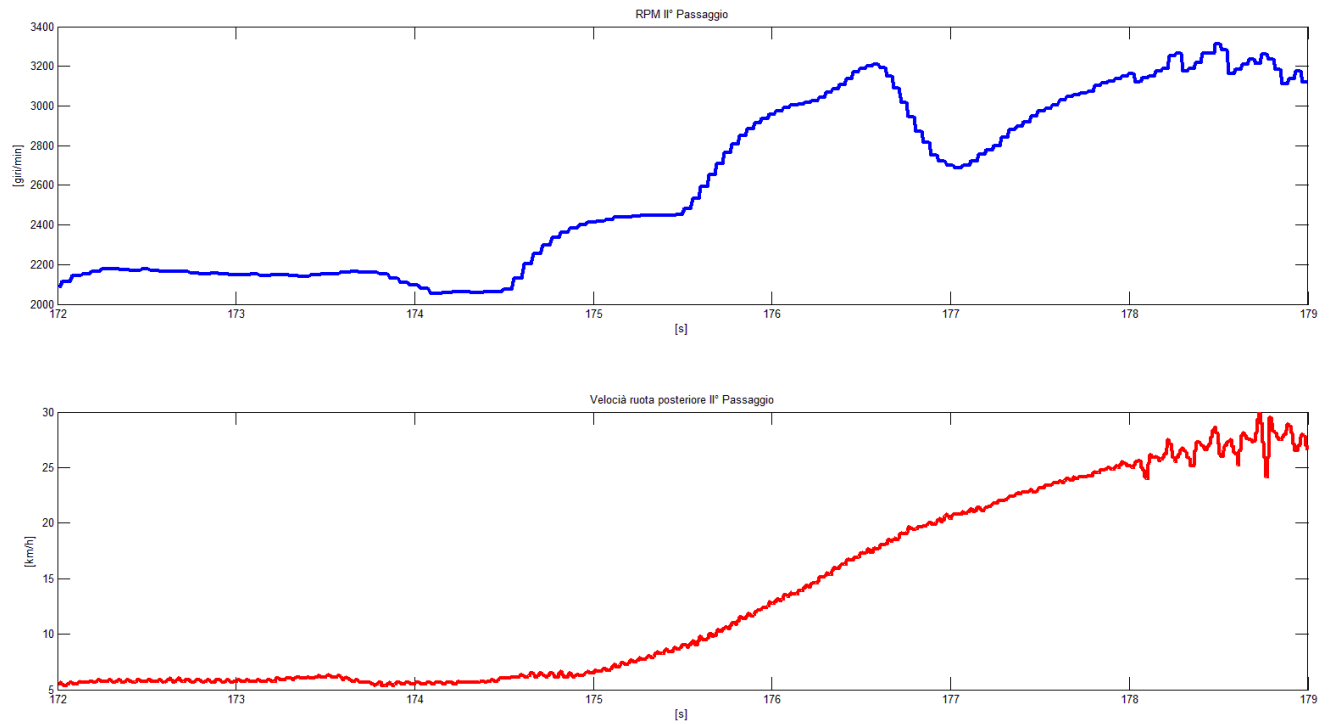


Fig. 5-12 a

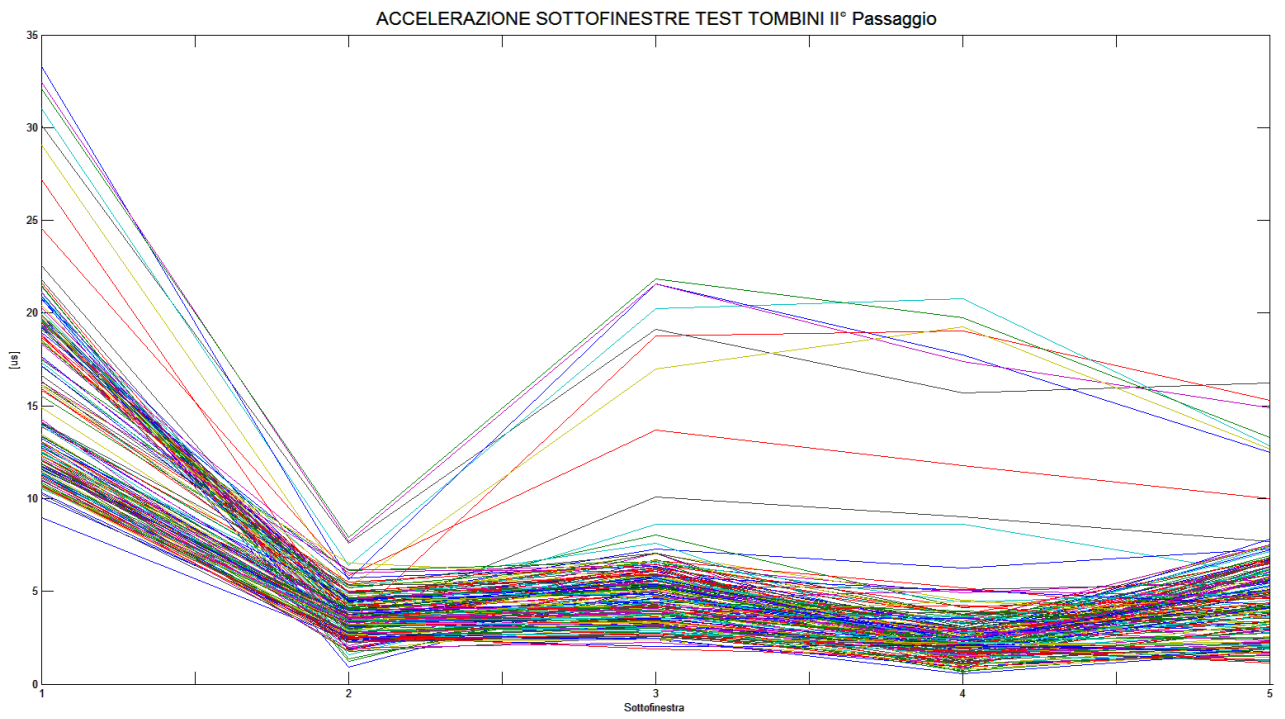


Fig. 5-12 b

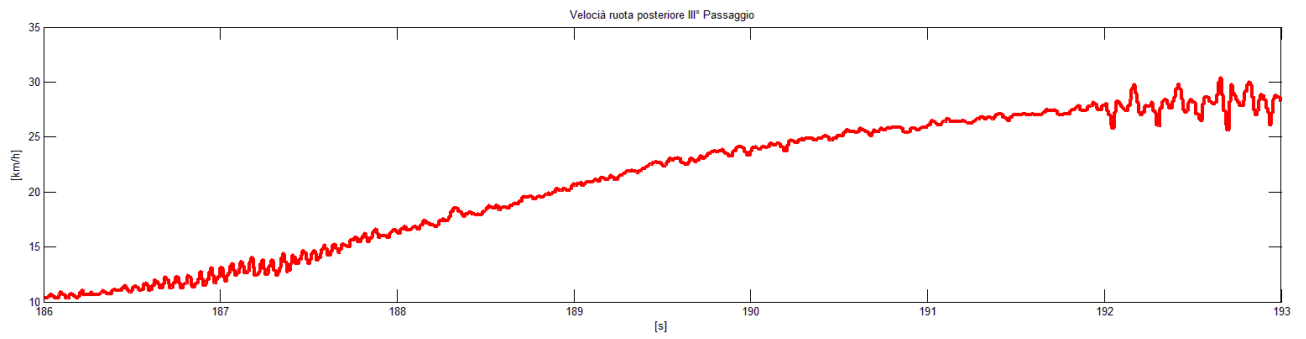
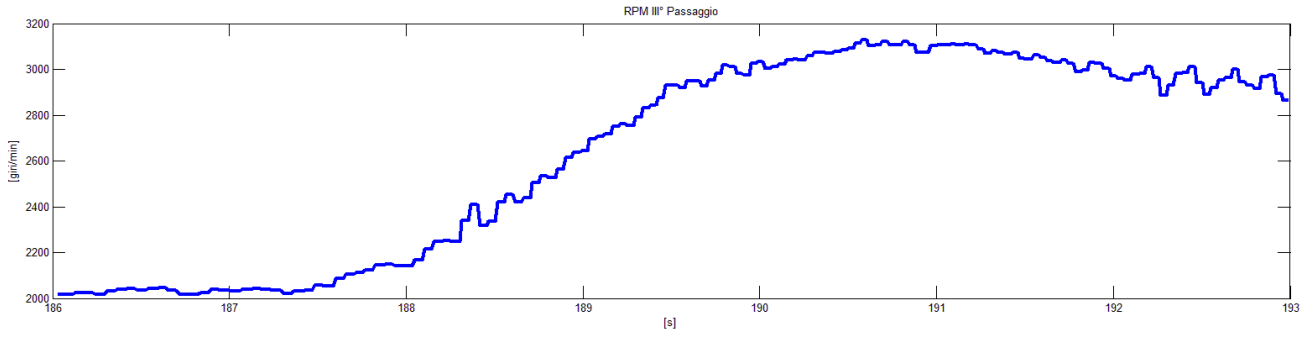


Fig. 5-13 a

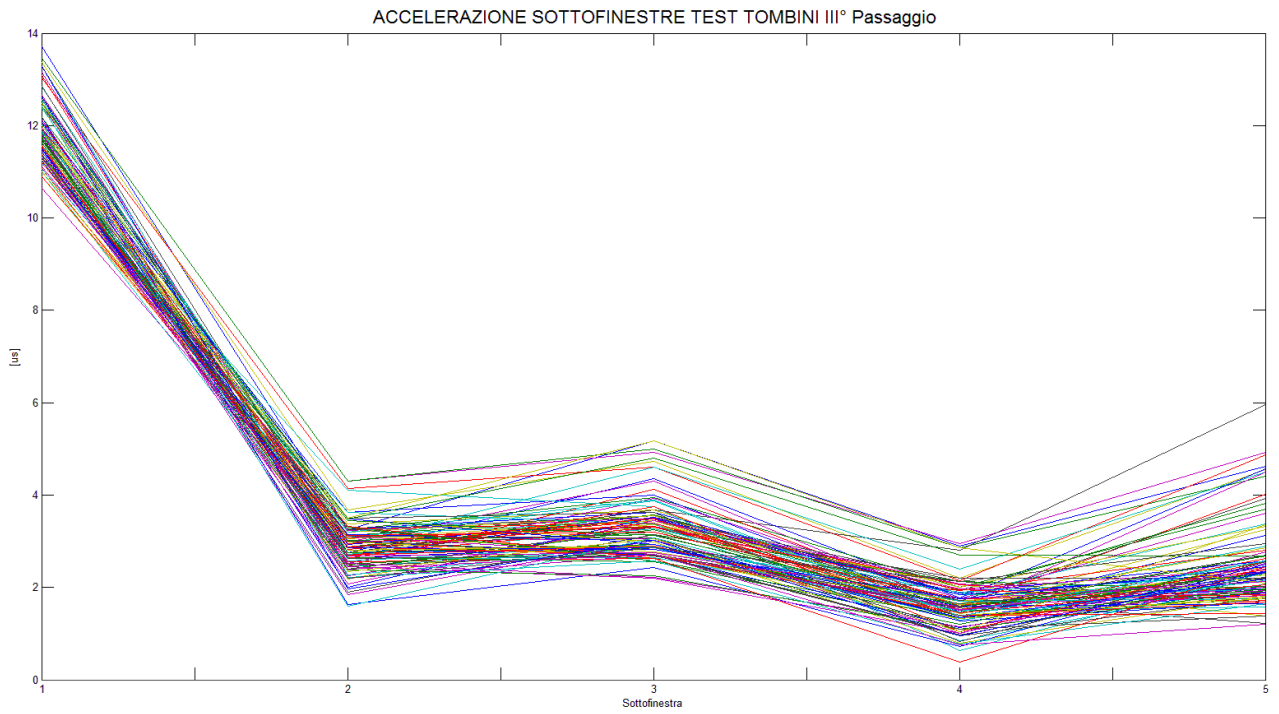


Fig. 5-13 b

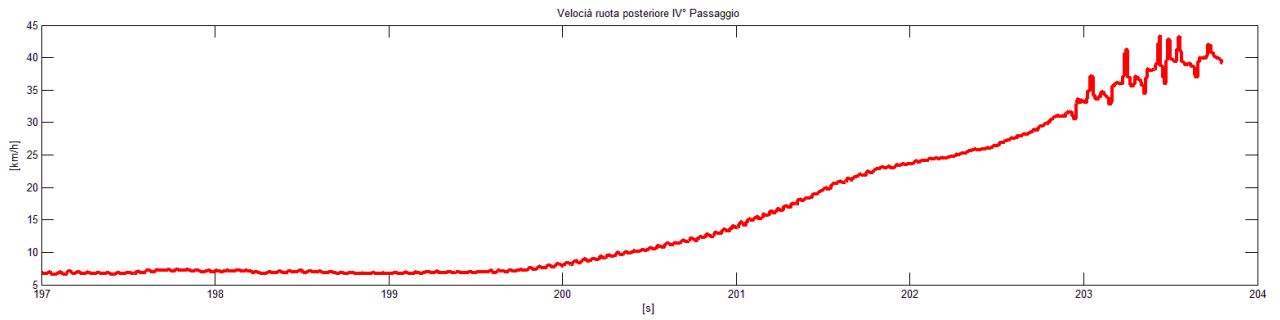
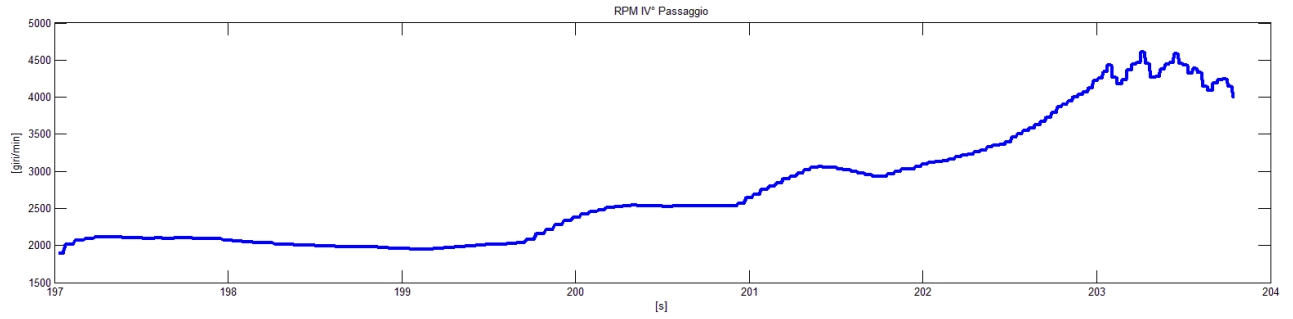


Fig. 5-14 a

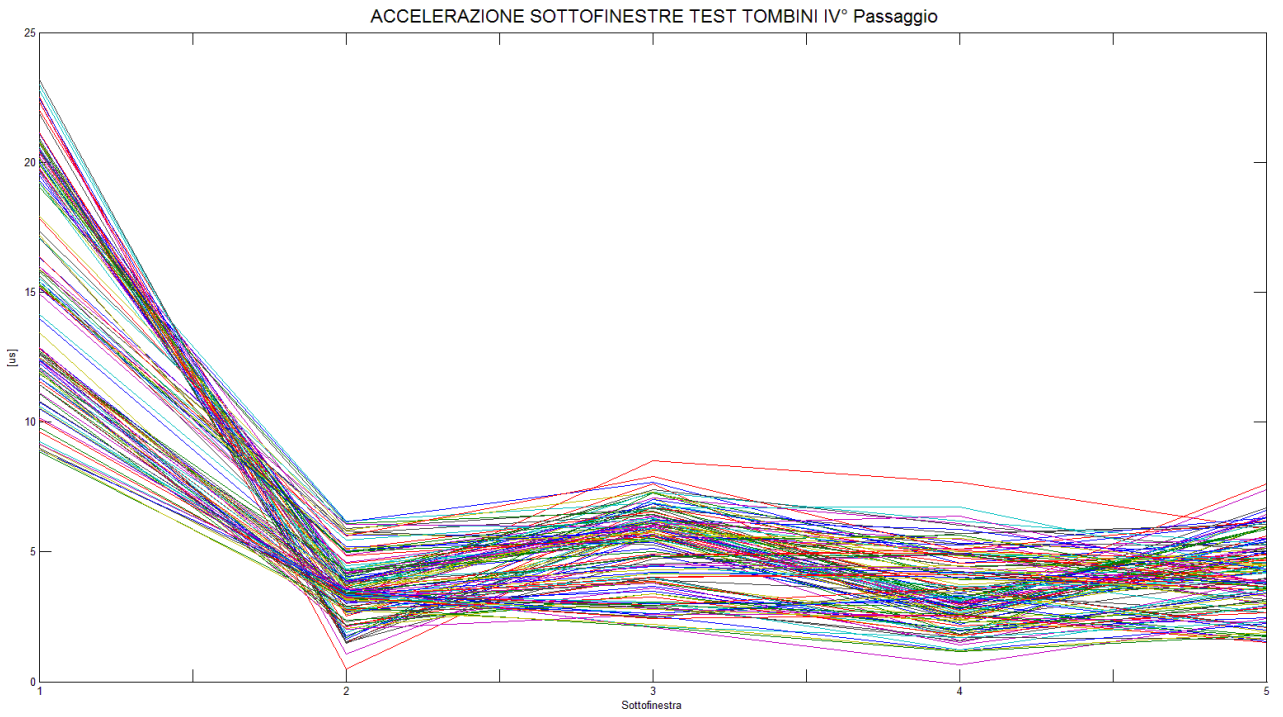


Fig. 5-14 b

Facendo una analisi più dettagliata a livello numerico, l'accelerazione calcolata sulla prima sotto-finestra assume per un'ampia maggioranza dei cicli analizzati, valori compresi tra 10 e 30 microsecondi, mentre per le 4 sotto-finestre successive assume valori compresi tra 0 e 10 microsecondi.

Anche nel caso del I° e del II° passaggio sui tombini, dove solo per alcuni cicli l'accelerazione assume in termini di modulo, valori leggermente superiori di circa 10 microsecondi, per quanto riguarda le sotto-finestre 3 e 4, rispetto ai valori medi individuati precedentemente, l'andamento risulta coerente con gli altri casi. Infatti, in termini matematici, si può dire che il segno della derivata del segnale calcolato, risulta cambiare in modo coerente per tutte i cicli, in tutte le acquisizioni.

Inoltre, eseguendo un confronto qualitativo con le prove eseguite al banco mostrate in precedenza, gli andamenti sono molto simili tra loro, sia nel caso senza misfire, sia con misfire, sia nel passaggio sui tombini; si deduce che all'interno, la finestra scelta, non subisce variazioni dovute ai fenomeni analizzati.

Quello che ci si poteva aspettare, nel caso in cui la dinamica degli effetti fosse visibile all'interno della finestra in un solo ciclo, era di vedere importanti accelerazioni e decelerazioni in contrasto con l'andamento comune che assume la stessa in una normale fase di compressione; cioè non sono presenti accelerazioni e decelerazioni improvvise che ci si aspettava potessero essere messe in luce dai cicli in corrispondenza dei quali il veicolo transitava sui tombini, rispetto alla maggioranza dei cicli in cui il veicolo percorreva l'asfalto precedente ad essi, come mostrato anche dal segnale della velocità delle ruote.

Risulta quindi molto difficile capire, osservando solo una finestra, in un solo ciclo, quando il veicolo si trova in rough road o, per questo specifico caso, quando il veicolo transita sui tombini. Inoltre i valori delle accelerazioni ricordiamo che sono definiti come differenza tra due tempi dei denti agli estremi delle sotto-finestre. I tempi dei denti in questi casi vanno dai 400 ai 700 microsecondi, a seconda del regime di rpm a cui avviene il passaggio sui tombini, quindi valori in modulo dell'accelerazione di qualche decina di microsecondi, come quelli ottenuti, sono facilmente influenzabili da rumore. Qualora le differenze che si notano in alcuni cicli, come nel primo e nel secondo passaggio, fossero causate dai passaggi sui tombini, risulta praticamente impossibile creare una strategia su questi valori, in quanto la differenza tra quei cicli e i valori medi degli altri cicli è di circa 10 microsecondi. Considerando poi che al crescere degli rpm il

tempo dente si riduce, l'influenza del rumore può essere sempre più rilevante e quindi, per rendere robusta la base della nuova strategia, sono necessari valori più grandi e quindi effetti più amplificati.

5.4.2 Studio accelerazioni sotto-finestre: test in rough road

Per confermare che l'effetto di una rough road non può essere rilevabile analizzando la finestra in un solo ciclo motore, sono stati svolti ulteriori test su una generica strada sterrata, utilizzata ripetutamente nei test svolti con altri veicoli, per verificare il corretto funzionamento delle strategie.

Per confermare l'effettiva percorrenza di una rough road e la consistenza delle asperità percorse, si può osservare il segnale della velocità della ruota posteriore (immagine 5-15).

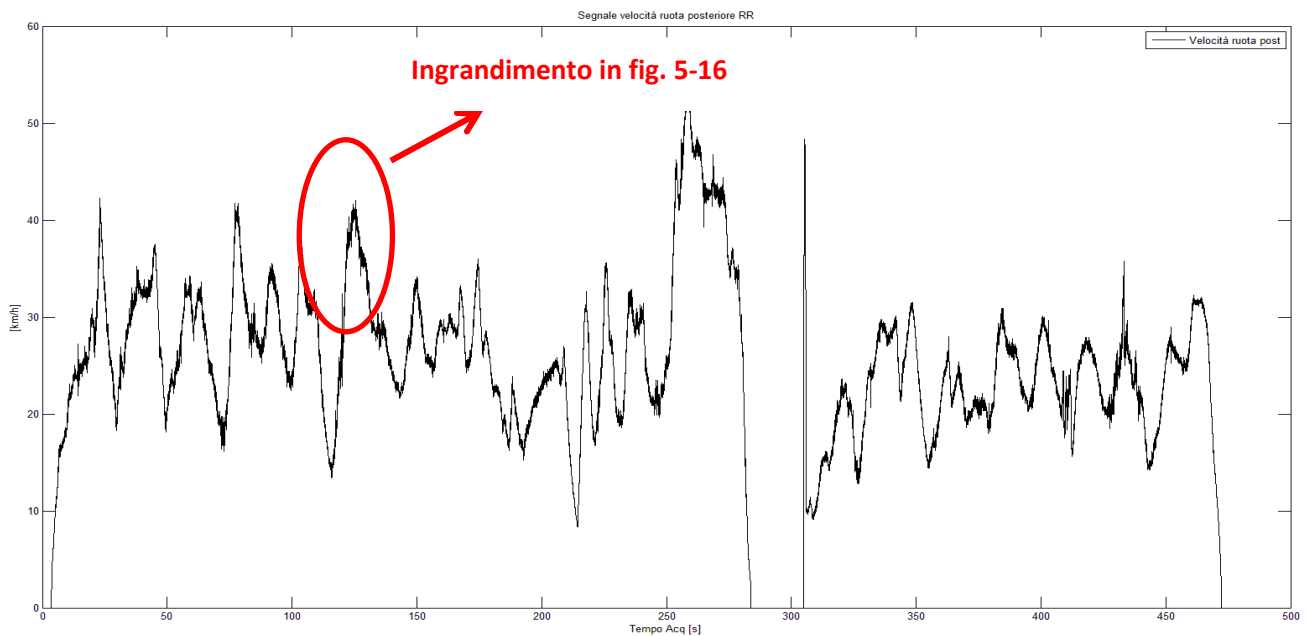


Fig. 5-15

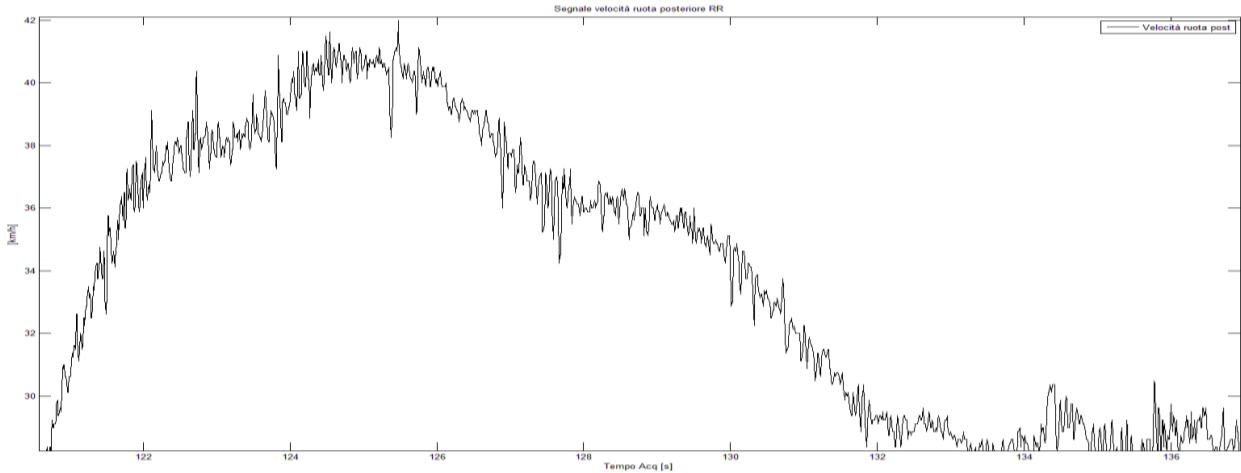


Fig. 5-16

Infatti, se osservato nel dettaglio il segnale (immagine 5-16), si può notare come sia costantemente molto rumoroso durante tutta l’acquisizione; rumorosità dovuta alla percorrenza di accidentalità.

I test sono stati svolti con la medesima configurazione del veicolo per le prove sui tombini, l’acquisizione delle stesse variabili e, allo stesso modo, prima dell’elaborazione dei dati, è stata eseguita tutta la procedura descritta precedentemente per la sincronizzazione tra le acquisizioni.

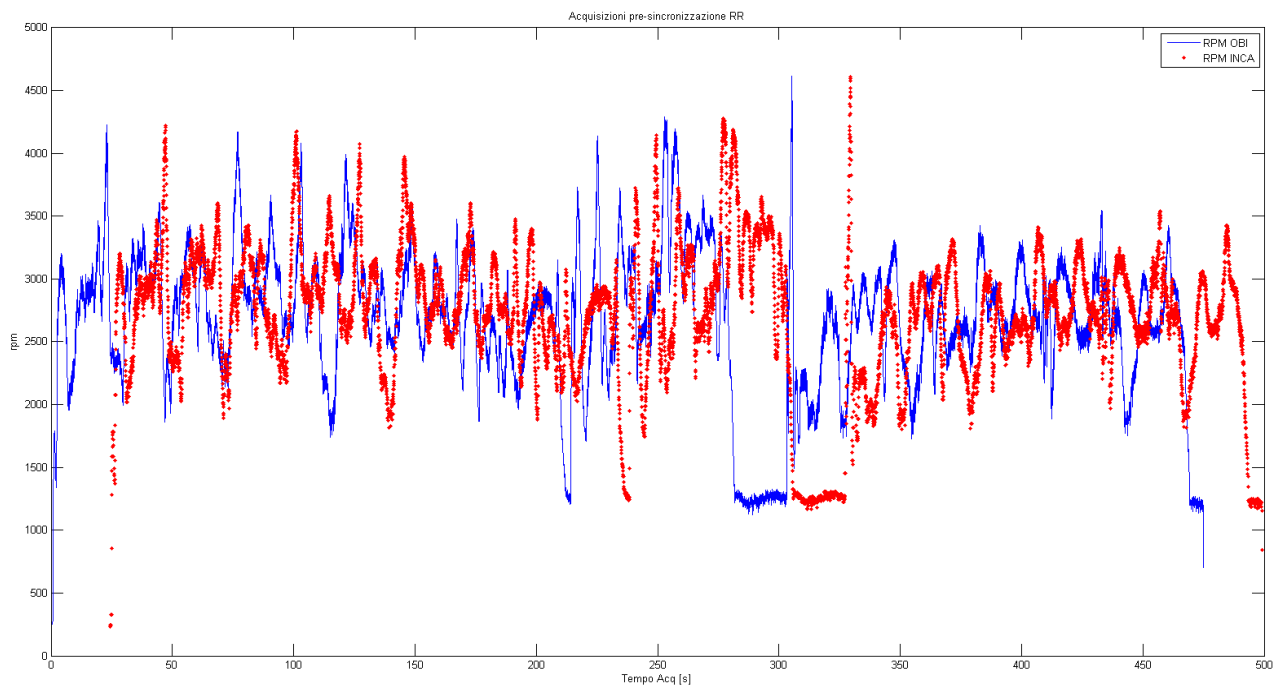


Fig. 5-17

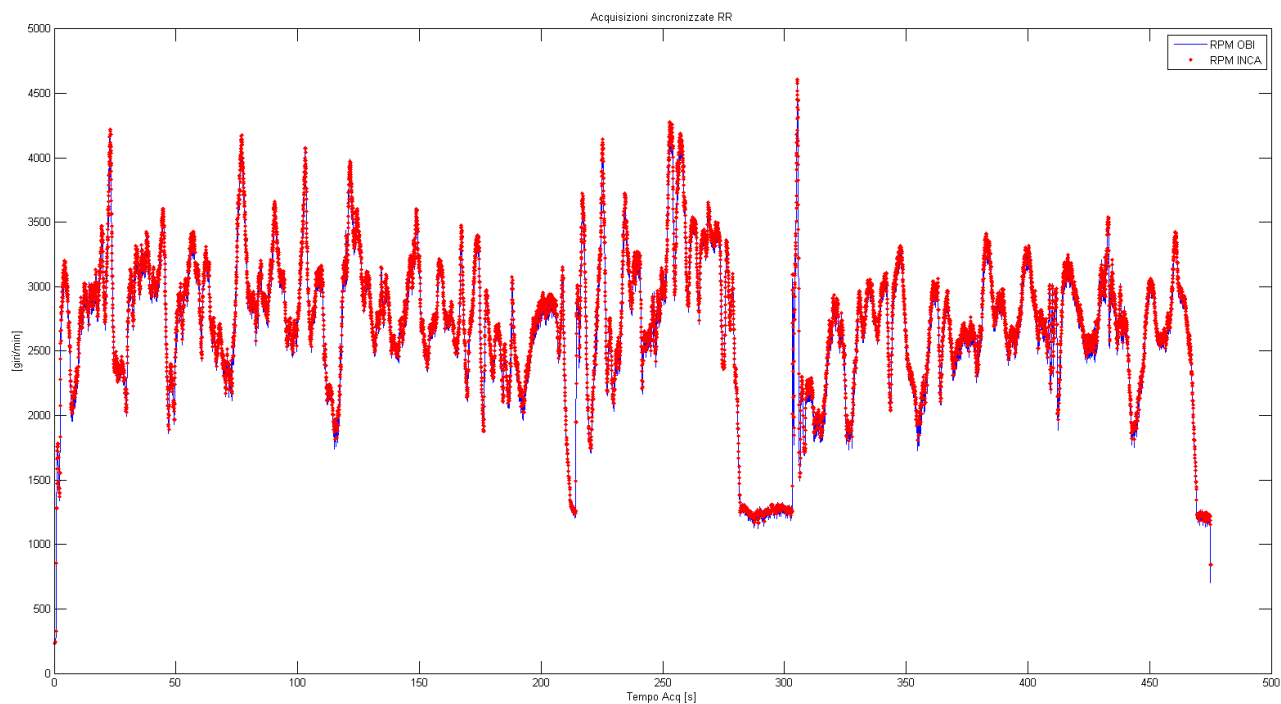


Fig. 5-18

Anche in questo caso sono state analizzati tratti di test in cui il motore operava in stabilizzato per una durata sufficientemente lunga.

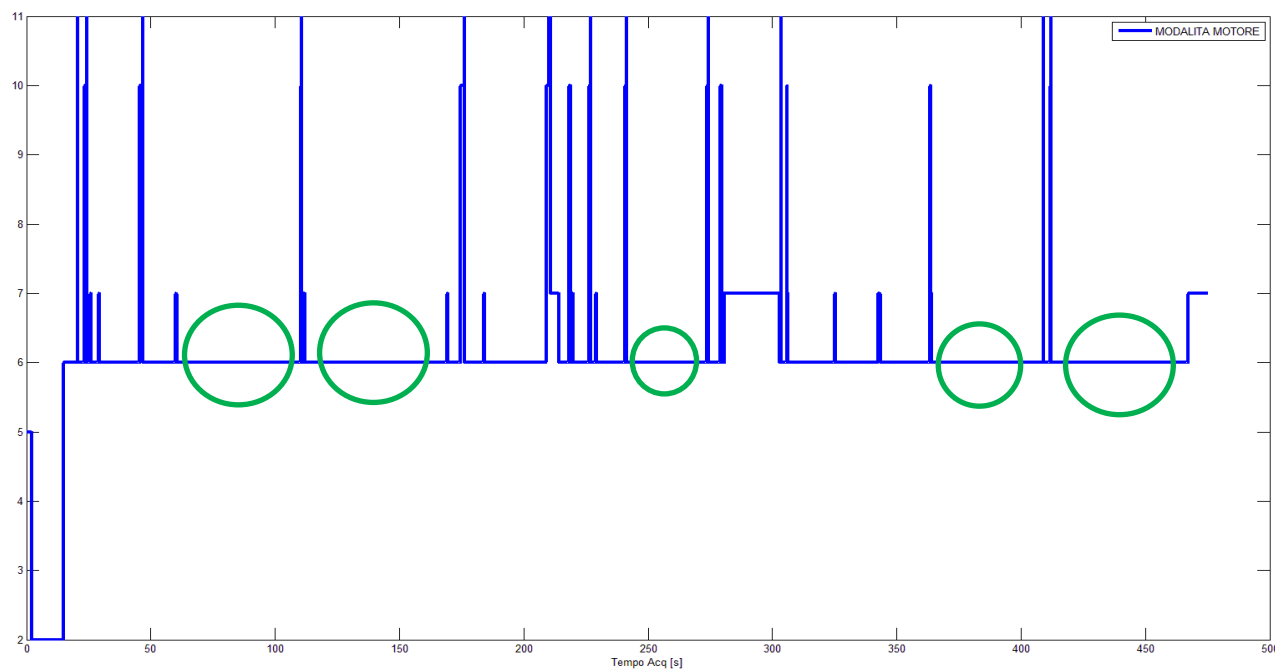


Fig. 5-19

Viene quindi analizzato anche in questo caso l'andamento dell'accelerazione tramite la suddivisione nelle sotto-finestre, come fatto precedentemente.

E' mantenuta esattamente la medesima suddivisione:

- sotto-finestra 1: dente 3 → dente 5;
- sotto-finestra 2: dente 5 → dente 8;
- sotto-finestra 3: dente 8 → dente 11;
- sotto-finestra 4: dente 11 → dente 14;
- sotto-finestra 5: dente 14 → dente 17.

Quello che ci si aspetta di vedere è un andamento simile in termini qualitativi, agli andamenti visti per la prova sui tombini. A livello numerico ci si aspetta coerenza con i valori ottenuti per i moduli delle accelerazioni quando il regime degli rpm risulta simile.

Quello che si ottiene, come si può vedere dai grafici riportati nelle immagini 5-20b, 5-21b, 5-22b, 5-23b, 5-24b, analizzando i tratti in stabilizzato dell'acquisizione durante il test in rough road, è in linea con quanto si era dedotto dai test sui tombini.

Infatti gli andamenti sono coerenti, sia con le prove al banco mostrate nel capitolo 4, sia con il test.

Vediamo ciò che è stato ottenuto, riportando i risultati in funzione degli RPM e della velocità della ruota posteriore.

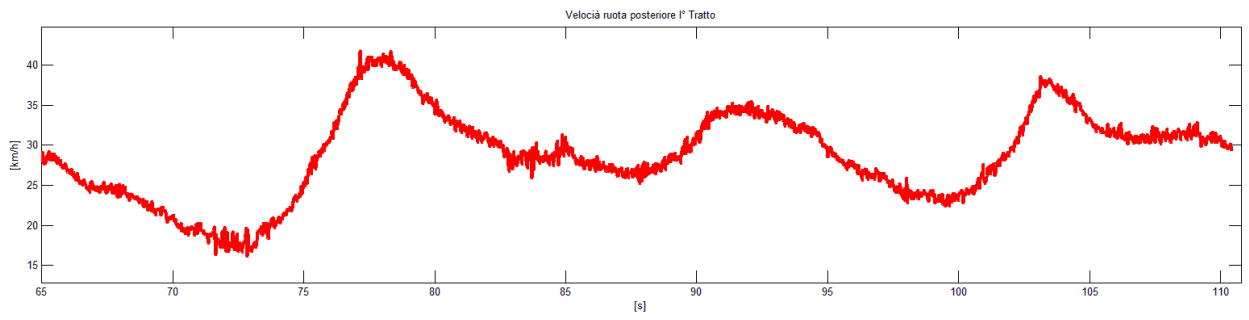
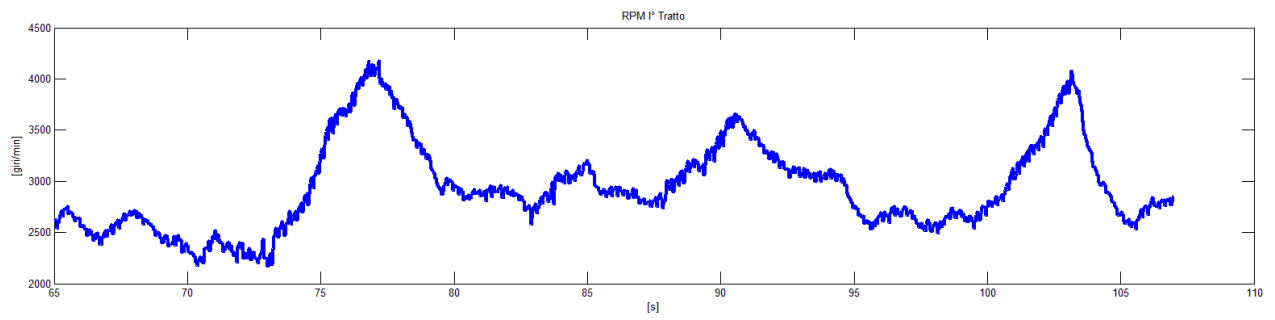


Fig.5-20 a

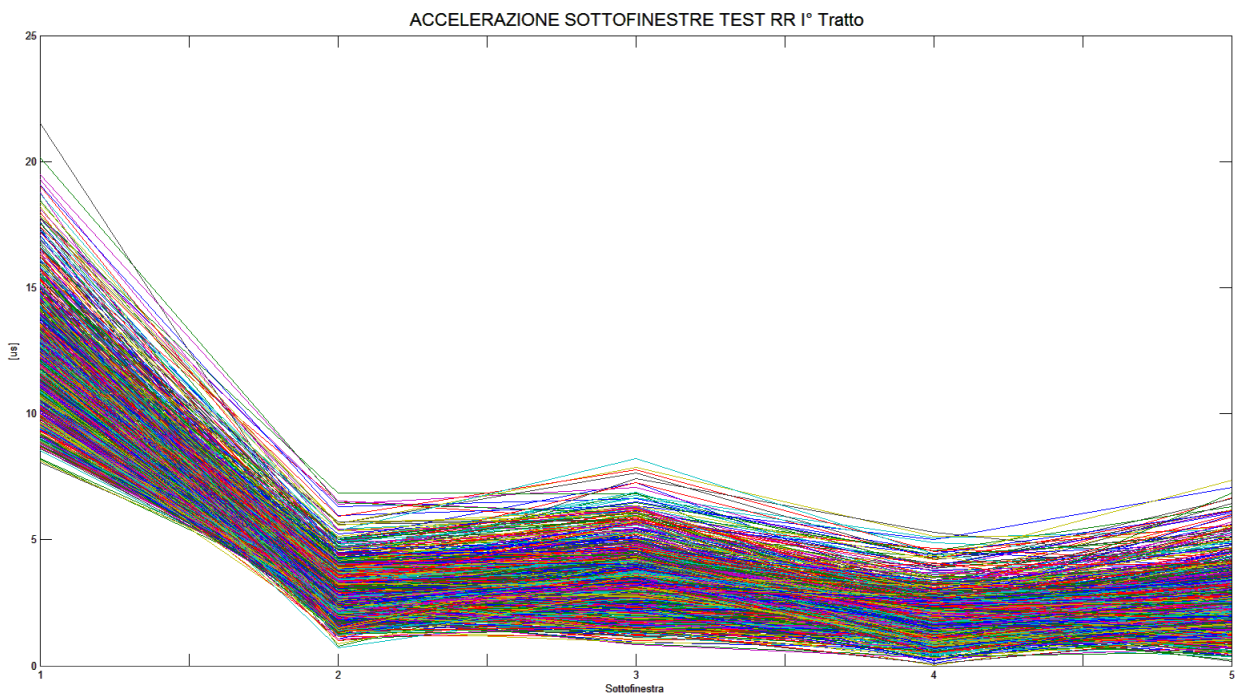


Fig. 5-20 b

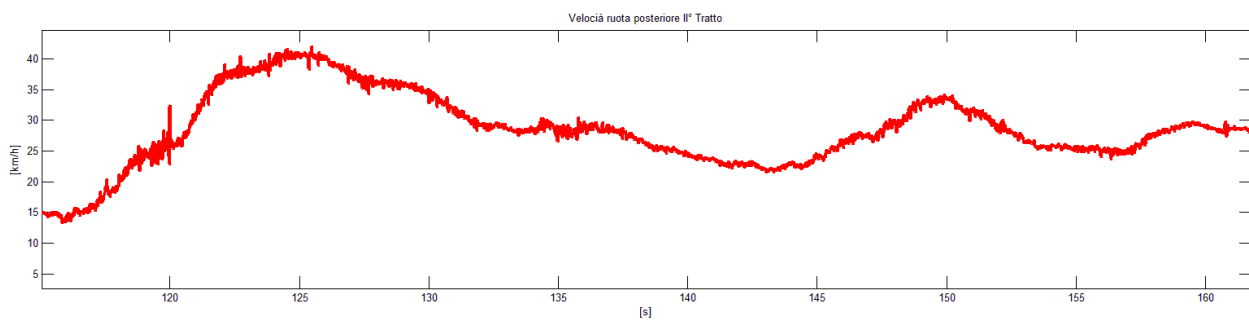
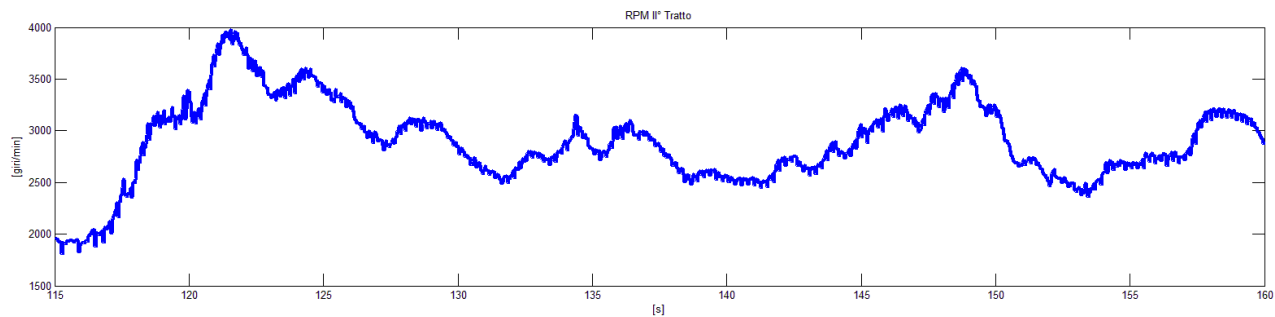


Fig.5-21 a

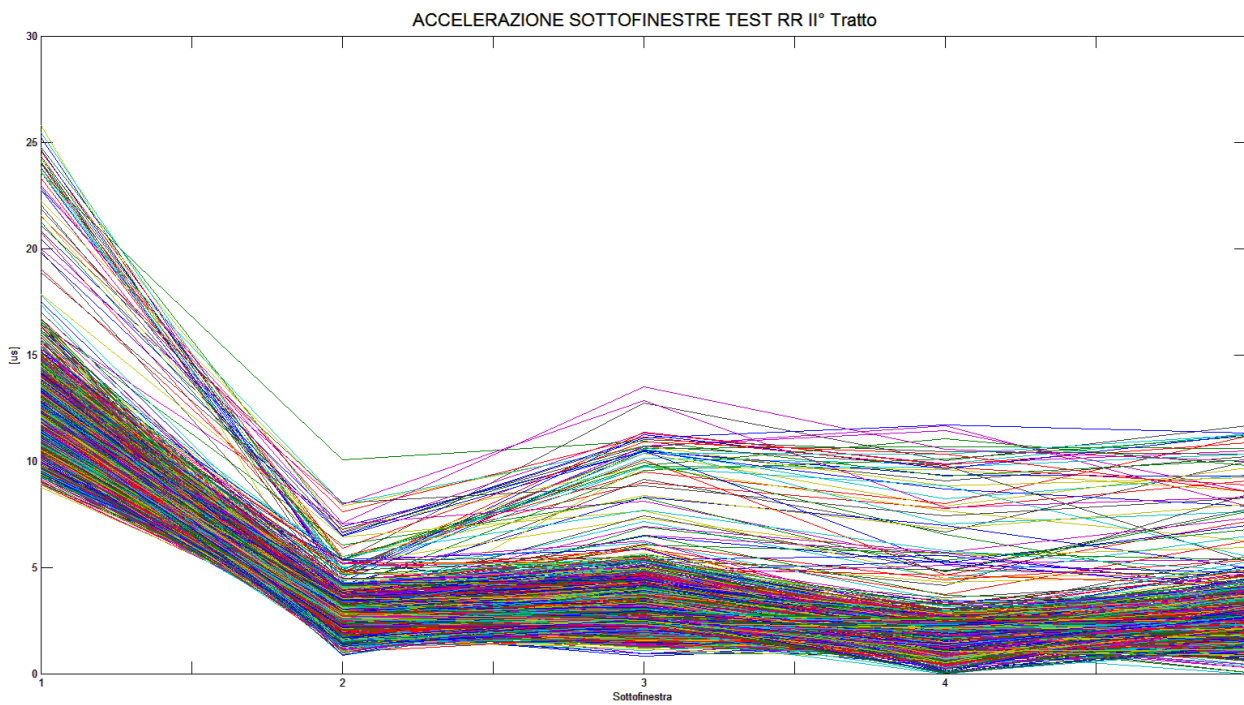


Fig. 5-21 b

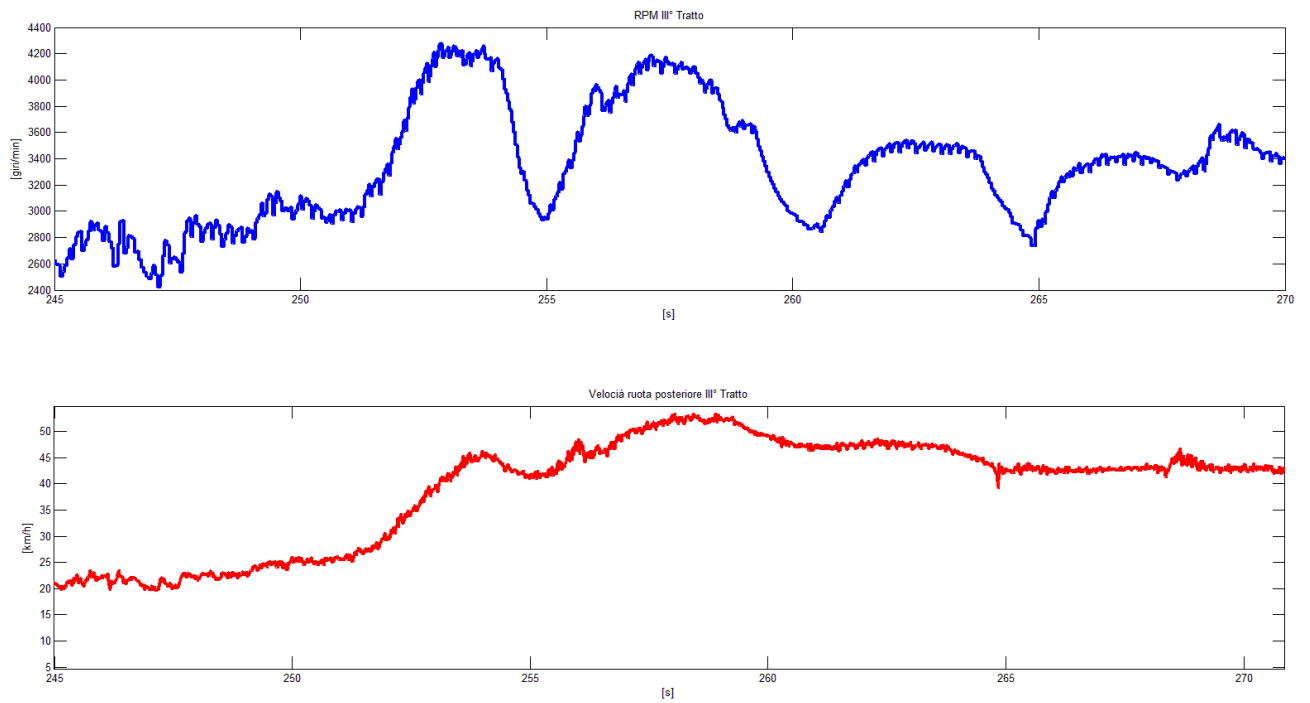


Fig. 5-22 a

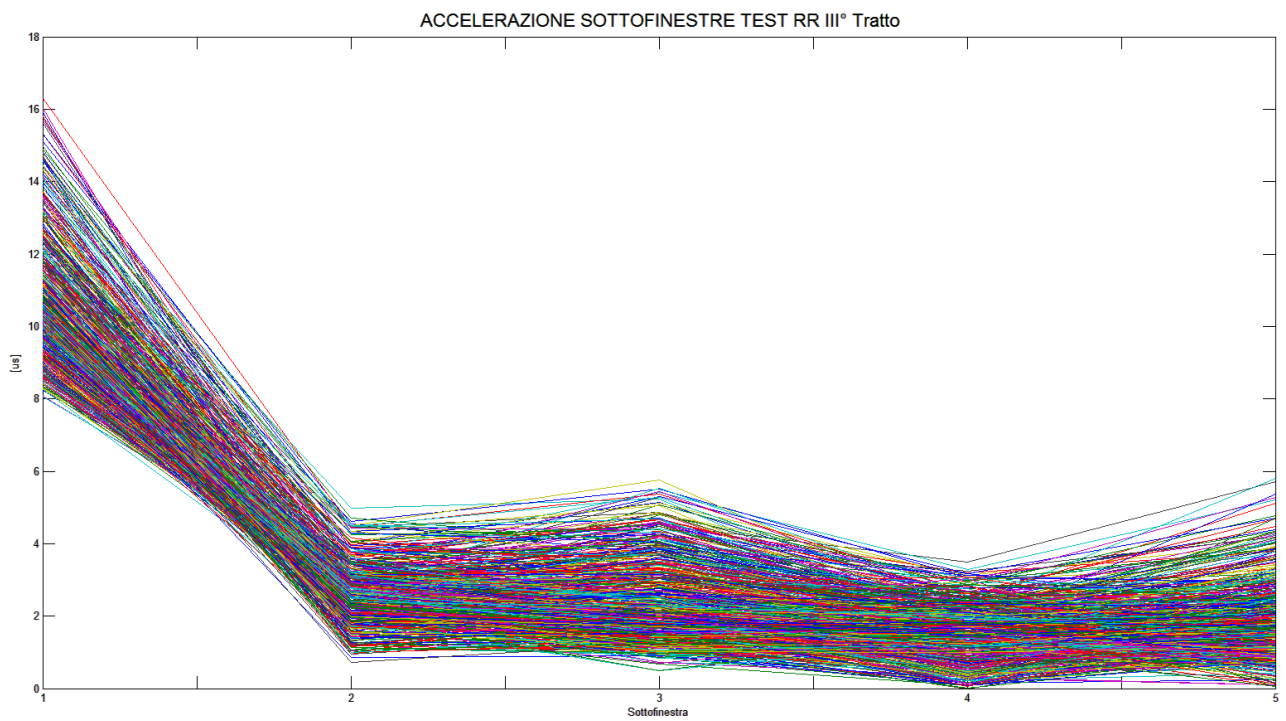


Fig. 5-22 b

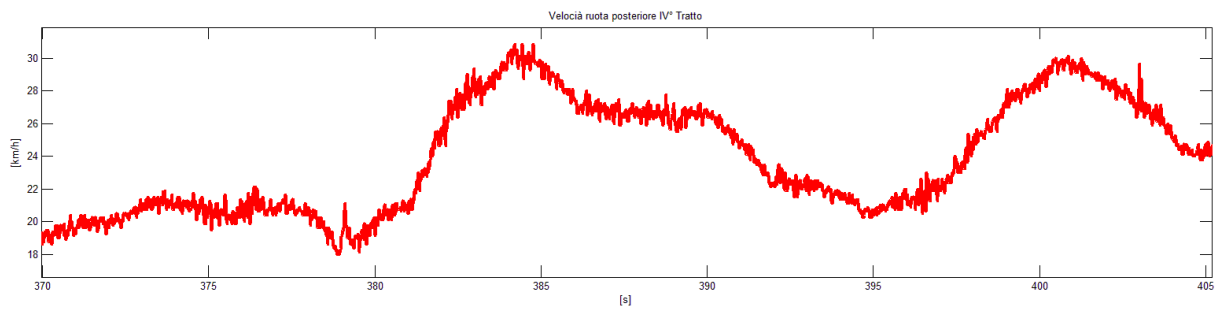
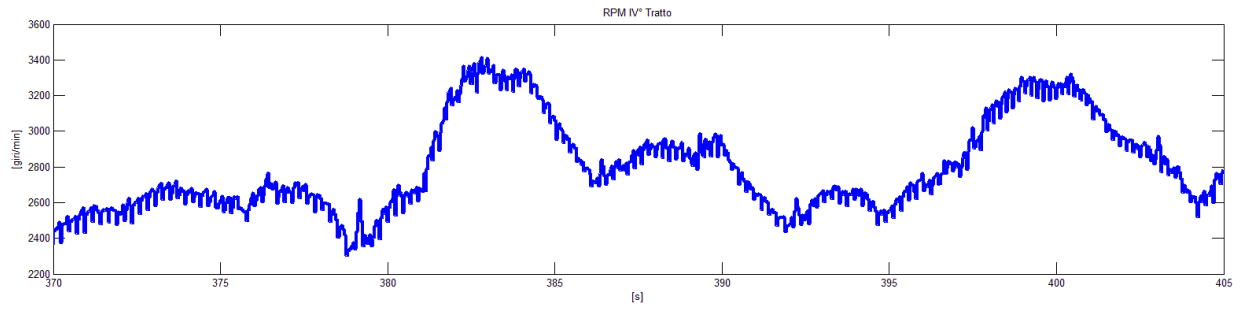


Fig. 5-23 a

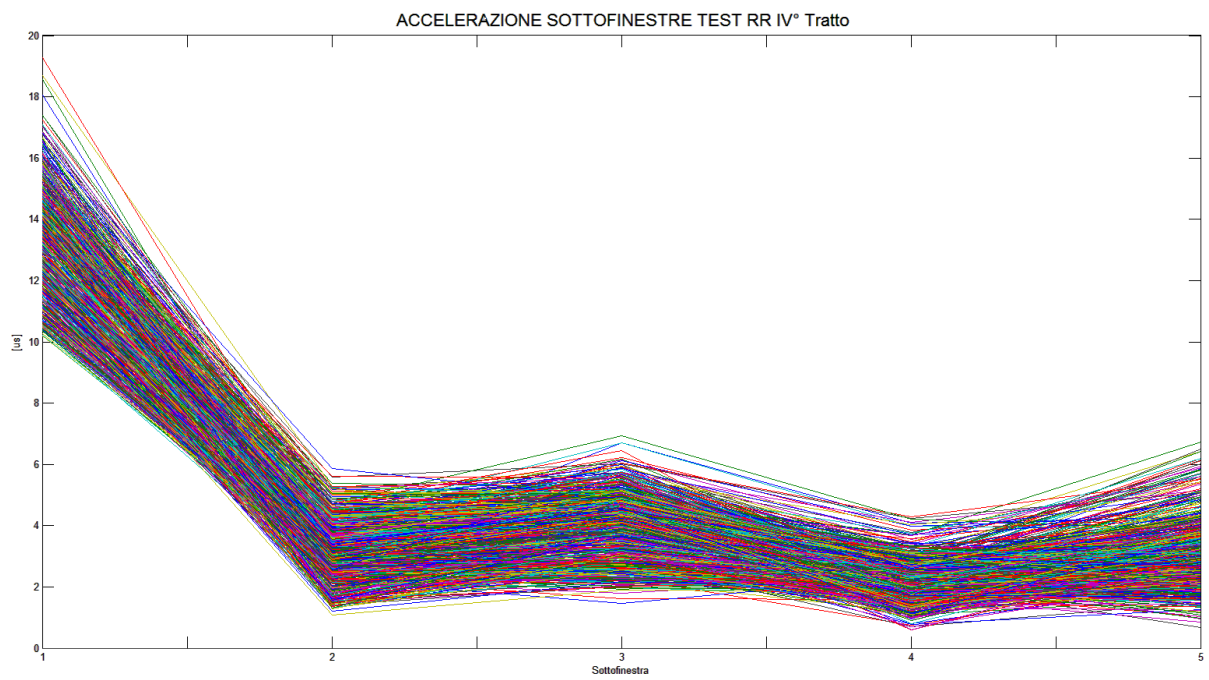


Fig. 5-23 b

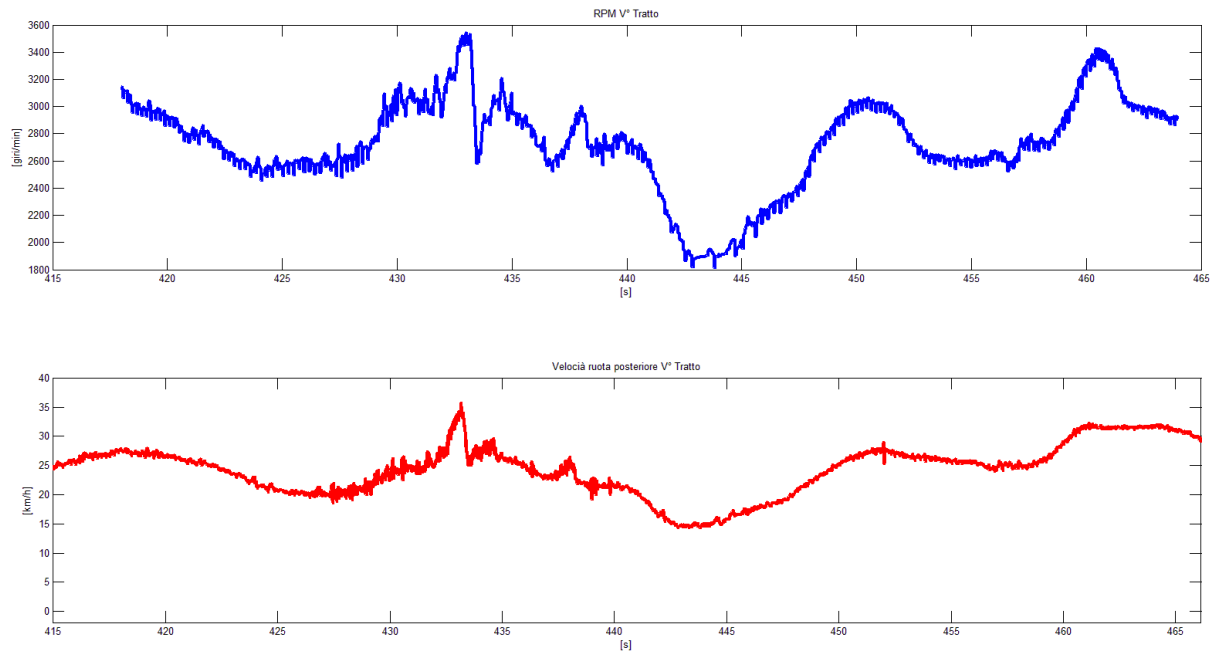


Fig. 5-24 a

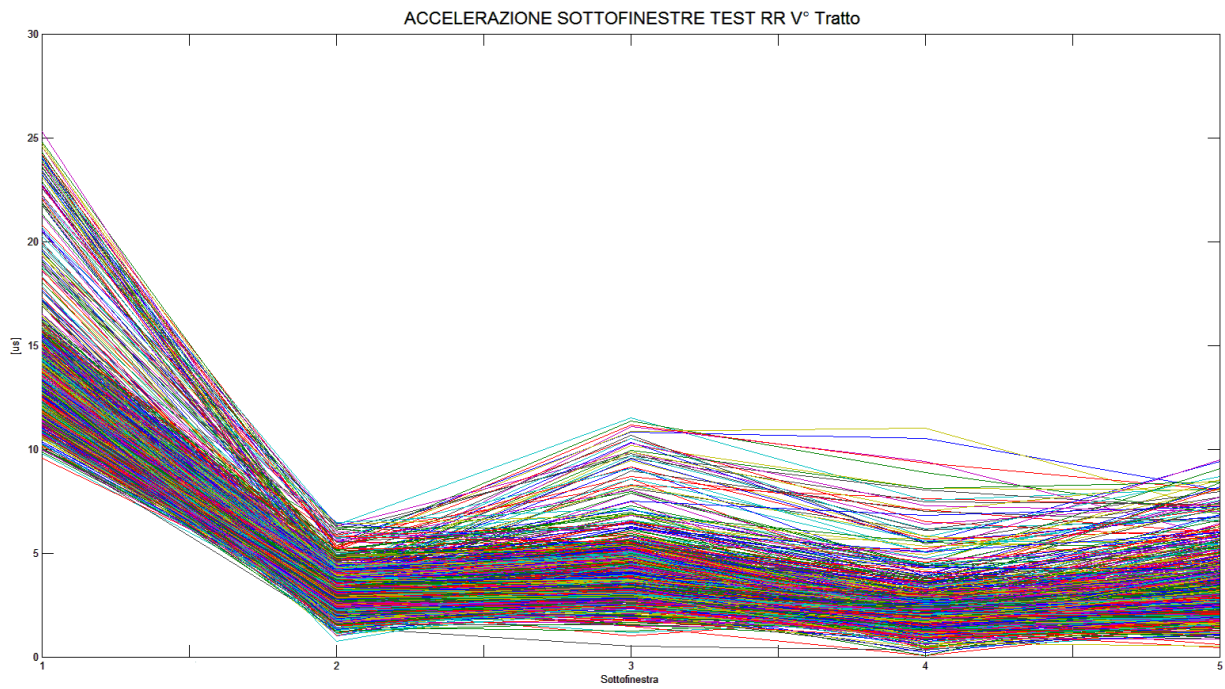


Fig. 5-24 b

Più precisamente, si ha un valore in termini assoluti di accelerazione compreso tra 10 e 30 microsecondi per la prima sotto-finestra, mentre per le restanti i valori sono compresi tra 0 e 10 microsecondi.

E' possibile quindi definitivamente concludere che all'interno della finestra selezionata per sviluppare la nuova strategia, non ci sono variazioni interne, in termini di accelerazione, provocate dalla percorrenza di rough road. Risulta perciò impossibile cercare di identificare il fenomeno analizzandone gli effetti sui tempi-dente all'interno di una sola finestra; si presume sia quindi necessario porre l'attenzione sulla finestra selezionata, considerandola su più cicli motore, per poter riuscire a intercettare gli effetti.

La conclusione a cui si è giunti, trova conferma anche dall'osservazione macroscopica dell'andamento dei tempi-dente nel test eseguito sui tombini.

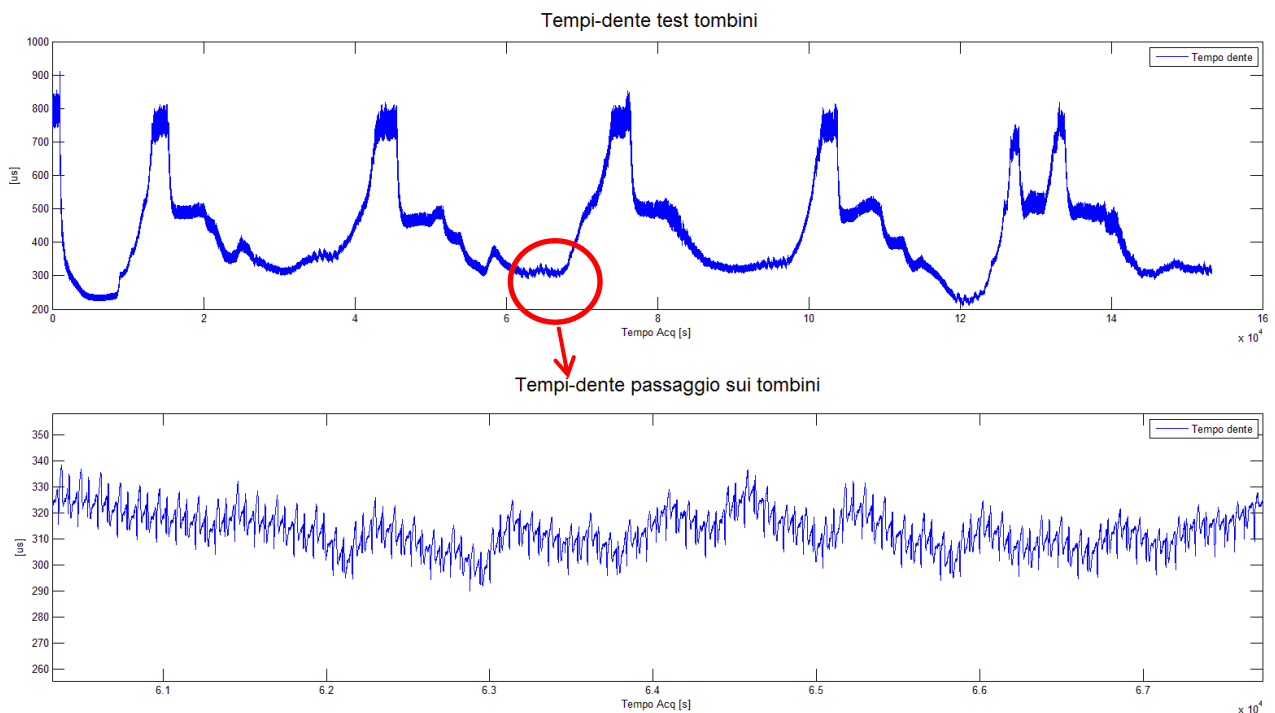


Fig. 5-25

In corrispondenza dell'effettivo passaggio sui tombini, i tempi-dente presentano un'oscillazione che ha un periodo corrispondente a più cicli motore completi; questo può far dedurre che sia necessario analizzare più cicli per intercettare il fenomeno. E' chiaro che l'ampiezza del periodo

e quindi il numero di cicli necessari a isolare la dinamica degli effetti di una rough road dipenderà dal grado di asperità incontrato, dalla velocità del veicolo, dal peso del veicolo e da una serie di variabili che rendono molto complessa l'individuazione di tale condizione; questo inoltre rende praticamente impossibile individuare una legge fisica universale per tutti i veicoli e per tutte le condizioni che provocano la lettura di falsi misfire; per questo, come sottolineato nell'introduzione, la nuova strategia deve basarsi su un principio che può considerarsi applicabile su diversi veicoli, ma deve avere parametri calibrabili a seconda delle caratteristiche del veicolo che si va ad equipaggiare con la strategia.

5.4.3 Studio dell'accelerazione della finestra: test tombini

Sulla base di quanto osservato, per estendere l'analisi a più cicli, basandoci sempre sulla finestra scelta, si procede con l'idea di calcolare un gradiente sull'accelerazione totale della finestra, per cicli consecutivi.

Ricordando che è stata definita l'accelerazione come:

$$AccFinestra = |TempoDente_3 - TempoDente_{17}|$$

si definisce un gradiente calcolato nel seguente modo:

$$GRDaccelerazione = AccFinestra_{ciclo\ n} - AccFinestra_{ciclo\ n-1}$$

dove con n si intende il ciclo di riferimento n -esimo all'interno delle acquisizioni considerate.

Ci si aspetta di riuscire ad osservare un andamento della variabile calcolata che presenti caratteristiche indicative, rispetto all'andamento che avrebbe in condizioni operative su strada normale, nei tratti in cui il veicolo transiti in rough road.

Come fatto precedentemente, l'analisi parte dalle medesime acquisizioni dei dati ottenuti dai test sui tombini, prendendo sempre come riferimento la velocità delle ruote per identificare il passaggio sulle asperità.

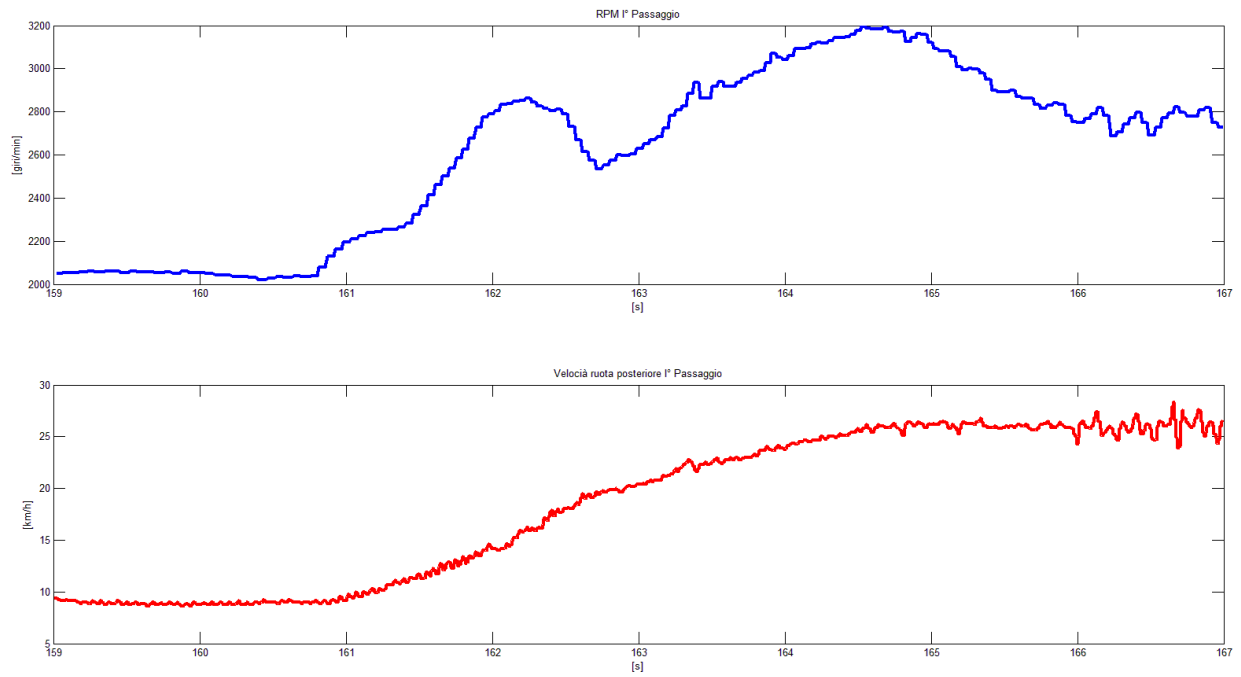


Fig. 5-26 a

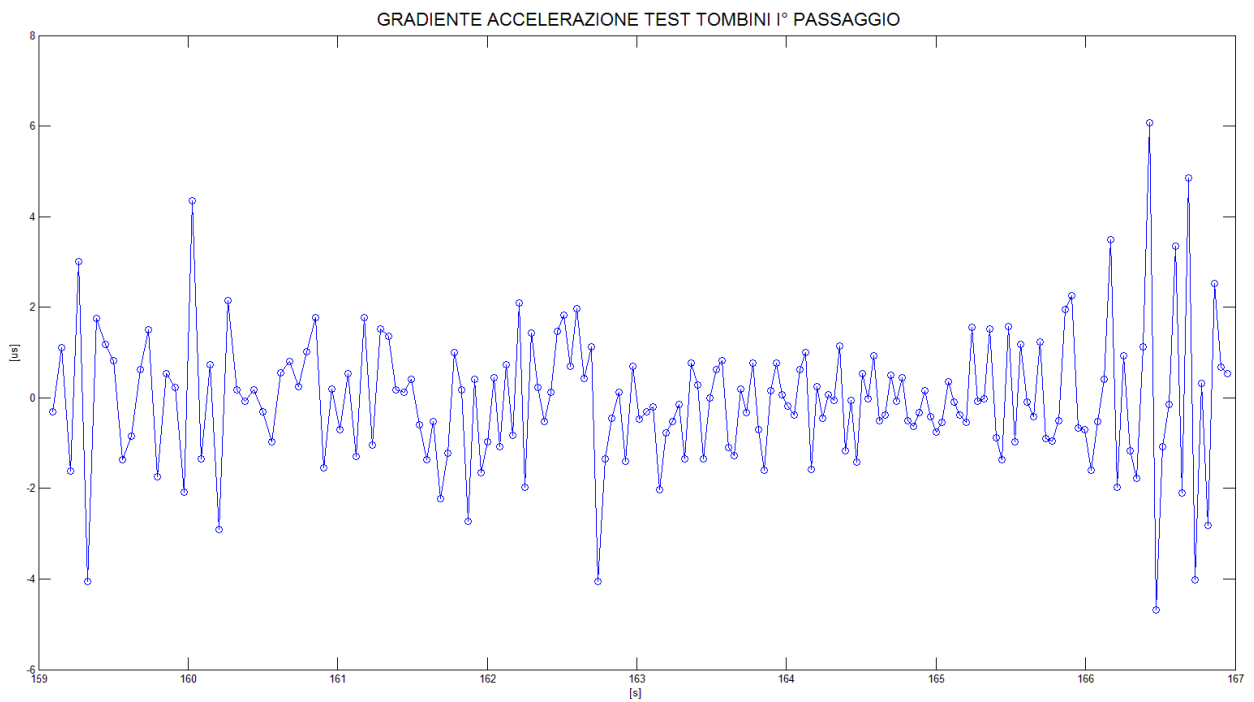


Fig. 5-26 b

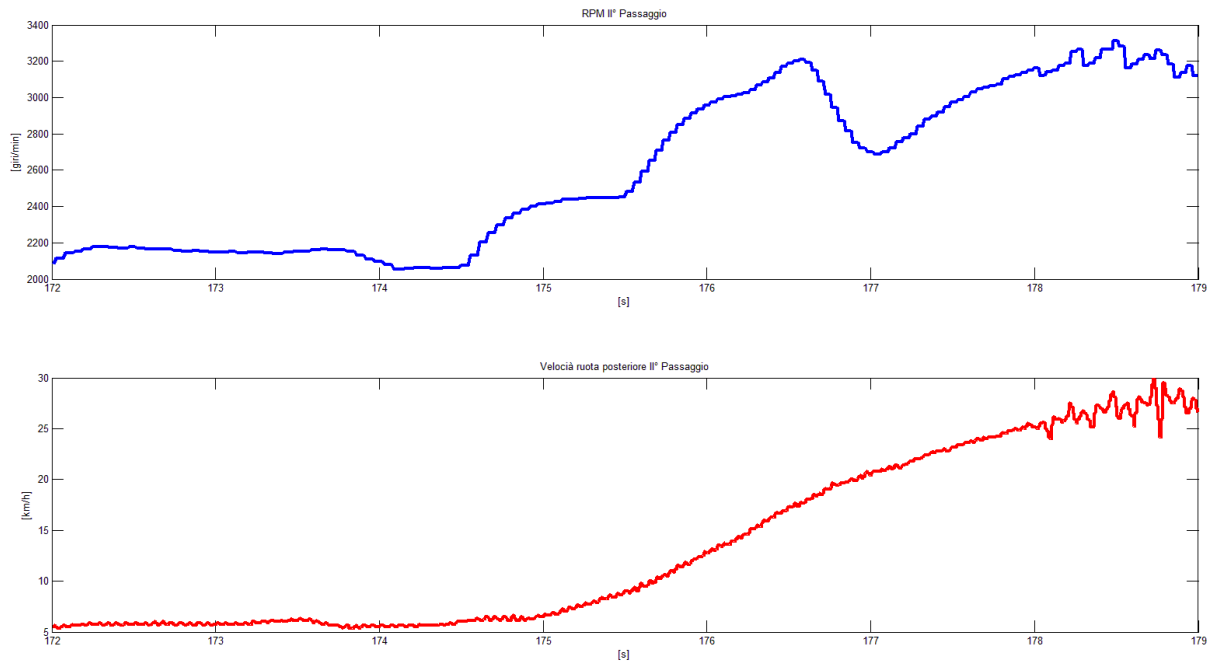


Fig. 5-27 a

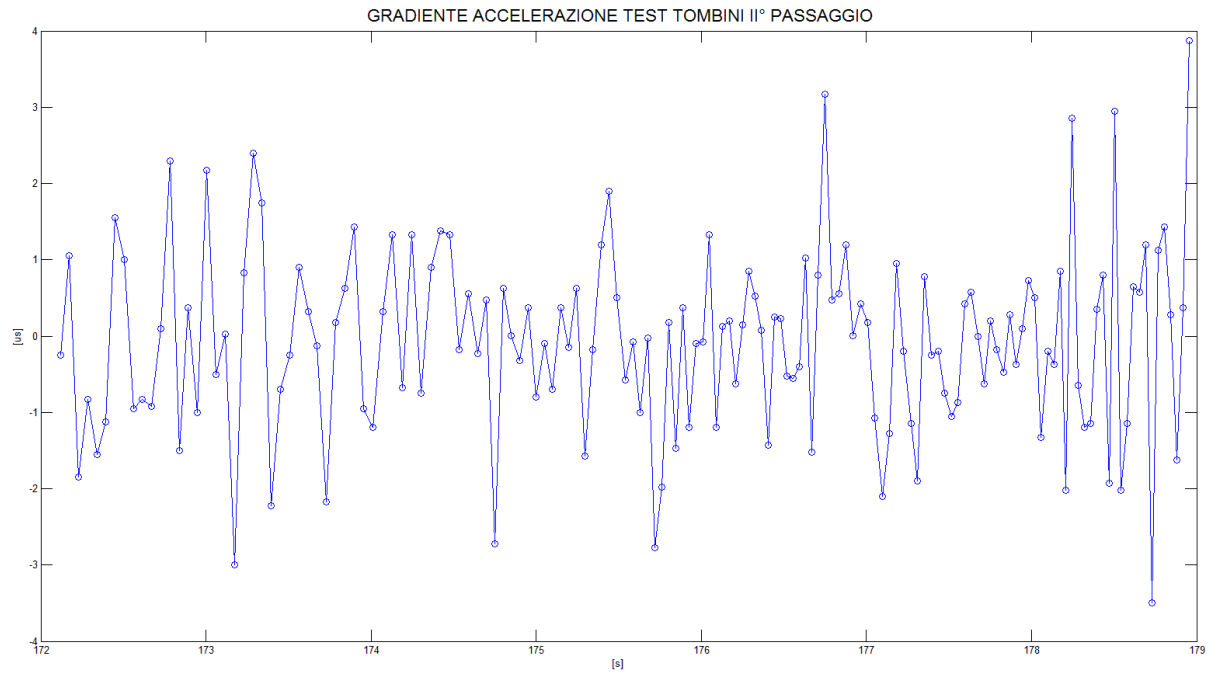


Fig. 5-27 b

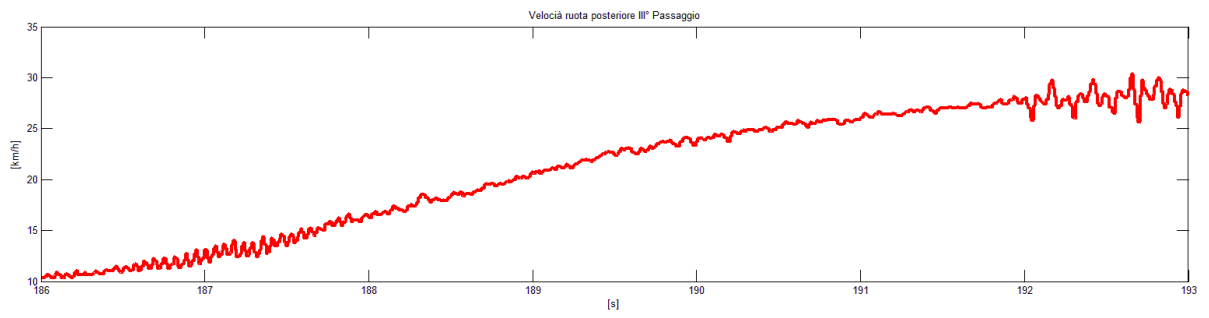
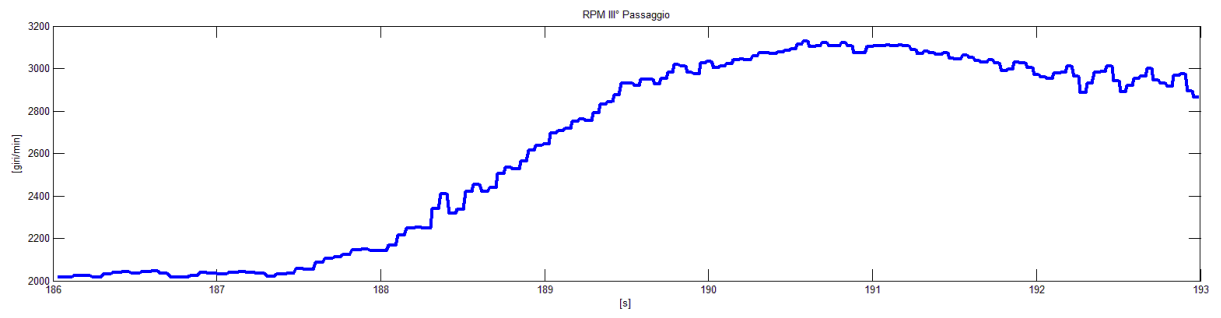


Fig. 5-28 a

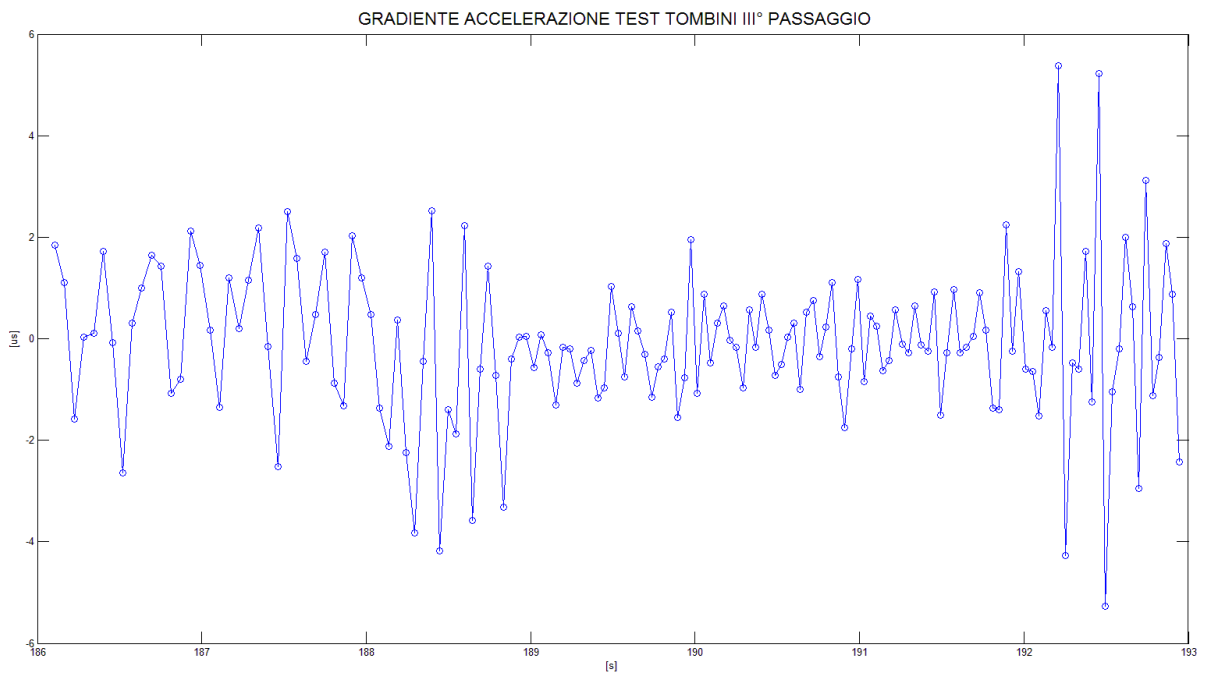


Fig. 5-28 b

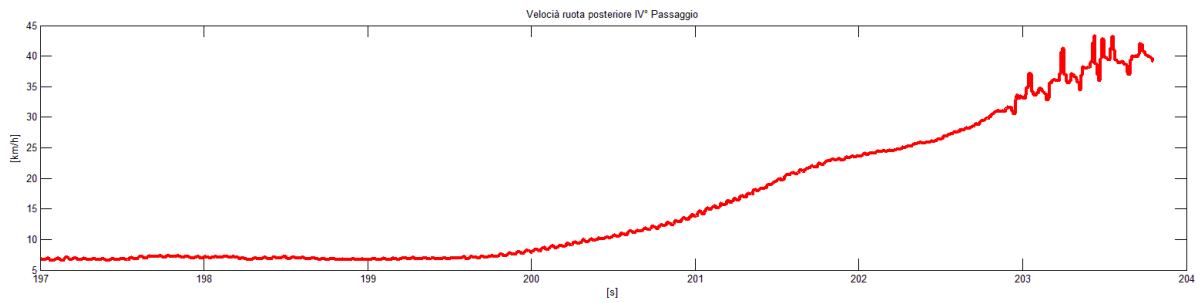
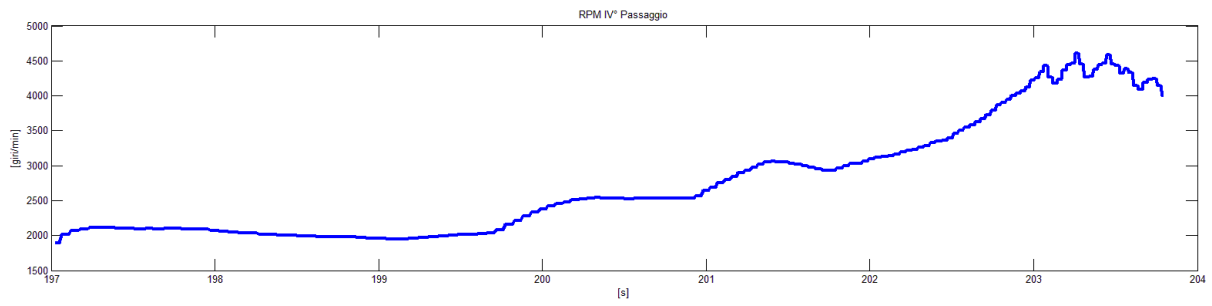


Fig. 5-29 a

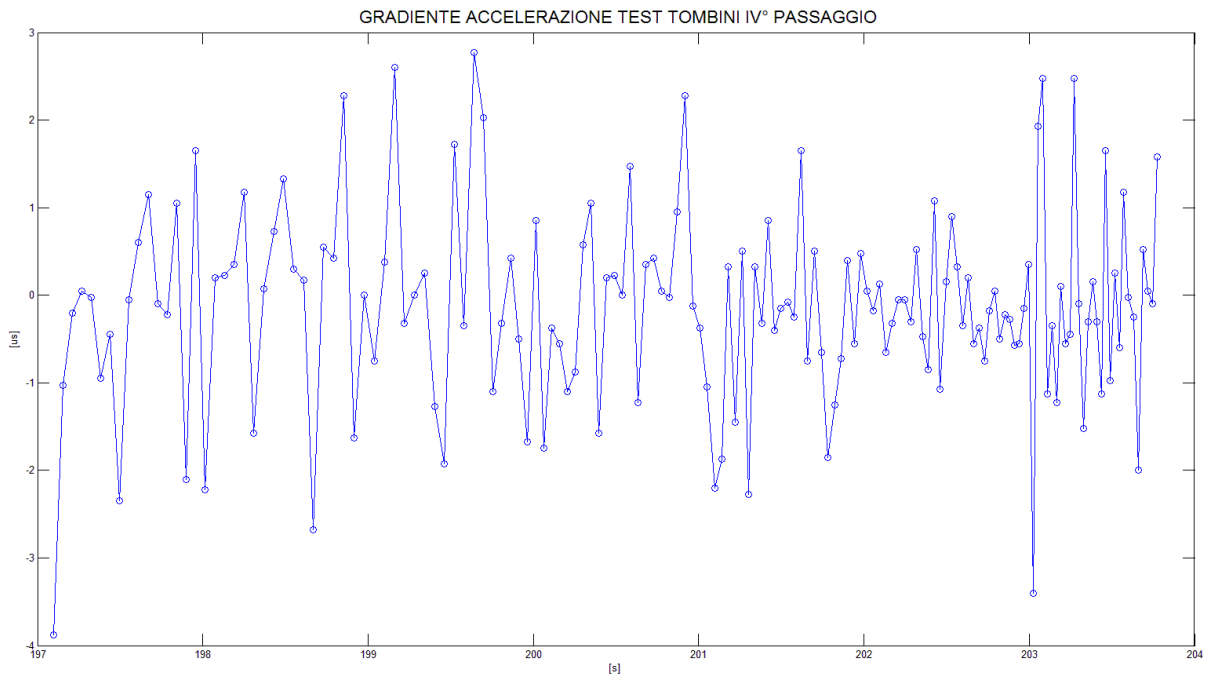


Fig. 5-29 b

Da una prima analisi qualitativa, risulta possibile vedere che in corrispondenza dei passaggi sui tombini, il gradiente dell'accelerazione mette in evidenza un'ampiezza di oscillazioni molto elevata rispetto al resto dell'acquisizione. E' facile individuare ciò perché i segnali sono sincronizzati e i valori del gradiente con l'andamento descritto si hanno in particolar modo in corrispondenza delle oscillazioni più ampie del segnale di velocità della ruota posteriore, al termine di ogni passaggio mostrato, cioè proprio in corrispondenza dei tombini. E' vero anche che tale andamento, che sembra riuscire a mettere in luce una caratteristica tipica dettata dagli effetti del fenomeno rough road, in realtà si trova, magari con ampiezza leggermente ridotta, anche in altri tratti dell'acquisizione dove non si stanno percorrendo asperità.

Oltretutto, approfondendo l'analisi di quanto ottenuto, da un punto di vista quantitativo, si possono fare alcune considerazioni, tenendo conto dei seguenti valori che si hanno in corrispondenza del passaggio sui tombini:

Acquisizione	RPM [giri/min]	V ruota post. [km/h]	Valori gradiente [μ s]
I° passaggio	2800	25	± 6
II° passaggio	3200	28	± 4
III° passaggio	2900	28	± 5
IV° passaggio	4300	40	± 3

Tabella 5-3

Nonostante siano valori molto piccoli, si può notare come il gradiente tenda a diminuire all'aumentare della velocità con la quale le ruote arrivano all'impatto con i tombini (con regimi di rpm definiti in modo più netto ci si aspetta di poter fare la stessa considerazione sui giri motore).

Il problema principale però è appunto il ridotto valore assoluto che assume il gradiente. Infatti valori dell'ordine di 3-6 microsecondi sono troppo piccoli per creare su di essi una nuova strategia. Come indicato anche precedentemente per l'analisi delle sotto-finestre, tenendo conto di tempi-dente dell'ordine di 400-700 microsecondi, valori così piccoli sono facilmente influenzabili dal rumore. Oltretutto, i tempi-dente di riferimento sono solamente due, il tempo-dente 3 e il tempo-dente 17. Questo renderebbe la strategia molto poco solida, visto che due

tempi-dente, soprattutto al crescere degli rpm, sono facilmente influenzabili da eventuale rumore, rendendo sostanzialmente inutilizzabile un gradiente con valori così ridotti.

Si conclude quindi che l'accelerazione, sia all'interno della finestra, sia osservata su cicli consecutivi, risulta inutilizzabile per la definizione di una nuova strategia per identificare il passaggio sui tombini e più in generale è ritenuta inutilizzabile per l'identificazione delle rough road.

5.4.4 Studio del tempo di percorrenza della finestra: test tombini

L'altra grandezza che è stata ritenuta significativa oltre all'accelerazione è il tempo di percorrenza della finestra angolare, che ricordiamo è stato definito come:

$$\text{Tempo di percorrenza } [\mu\text{s}] = \sum_{i=3}^{17} \text{TempoDente}_i$$

Nelle verifiche fatte sui test al banco, questa grandezza è risultata soggetta all'effetto del misfire, in maniera proporzionale al regime di rotazione dell'albero motore.

Dando per definitivo il fatto che il fenomeno è impossibile da intercettare all'interno di una finestra in un solo ciclo motore, si proseguirà lo sviluppo di una strategia cercando di analizzare sempre la finestra scelta e sempre in più cicli consecutivi.

In particolare, si è cercato di trovare una relazione tra gli effetti delle rough road sulla ruota fonica e il *tempo di percorrenza* della finestra.

Siccome il gradiente dell'accelerazione, calcolato a cicli consecutivi ha messo in luce, seppur con valori molto piccoli, un andamento caratteristico quando la velocità della ruota posteriore indicava la presenza dei tombini, si è verificato come primo approccio, il gradiente del tempo di percorrenza, sempre basato su cicli consecutivi; in questo modo:

$$GRD_{\text{TempoPercorrenza}} = \text{TempoPercorrenza}_{\text{ciclo } n} - \text{TempoPercorrenza}_{\text{ciclo } n-1}$$

dove con n si intende il ciclo di riferimento n -esimo all'interno delle acquisizioni considerate.

Il primo tentativo quindi è stato fatto nell'ottica di individuare il passaggio sui tombini, dalle acquisizioni dei tempi-dente fatte nei test.

Quello che si è ottenuto calcolando il gradiente, sempre sincronizzato con il segnale della velocità della ruota posteriore, è quanto segue:

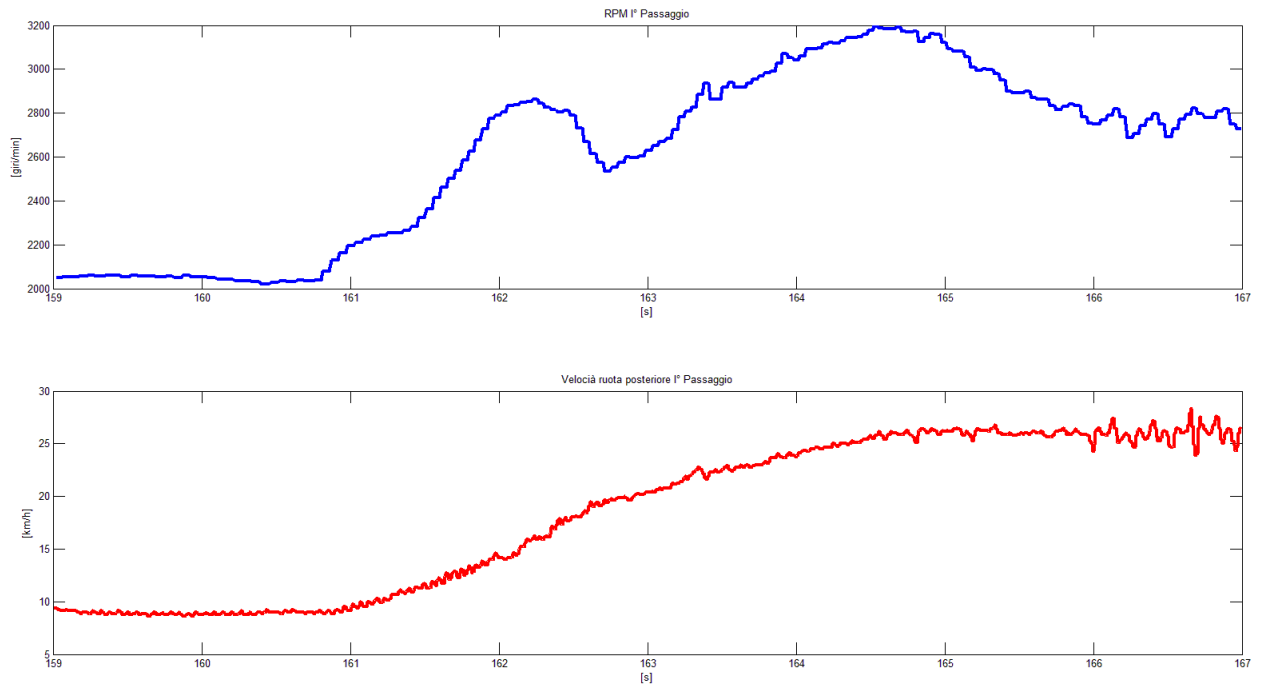


Fig. 5-30 a

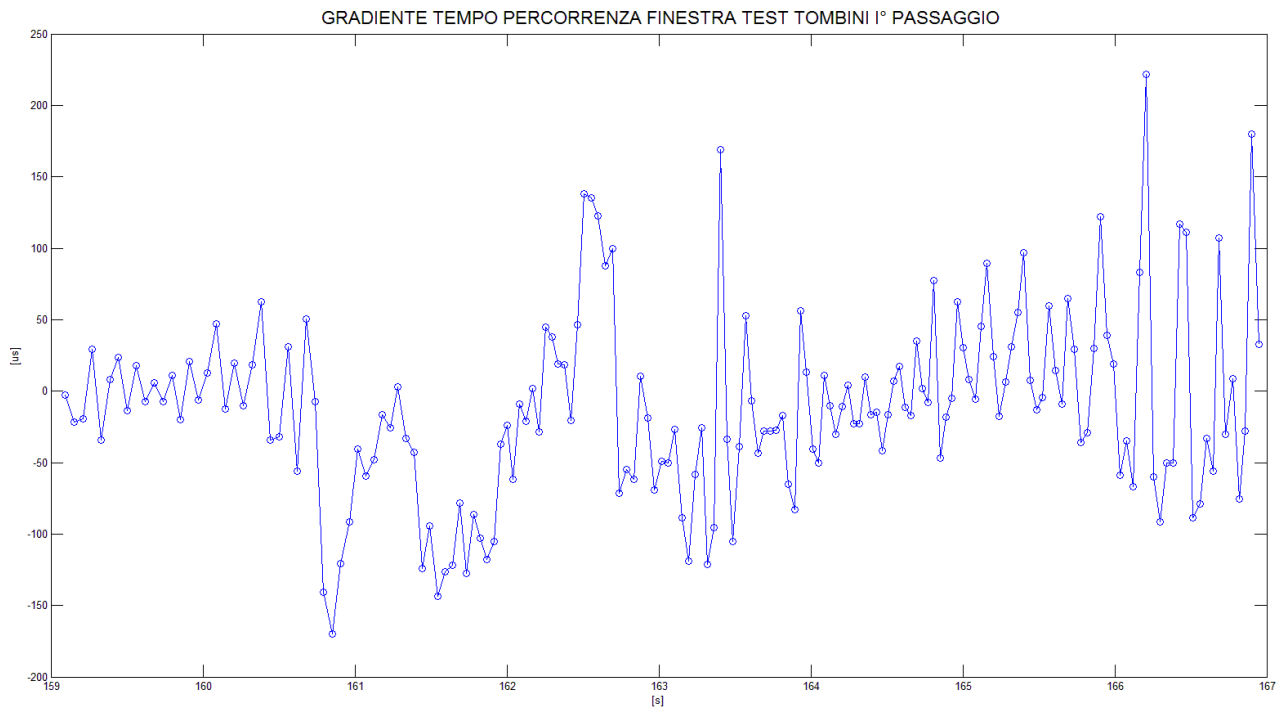


Fig. 5-30 b

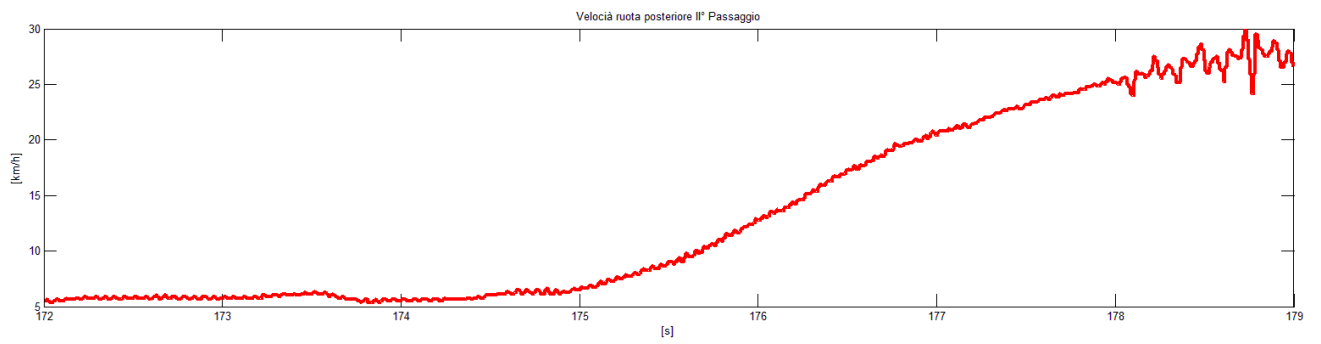
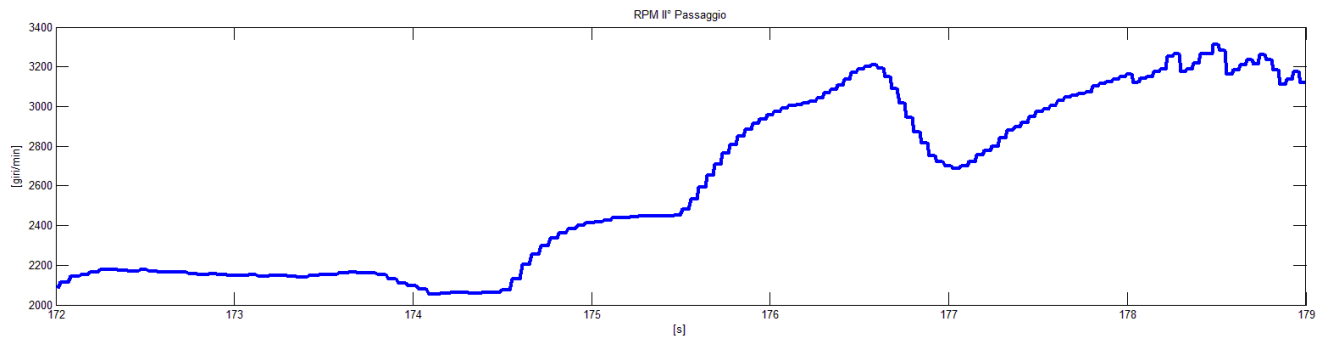


Fig. 5-31 a

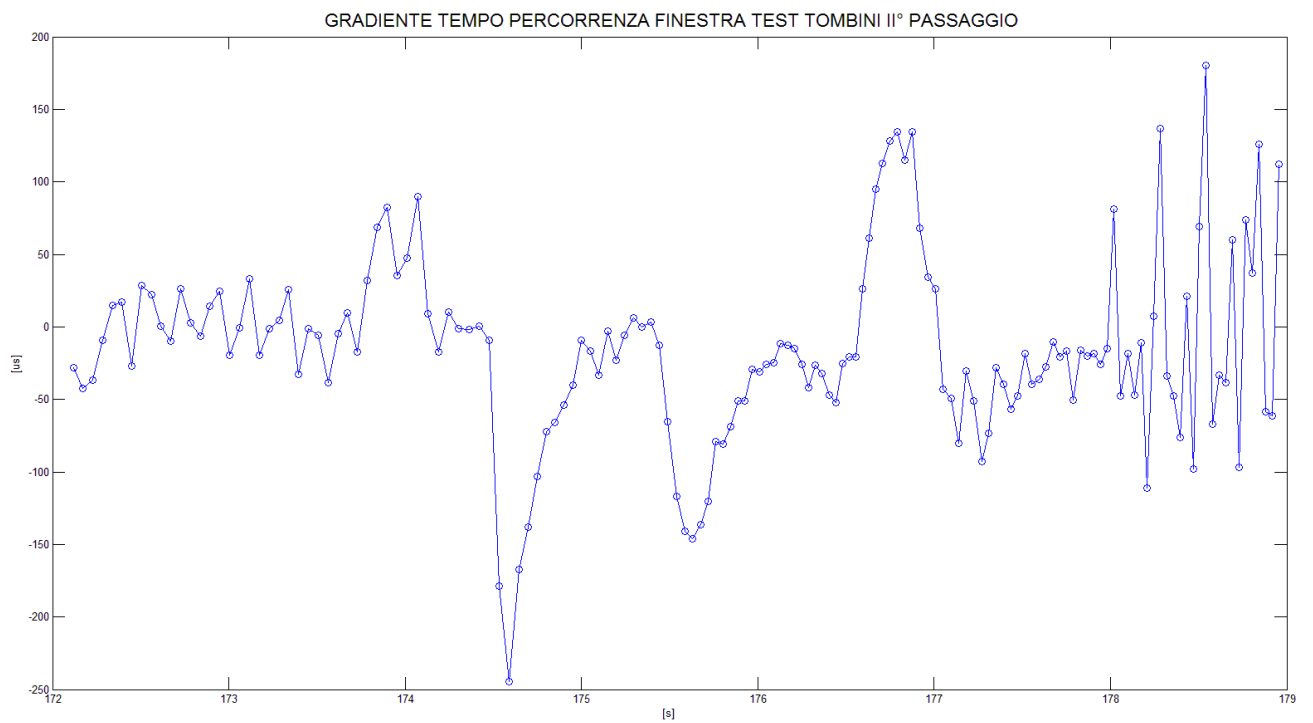


Fig. 5-31 b

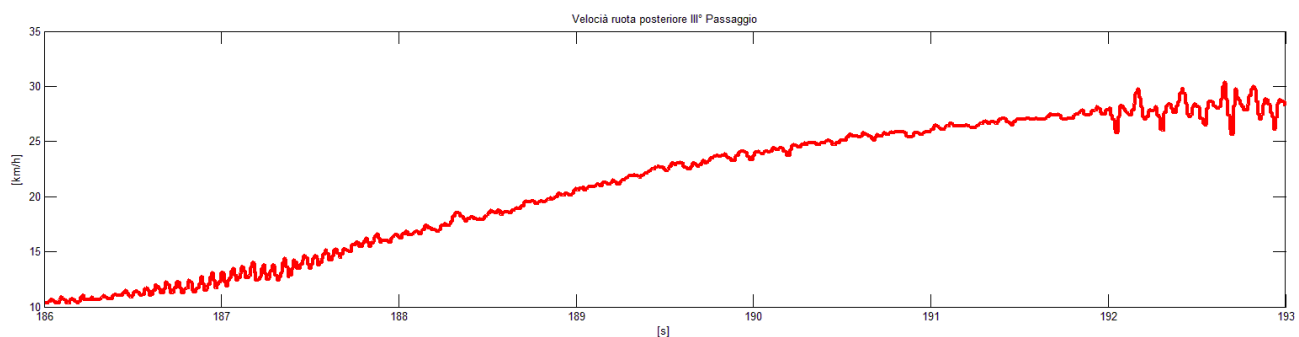
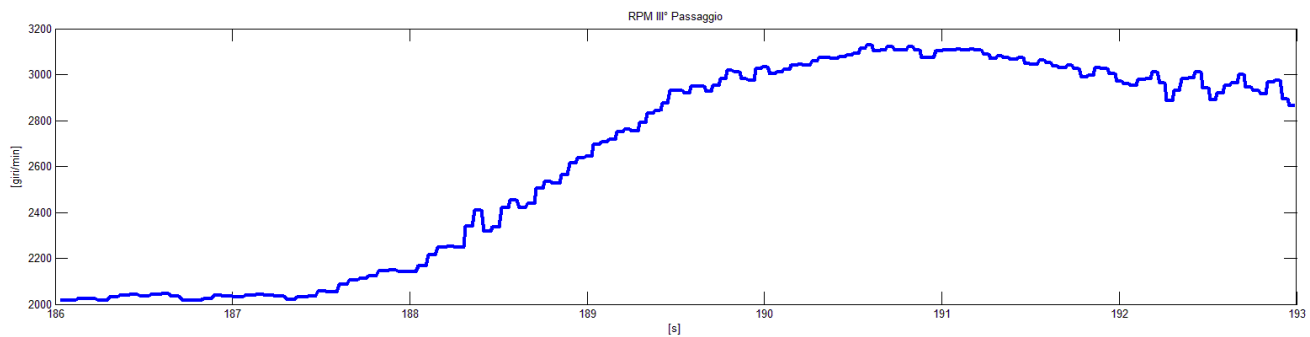


Fig. 5-32 a

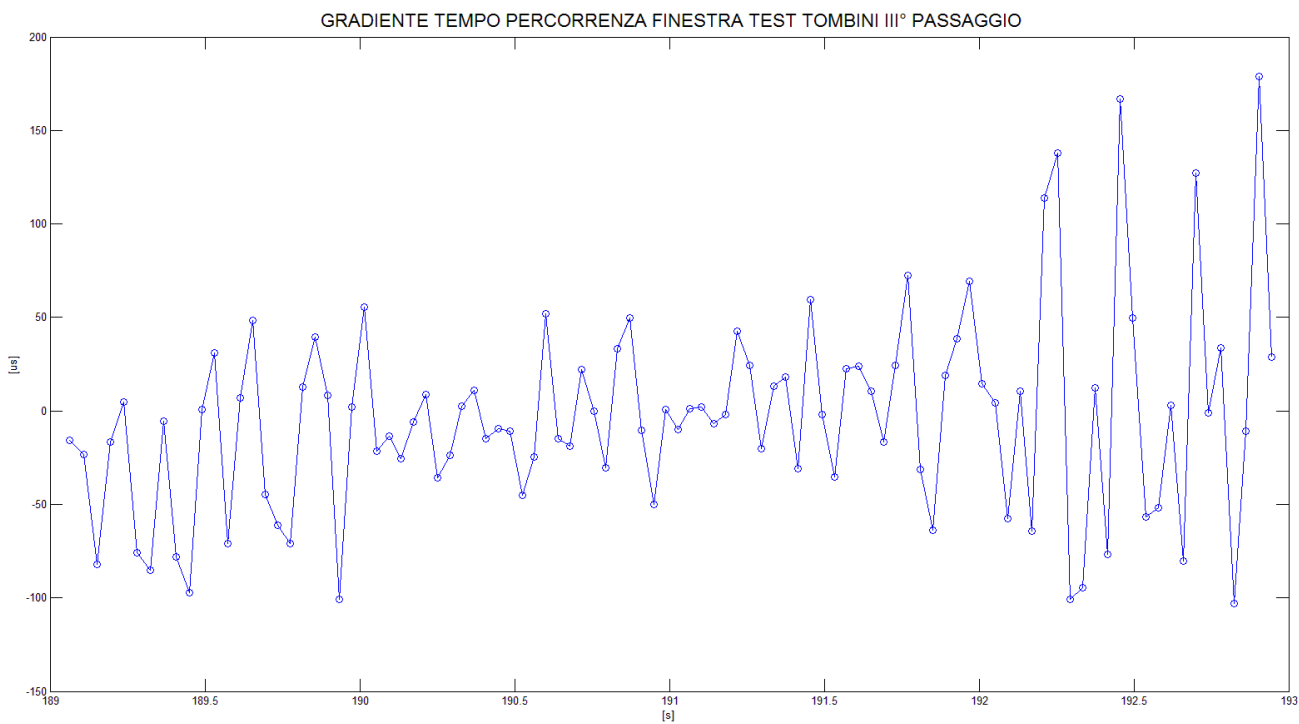


Fig. 5-32 b

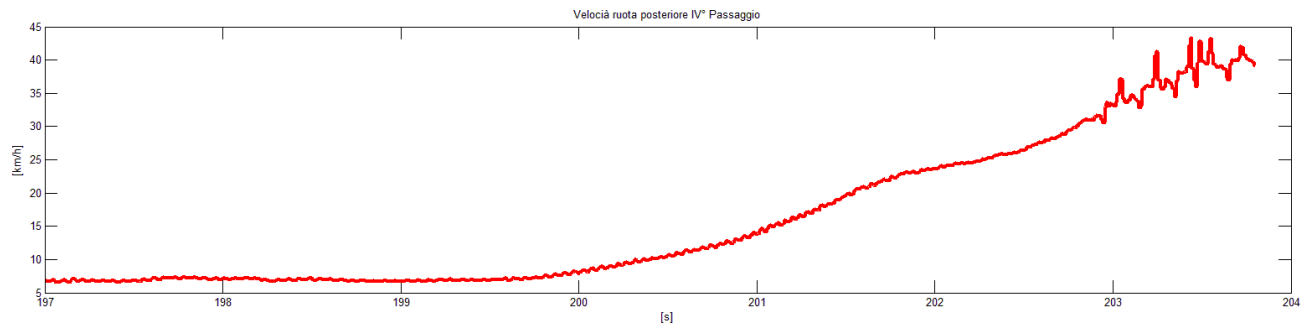
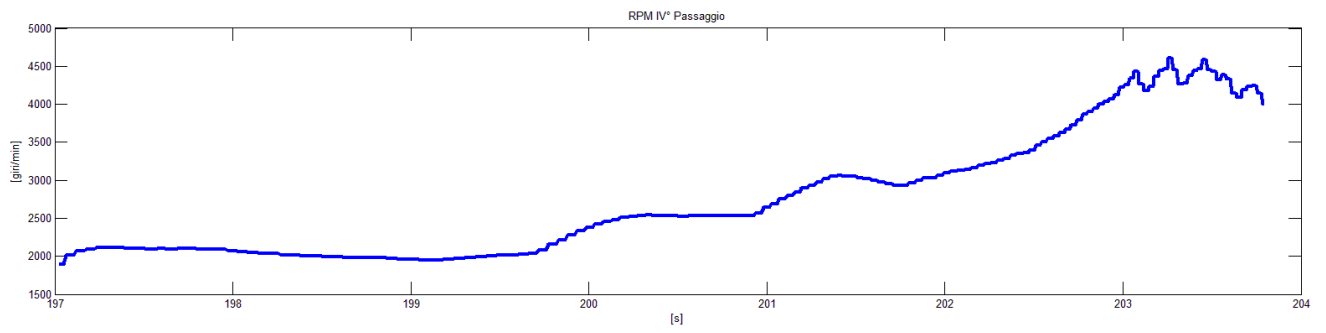


Fig. 5-33 a

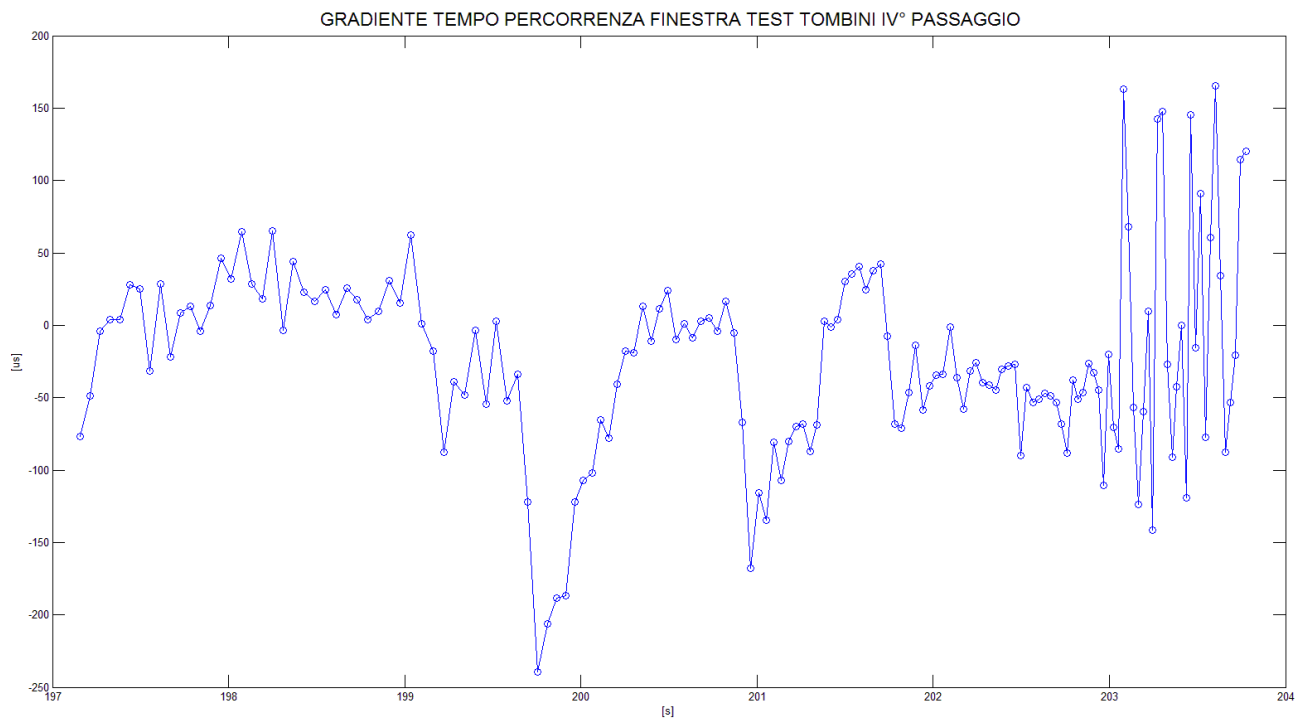


Fig. 5-33 b

Da una prima osservazione qualitativa si può vedere subito, tenendo come riferimento il segnale della velocità delle ruote, che in corrispondenza del passaggio sui tombini, l'andamento del gradiente calcolato presenta notevoli spike di valori. L'andamento può dirsi piuttosto caratteristico se lo si confronta con il resto dei valori dove il veicolo si trova nel tratto di asfalto precedente alle asperità.

Approfondendo l'analisi da un punto di vista quantitativo si possono fare ulteriori considerazioni interessanti.

In primo luogo, rispetto ai valori assunti dal gradiente dell'accelerazione, in questo caso si hanno valori molto più significativi; nel dettaglio, nel passaggio sui tombini:

Acquisizione	RPM [giri/min]	V ruota post. [km/h]	Valori gradiente [μ s]
I° passaggio	2800	25	-100 ÷ +200
II° passaggio	3200	28	-120 ÷ +170
III° passaggio	2900	28	-100 ÷ +170
IV° passaggio	4300	40	-150 ÷ + 170

Tabella 5-4

Il gradiente calcolato ha valori molto elevati. Inoltre si può aggiungere che non si tratta più di una variabile basata solo su due tempi-dente, bensì sono compresi 15 tempi-dente. Questo permette di considerare il *gradiente del tempo di percorrenza*, molto più robusto rispetto al *gradiente dell'accelerazione*; in questo caso l'eventuale effetto del rumore su valori di 100/200 microsecondi può essere considerato molto più trascurabile.

Infine, si può evidenziare un'ulteriore caratteristica; il gradiente, quando il veicolo transita su asfalto normale, in assenza di asperità, assume puntualmente valori anche più elevati, rispetto a quando si trova sopra i tombini. Questo è evidente, ma tali valori sono raggiunti gradualmente e quindi i valori ai TDC del cilindro uno (TDC1), precedenti e successivi, tendono a crescere/decresce in modo progressivo.

Per chiarire da un punto di vista numerico quanto evidenziato, vengono messi in evidenza alcuni esempi tratti dalle acquisizioni precedenti.

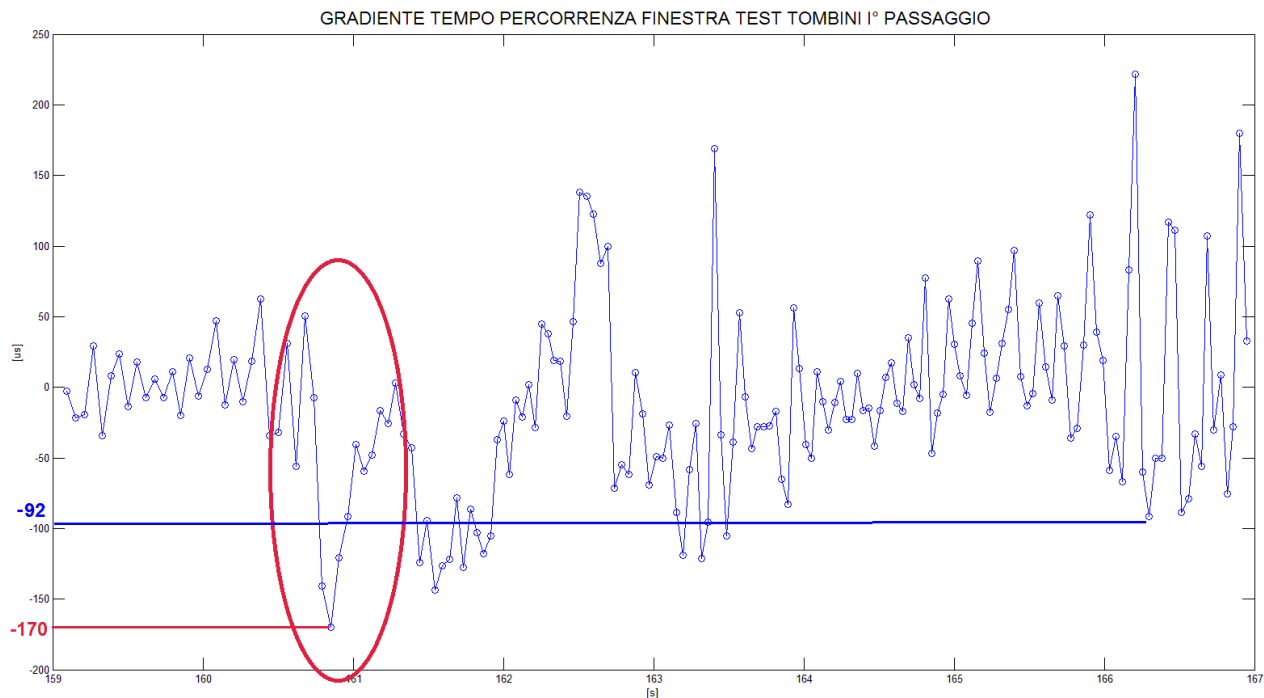


Fig. 5-34

Nel tratto di manto stradale precedente al primo passaggio del veicolo sui tombini, il gradiente assume un valore negativo piuttosto elevato, quando ancora le ruote si trovano abbondantemente lontane dai tombini; per come è definito il gradiente, significa che la finestra di quel ciclo è stata percorsa in modo molto più veloce rispetto al ciclo precedente; c'è stato un incremento della velocità di rotazione. Ma nei cicli successivi il gradiente tende a decrescere in termini assoluti, in modo molto lento e graduale, impegnando più cicli ad assestarsi su valori più ridotti.

La considerazione risulta valida anche osservando le altre acquisizioni, quando il veicolo non è ancora transitato sui tombini.

Anche nel tratto che porta il veicolo al secondo transito sui tombini (figura 5-35) è presente un gradiente con un valore negativo piuttosto elevato (-244 microsecondi). Nei cicli successivi il valore si riduce in termini assoluti anche in questo caso in modo lento e graduale. La stessa cosa accade più avanti, questa volta con un valore positivo del gradiente. In questo caso significa che c'è stato un rallentamento della ruota fonica, rispetto al ciclo precedente. Il valore che si ha in quel TDC1 è di 134 microsecondi, vicino a quello che si ha nel passaggio sui tombini. Anche in questo caso però, il gradiente ha raggiunto quel valore in modo graduale e allo stesso modo decresce in modo progressivo nei cicli successivi.

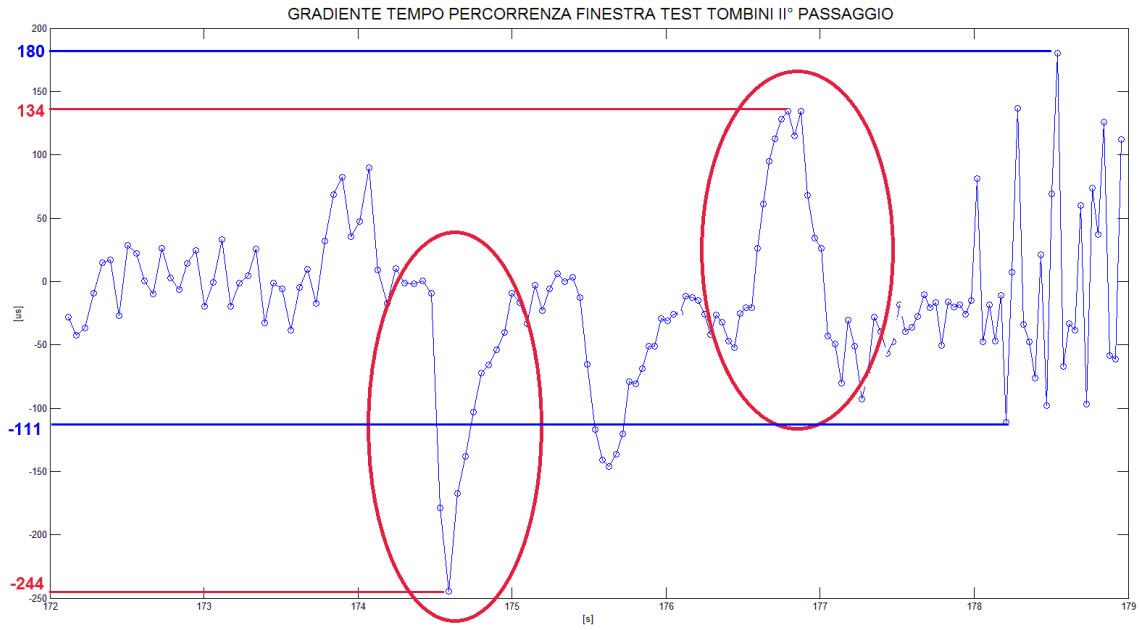


Fig. 5-35

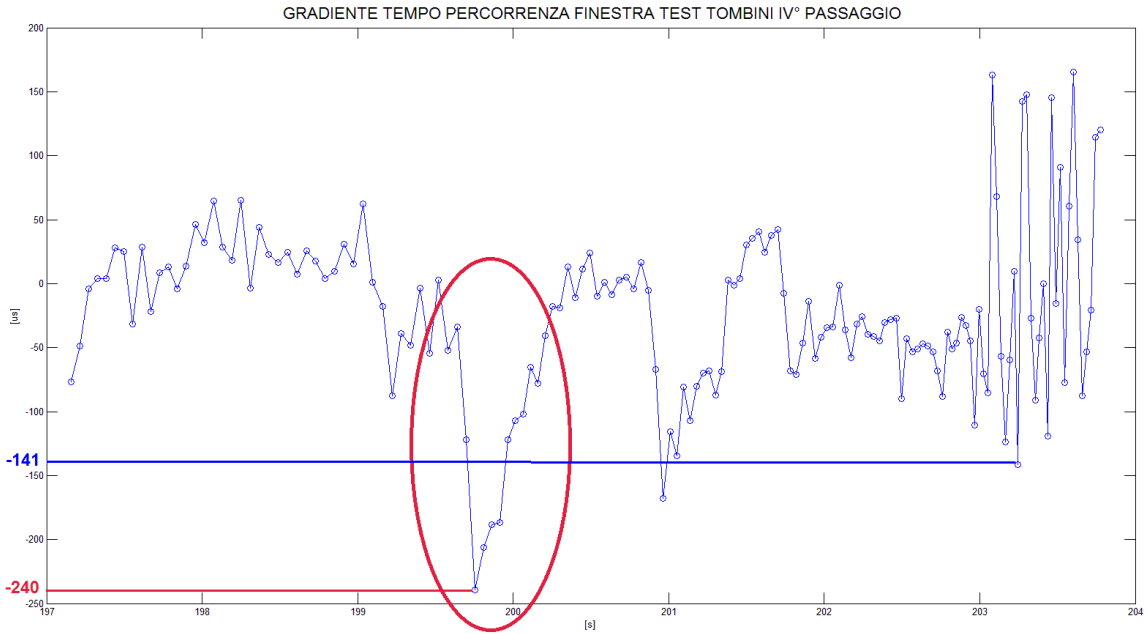


Fig. 5-36

Un'ulteriore conferma la si ha nell'acquisizione che porta al transito sui tombini per la quarta volta. E' presente un gradiente negativo molto elevato che si riduce progressivamente nei cicli successivi.

Spostando invece l'attenzione sui valori assunti dal gradiente, quando il veicolo si trova sui tombini, si può osservare come il gradiente abbia valori dell'ordine di quelli evidenziati in precedenza, a volte anche più ridotti, ma l'andamento risulta molto differente. Infatti, gli spike presentano salti in termini di assoluti molto elevati, anche maggiori di 200 microsecondi tra i valori del gradiente ad un TDC1 e quelli immediatamente successivi.

Questo andamento caratteristico si può, almeno in un primo momento, attribuire all'effetto delle rough road (al momento solo del passaggio sui tombini) sulla ruota fonica, in particolare sul tempo di percorrenza della finestra tra il dente 3 e il dente 17. L'andamento deve essere considerato da un punto di vista qualitativo, non in termini di valori numerici, perché ci si aspetta che i valori tendano a cambiare in funzione del punto motore per un medesimo veicolo e più in generale, cambieranno in funzione delle caratteristiche del veicolo sul quale viene eseguita l'analisi.

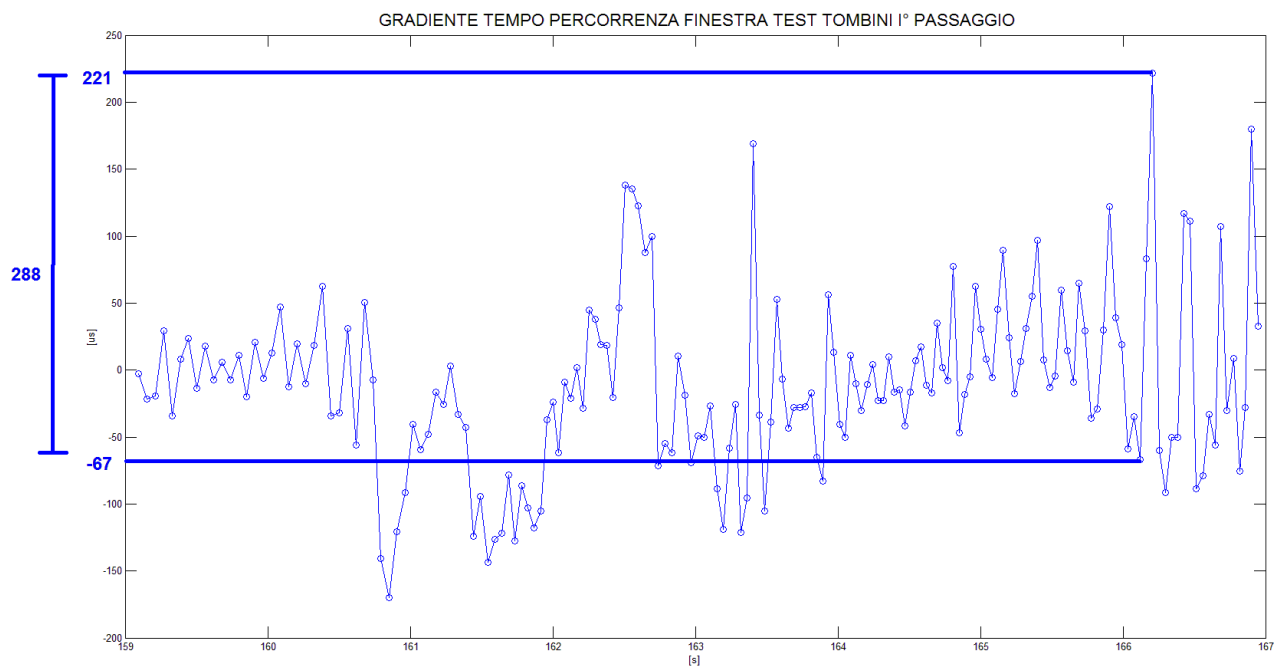


Fig. 5-37

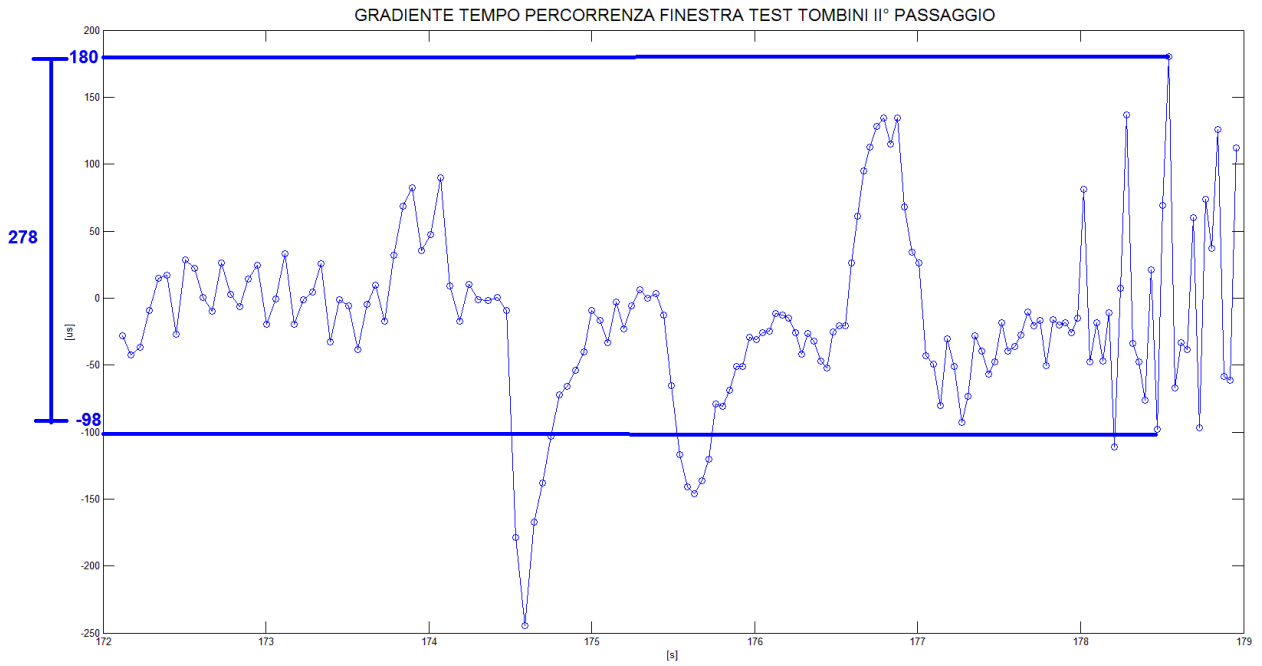


Fig. 5-38

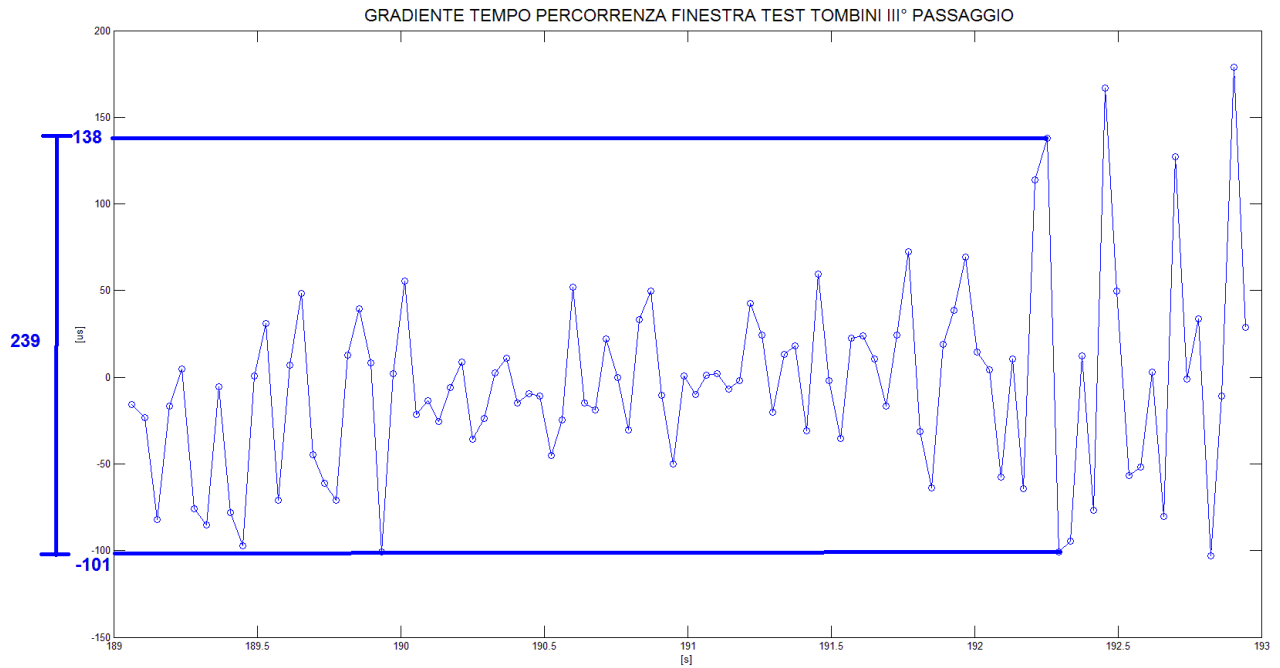


Fig. 5-39

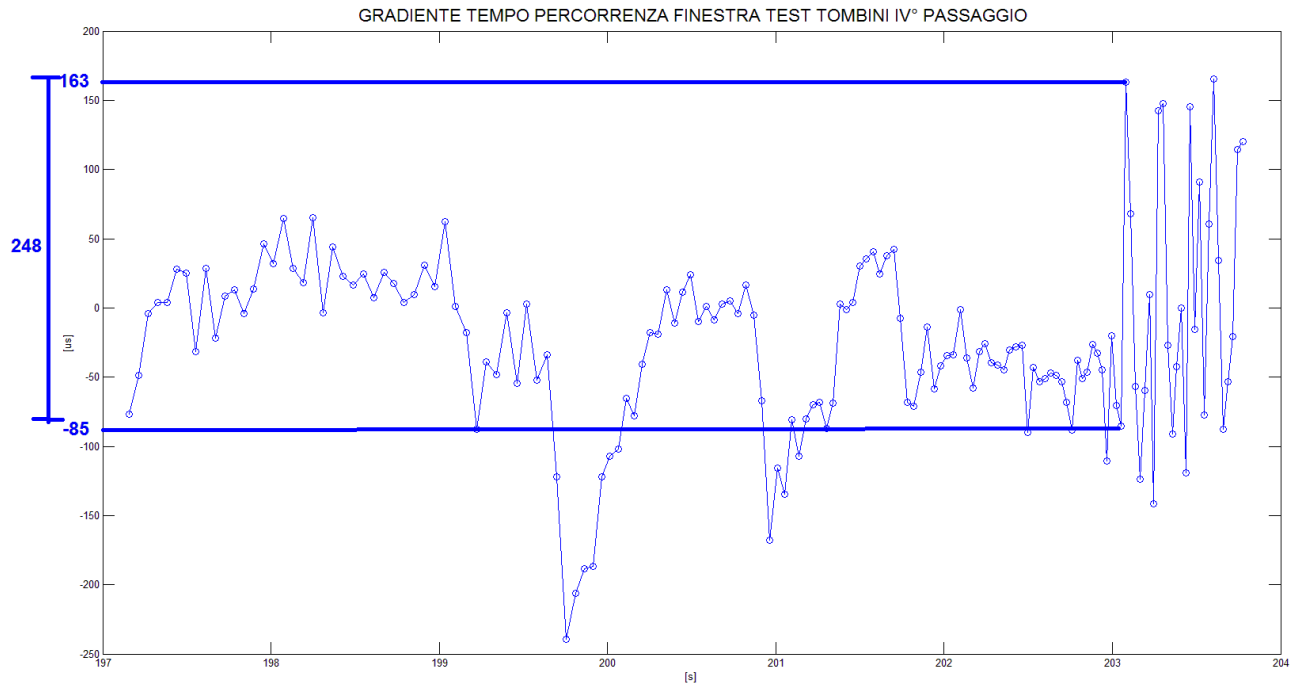


Fig. 5-40

L'obiettivo diventa quindi quello di andare a definire una strategia che sia in grado di individuare questo tipo di andamento caratteristico del passaggio sui tombini.

CAP.6

6) DEFINIZIONE DELLA NUOVA STRATEGIA

6.1 DEFINIZIONE TEORICA E MODELLO: PRIMA CALIBRAZIONE

Visto l'andamento della funzione del gradiente del tempo di percorrenza della finestra, in un primo momento si può pensare di identificare il fenomeno di interesse, tramite un'analisi in frequenza, cercando di isolare le alte frequenze, caratteristiche del fenomeno, eliminando il rumore del resto dell'acquisizione. Un'analisi in frequenza implementata in centralina però, risulterebbe molto onerosa in termini di potenza di calcolo, quindi si è deciso in un primo tentativo, di trovare una strada alternativa che a parità di risultato, sia meno dispendiosa.

L'obbiettivo deve essere quello di mettere in evidenza i "salti" che fa il gradiente in corrispondenza del passaggio sui tombini, cercando di trascurare effetti diversi da questo.

Per fare ciò si è pensato ad un filtro del primo ordine, sostanzialmente un filtro passa-basso.

Questo tipo di filtro ha la caratteristica di attenuare il gradiente calcolato puntualmente, in funzione di un "gain" (costante o guadagno) calibrabile. Confrontando poi il segnale filtrato, con quello originale, si ha la possibilità di valutare l'area compresa tra i due segnali, con l'idea di riuscire ad ottenere valori elevati nelle zone sottostanti agli spike sui tombini e valori prossimi a zero nelle altre zone del segnale.

A livello matematico, il filtro viene così definito:

$$\begin{aligned}OUT_{TDC_1} &= IN_{TDC_1} \\OUT_{TDC_2} &= OUT_{TDC_1} + [(IN_{TDC_2} - OUT_{TDC_1}) * \beta] \\&\dots \\OUT_{TDC_n} &= OUT_{TDC_{n-1}} + [(IN_{TDC_n} - OUT_{TDC_{n-1}}) * \beta]\end{aligned}$$

dove $TDC_{1...n}$ indica il TDC1 al quale è valutato il valore del gradiente, IN è il valore in ingresso del filtro al TDC1 di riferimento, mentre OUT è il valore del gradiente filtrato e β è il GAIN del filtro che per un filtro passa-basso di questo tipo assume valori minori di 1.

Una volta ottenuto il valore filtrato del segnale, esso viene confrontato con il valore originale dato in ingresso; questo viene fatto ad ogni TDC1. Si vuole cercare di ottenere una certa sovrapposizione tra il segnale filtrato e non filtrato, quando il gradiente assume valori prossimi allo zero o quando cresce e decresce in modo graduale, mentre si vuole una distanza rilevante tra i due segnali in corrispondenza di salti piuttosto elevati del valore del gradiente.

Sostanzialmente, valorizzando i picchi del segnale originale, si ha a che fare con un filtro passa-alto.

Quindi si elabora il segnale del gradiente del tempo di percorrenza della finestra scelta, filtrandolo prima con un filtro passa-basso, poi con un filtro passa-alto.

Il modello matematico definito precedentemente e la catena di filtraggio ideata sono convertiti in un modello Simulink che, una volta validato, diventa utilizzabile per la generazione automatica del codice che viene poi implementato all'interno della centralina controllo motore.

Più precisamente il modello deve contenere le informazioni necessarie per essere tradotto tramite il software TargetLink, in maniera automatica, in un codice in linguaggio C. Il codice ottenuto viene poi dato in input ad un compilatore che esegue la generazione di un file eseguibile che viene flashato in centralina.

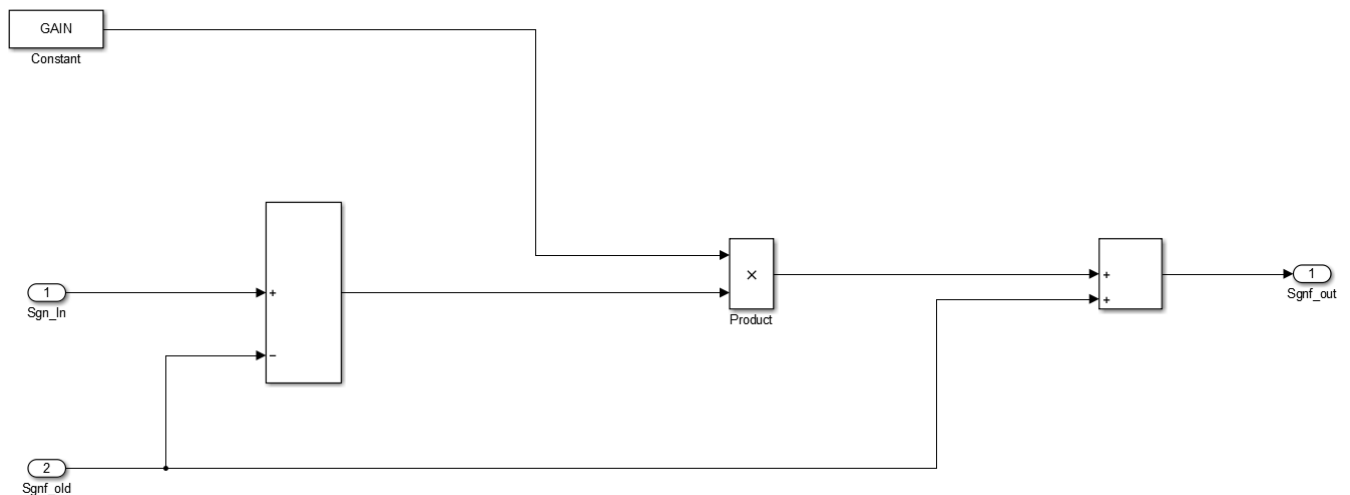


Fig. 6-1

Nel diagramma nell'immagine 6-1 è rappresentante il modello Simulink del filtro passa-basso, la costante $GAIN$ indica il valore assunto da β , Sgn_In è il valore del gradiente al TDC1 di riferimento, $Sgnf_out$ è il valore puntuale del segnale filtrato al TDC1 mentre $Sgnf_old$ indica il valore del segnale filtrato al TDC1 precedente.

Viene poi aggiunto in serie il filtro passa-alto, cioè il calcolo della differenza tra i due segnali.

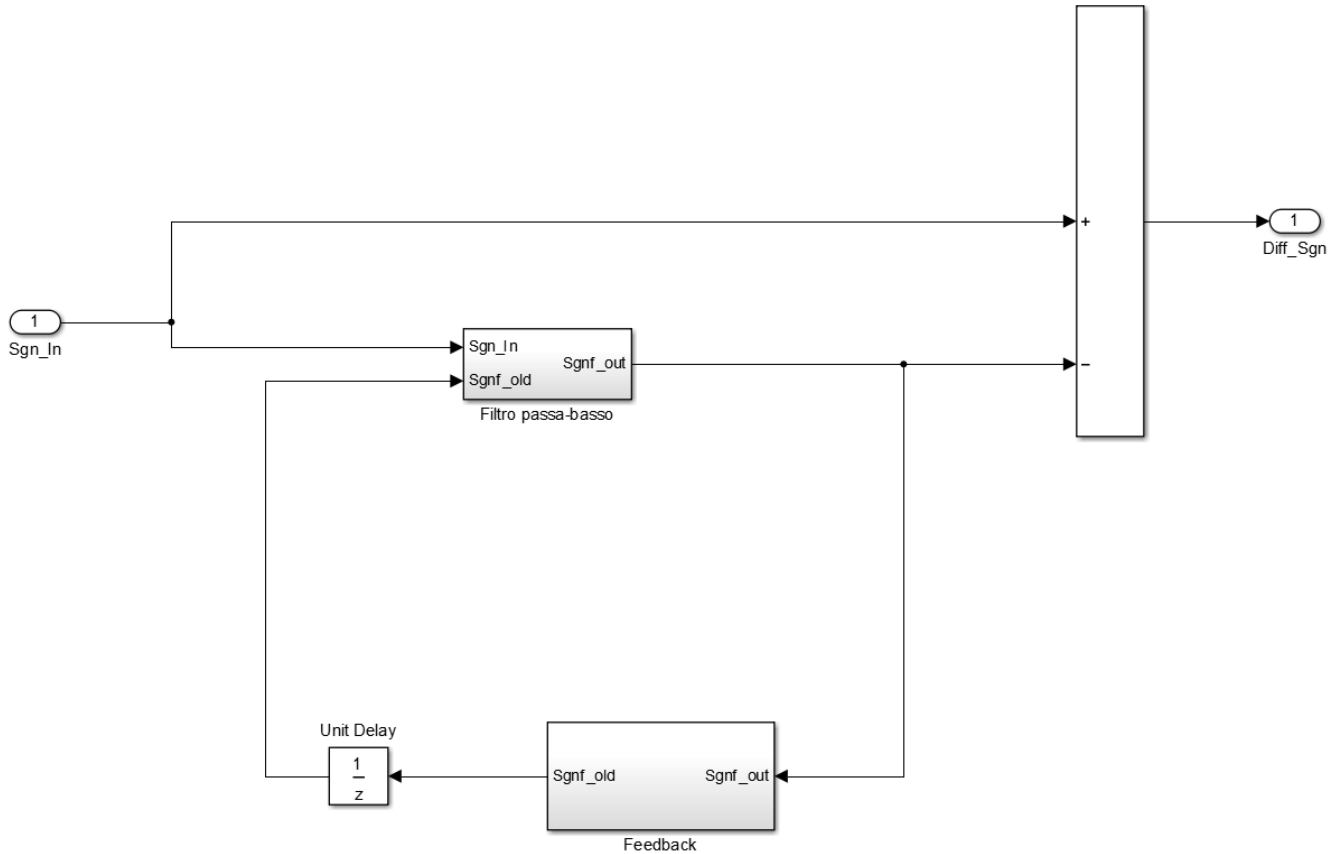


Fig. 6-2

La variabile che interessa, sulla quale si cercherà di identificare il passaggio sui tombini è $Diff_Sgn$, cioè la variabile che acquisisce il valore della differenza tra il segnale filtrato e non ad ogni TDC1.

Per far sì che il modello funzioni correttamente ed esegua il filtraggio ad ogni punto morto superiore di inizio espansione del cilindro uno, viene inserito a monte del modello, un “task-generator” in modo da creare una chiamata a funzione ogni volta che si verifica l’evento richiesto. Chiaramente, sapendo che il TDC 1 si ha in corrispondenza del dente 20, il task viene generato ogni volta che il dente 20 si trova davanti al sensore; avendo a che fare con la struttura

ottenuta dalle acquisizioni di OBI per i tempi-dente, il task viene generato ogni qualvolta il modello rileva un tempo di acquisizione del dente 20, corrispondente al tempo di simulazione.

Il modello in generale, risulta così fatto:



Fig. 6-3

e il task-generator:

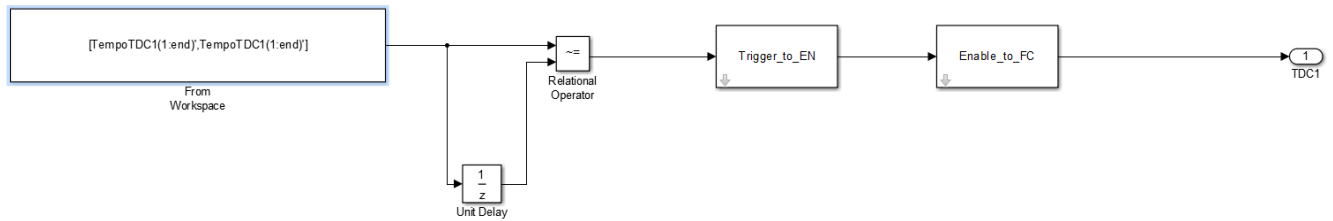


Fig. 6-4

Per verificare ciò che si ottiene, viene filtrato dal modello il segnale del gradiente calcolato in precedenza sui tombini, impostando un valore del GAIN di primo tentativo.

Quindi, con $\beta=0,7$, si ottiene:

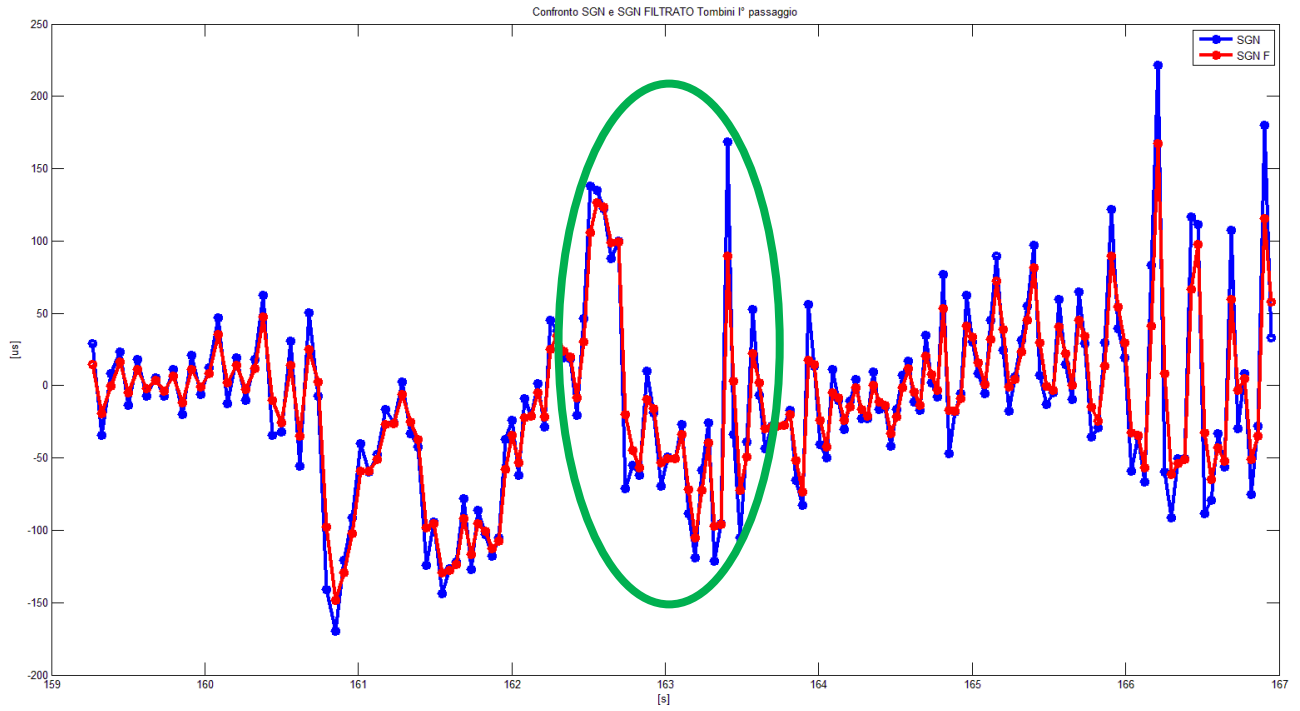


Fig. 6-5

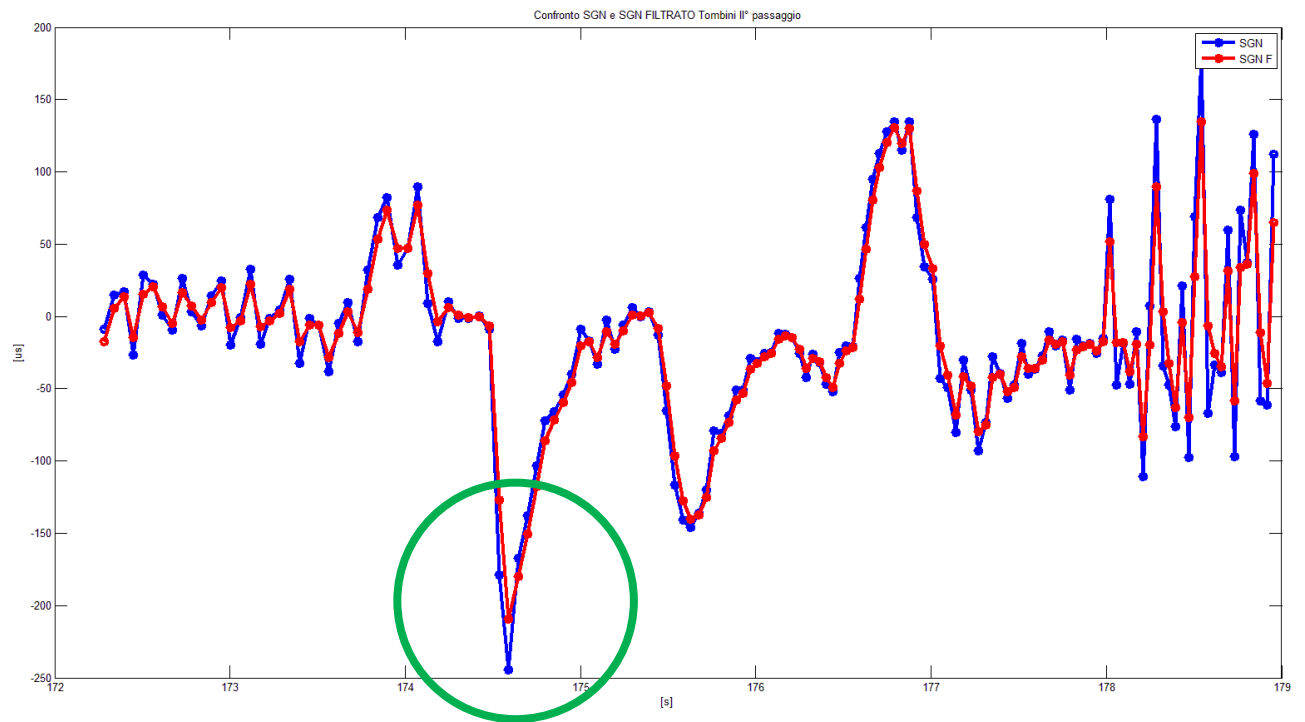


Fig. 6-6

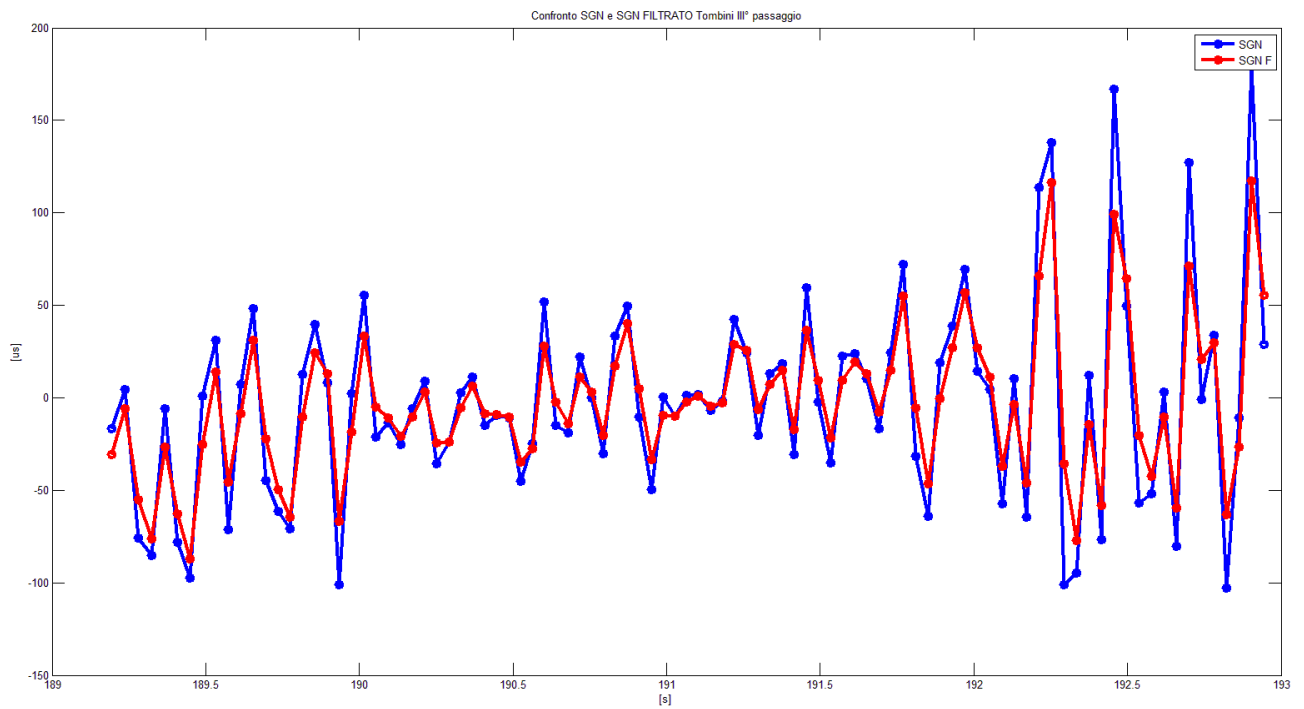


Fig. 6-7

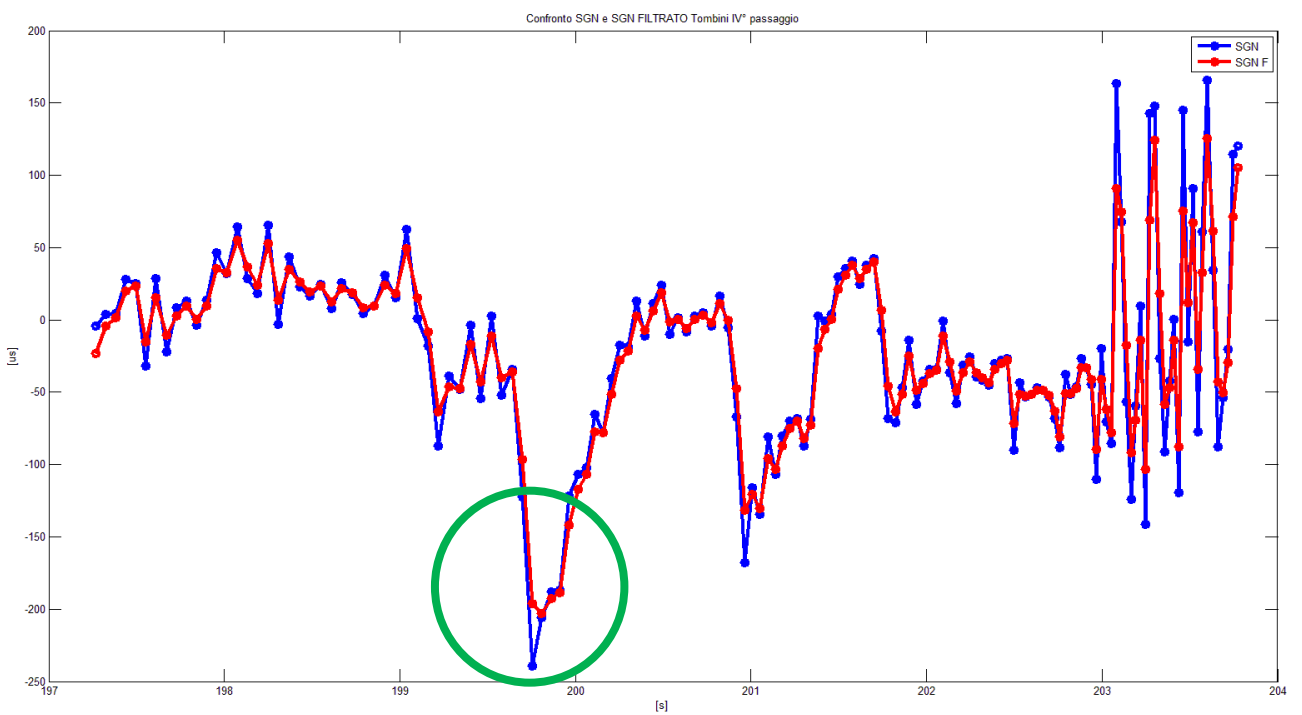


Fig. 6-8

Quello che si è ottenuto è in linea con quanto atteso. Si riesce a evidenziare una certa differenza nei picchi degli spike, tra i due segnali, mentre questi tendono a sovrapporsi quando l'andamento è graduale; non viene presa al momento in considerazione un'analisi a livello numerico della differenza tra i due segnali in quanto essa è in funzione del GAIN, che al momento assume solo valori simbolici per poter valutare l'attendibilità della strategia ipotizzata.

Si può però osservare che in certi punti delle acquisizioni, siano presenti alcuni picchi in corrispondenza dell'asfalto normale, che filtrati generano delle differenze tra i due segnali, molto simili alle differenze che si mettono in luce nelle aree sui tombini. Queste differenze, come evidenziato nell'immagine 6-5, 6-6 e 6-8, sono puntuali, perchè essendo graduale l'andamento che porta a quei valori di picco, nei TDC1 precedenti e successivi i due segnali tendono a sovrapporsi.

La soluzione proposta quindi, per valorizzare l'area sottesa tra il segnale filtrato e non filtrato, è quella di attribuire un peso al valore puntuale della differenza dei due segnali, in modo da calcolare un integrale dato dalla somma dei pesi, calcolata in ogni TDC1. In particolare l'obiettivo dell'attribuzione dei pesi è quello di fare in modo che valori della differenza molto ridotti, cioè quando i due segnali tendono a sovrapporsi, vadano a decrementare l'integrale, mentre valori elevati vadano ad incrementare l'integrale. In questo modo, quando si hanno più picchi consecutivi del valore del gradiente, l'integrale tenderà a crescere, mentre quando si ha la sovrapposizione dei segnali, l'integrale rimarrà nullo o assumerà valori negativi (per evitare ciò si può saturare a zero l'integrale). Nel caso in cui si abbia un picco del gradiente, al di fuori del passaggio sui tombini, puntualmente l'integrale tenderà a valori positivi, ma nei cicli immediatamente successivi tenderà a decrescere sino ad annullarsi, chiaramente se il picco è seguito da andamento graduale.

Devono essere quindi definite delle bande di valori, a seconda delle quali viene attribuito un peso. Ogni valore assoluto della differenza tra i due segnali si troverà all'interno di una determinata banda e gli verrà quindi attribuito un determinato peso. Sarà quindi la somma dei pesi, cioè il valore dell'integrale, a definire se ci si trova in rough road (sui tombini) o meno.

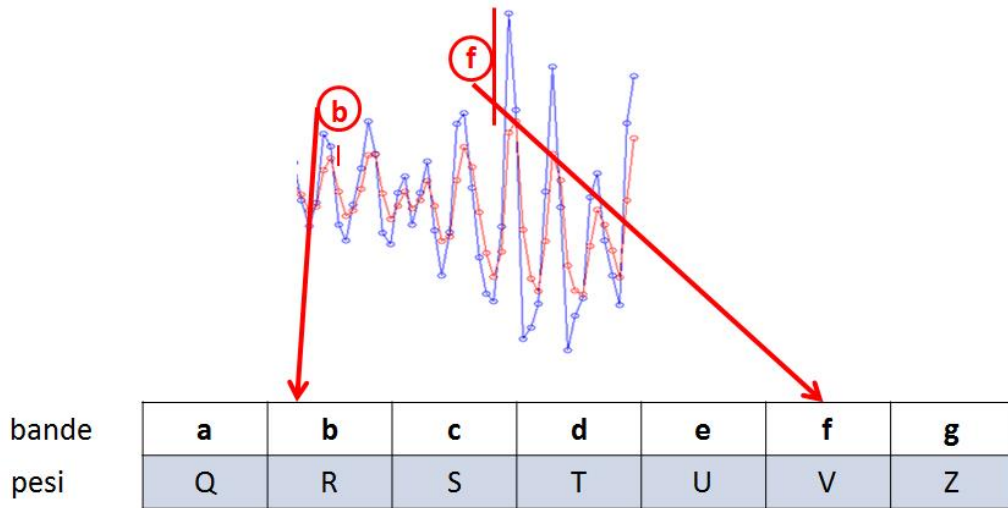


Fig. 6-9

L'integrale sarà quindi così definito:

$$Somma\ pesi = \sum R + \dots + V + \dots$$

dove R e V sono i valori dei pesi attribuiti al valore assoluto della differenza tra il segnale filtrato e non filtrato nei rispettivi TDC1.

Più in generale quindi:

$$Somma\ pesi = \sum_{i=1}^n Peso_i$$

dove i indica l' i -esimo TDC1 e $Peso$ indica il peso corrispondente al valore della differenza al quel TDC1.

Viene quindi implementato nel modello questo step, successivo alla catena di filtraggio.

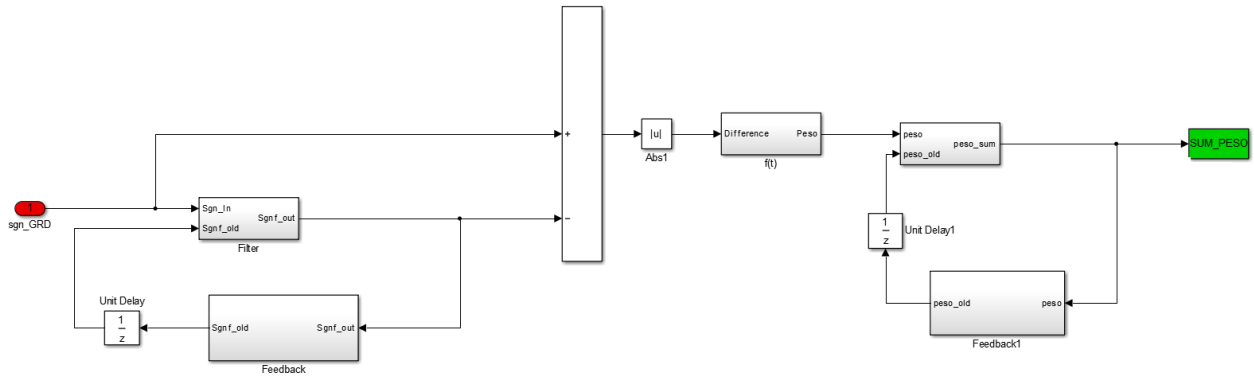


Fig. 6-10

Come prima verifica di quanto proposto vengono definiti all'interno di quella che è la funzione di trasferimento $f(t)$ del modello, alcuni breakpoint di primo tentativo per verificare se la soluzione è accettabile. Questi primi valori impostati, sono calcolati in funzione delle differenze ottenute tra i due segnali con un GAIN pari a 0,7.

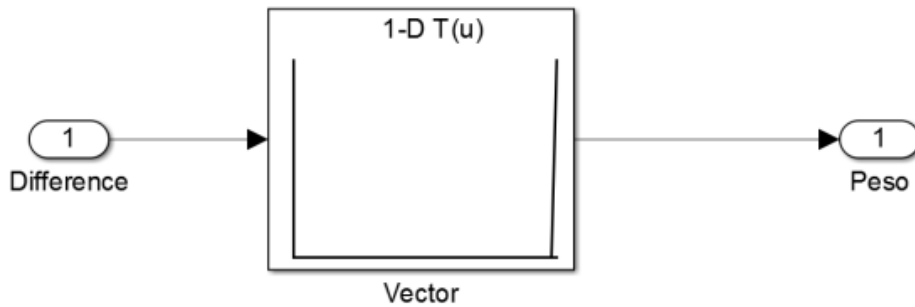


Fig. 6-11

Breakpoints	Column	(1)
Row		--
(1)	0	-10
(2)	39	-10
(3)	40	50

Fig. 6-12 a

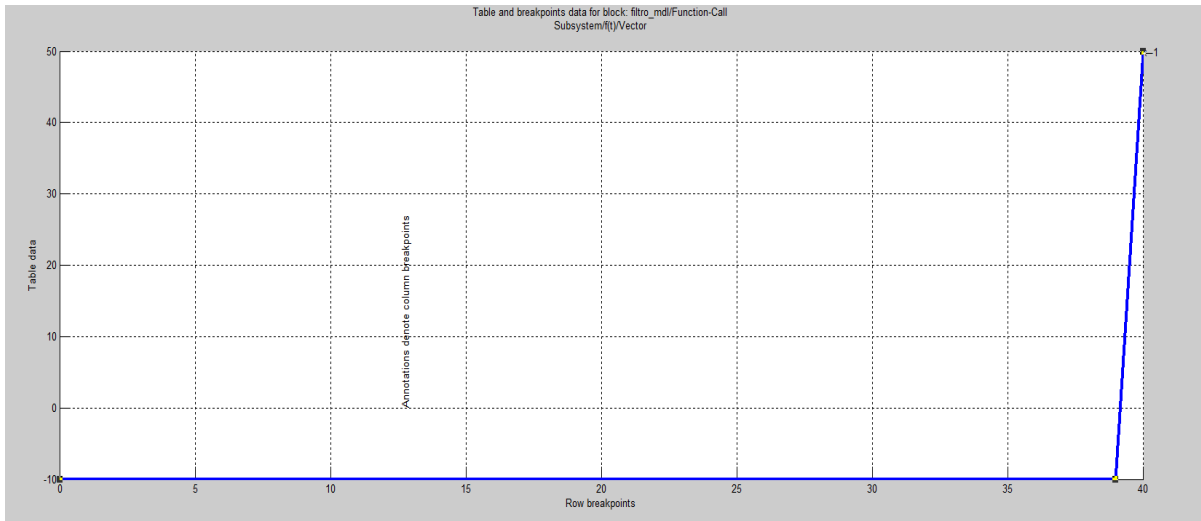


Fig. 6-12 b

In questa prima fase di verifica, come si vede nell'immagine 6-12a e 6-12b, sono state definite solamente due bande per i valori della differenza tra i due segnali, all'interno del blocchetto $f(t)$ (immagine 6-11); una che assegna un peso che decrementa l'integrale quando la differenza assume valori assoluti entro un certo breakpoint, l'altra che invece incrementa l'integrale quando la differenza supera il valore impostato.

Il peso dell'incremento viene calcolato dal modello tramite *interpolazione lineare* (definito nelle impostazioni), in funzione del valore della differenza.

6.1.1 Analisi risultati: test tombini

Testando il modello sulle acquisizioni dei test sui tombini, si ottiene:

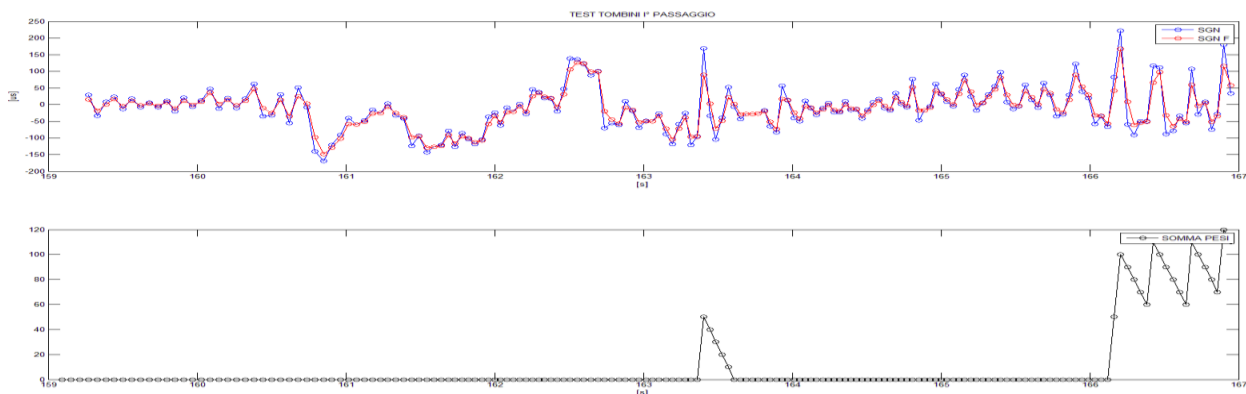


Fig. 6-13

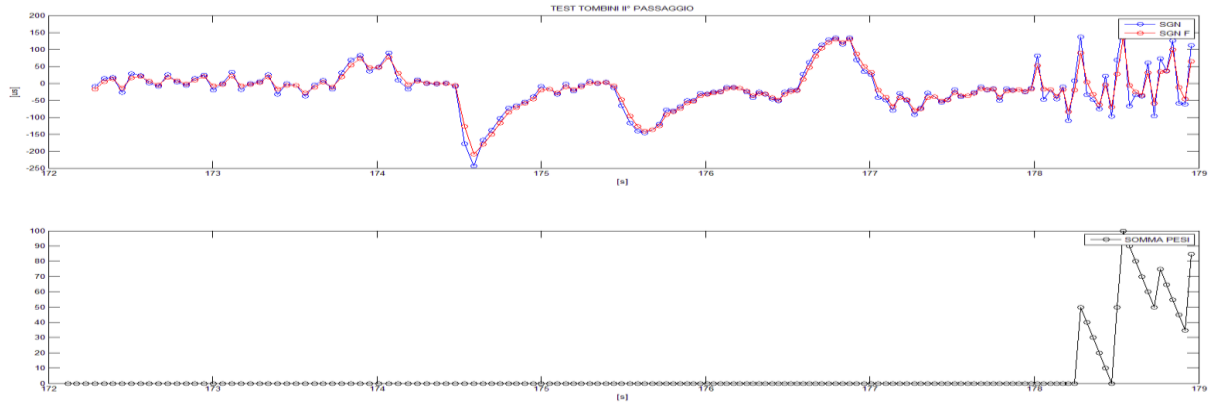


Fig. 6-14

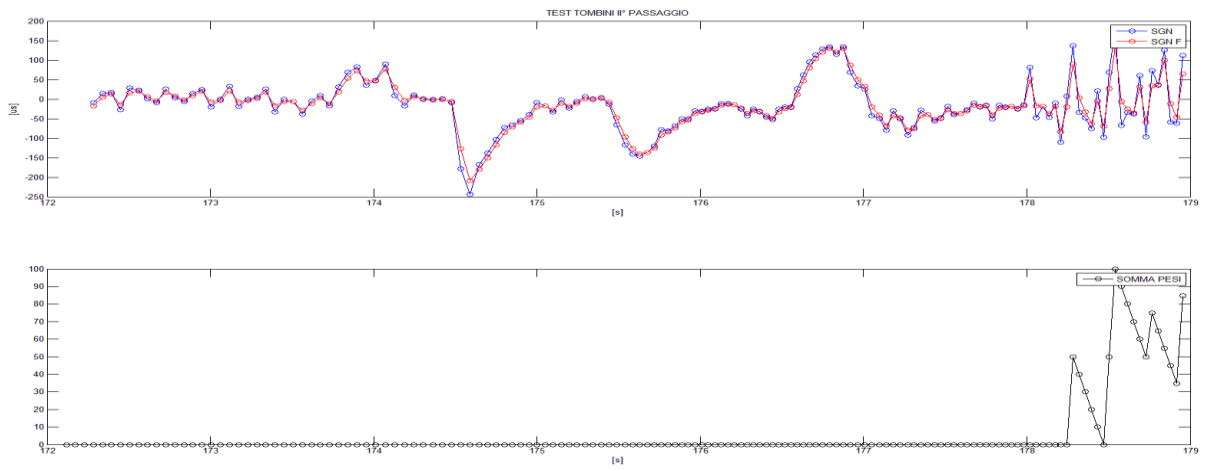


Fig. 6-15

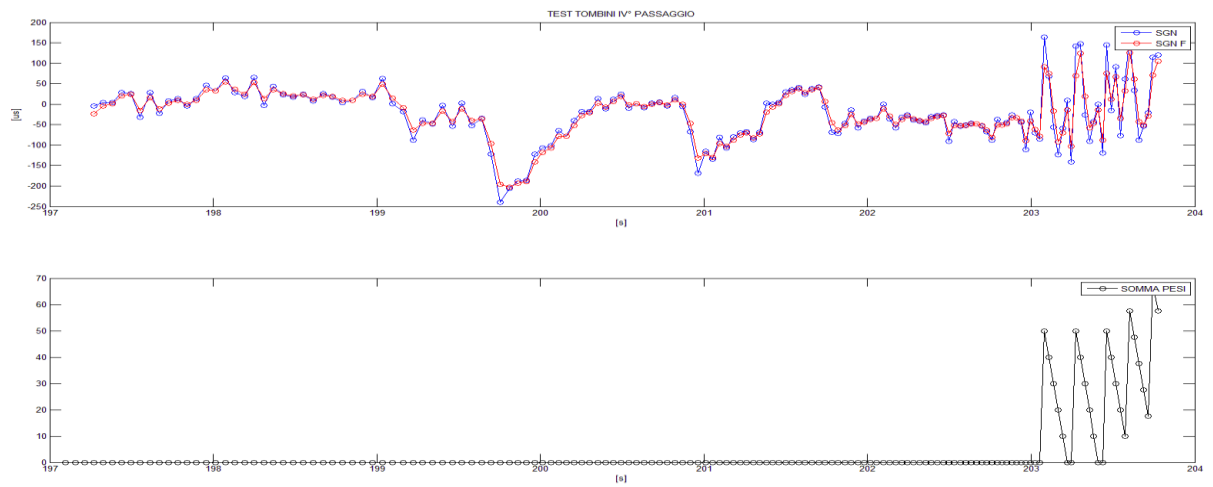


Fig. 6-16

Ciò che è stato ottenuto, come si vede dai grafici, è piuttosto interessante. Infatti, con questa definizione di primo tentativo dei breakpoint, il modello riesce a mettere in evidenza il passaggio sui tombini in modo piuttosto chiaro.

Analizzando nel dettaglio, quello che risulta è in linea con ciò che si era atteso; infatti in corrispondenza dei picchi di gradiente generati dal passaggio sui tombini, l'integrale assume valori maggiori di zero e nel caso gli spike siano ripetuti e frequenti, mantiene questo valore per diversi cicli. Corretto anche il rapido decremento dell'integrale che si ha nel primo passaggio, quando si ha un picco di gradiente su asfalto normale; in quel caso la somma dei pesi decrementa immediatamente il valore nei cicli successivi al picco.

Si può dire che la strada intrapresa è quella corretta, infatti così fatta la strategia riuscirebbe ad identificare il passaggio sui tombini, ma è doveroso sottolineare che al momento i parametri sono definiti solamente in funzione delle oscillazioni generate sulla fonica dal passaggio su di essi, in determinate condizioni operative del veicolo; è necessario eseguire una verifica su una rough road più generica per vedere come reagisce il modello proposto.

6.1.2 Analisi risultati: test in rough road

Per fare questa verifica vengono utilizzate le acquisizioni eseguite in una generica rough road, analizzate in precedenza in termini di accelerazione della finestra della fonica.

Viene calcolato il gradiente del tempo di percorrenza della finestra a cicli consecutivi, esattamente come fatto per i test sui tombini.

Successivamente il segnale ottenuto viene filtrato dal modello costruito, con i parametri definiti in precedenza, cioè $\beta=0,7$ e i medesimi breakpoint per l'attribuzione dei pesi e il calcolo dell'integrale.

Quello che si ottiene è quanto raffigurato nelle immagini 6-17, 6-18, 6-19, 6-20 e 6-21 dove è anche raffigurato l'andamento del segnale del gradiente filtrato e non filtrato.

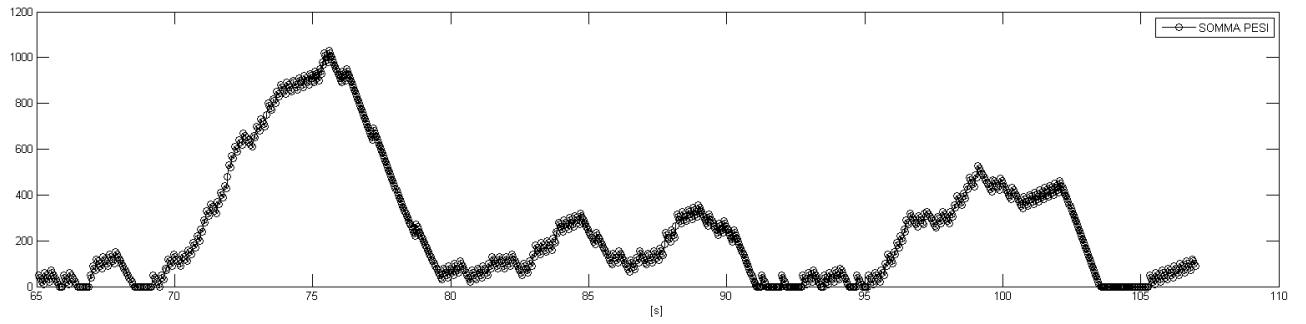
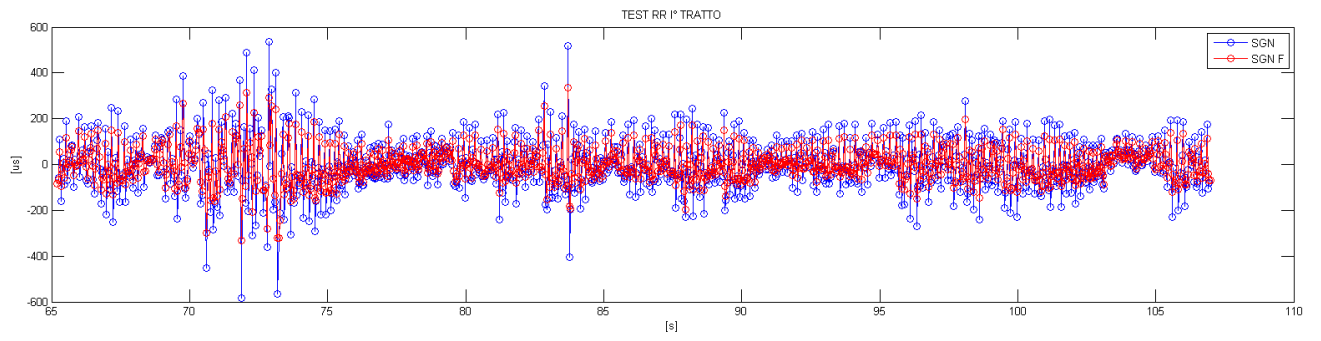


Fig. 6-17

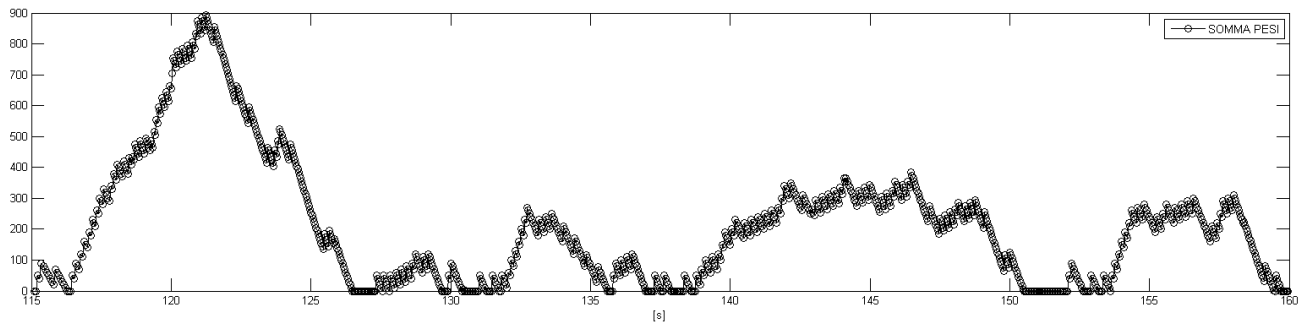
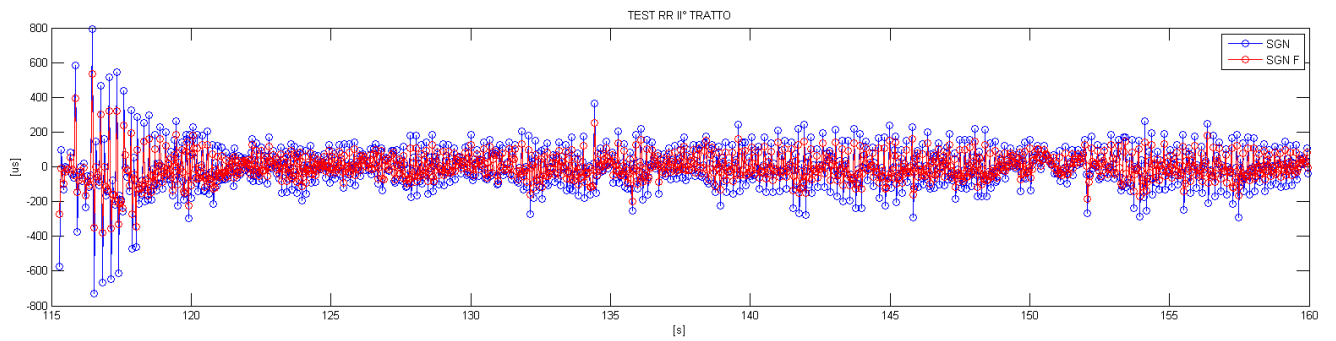


Fig. 6-18

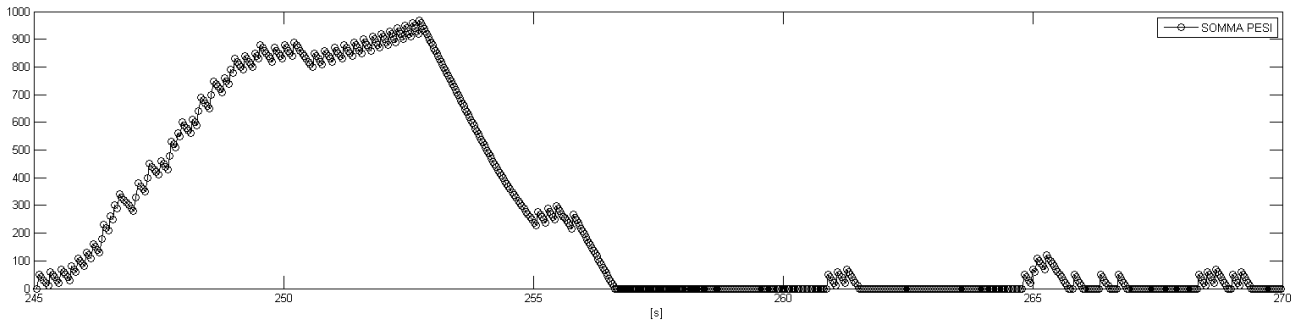
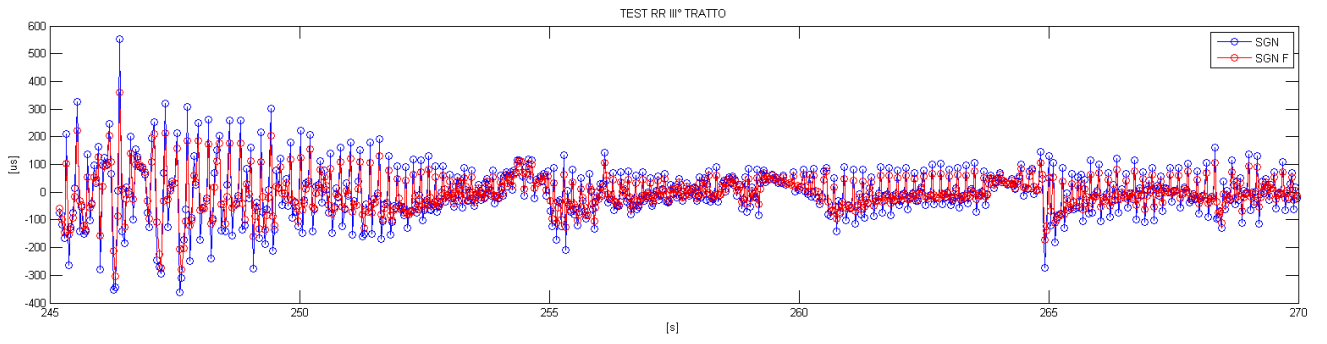


Fig. 6-19

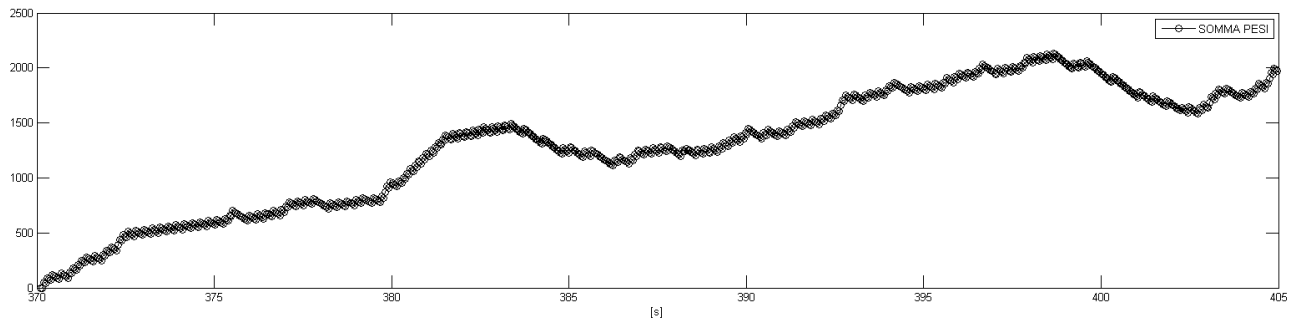
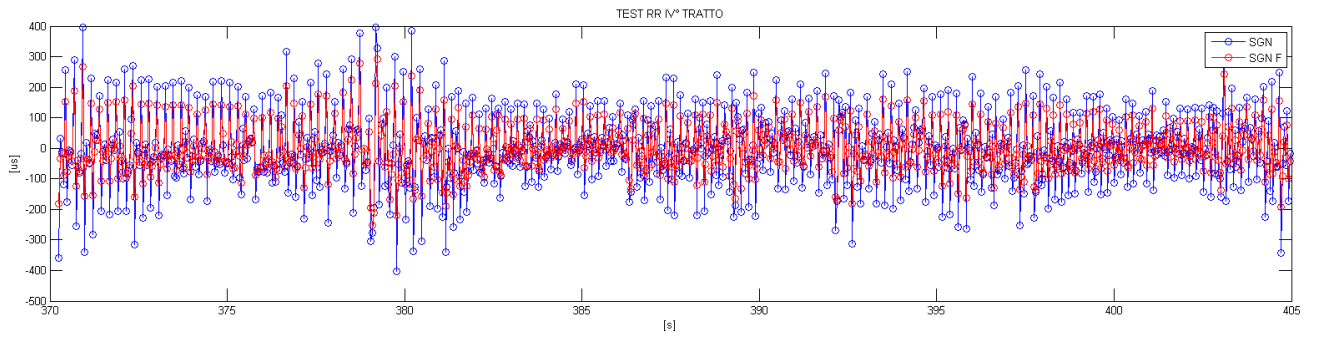


Fig. 6-20

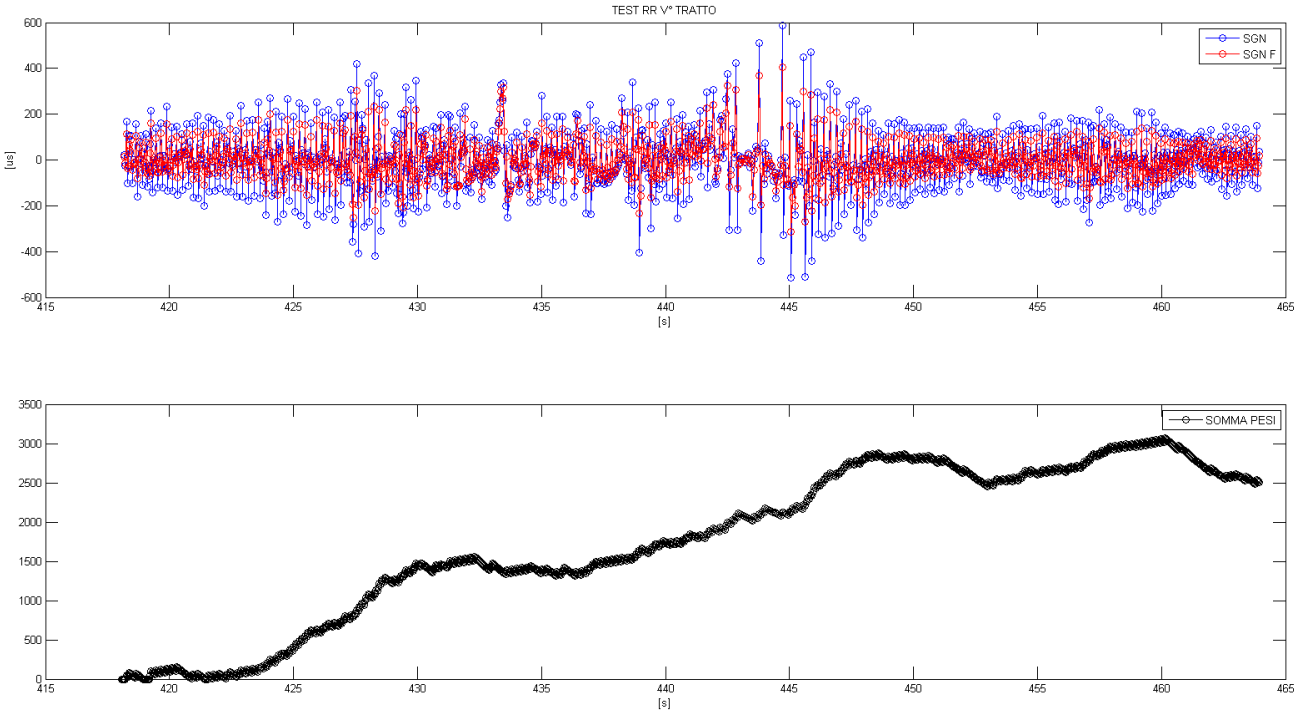


Fig. 6-21

Come è facilmente visibile, il modello proposto risulta identificare chiaramente la percorrenza di una generica rough road. A parità di breakpoint e di pesi, si può notare da un punto di vista numerico, l'elevato valore che raggiunge il segnale indicante la somma dei pesi nel caso in rough road, rispetto ai test sui tombini. Questo è dovuto alla continua percorrenza di accidentalità che inducono continue variazioni di velocità sulla fonica, in particolare sulla finestra da noi analizzata, generando un gradiente del tempo di percorrenza di tale segmento angolare con un andamento piuttosto oscillante.

L'analisi fino a questo punto è stata fatta trascurando il regime di rotazione dell'albero motore. Un'ulteriore verifica di attendibilità del modello deve essere fatta in condizioni di asfalto normale, quando il motore è soggetto a misfire, questo per due motivi principalmente:

- il tempo di percorrenza della finestra si è visto dai test al banco che subisce l'effetto del misfire in maniera proporzionale al regime di rpm;
- la strategia non deve "confondere" l'effetto del misfire, con un rallentamento della ruota fonica dovuta alle rough road.

6.1.3 Analisi risultati: test su strada normale con misfire

Per completare la verifica della nuova strategia, vengono eseguiti test con il medesimo veicolo, in condizioni di asfalto normale con misfire indotto ogni 10 cicli sempre nel cilindro uno, condizione che provoca l'effetto maggiore sul tempo di percorrenza della finestra, come visto nei test al banco (capitolo 4).

L'allestimento è lo stesso utilizzato per i test precedentemente fatti sui tombini e in rough road; l'unica variante è appunto l'induzione del misfire, generato per semplicità di software tramite la mancata iniezione di combustibile.

E' possibile verificare l'effettiva mancata combustione in queste prove, analizzando l'andamento dei tempi-dente; infatti nei cicli dove è stato indotto il misfire risulta evidente la mancanza dell'accelerazione del pistone, provocata dalla combustione, in fase di espansione (immagine 6-22).

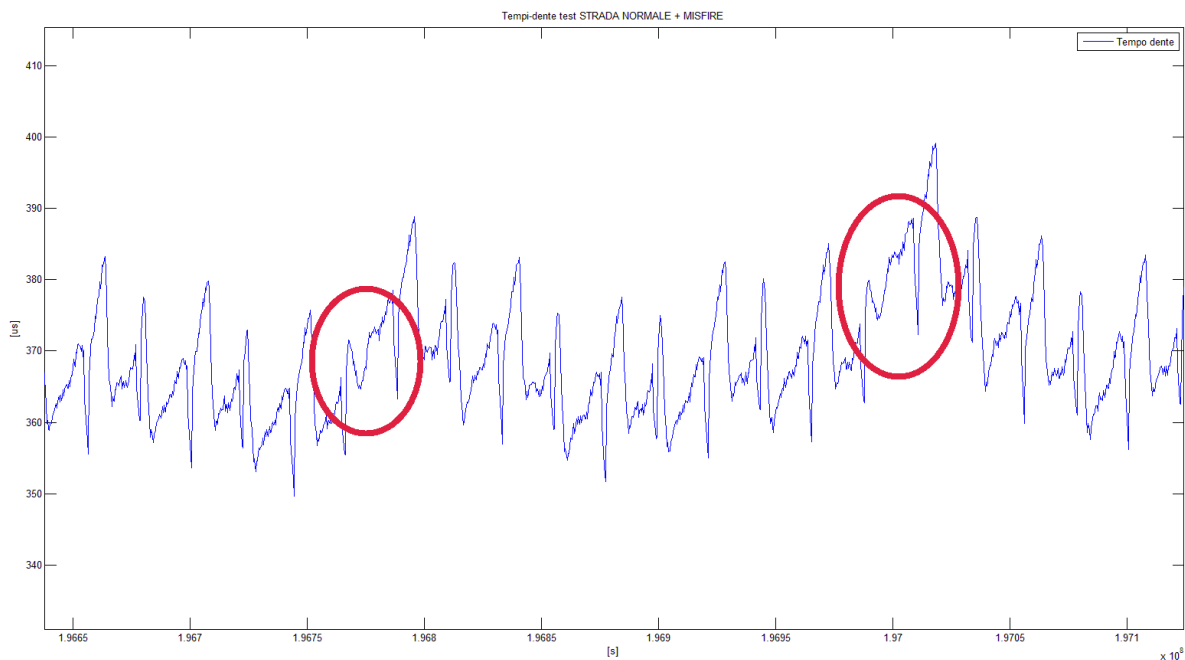


Fig. 6-22

Anche per questo test è stata eseguita tutta la procedura di sincronizzazione tra i dati acquisiti con INCA e quelli con OBI, in modo da avere allineate sullo stesso asse temporale tutte le variabili di interesse, dai tempi-dente alla velocità delle ruote. Anche in questo caso la sincronizzazione è fatta tramite gli rpm (immagini 6-23 e 6-24).

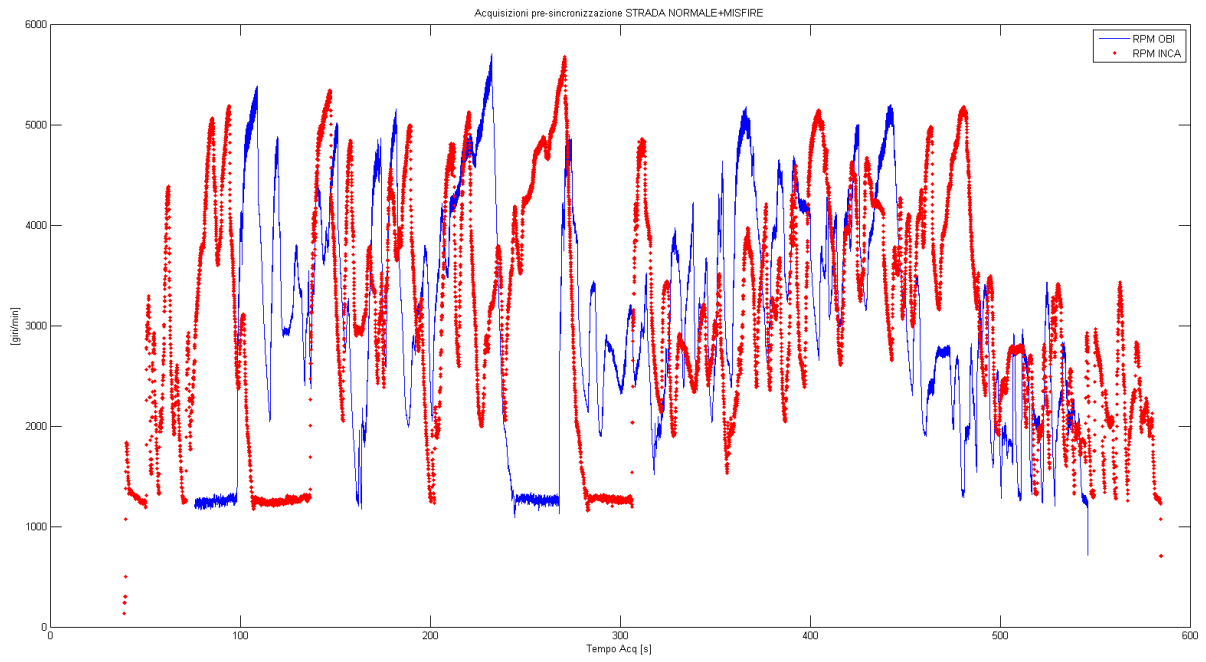


Fig. 6-23

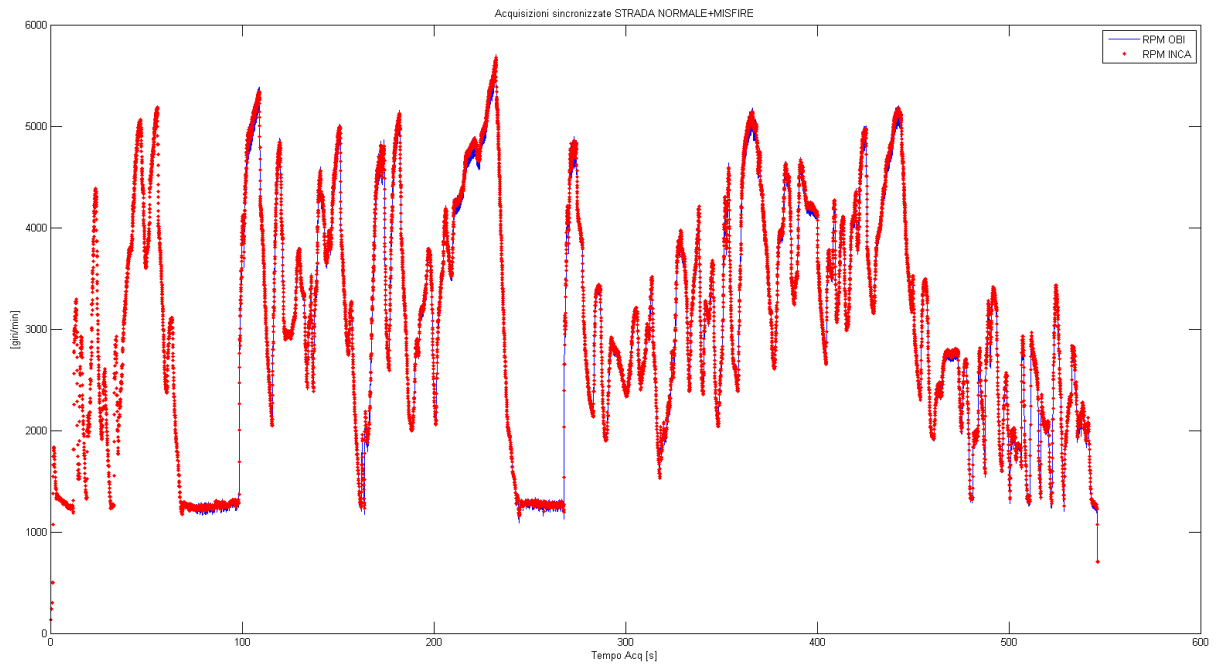


Fig. 6-24

Inoltre, come fatto anche per le altre prove, verranno prese in considerazione solo i tratti di una durata sufficientemente lunga, in cui il motore sta operando in stabilizzato (immagine 6-25)

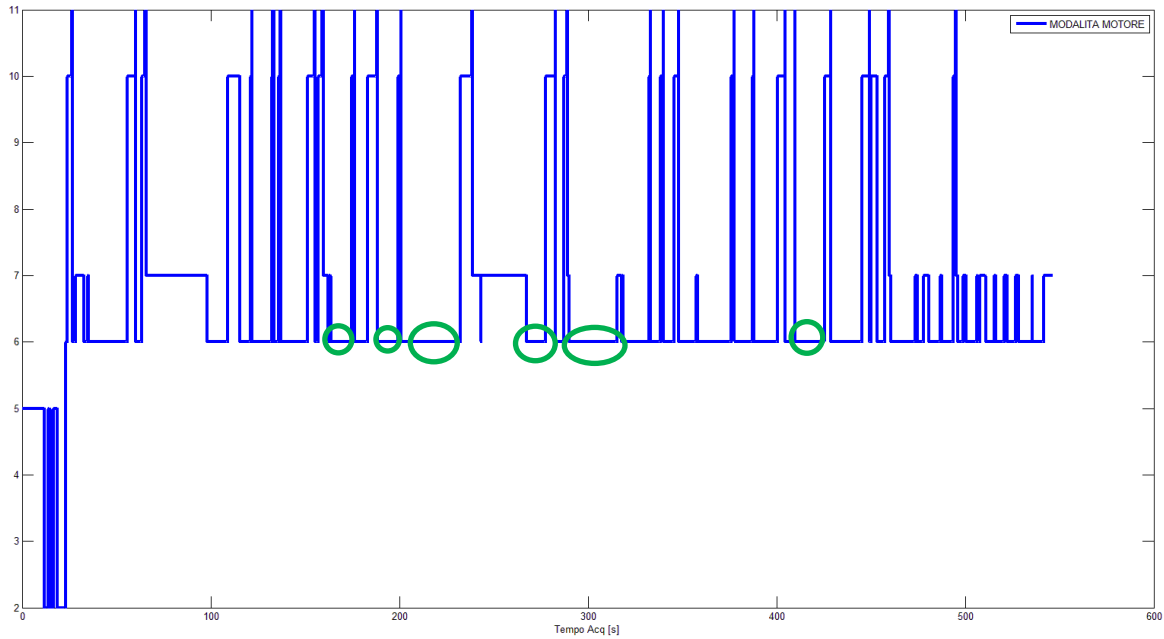


Fig. 6-25

Infine, per verificare l'effettiva percorrenza di un asfalto normale, si può analizzare il segnale della velocità della ruota posteriore, come fatto per il caso in rough road.

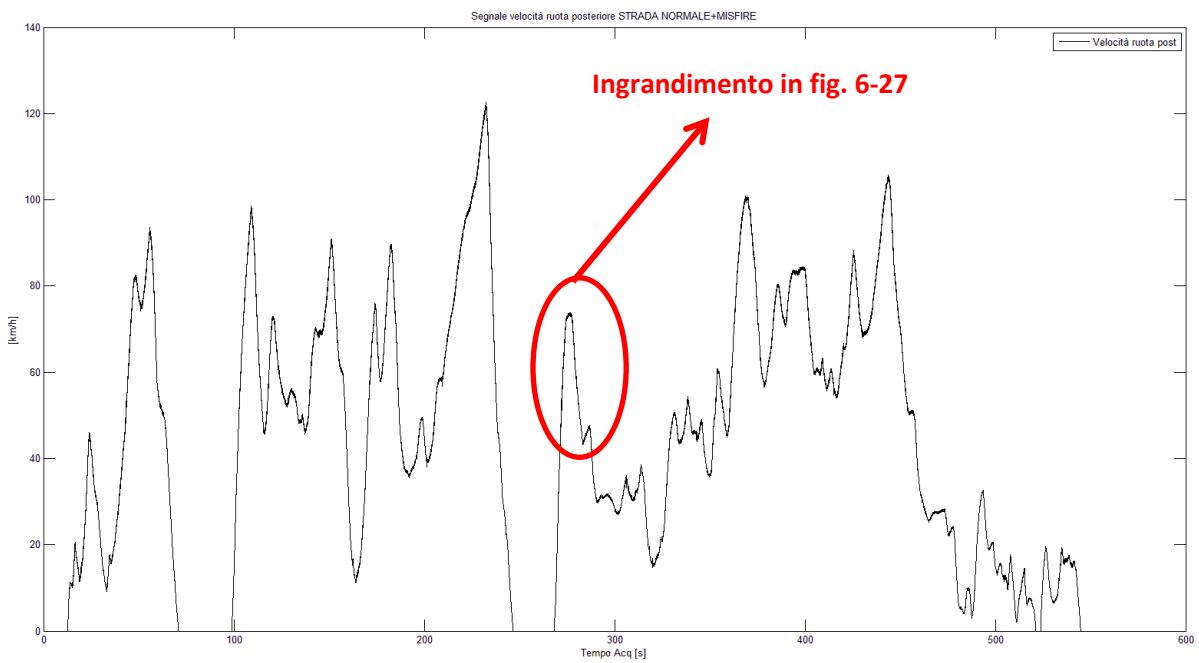


Fig. 6-26

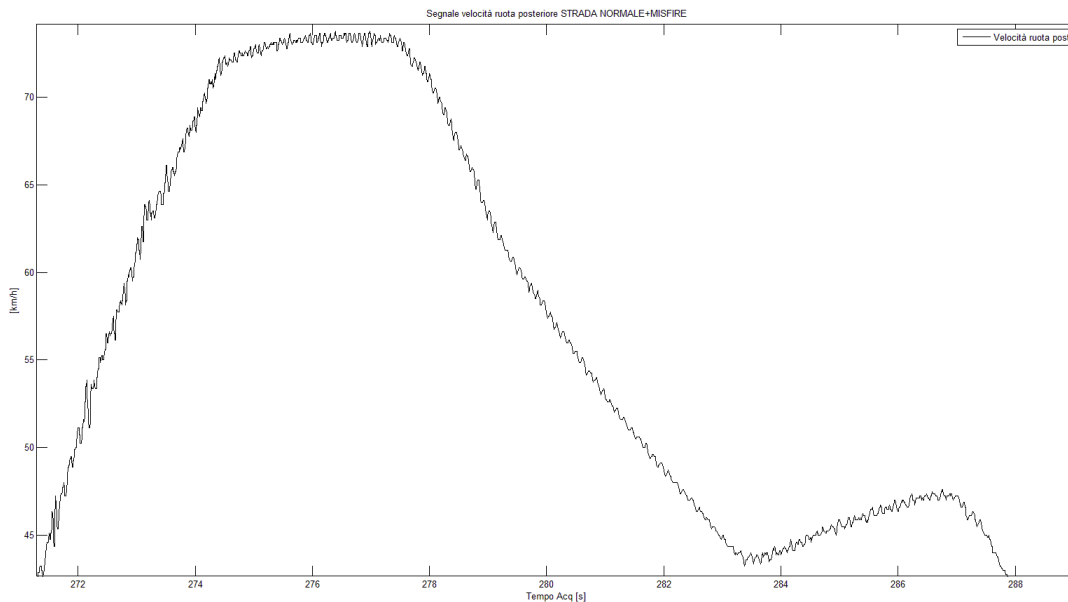


Fig. 6-27

Come si può vedere, il segnale mostra un andamento molto meno rumoroso rispetto al caso in cui il veicolo transitava in una strada sterrata, percorrendo in modo continuativo delle asperità.

Con strada normale, non significa garanzia assoluta di assenza di asperità, è possibile che anche in questo caso durante le acquisizioni vengano incontrate alcune accidentalità nell'asfalto, ma ci si aspetta che siano poco frequenti ed un'eventuale percorrenza di esse induca solo istantaneamente l'integrale a valori positivi. La certezza assoluta di non incontrare accidentalità la si avrebbe solamente in test eseguiti sui rulli.

Viene quindi calcolato ad ogni TDC1 il tempo di percorrenza della finestra scelta sulla ruota fonica, come fatto per i test precedenti. Successivamente si calcola il gradiente, su cicli consecutivi ed infine viene filtrato il segnale ottenuto tramite il modello sviluppato, verificando che valori raggiunge l'integrale di riferimento per la strategia.

Si mantiene la definizione dei breakpoint per la differenza puntuale tra il segnale filtrato e non filtrato come in precedenza e anche il GAIN è mantenuto ad un valore pari a 0,7.

Quello che ci si aspetta qualora la strategia fosse perfetta è di avere il segnale della somma dei pesi, cioè il valore dell'integrale, sempre costantemente ad un valore nullo. Si può ritenere comunque accettabile avere puntualmente un valore non nullo dell'integrale, causato da qualche asperità, purché sia decrementato immediatamente nei cicli successivi.

Vediamo quello che risulta dall'elaborazione dei tratti di acquisizione analizzati.

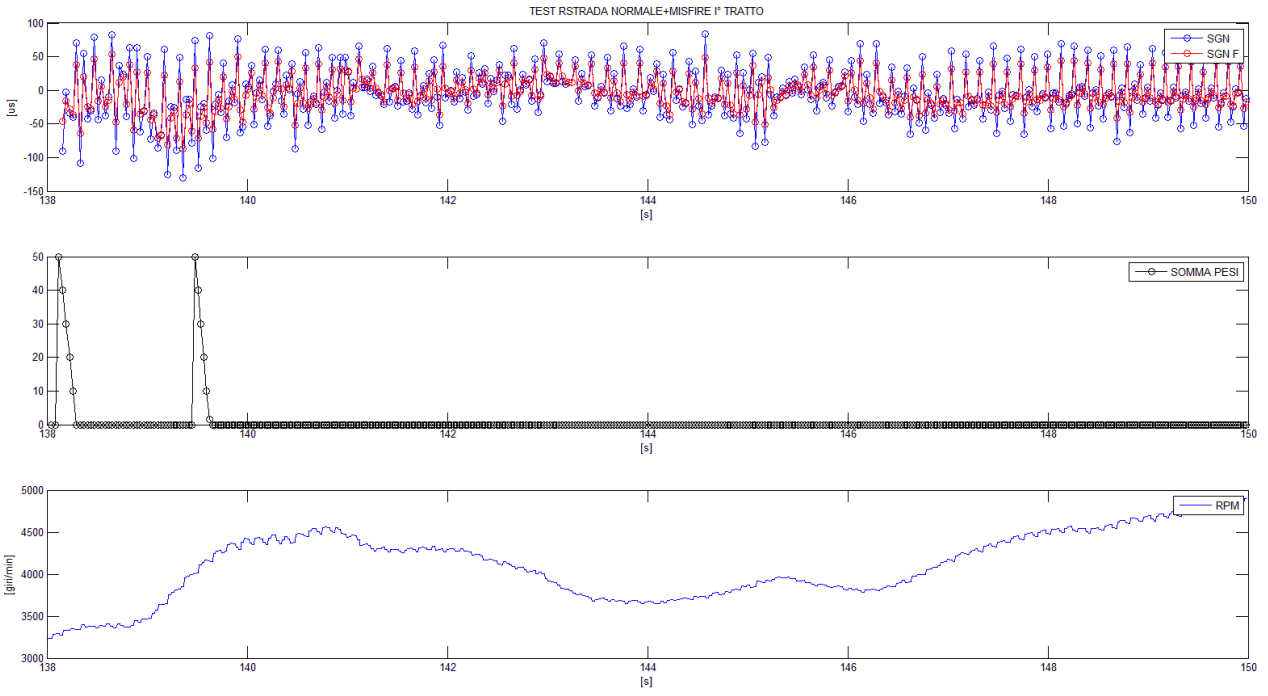


Fig. 6-28

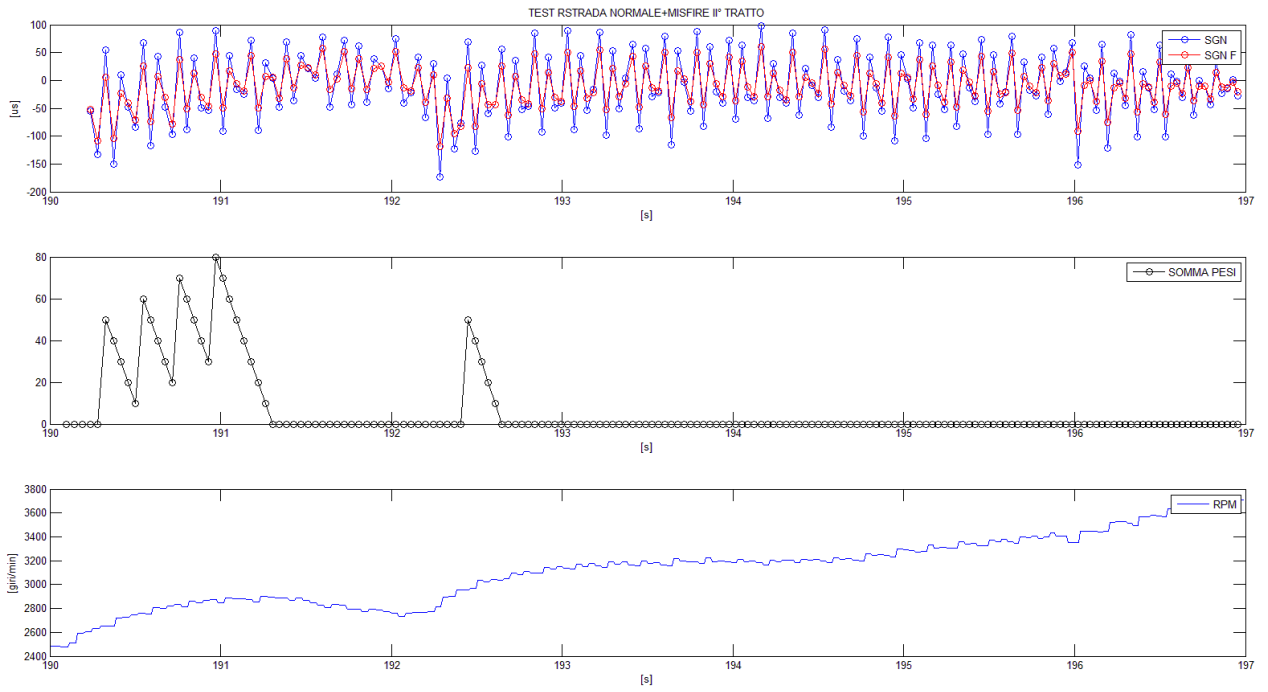


Fig. 6-29

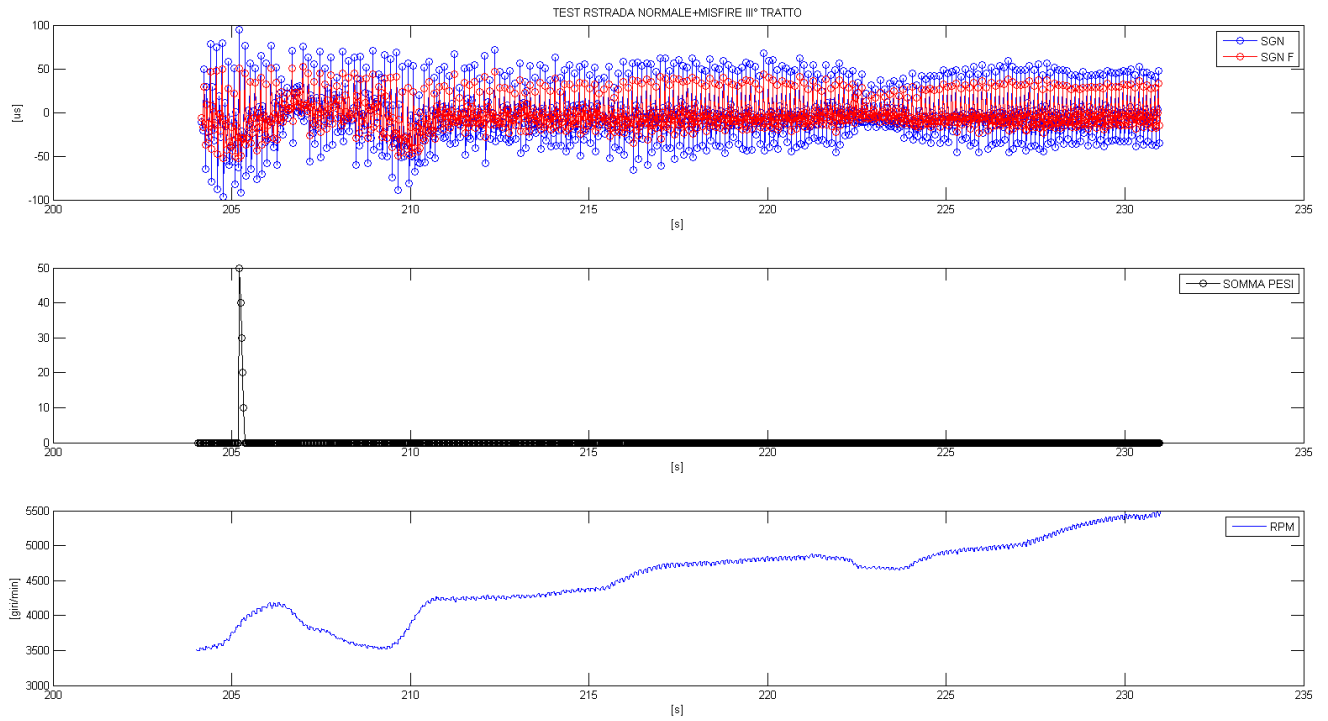


Fig. 6-30

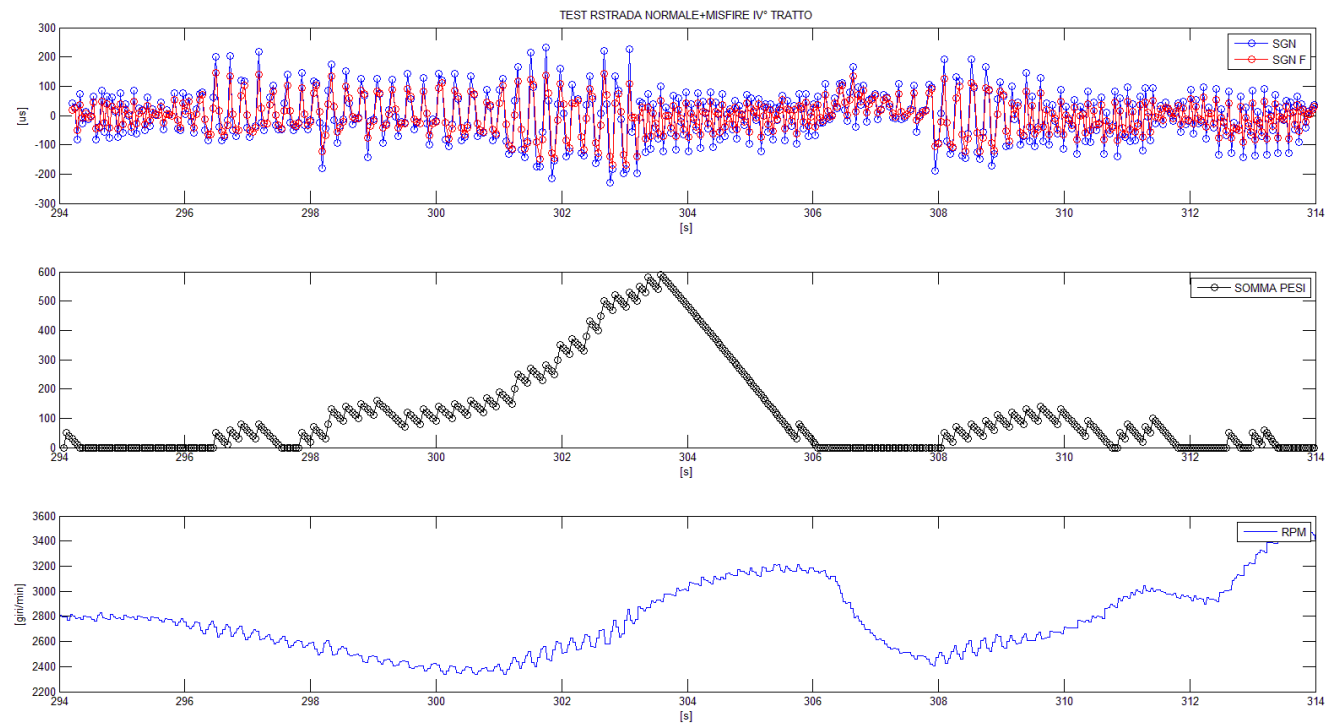


Fig. 6-31

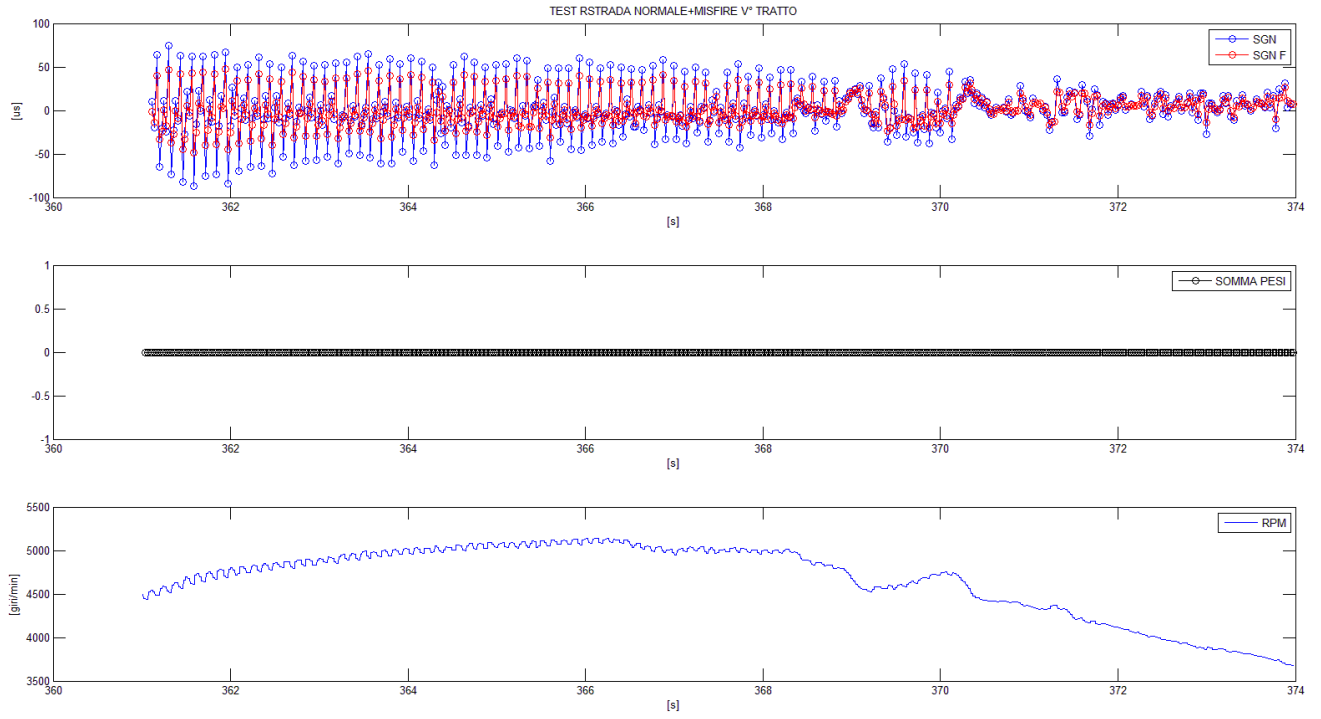


Fig. 6-32

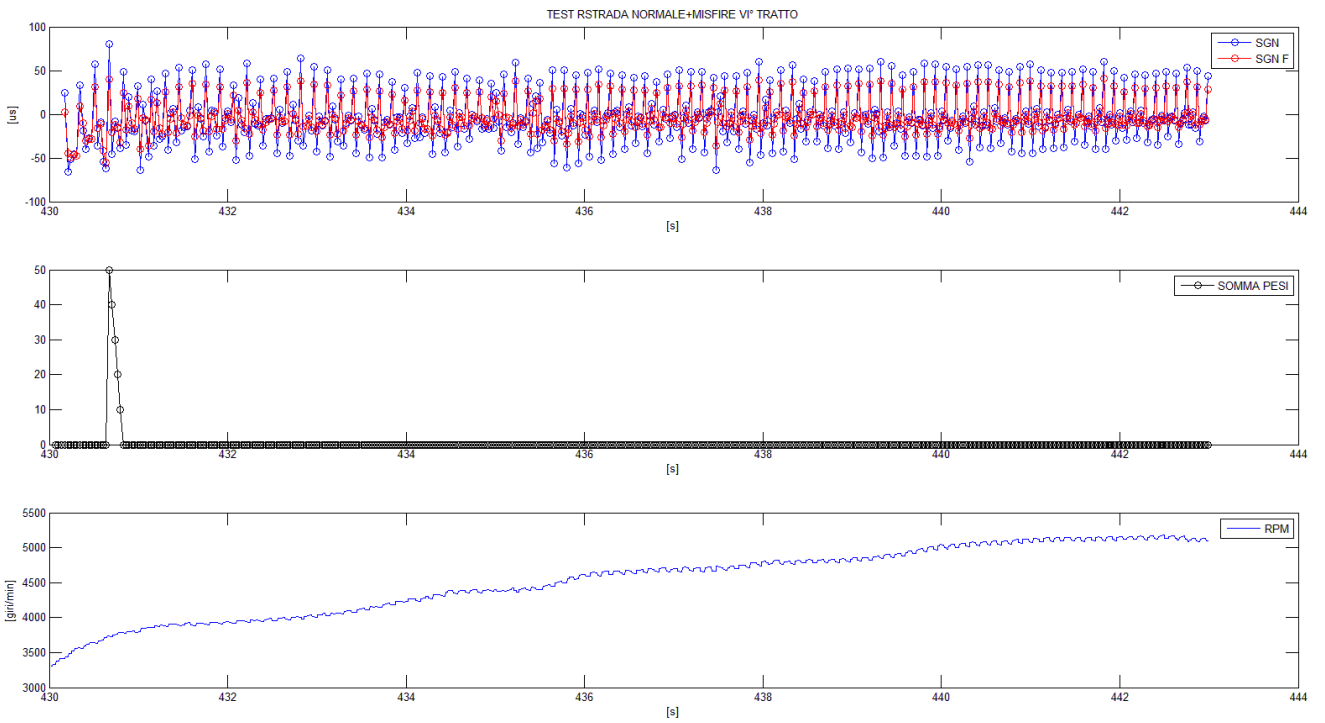


Fig. 6-33

Osservando l'andamento ottenuto del segnale della somma dei pesi, si possono fare alcune considerazioni.

Il caso ideale, cioè ciò che si sarebbe voluto osservare in tutte le parti di acquisizione, è quello che si è ottenuto nel filtraggio del segnale del quinto tratto analizzato; integrale costantemente nullo.

Viene ritenuto comunque accettabile, come indicato precedentemente, ciò che risulta nel terzo e nel sesto tratto; un incremento puntuale dell'integrale, immediatamente azzerato.

Con un po' di tolleranza si può considerare valido anche l'andamento del primo tratto; il segnale in due punti incrementa il valore della somma dei pesi, ma in entrambi i casi viene immediatamente azzerato nei cicli successivi.

Quello che non può invece essere ritenuto accettabile è quanto si ottiene nel secondo e nel quarto tratto.

Infatti in questi casi, l'integrale continua ad aumentare per più cicli consecutivi, come se stesse percorrendo un tratto in rough road; questo risulta impossibile visto il tipo di test svolto. In particolare nel quarto tratto l'integrale cresce in maniera importante e si mantiene per quasi la totalità dell'acquisizione a valori molto lontani da zero e decisamente superiori anche al transito sui tombini (confronto quantitativo accettabile vista la parità di parametri del modello).

La strategia, così definita, non può ritenersi accettabile perché in alcune condizioni il misfire verrebbe rilevato come rough road.

6.2 SECONDA CALIBRAZIONE

Per capire il motivo di ciò che si è ottenuto, si esegue una nuova analisi, con il medesimo modello, cercando di affinare la definizione dei breakpoint delle bande ed i pesi ad esse attribuite.

La nuova calibrazione di queste bande ricalca l'idea che è alla base della catena di filtraggio cioè, valorizzare gli spike tramite la differenza tra il segnale filtrato e non filtrato cercando di incrementare un integrale, il quale si deve decrementare quando la differenza tra i due segnali è minima o nulla. Questa nuova calibrazione vuole dare una definizione migliore, in modo da poter fare un'analisi di quanto si ottiene anche da un punto di vista dei valori numerici che assume l'integrale nei vari casi.

Perciò i nuovi breakpoint e pesi sono così definiti:

Breakpoints	Column	(1)
Row		--
(1)	0	-20
(2)	29	-20
(3)	30	-10
(4)	40	-10
(5)	41	20
(6)	60	40
(7)	80	40
(8)	81	120

Fig. 6-34 a

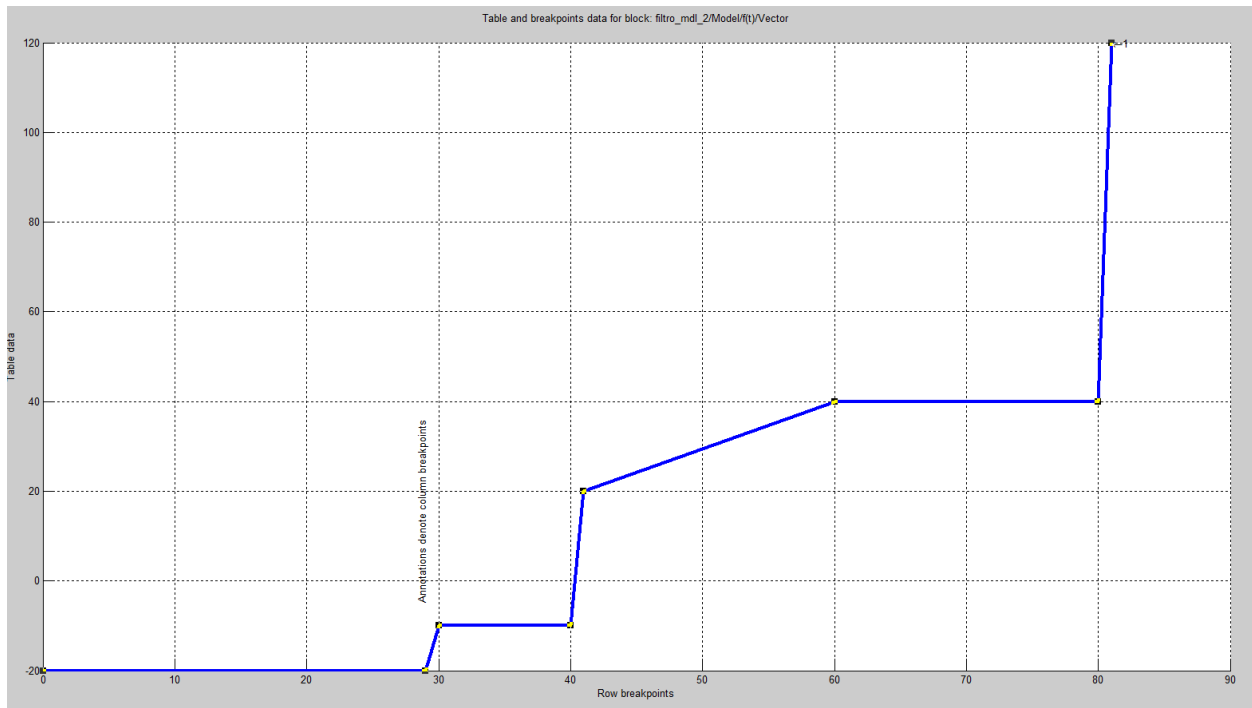


Fig. 6-34 b

Come si può vedere dalle immagini 6-34a e 6-34b l'integrale sarà incrementato in modo progressivo all'aumentare della differenza tra i due segnali, mentre verrà decrementato quando la differenza tra i due segnali rientra entro un determinato range. La differenza è sempre considerata in termini assoluti.

6.2.1 Analisi risultati: test tombini

Riprendendo i test precedentemente analizzati sui tombini, in una generica rough road e su strada normale con misfire, vediamo ciò che si ottiene.

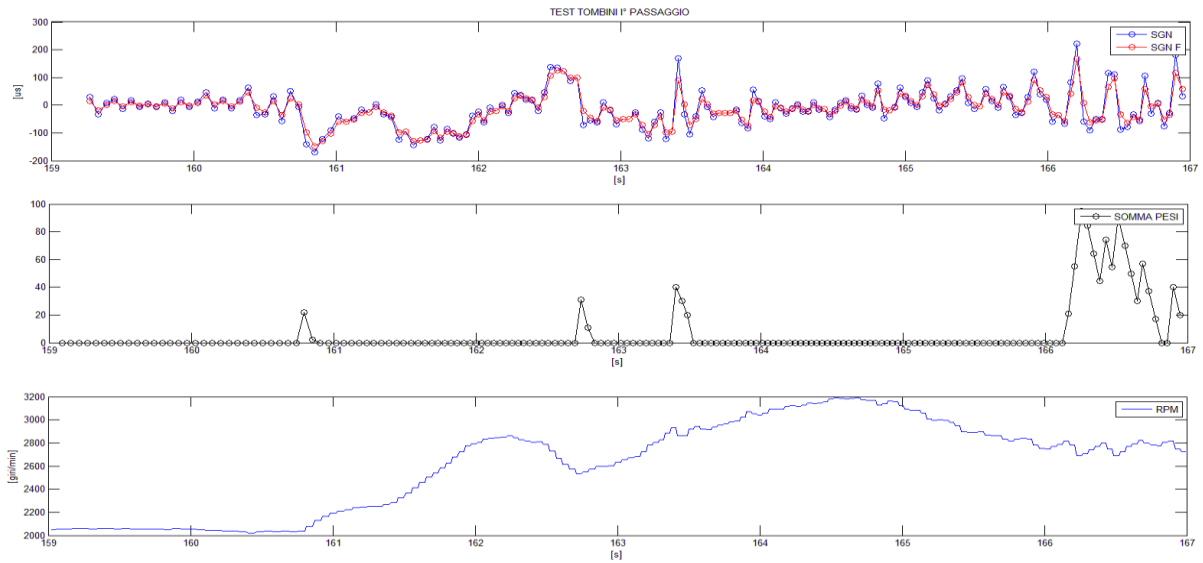


Fig. 6-35

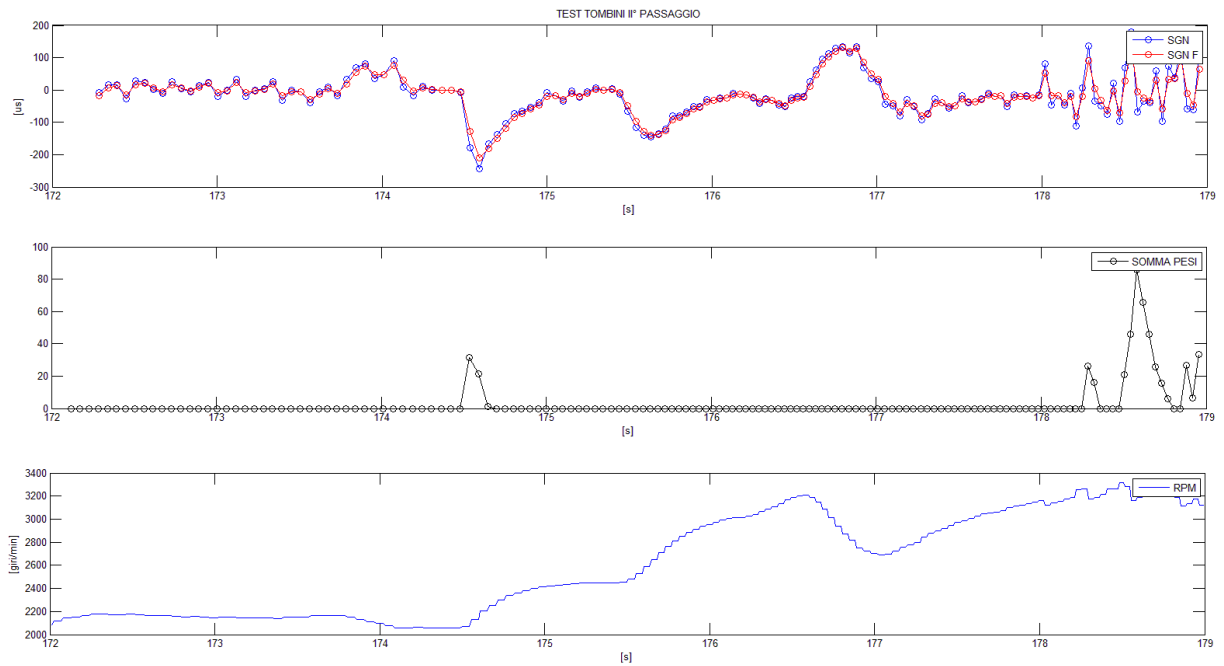


Fig. 6-36

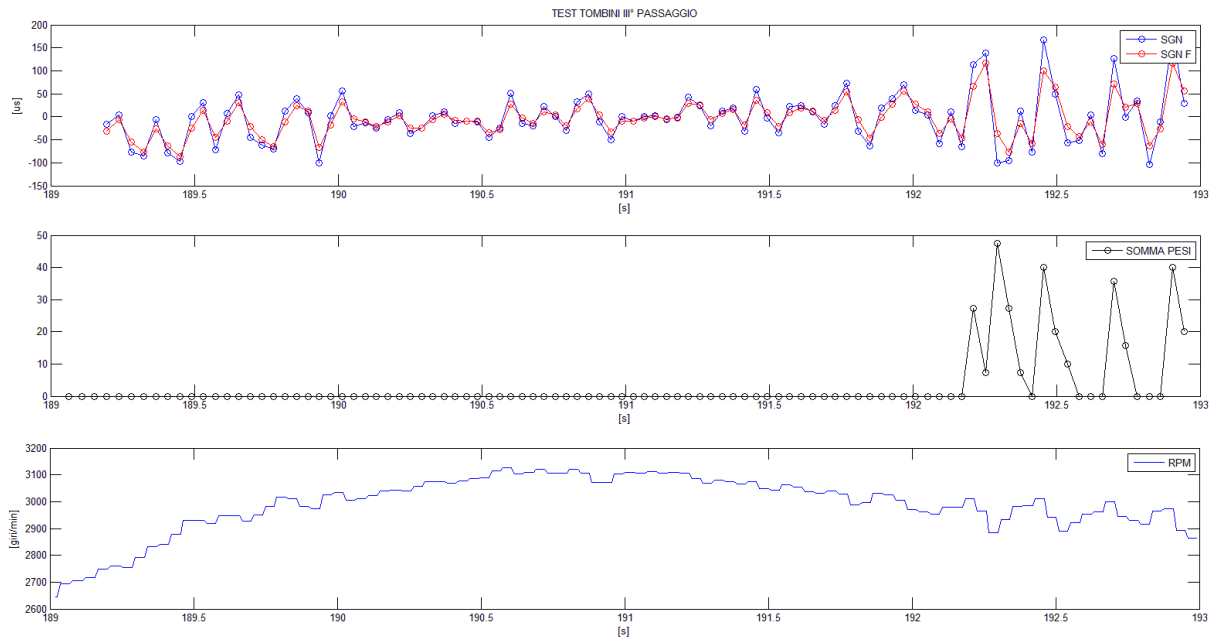


Fig. 6-37

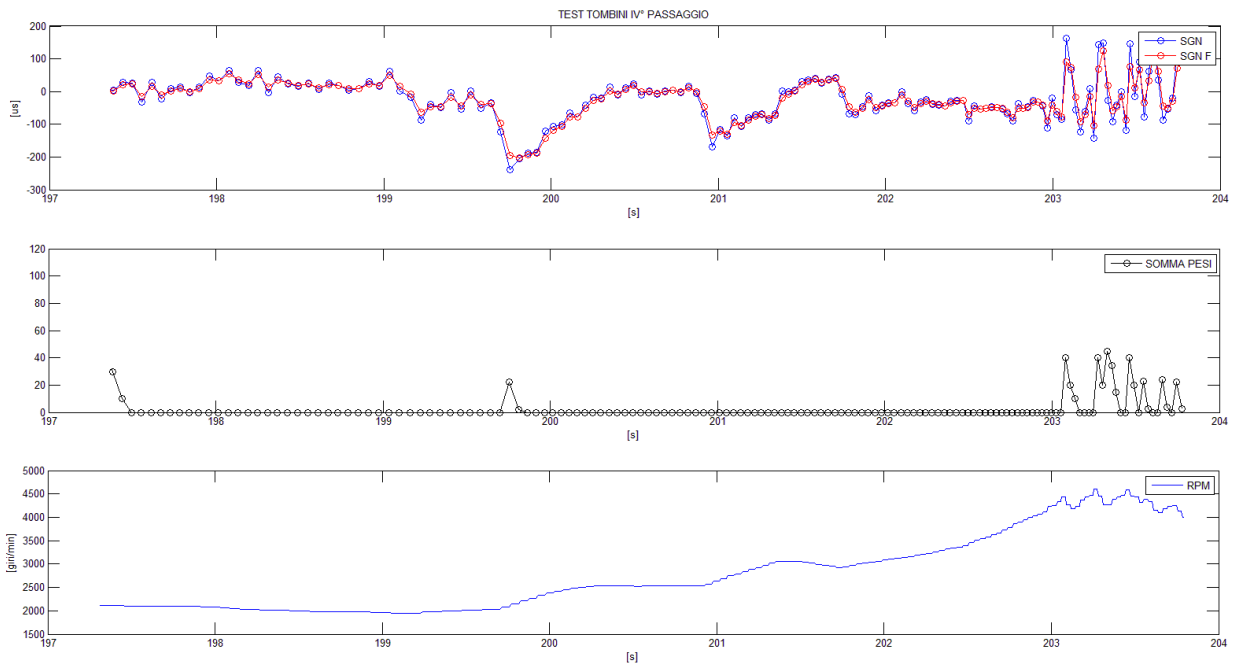


Fig. 6-38

Quello che si può dire per quanto riguarda il test sui tombini è che questa nuova calibrazione non ha prodotto sostanziali differenze. La precedente calibrazione, per quanto grossolana, era in grado di mettere in evidenza quando il veicolo transitava sui tombini; la nuova modifica ha lasciato sostanzialmente invariata l'individuazione, risultando semplicemente più sensibile ad alcuni picchi precedenti al transito sulle accidentalità, ma l'integrale si azzerava immediatamente, rendendo di fatto accettabile ciò che si ottiene.

6.2.2 Analisi risultati: test in rough road

Vediamo ora come agisce la nuova calibrazione nel test in una generica rough road.

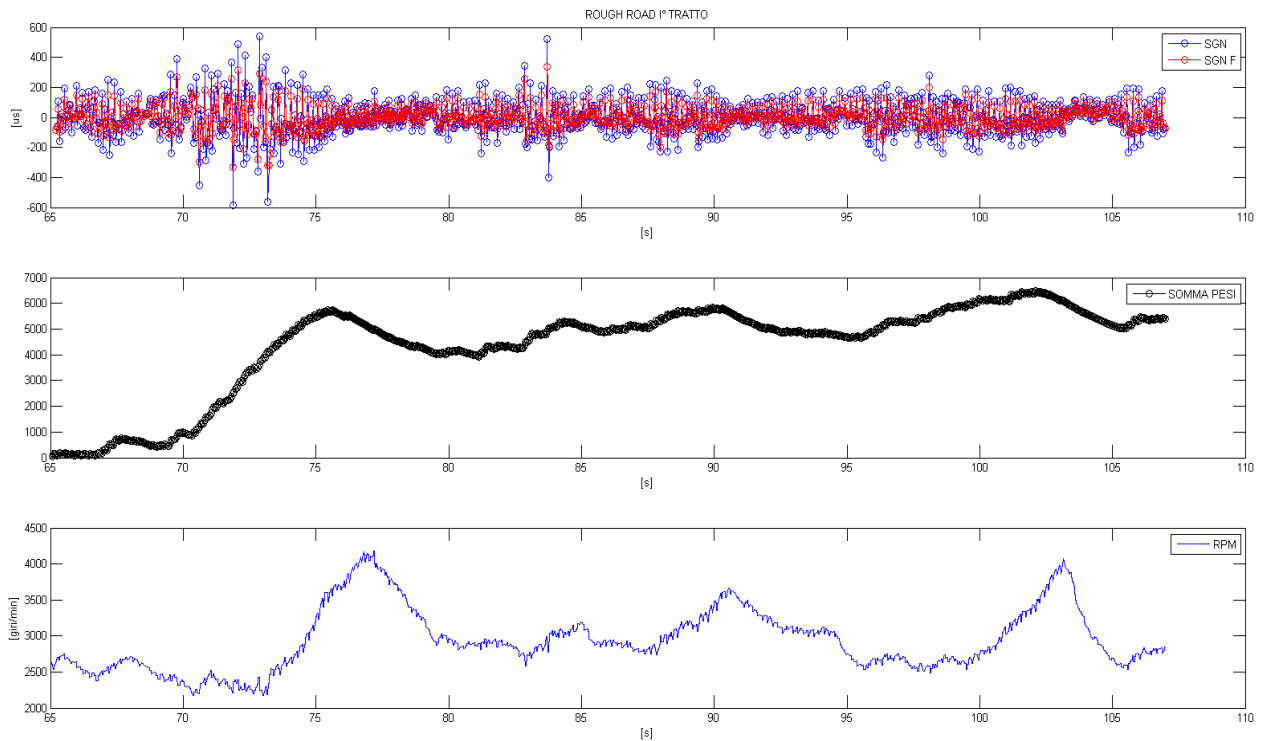


Fig. 6-39

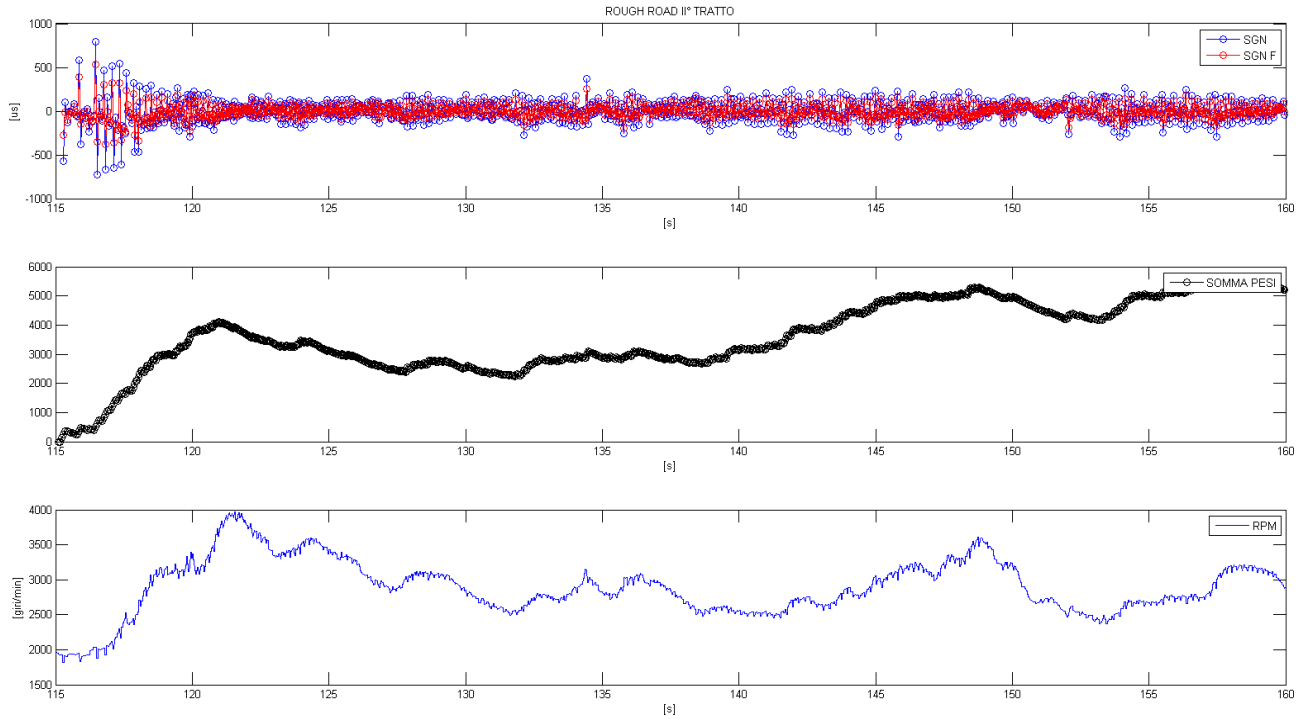


Fig. 6-40

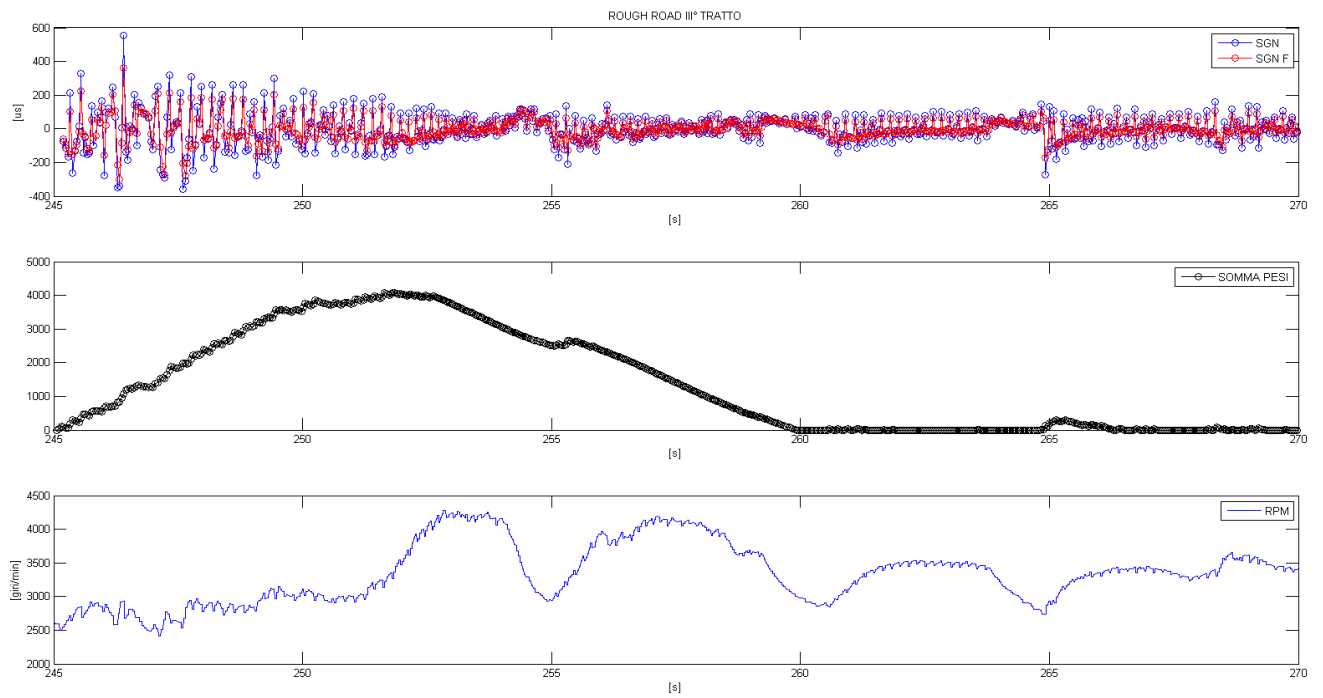


Fig. 6-41

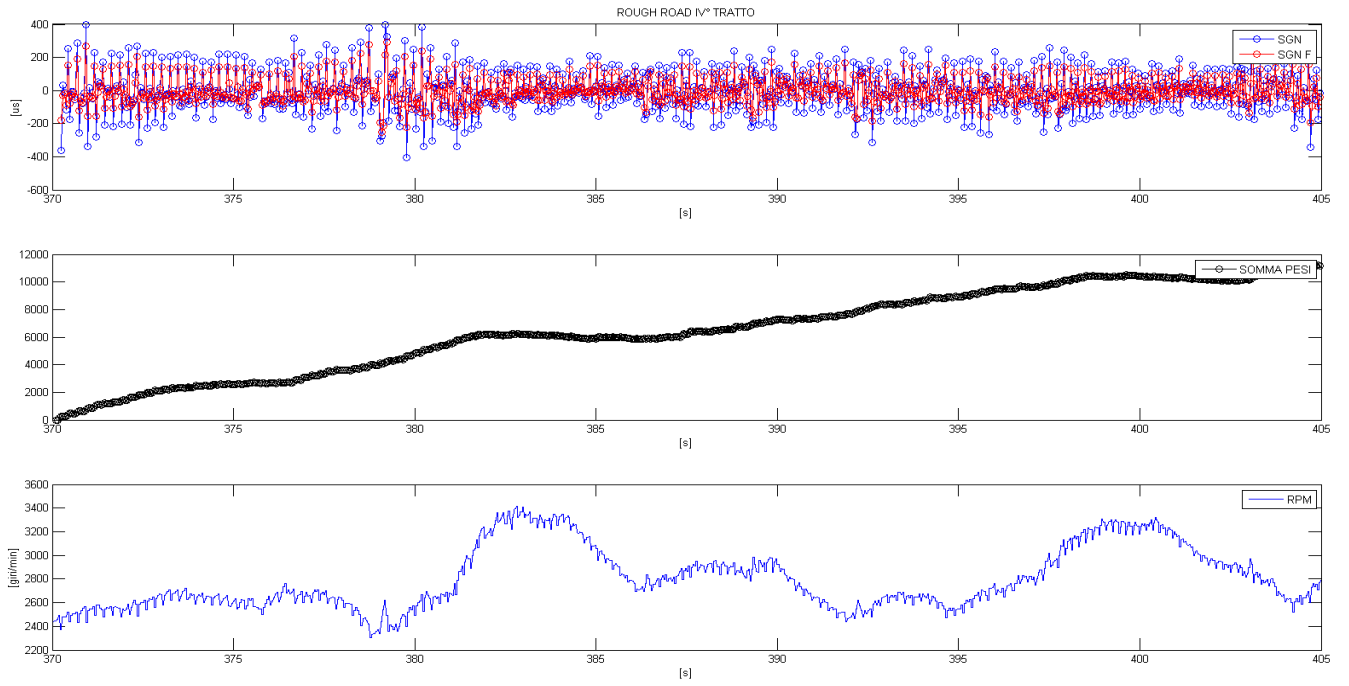


Fig. 6-42

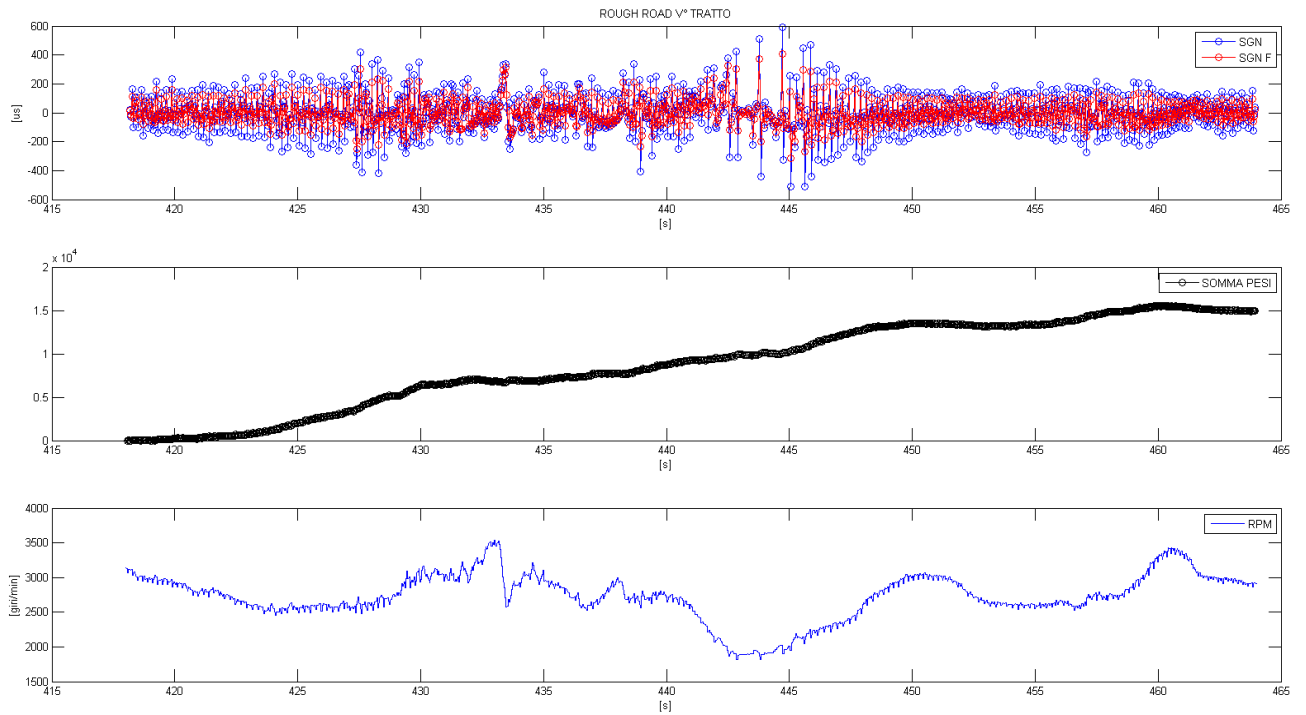


Fig. 6-43

Come si può vedere, facendo un confronto quantitativo con il test sui tombini, nel caso di transito in rough road l'integrale assume valori decisamente molto più grandi, di alcuni ordini di grandezza. Questo è dovuto al fatto che il passaggio sui tombini ha una durata di qualche secondo e l'integrale non riesce ad assumere valori molto elevati, mentre il transito in rough road in continuo permette di incrementare continuamente la somma dei pesi. Questo avverrebbe indipendentemente dalla calibrazione dei breakpoint.

Facendo invece un confronto qualitativo con la precedente calibrazione sempre nel test in rough road, si può dire che la modifica non abbia assolutamente portato peggioramenti o miglioramenti; la strategia riesce a identificare il transito continuativo in rough road. Non avrebbe senso un confronto numerico tra i valori ottenuti con i breakpoint e i pesi nella configurazione più grossolana, sempre in rough road, perché affinando la strategia sono cambiati i valori dei pesi e le bande di assegnazione.

6.2.3 Analisi risultati: test in strada normale con misfire

Viene ora verificata la condizione in strada normale con misfire indotto sul cilindro uno.

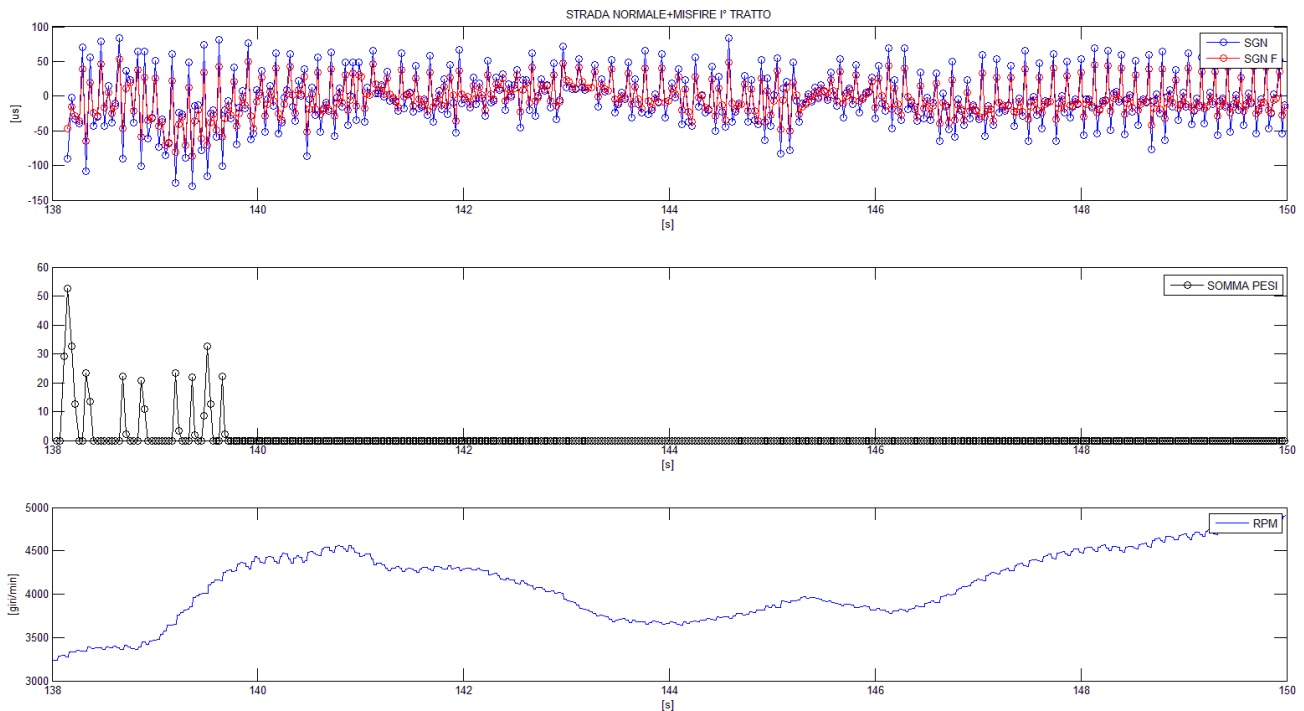


Fig. 6-44

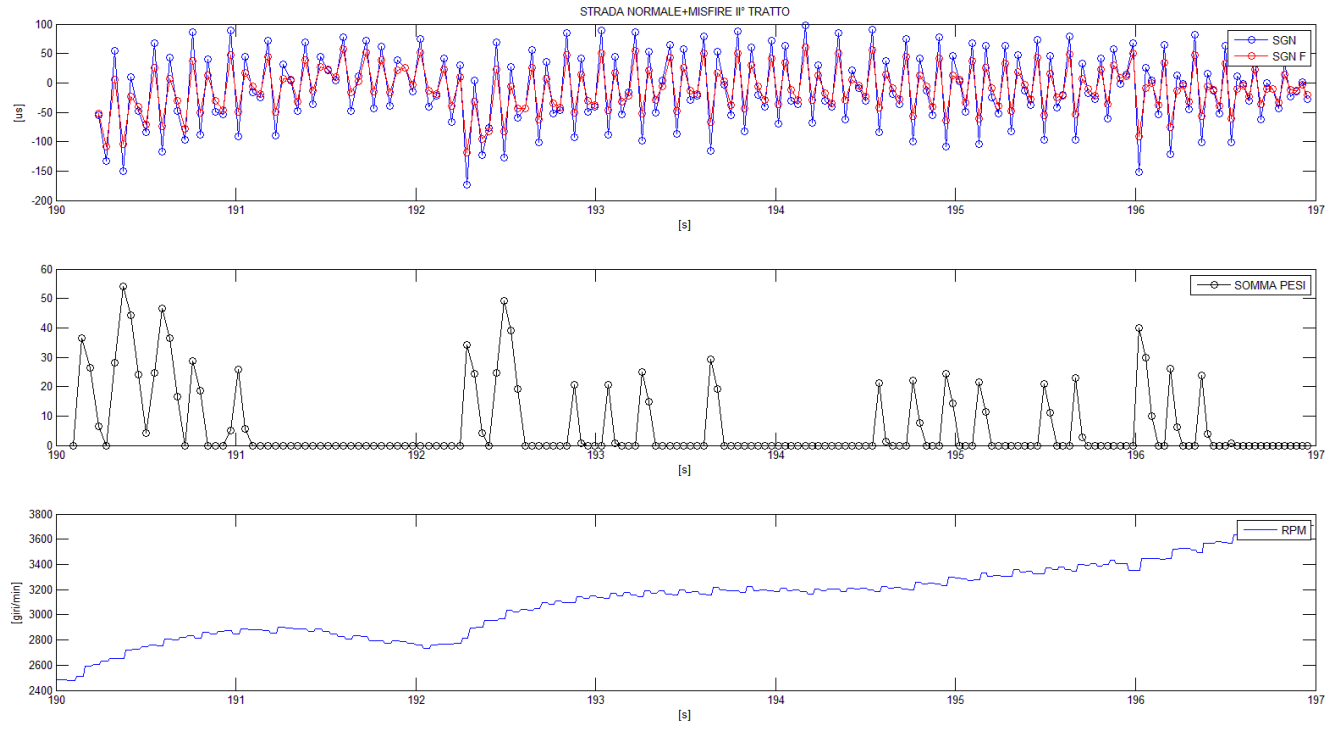


Fig. 6-45

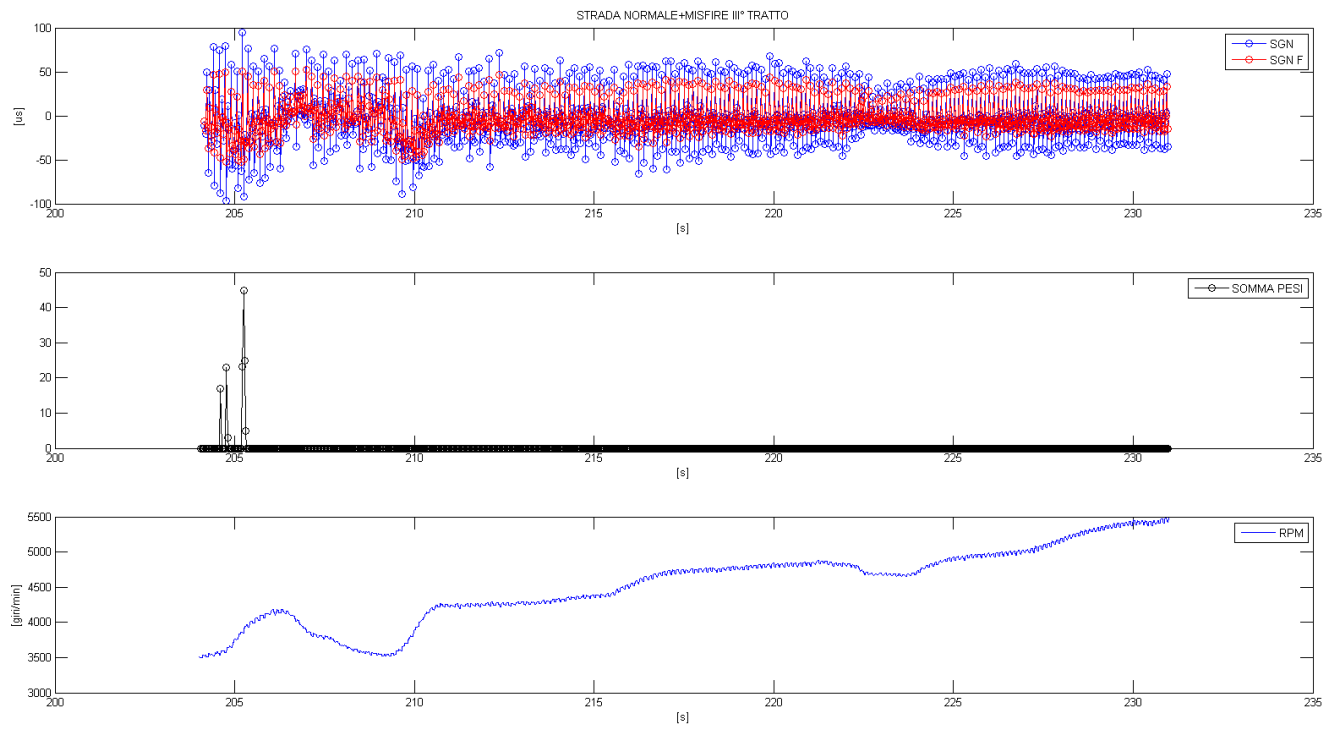


Fig. 6-46

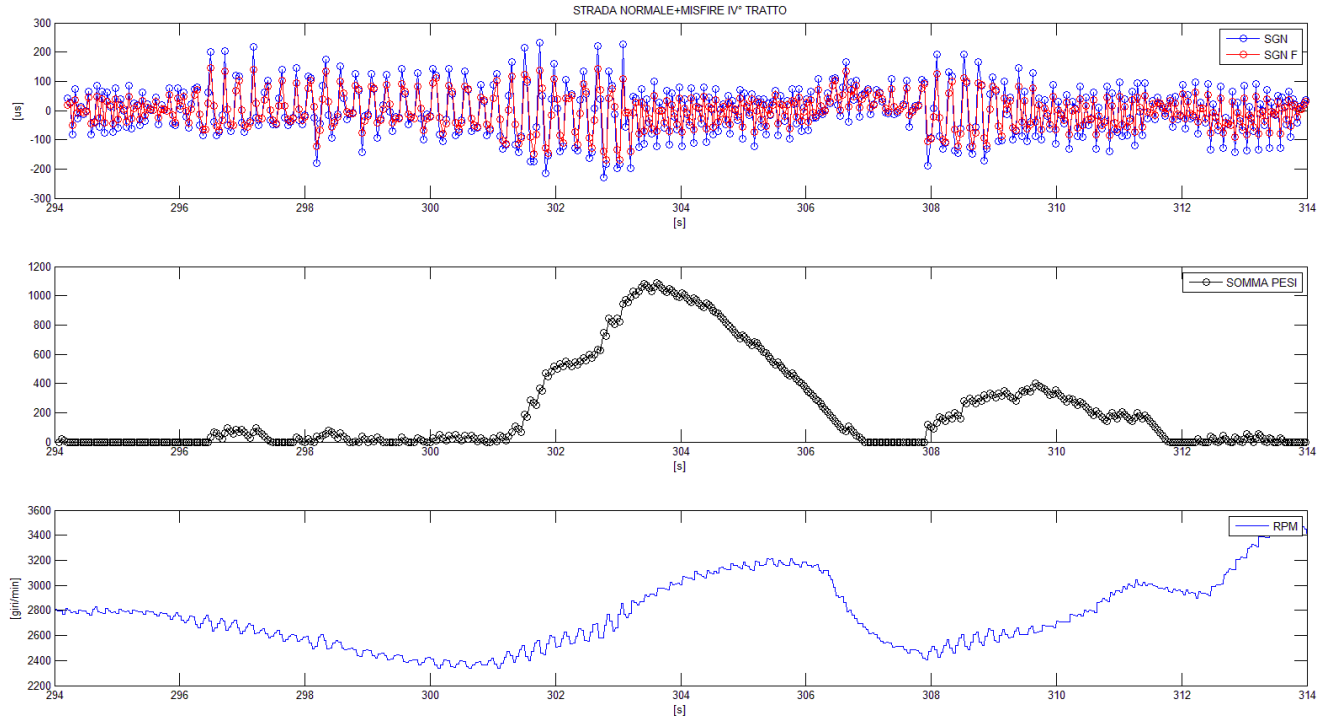


Fig. 6-47

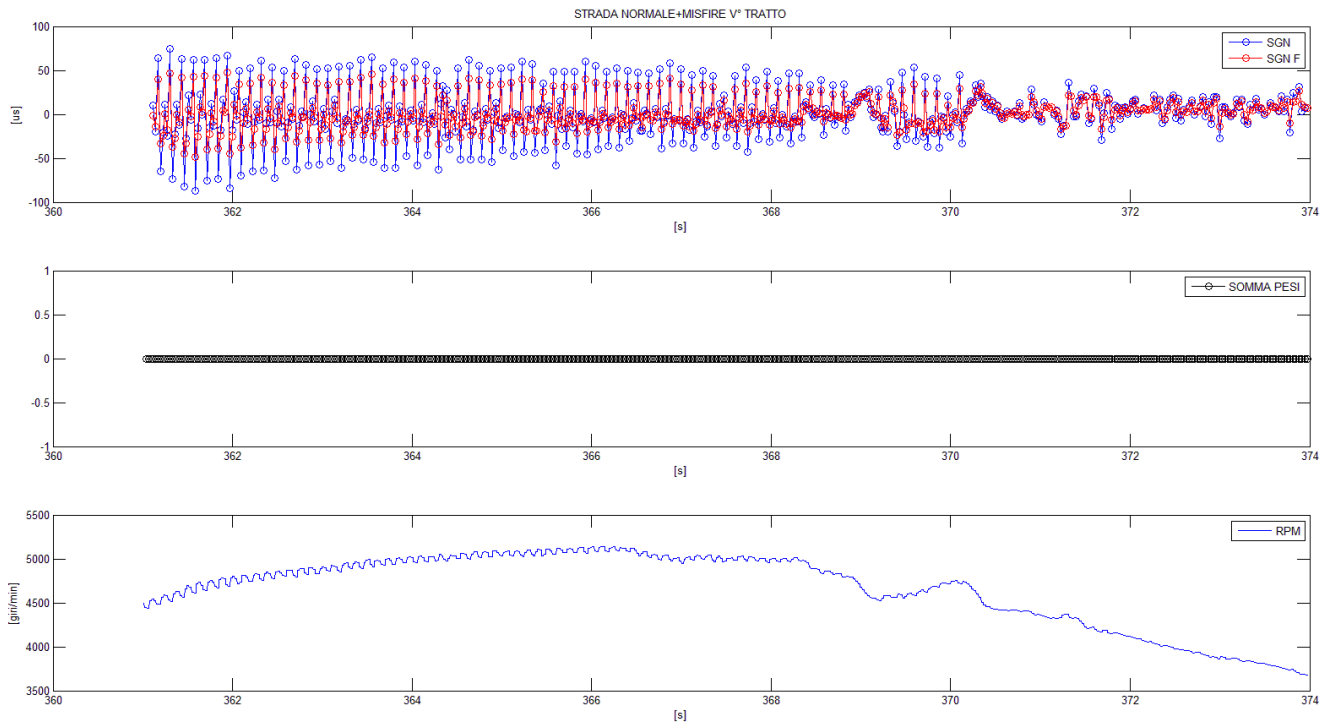


Fig. 6-48

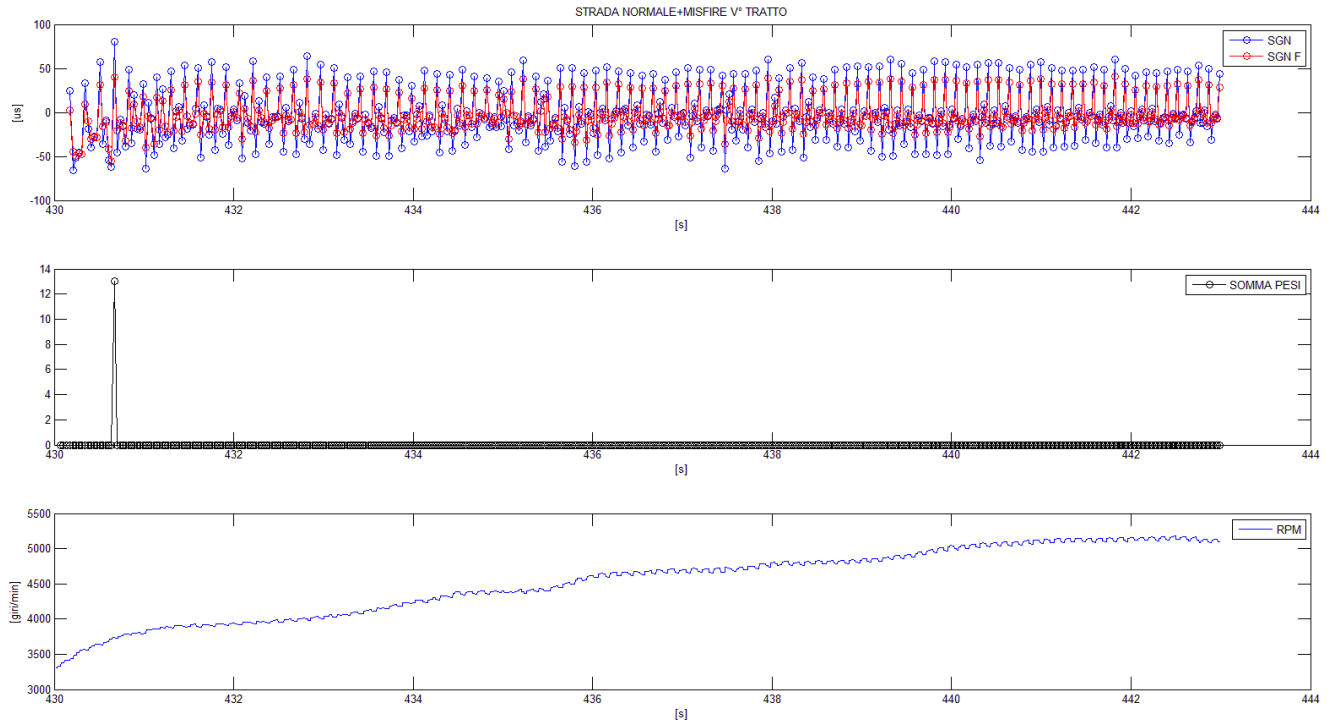


Fig. 6-49

Quello che si ottiene con questa nuova configurazione, rispetto a quanto visto prima, nei test in strada normale con misfire, è indicativamente lo stesso risultato.

Infatti il caso ideale, cioè il quinto tratto, rimane invariato, mantenendo nullo l'integrale.

Il terzo ed il sesto tratto sono ritenuti accettabili, in quanto essendo più dettagliata la calibrazione, risulta anche più sensibile. Questo provoca l'incremento puntuale in alcuni punti dell'integrale, ma impiega pochi cicli successivi ad azzerarsi, uno massimo due; risulta quindi ancora accettabile il risultato del primo tratto, per il medesimo motivo.

Rimane inaccettabile invece ciò che si ottiene dal filtraggio nel secondo tratto, dove l'integrale tende ad incrementarsi molto frequentemente e nel quarto tratto dove la somma dei pesi è per quasi tutta l'acquisizione a valori molto diversi da zero.

A livello numerico, confrontando il valore che raggiunge l'integrale nel tratto quattro, con quello raggiunto sui tombini e in rough road si può notare che:

- rispetto al passaggio sui tombini, il misfire può portare l'integrale a valori di un ordine di grandezza superiore (1000 misfire, 100 tombini);
- rispetto alla rough road, il misfire può portare l'integrale a valori dello stesso ordine di grandezza; valori che si hanno dopo un breve tratto di percorrenza di rough road.

A questo punto, si può dire che la strategia sia in grado di rilevare il transito in rough road tramite l'andamento dell'integrale, ma in determinate condizioni può leggere false rough road indotte dal misfire, anche affinando la calibrazione; questo non deve accadere altrimenti verrebbe sospesa la diagnosi misfire quando in realtà si sta verificando realmente il fenomeno. L'aver quindi migliorato la definizione dei breakpoint che generano le bande e i pesi ad esse attribuiti, non ha prodotto nessun notevole miglioramento. Un ulteriore affinamento della calibrazione, magari nella direzione di eliminare l'incremento del segnale della somma dei pesi in caso di misfire, come nel secondo o nel quarto tratto, rischia di provocare il miglioramento in una condizione, peggiorando in altre. Inoltre si rischierebbe di rendere la strategia troppo specifica e focalizzata solo sui casi analizzati, con il veicolo utilizzato; l'obiettivo invece è di sviluppare una strategia che possa ritenersi il più universale possibile.

6.3 CALIBRAZIONE DEL "GAIN"

Tenendo conto dai risultati ottenuti, filtrando con il modello creato i tre diversi test eseguiti, si può dire che occorre una correzione della strategia nell'ottica di eliminare tramite il filtro, l'effetto del misfire sul gradiente del tempo di percorrenza della finestra di ruota fonica considerata, senza però perdere l'informazione relativa alle rough road.

Analizzando nuovamente l'ultimo test eseguito, quello in strada normale con il motore soggetto a misfire, è possibile fare ulteriori considerazioni.

Prendendo in particolare il quarto tratto, quello che più si allontana dalle condizioni ideali, si osserva che per larghi tratti il test è stato condotto ad un regime di giri al di sotto di 3000 [giri/min]; la stessa considerazione la si può fare per la prima parte del secondo tratto di acquisizione, dove anche in quel caso l'integrale assume valori che si discostano abbondantemente da zero e anche gli rpm sono al di sotto di 3000 [giri/min].

Riconducendosi ai test eseguiti al banco, con misfire e senza misfire è possibile osservare alcune caratteristiche.

Regime di giri [giri/min]	Tempo percorrenza finestra [μs] Carico 40%		Tempo percorrenza finestra [μs] Carico 80%	
	2000	No misfire	7260	No misfire
	Misfire cil.1	6730	Misfire cil.1	6680
	Misfire cil.2	7320	Misfire cil.2	7320
4000	No misfire	3590	No misfire	3650
	Misfire cil.1	3525	Misfire cil.1	3520
	Misfire cil.2	3530	Misfire cil.2	3570
6000	No misfire	2357	No misfire	2360
	Misfire cil.1	2315	Misfire cil.1	2280
	Misfire cil.2	2355	Misfire cil.2	2370
7000	No misfire	2017	No misfire	2016
	Misfire cil.1	2003	Misfire cil.1	2011
	Misfire cil.2	2017	Misfire cil.2	2020

Tabella 6-1

Come si vede dalla tabella 6-1 relativa ai test al banco visti nel capitolo 4 la condizione operativa a 2000 [giri/min] presenta un effetto del misfire molto più amplificato rispetto ai regimi di giri superiori; in particolare quando esso si verifica sul cilindro uno, il tempo di percorrenza della finestra si riduce notevolmente rispetto ad un ciclo che si sviluppa correttamente. All'aumentare degli rpm questa differenza si riduce sempre di più.

Occorre quindi trovare una soluzione che sia in grado di filtrare l'effetto della mancata combustione, in tutti i punti motore.

Per come è stato costruito il modello della strategia fino a questo punto, gli unici parametri modificabili risultano essere sostanzialmente due:

- GAIN (β);
- breakpoint per la definizione delle bande e pesi assegnati.

Come è stato visto nel paragrafo precedente, anche migliorando la definizione dei breakpoint, il risultato non cambia.

Si ritiene quindi opportuno definire in modo univoco breakpoint e pesi, che saranno calibrati per ogni veicolo equipaggiato con questa strategia, a seconda delle caratteristiche di quest'ultimo; ma tale calibrazione sarà universale per tutti i punti motore.

Risulta invece possibile rendere calibrabile il GAIN del filtro passa-basso. Infatti l'attenuazione dei picchi e quindi poi il valore della differenza tra segnale filtrato e non filtrato, dipende da questa variabile.

Basandosi sugli effetti indotti dal misfire sul tempo di percorrenza della finestra, si può dedurre che una mancata combustione, generi puntualmente un valore del gradiente molto elevato per quel TDC1, visto che il gradiente è definito rispetto al tempo di percorrenza della finestra al ciclo precedente. Questo valore puntuale sarà più grande a bassi giri motore, in particolare in regimi di circa 2000 [giri/min], mentre tenderà a ridursi aumentando i giri, secondo ciò che si è ottenuto al banco; è proprio quel valore puntuale che genera un incremento dell'integrale nella strategia.

Nel caso invece si verificano misfire consecutivi sul medesimo cilindro, essi porteranno il gradiente ad assestarsi su valori pressoché costanti, o comunque senza spike improvvisi, ed in questo caso la strategia di identificazione di rough road per come è definito il filtro non ha problemi.

L'idea è quindi quella di attribuire al GAIN valori prossimi all'unità nel caso di bassi giri motore, quando gli spike indotti dal misfire saranno piuttosto importanti; in questo modo viene attenuato dal filtro, in maniera minore, il valore puntuale del gradiente, limitando il valore assoluto della differenza tra il segnale filtrato e non filtrato in quel punto; in questo modo si limita l'incremento dell'integrale in corrispondenza di quel TDC1. Il rischio di avere valori del GAIN prossimi all'unità e quindi di filtrare poco il segnale, è quello di perdere poi informazioni importanti date dalle rough road.

Per questo, all'aumentare del regime di giri motore, siccome l'effetto del misfire sul tempo di percorrenza della finestra della ruota fonica si riduce, è possibile attribuire al GAIN valori che si allontanano dall'unità, in modo da aumentare il grado di filtraggio e riuscire a rilevare in maniera più netta l'informazione delle rough road derivante dagli effetti sulla ruota fonica.

Mantenendo quindi il modello della strategia ideato fino ad ora, mantenendo in oltre costante la calibrazione dei breakpoint e dei pesi e attribuendo al GAIN valori variabili a seconda degli rpm, si procede all'analisi delle prove come fatto fino ad ora.

I parametri di prova impostati sono quindi i seguenti:

- GAIN definito in questo modo:

RPM [giri/min]	GAIN (β)
2000÷3000	0,8
3000÷4000	0,7
4000÷5000	0,6

Tabella 6-2

- breakpoint e pesi definiti precedentemente:

Breakpoints	Column	(1)
Row		--
(1)	0	-20
(2)	29	-20
(3)	30	-10
(4)	40	-10
(5)	41	20
(6)	60	40
(7)	80	40
(8)	81	120

Tabella 6-3

6.3.1 Analisi risultati: test tombini

Si analizzano quindi nuovamente i test eseguiti sui tombini, questa tenendo conto del regime di giri motore al quale avviene il transito su di essi.

Si ottiene quindi:

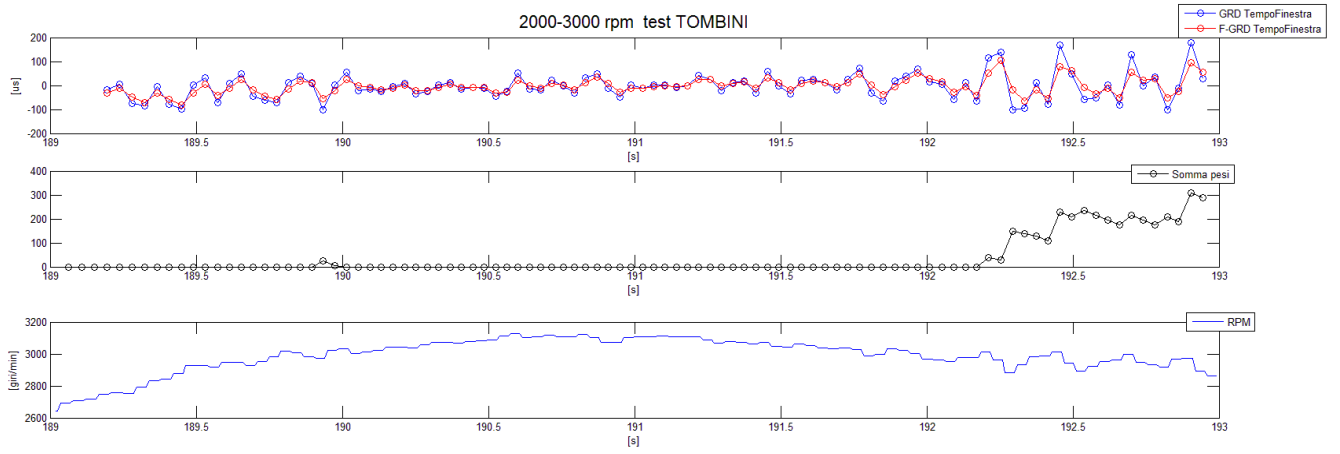


Fig. 6-50

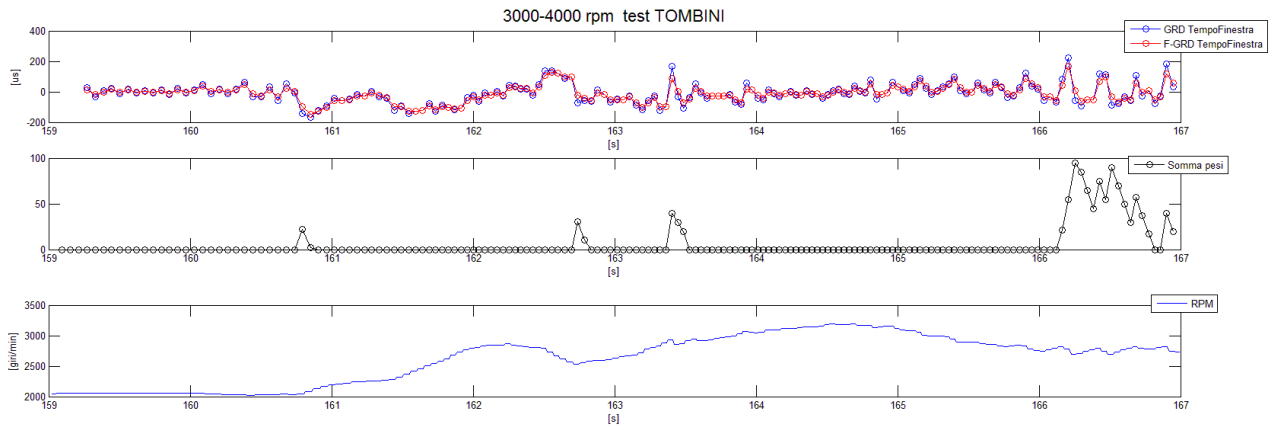


Fig. 6-51

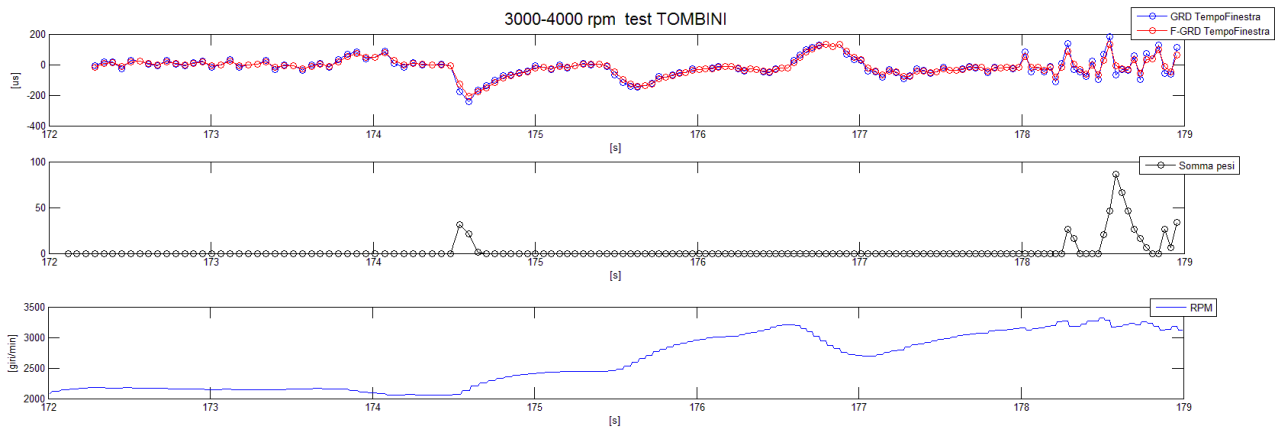


Fig. 6-52

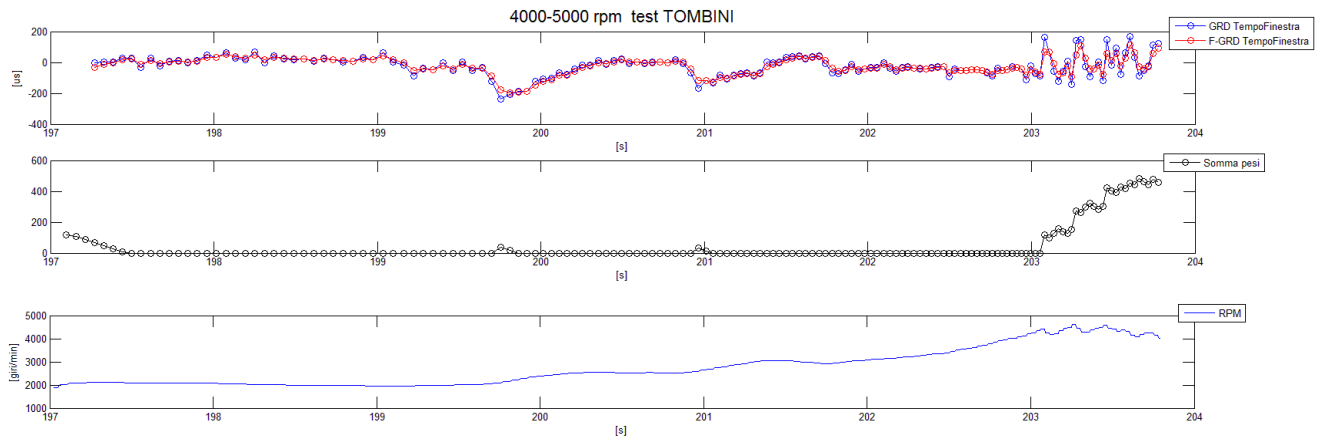


Fig. 6-53

I risultati ottenuti sono ritenuti piuttosto accettabili, infatti, in corrispondenza del transito sulle accidentalità l'integrale si incrementa in modo importante, mentre se si incrementa puntualmente in zone non attese, viene immediatamente azzerato il suo valore ai cicli successivi. Questo conferma la bontà della strategia per quanto riguarda l'individuazione del passaggio sui tombini.

6.3.2 Analisi risultati: test in rough road

Viene poi verificata la nuova definizione della strategia sul transito in rough road in modo continuo, suddividendo anch'essa in funzione del regime di giri motore.

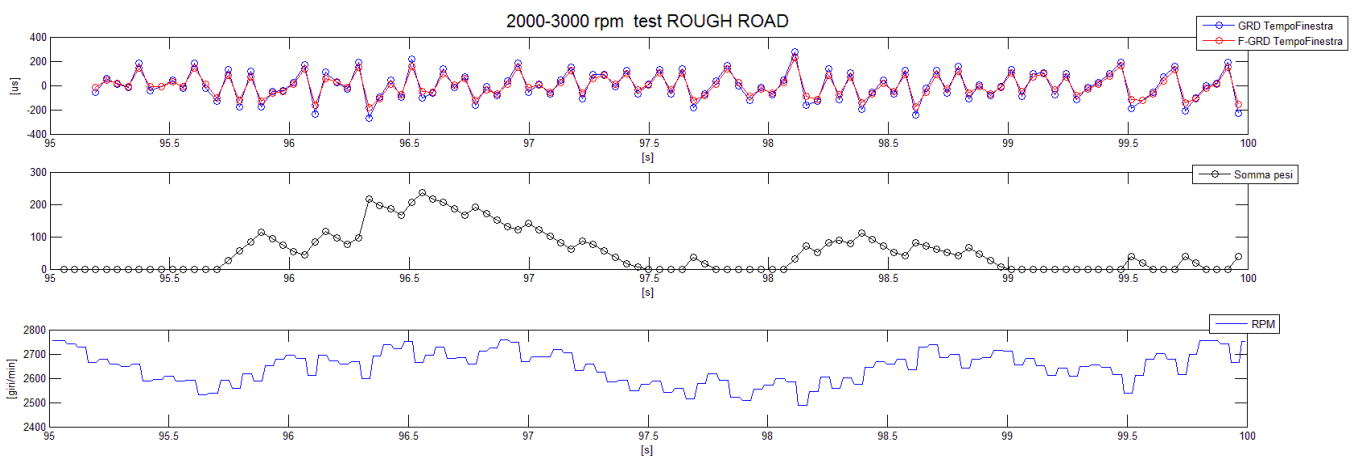


Fig. 6-54

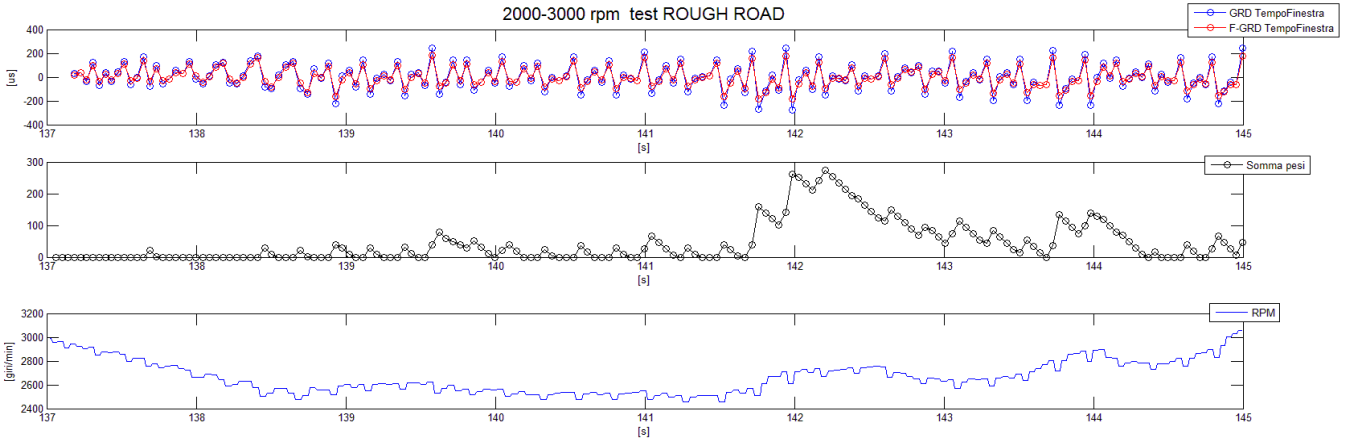


Fig. 6-55

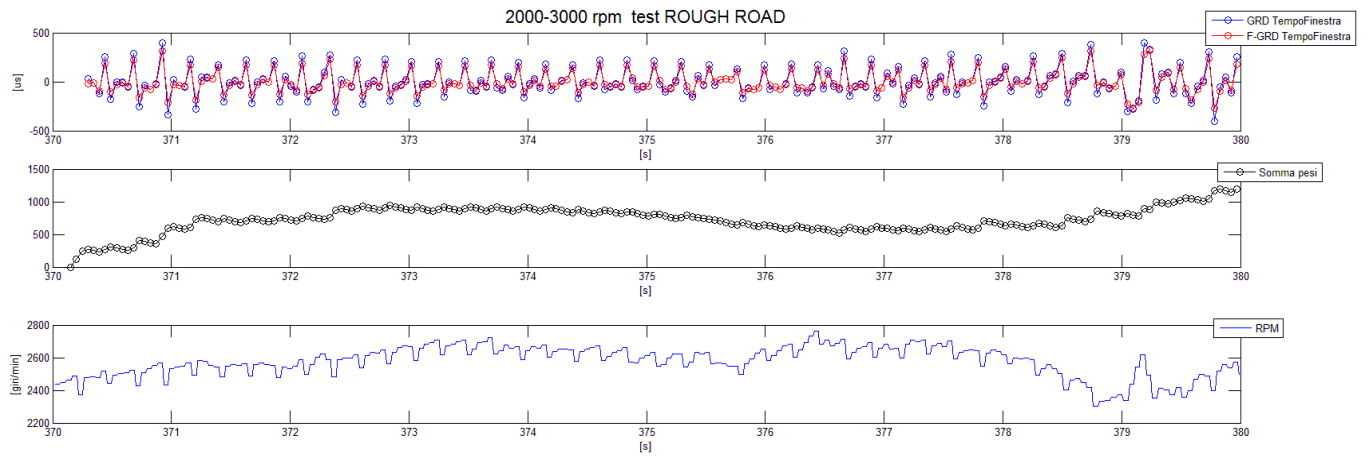


Fig. 6-56

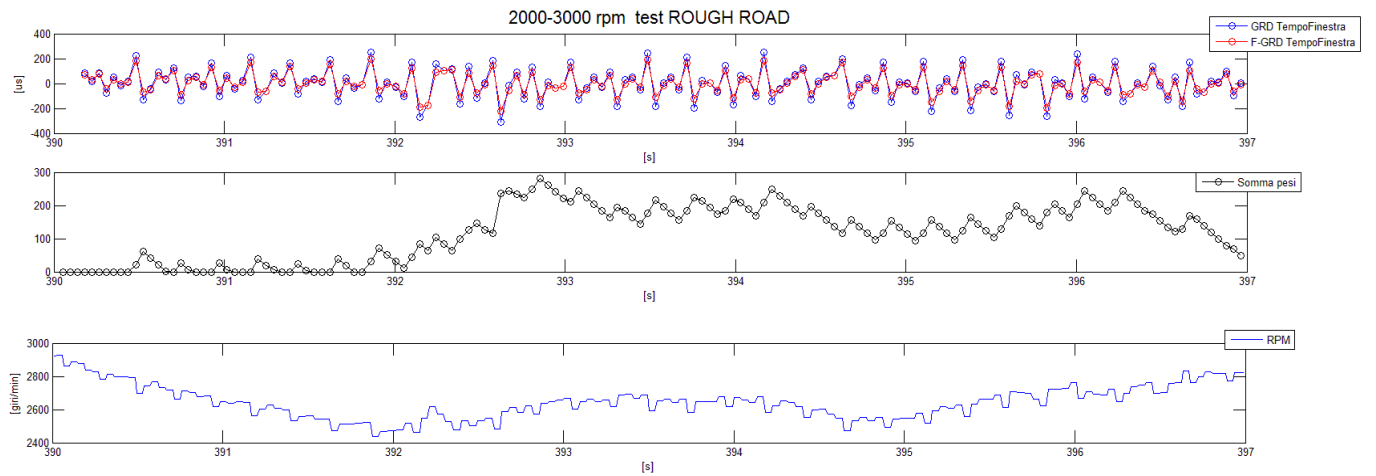


Fig. 6-57

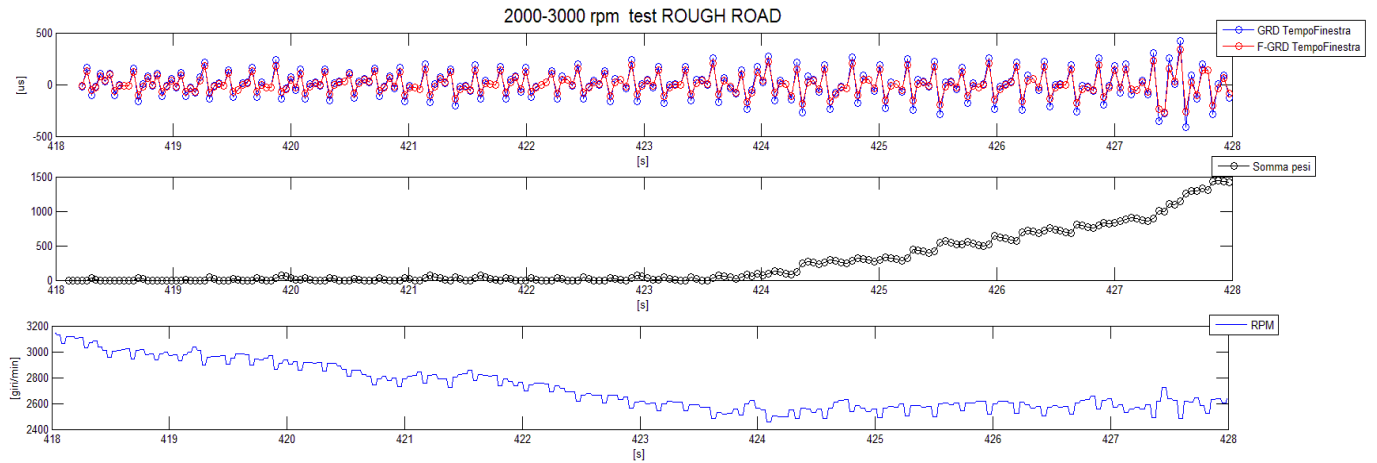


Fig. 6-58

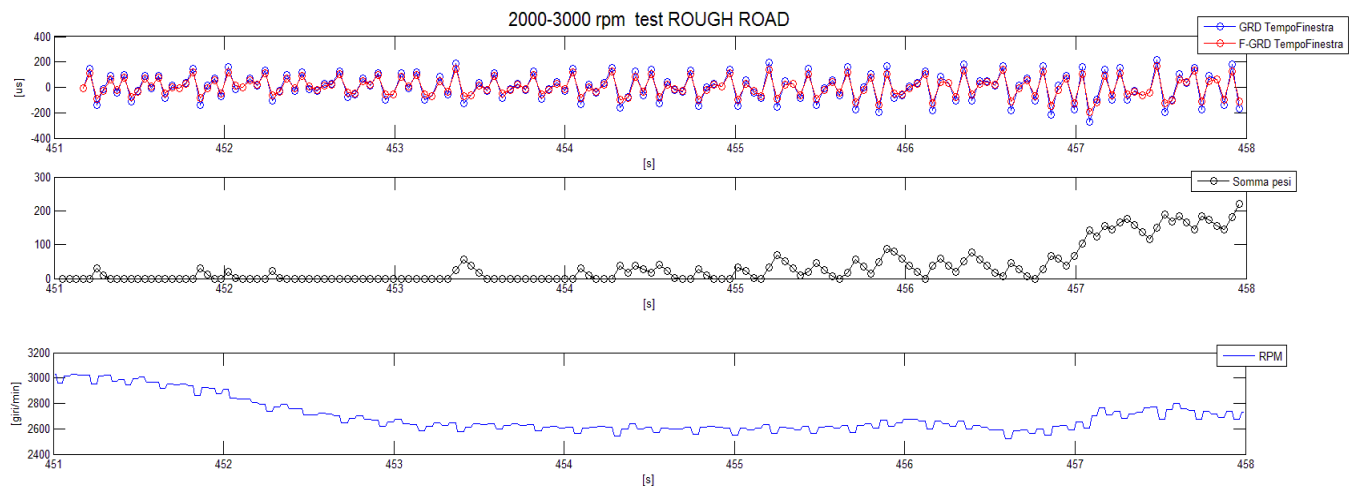


Fig. 6-59

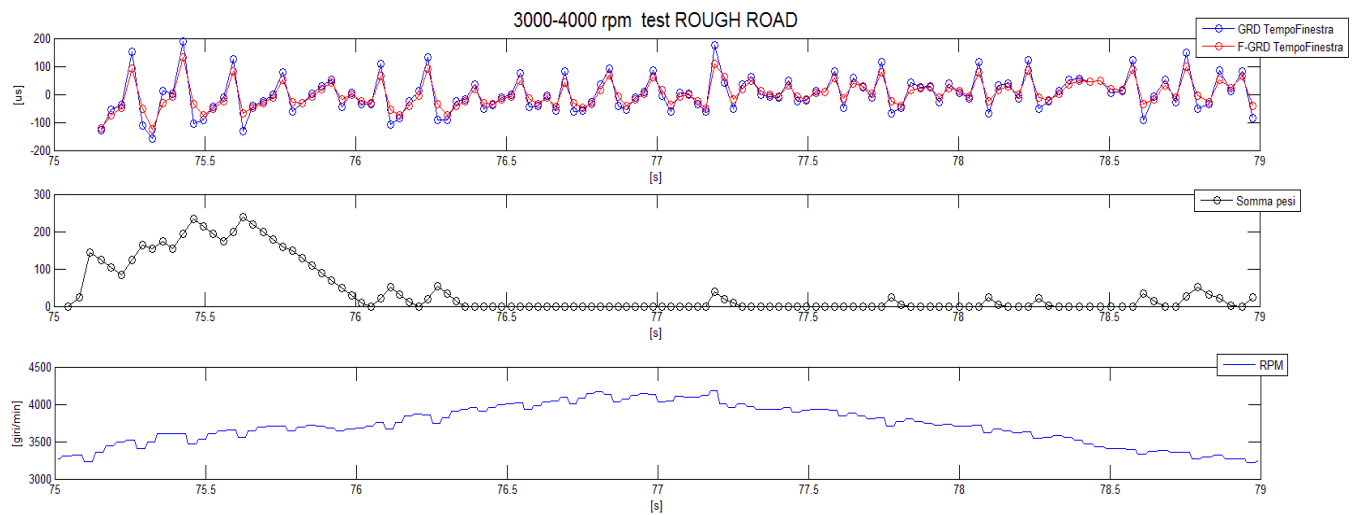


Fig. 6-60

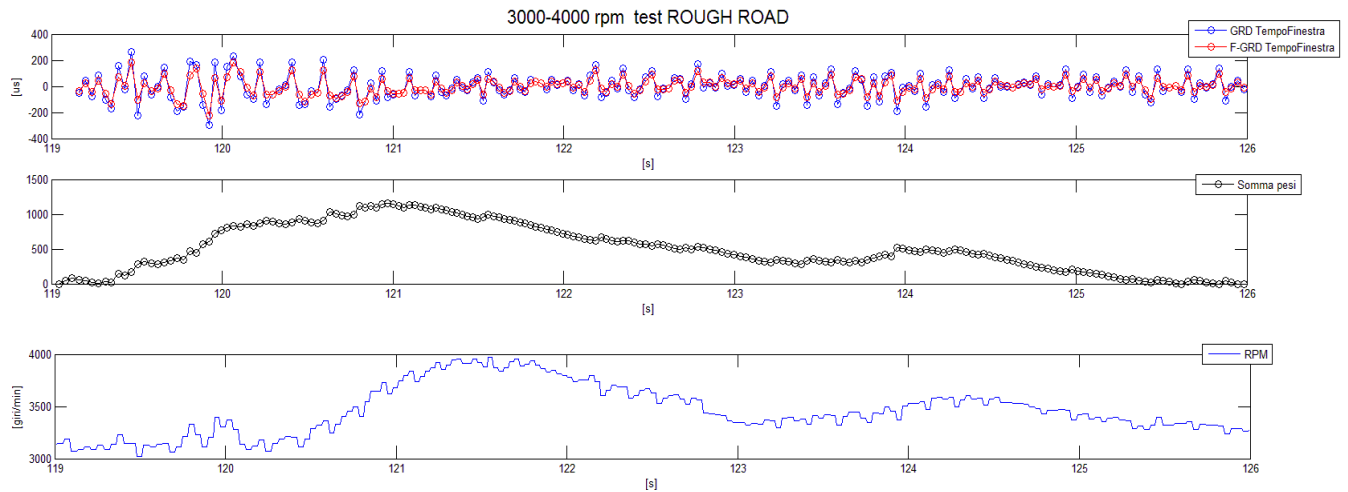


Fig. 6-61

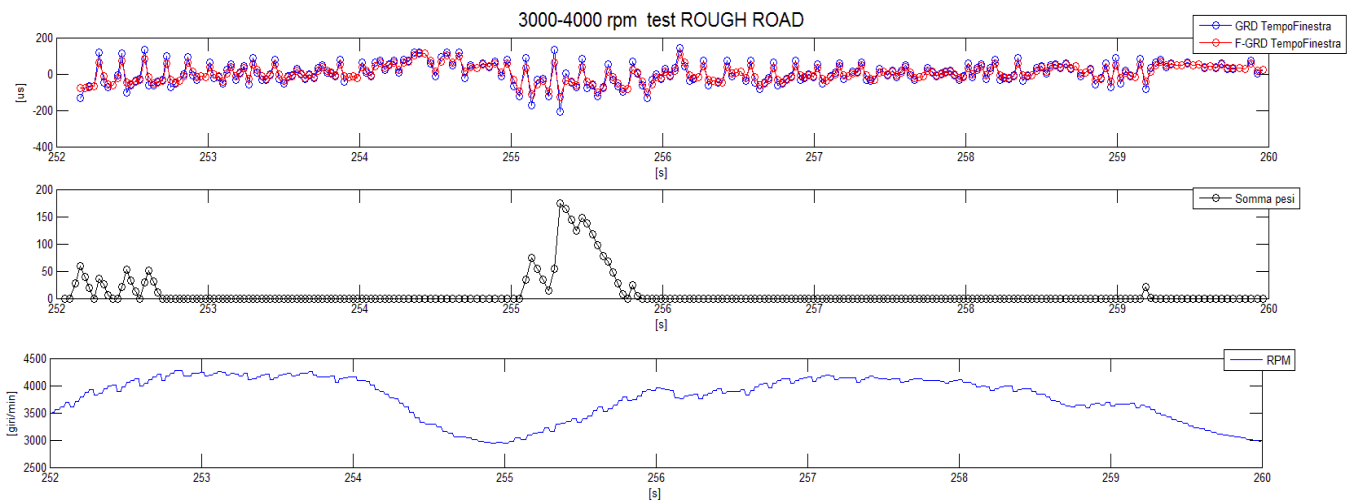


Fig. 6-62

Quello che si può vedere da ciò che si è ottenuto per i test in rough road è che anche in questo caso la strategia riesce ad identificarne il transito, incrementando l'integrale in modo piuttosto evidente. Si può ritenere inoltre che la strategia sia più precisa, in quanto l'integrale è più sensibile e ricalca in modo migliore l'effetto delle accidentalità sulla ruota fonica; come si vede, quando gli effetti sono importanti e prolungati, l'integrale assume valori elevati per un tempo prolungato, mentre quando le asperità sono per un breve tratto, la somma dei pesi assume puntualmente valori molto alti, che poi vengono decrementati.

6.3.3 Analisi risultati: strada normale con misfire

Si procede quindi all'analisi delle acquisizioni in strada normale con motore soggetto a misfire.

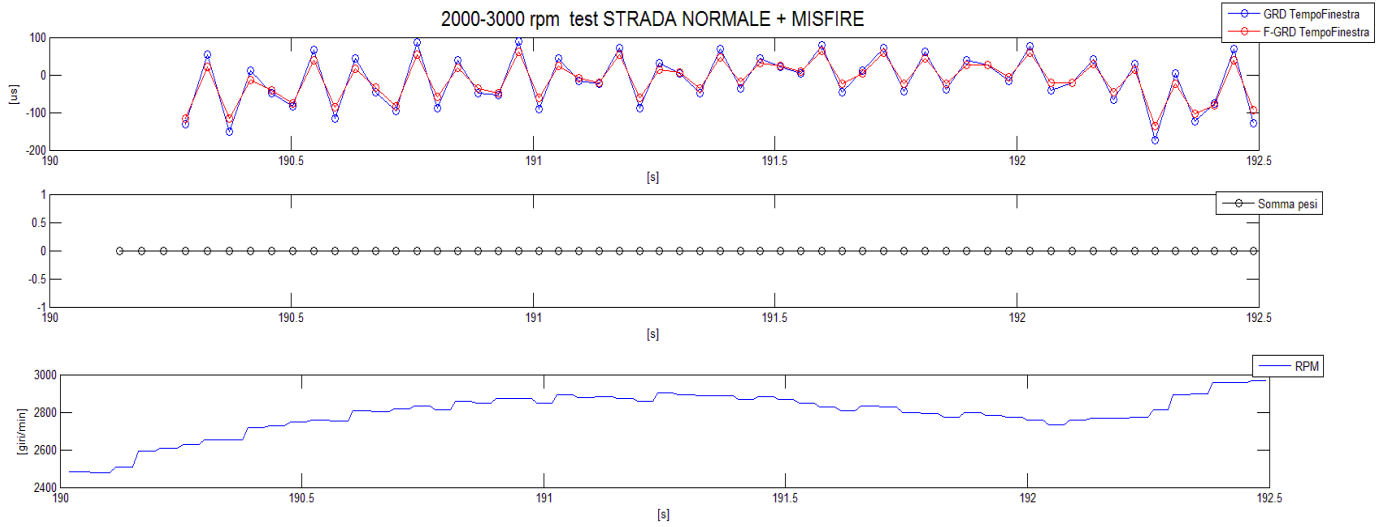


Fig. 6-63

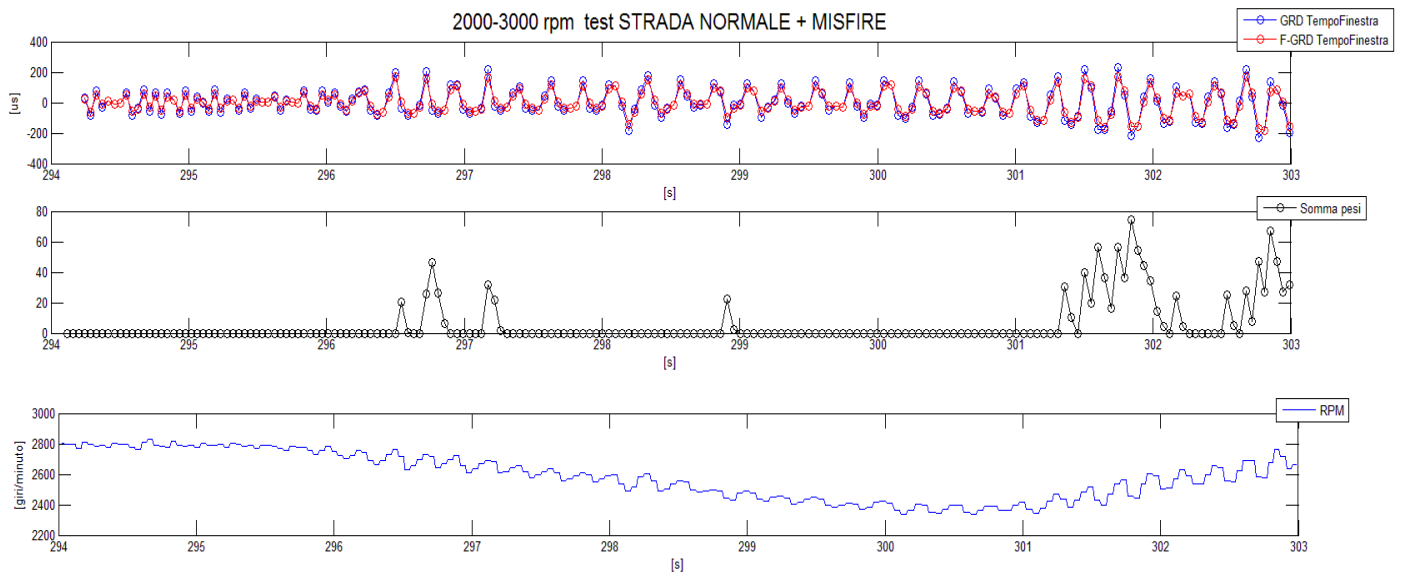


Fig. 6-64

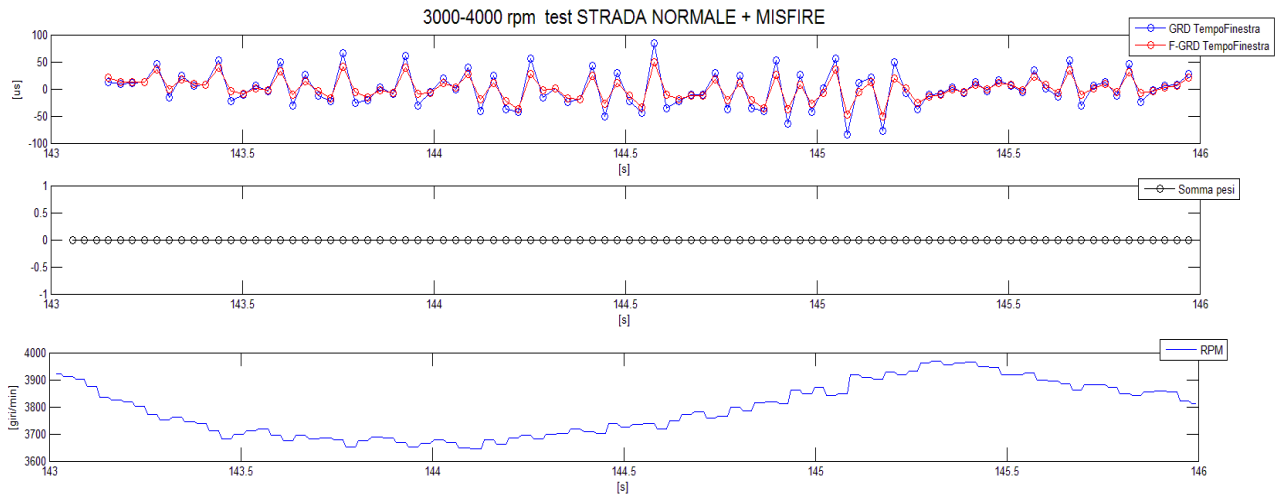


Fig. 6-65

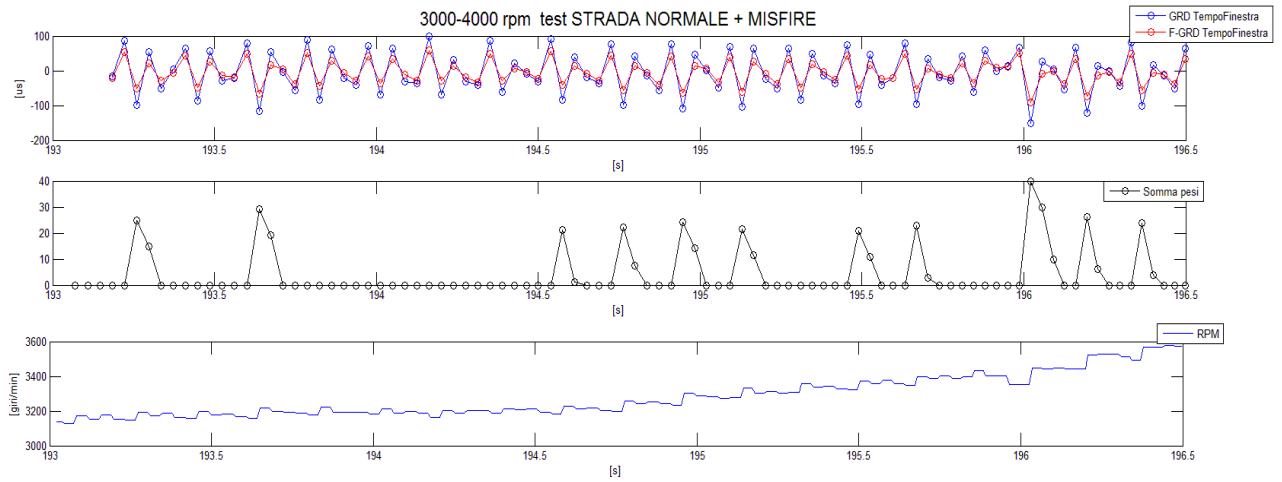


Fig. 6-66

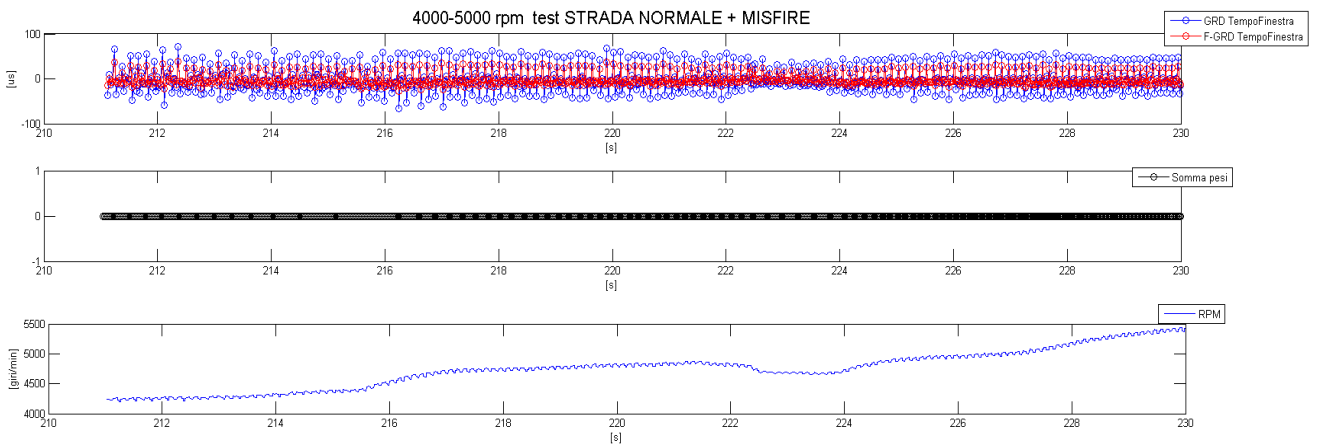


Fig. 6-67

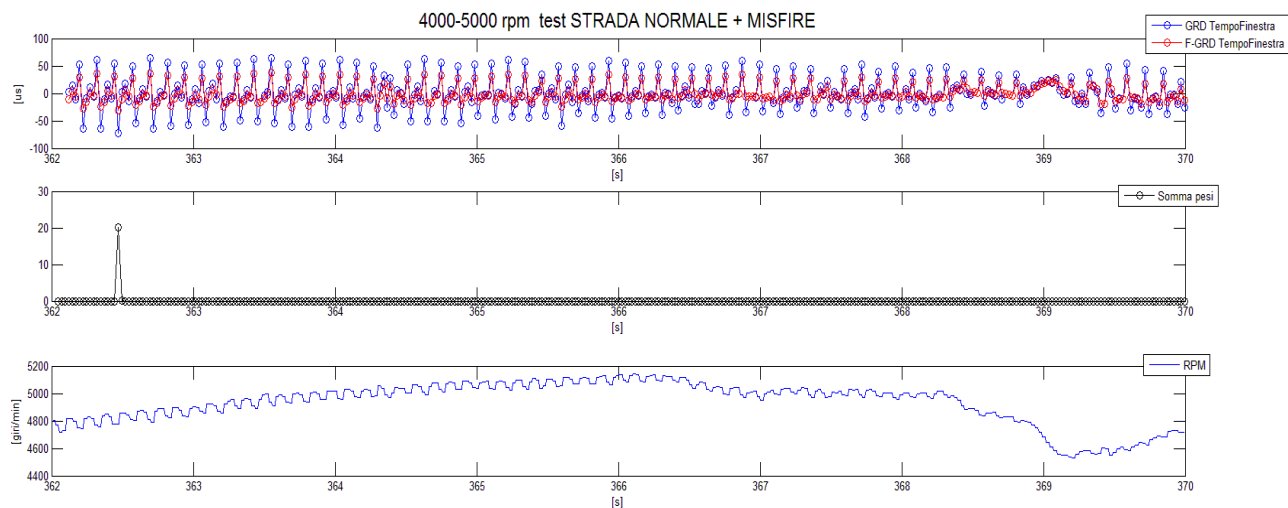


Fig. 6-68

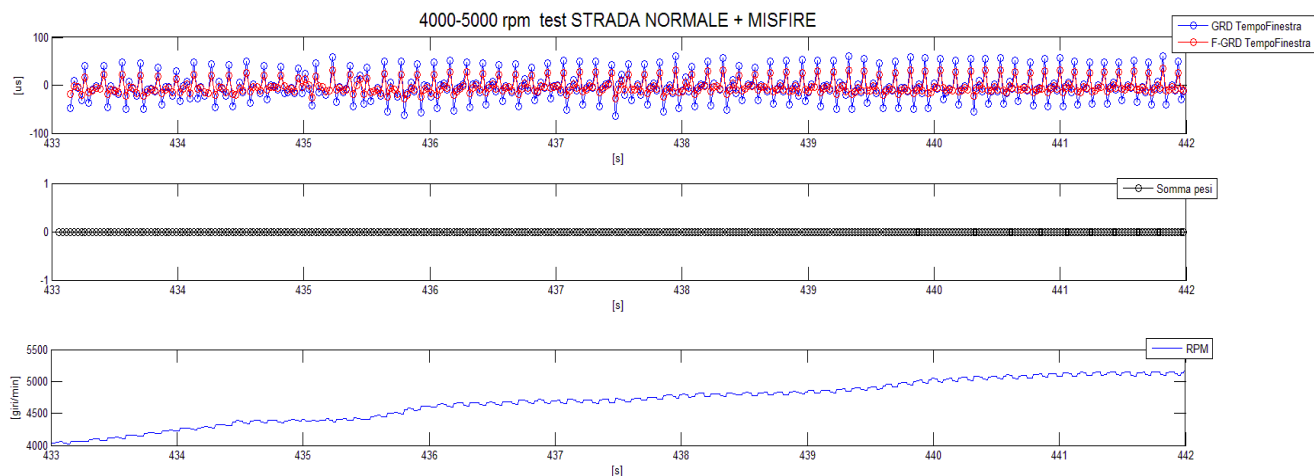


Fig. 6-69

Analizzando i risultati ottenuti in quella che era la condizione più gravosa per la strategia definita, ci si può ritenere soddisfatti. Infatti, nonostante l'effetto del msifire, l'integrale rimane costantemente a valore nullo nella maggior parte del test; si incrementa solo in rari casi, puntualmente, ma viene immediatamente azzerato in pochi cicli.

Inoltre bisogna tenere conto che il test è stato eseguito su una normale strada urbana, quindi possono essere presenti brevi accidentalità che portano all'incremento ridotto dell'integrale.

CAP.7

7) VERIFICA FINALE

Per verificare la bontà della nuova strategia, si fa riferimento a quella già attualmente esistente e descritta nel capitolo 3, basata sul gradiente della velocità delle ruote. In particolare, dal team che si occupa di calibrazione delle strategie, ci sono stati forniti i valori soglia del gradiente della velocità delle ruote, per questa tipologia di veicolo, in funzione del punto motore, per la definizione del transito in rough road.

Essendo sincronizzate le acquisizioni e quindi tutte le variabili, questo confronto risulta essere un'ottima verifica per validare la nuova strategia.

Viene quindi implementato nel modello Simulink il calcolo del gradiente della velocità della ruota posteriore ad ogni TDC1 e si completa inserendo il confronto del valore puntuale del gradiente con la soglia data e definendo un FLAG così calibrato:

FLAG = 1 (Rough road)	Gradiente vel. ruota > Soglia
FLAG = 0 (strada normale)	Gradiente vel. ruota < Soglia

Tabella 7-1

Come si vede dal modello nell'immagine 7-1, il gradiente è così calcolato:

$$GRD\ RuotaPost\ \left[\frac{km}{h}\right] = VelRuotaPost_{TDC_n} - VelRuotaPost_{TDC_{n-1}}$$

dove $VelRuotaPost_{TDC_n}$ è la velocità della ruota posteriore al TDC1 di riferimento.

La soglia per l'identificazione delle rough road tramite il gradiente della velocità delle ruote assume i seguenti valori:

RPM [giri/min]	SOGLIA
2000÷3000	±0,5
3000÷4000	±0,8
4000÷5000	±1,5

Tabella 7-2

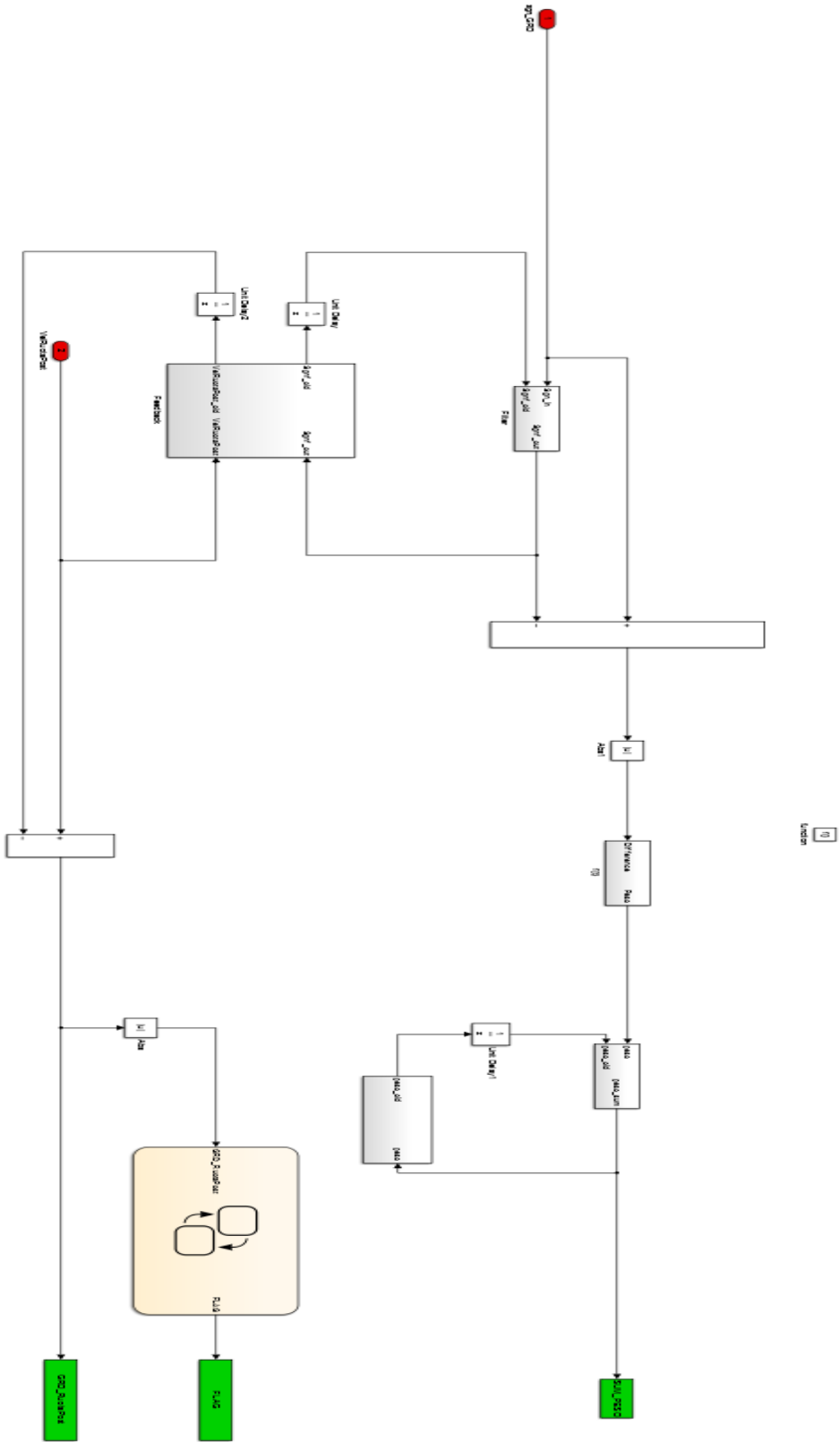


Fig. 7-1

La definizione del FLAG viene fatta tramite uno state-flow :

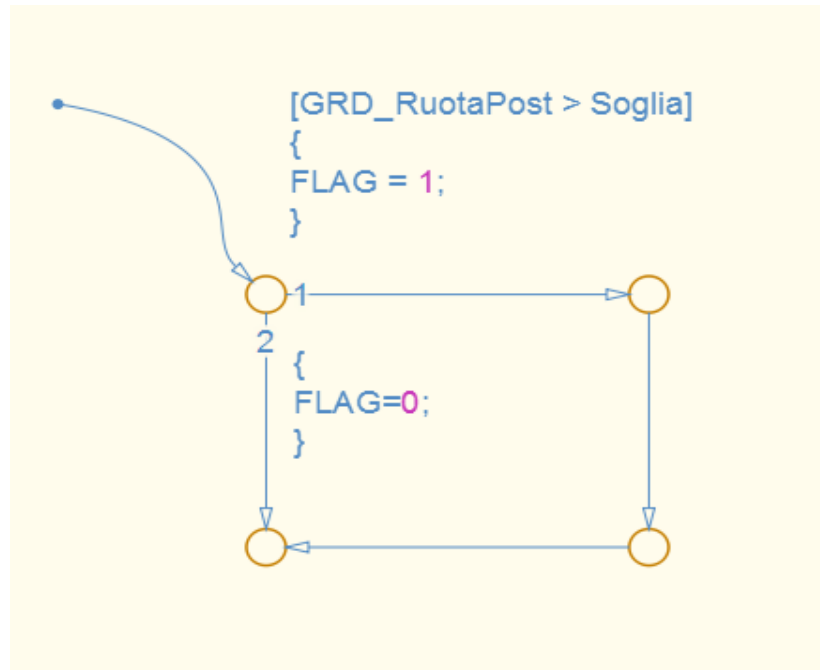


Fig. 7-2

e il modello completo risulta così strutturato:

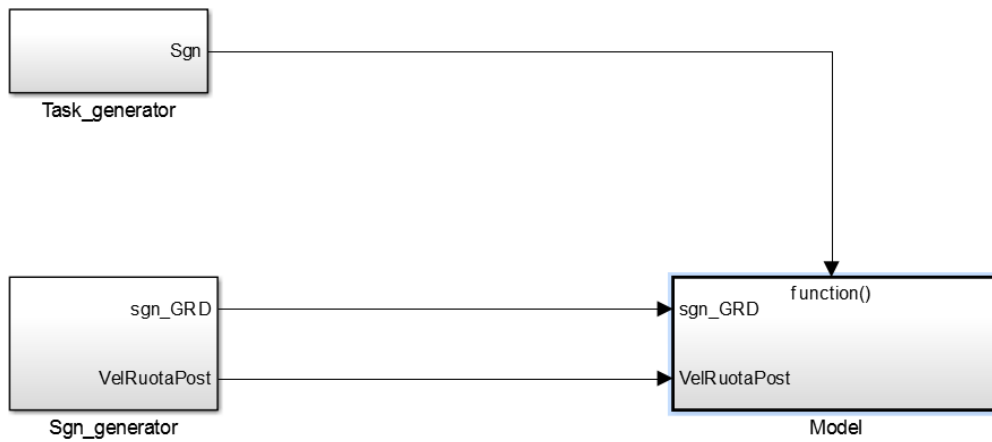


Fig. 7-3

7.1 ANALISI RISULTATI FINALI

Eseguendo la verifica per tutti i test, in tutte le bande di giri motore definite, si ottiene quanto segue:

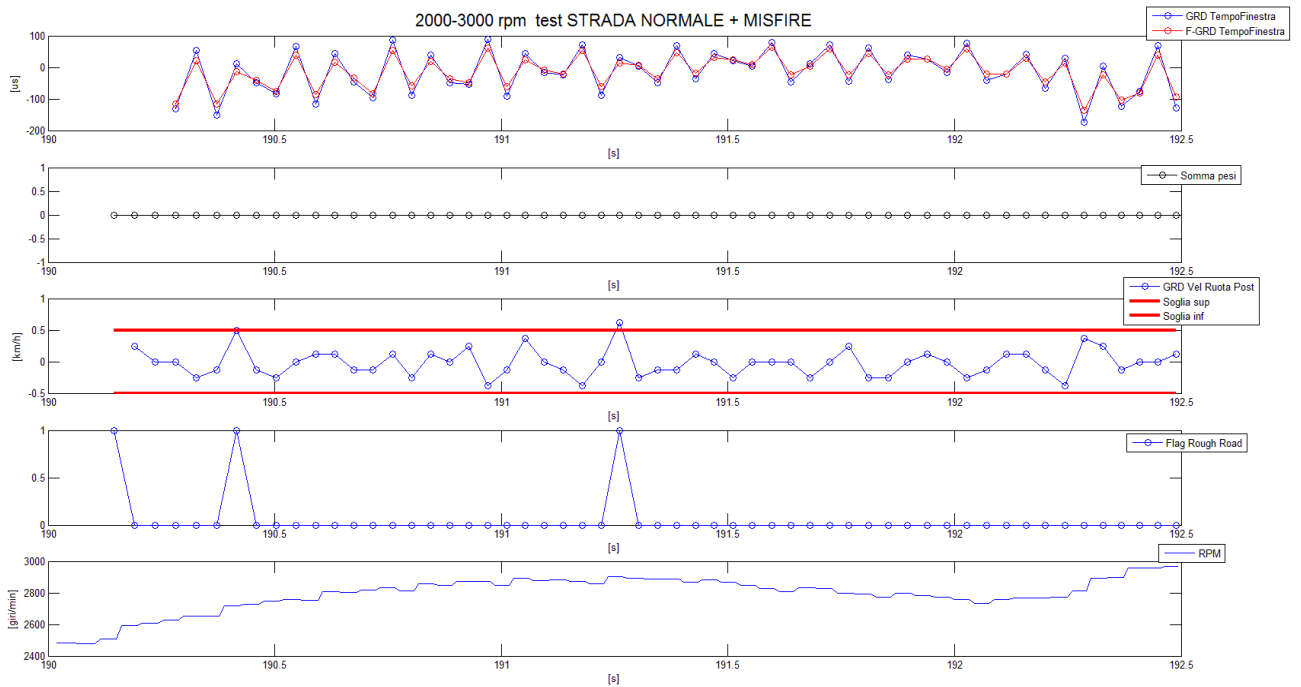


Fig. 7-4

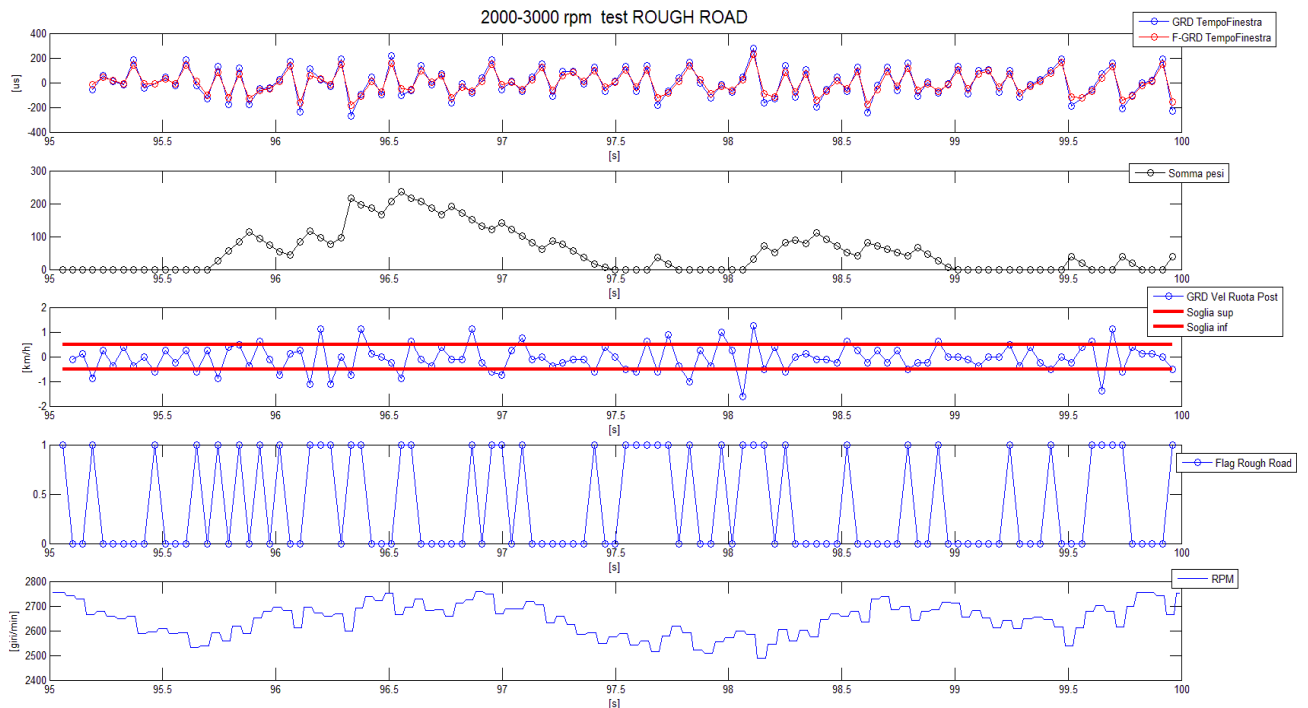


Fig. 7-5

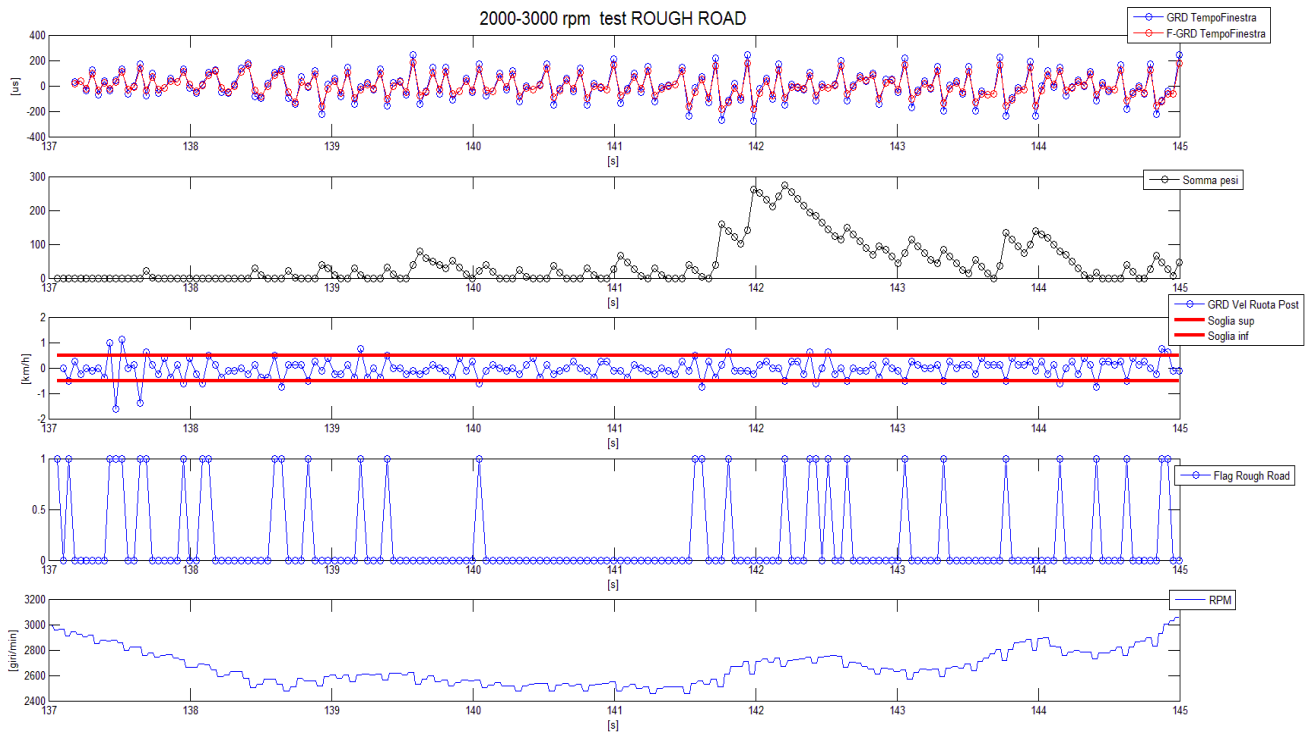


Fig. 7-6

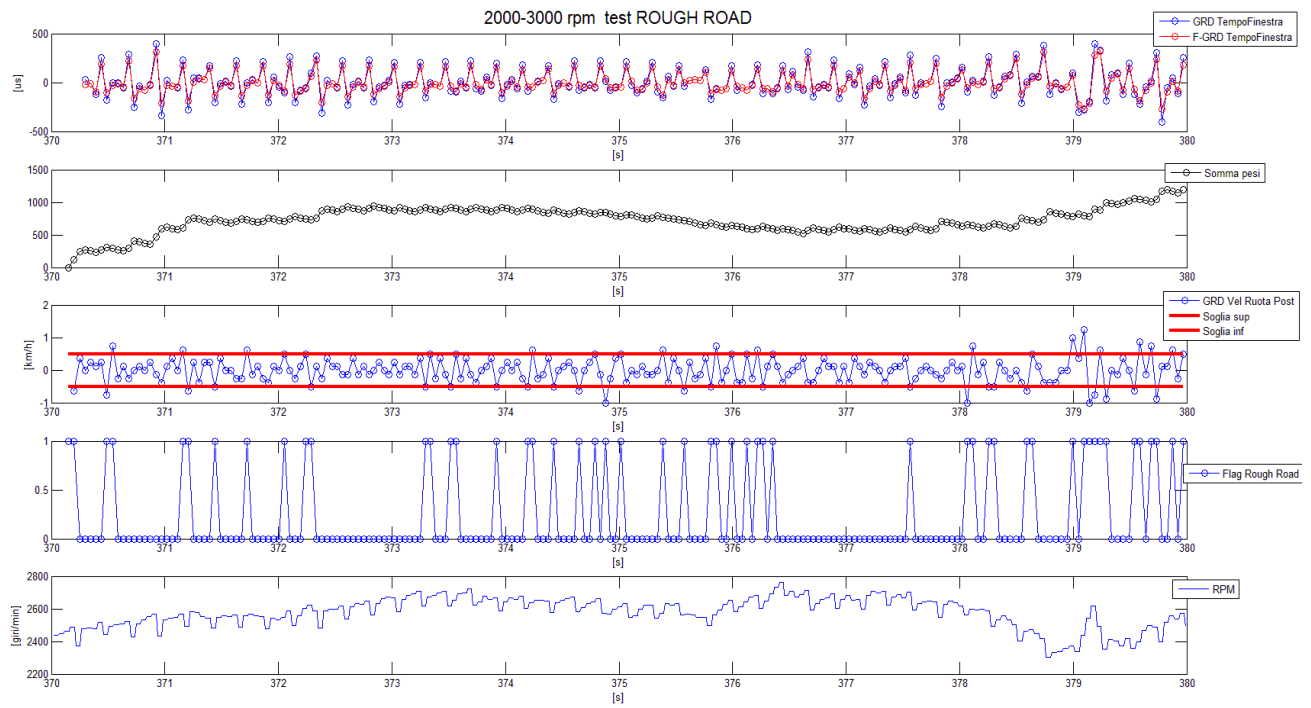


Fig. 7-7

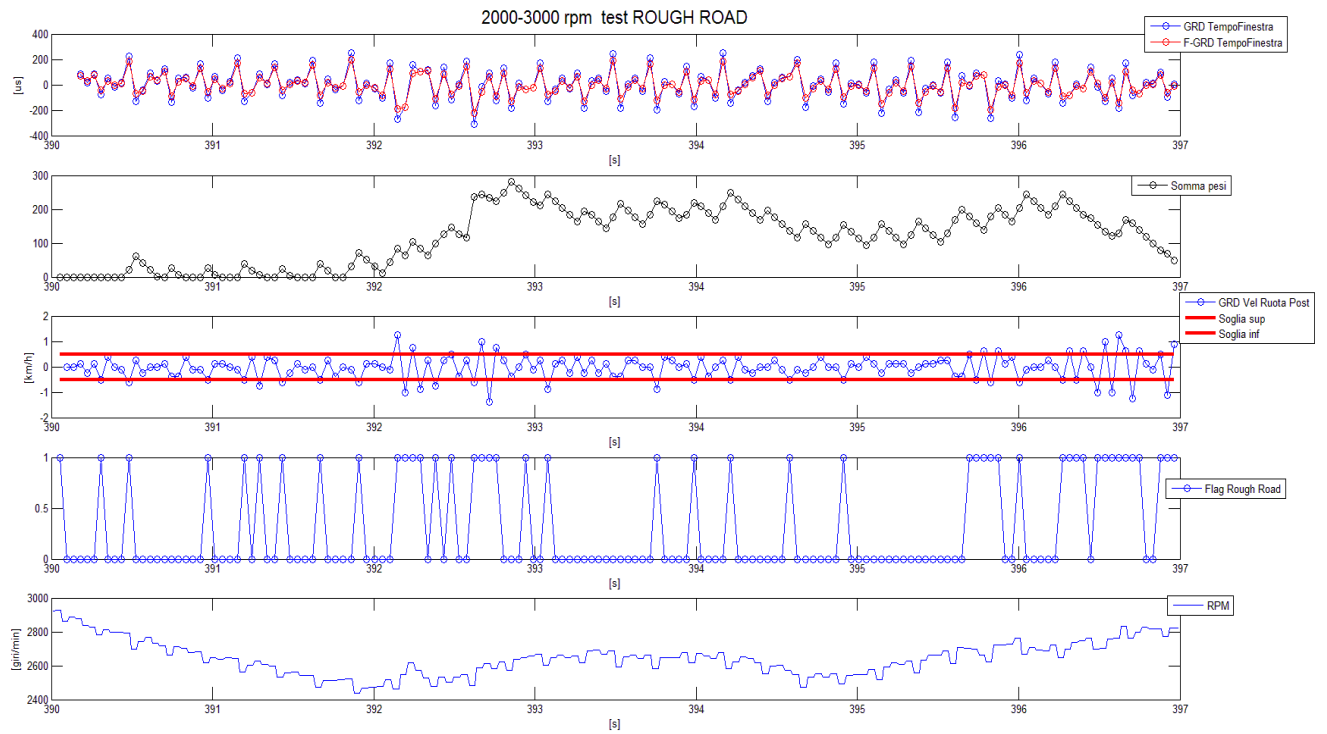


Fig. 7-8

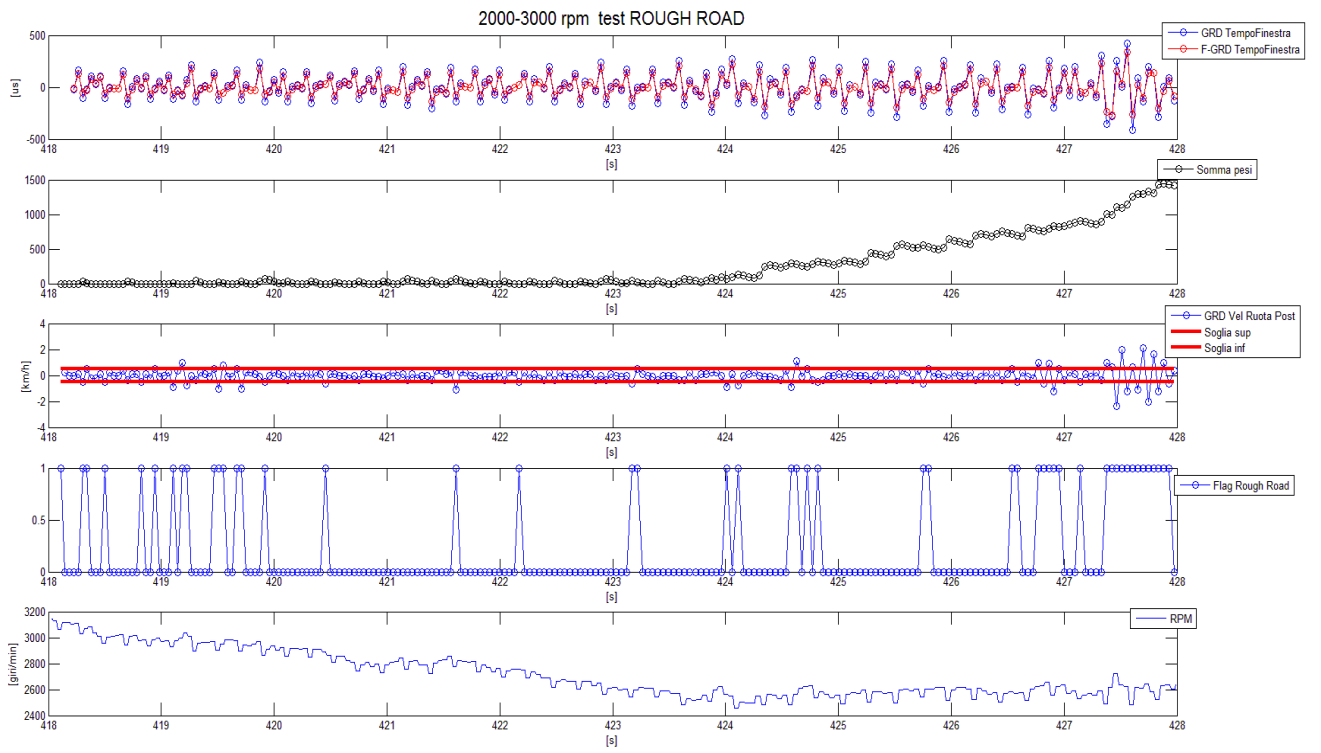


Fig. 7-9

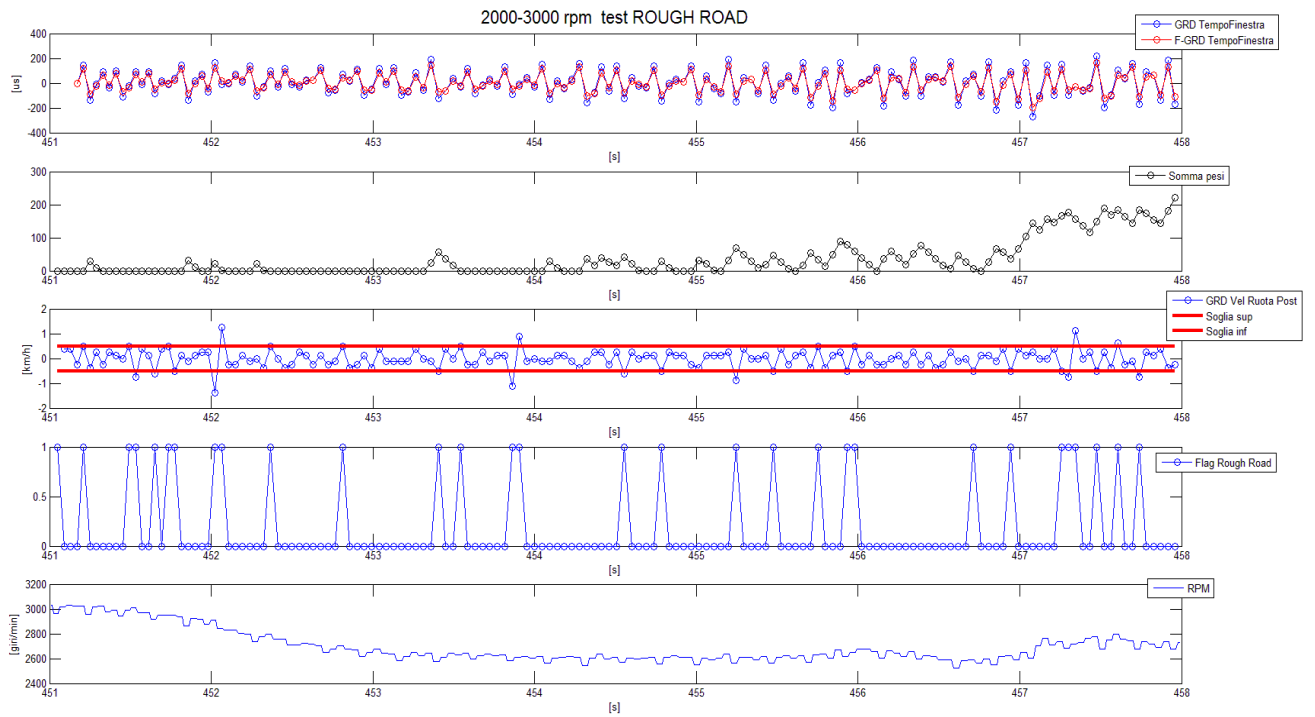


Fig. 7-10

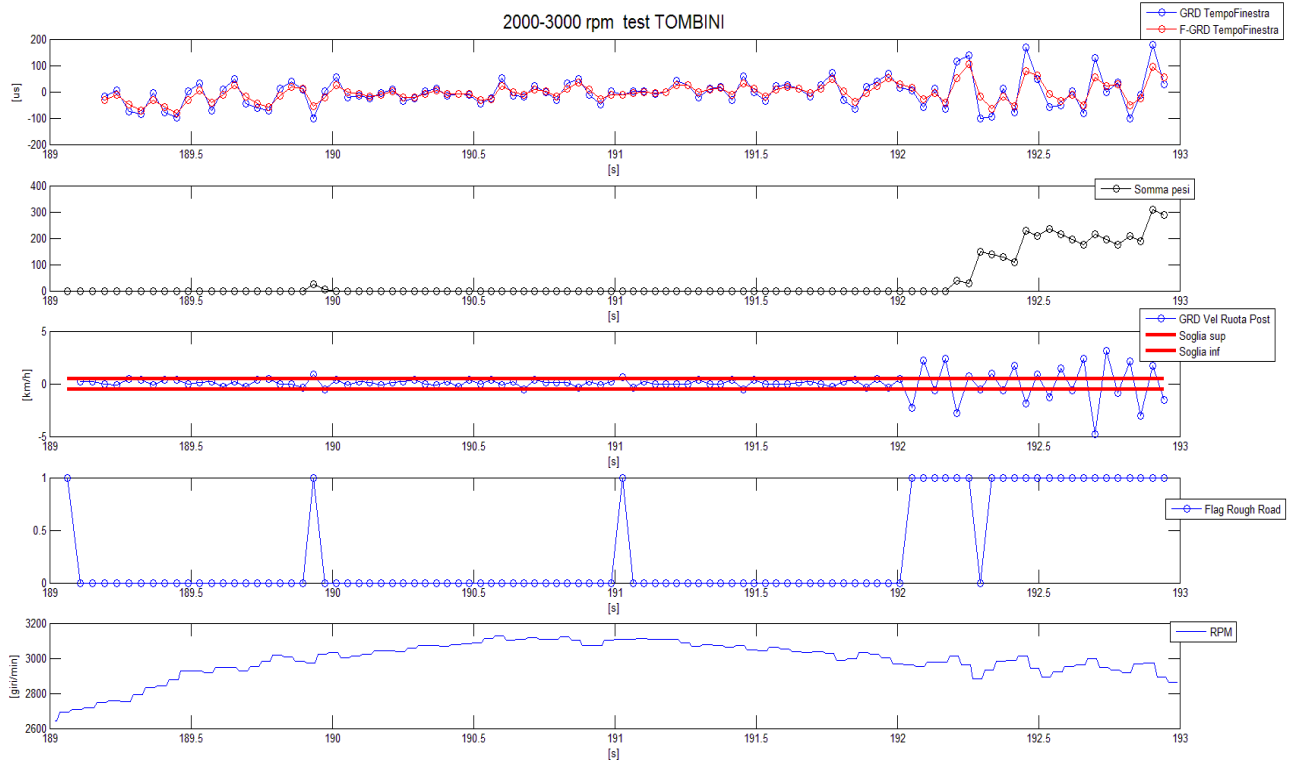


Fig. 7-11

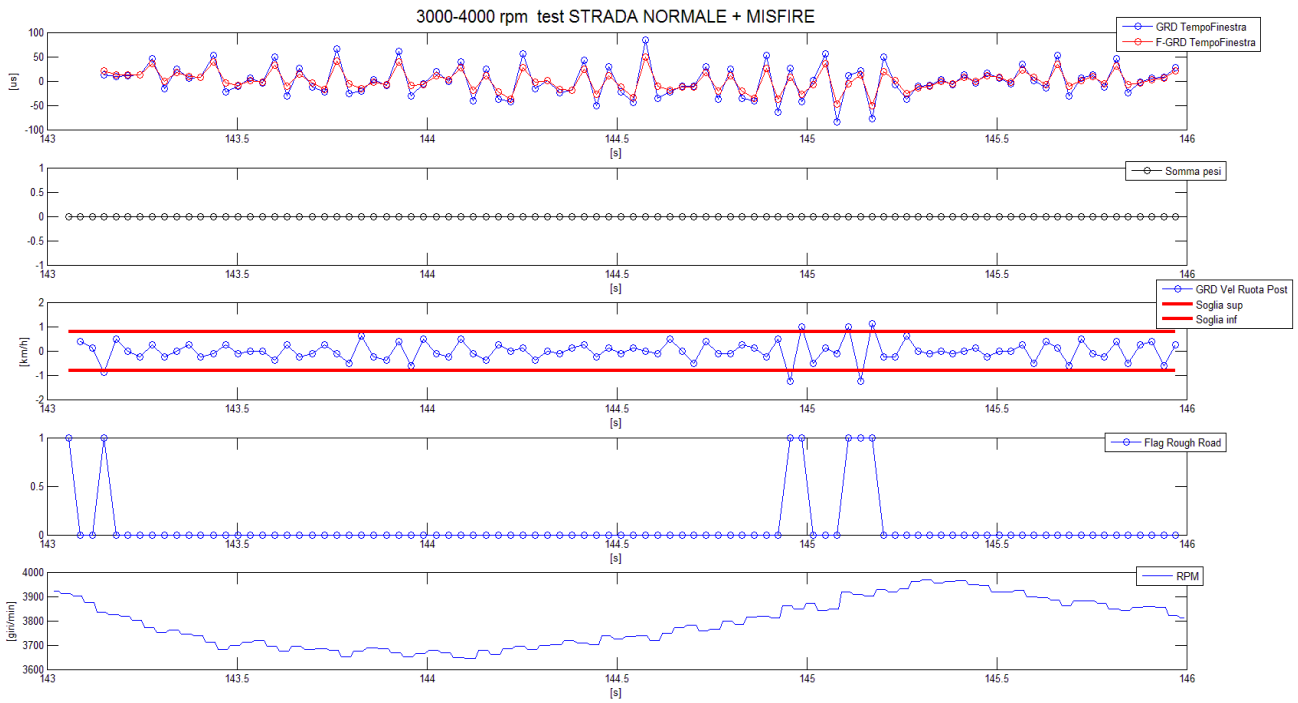


Fig. 7-12

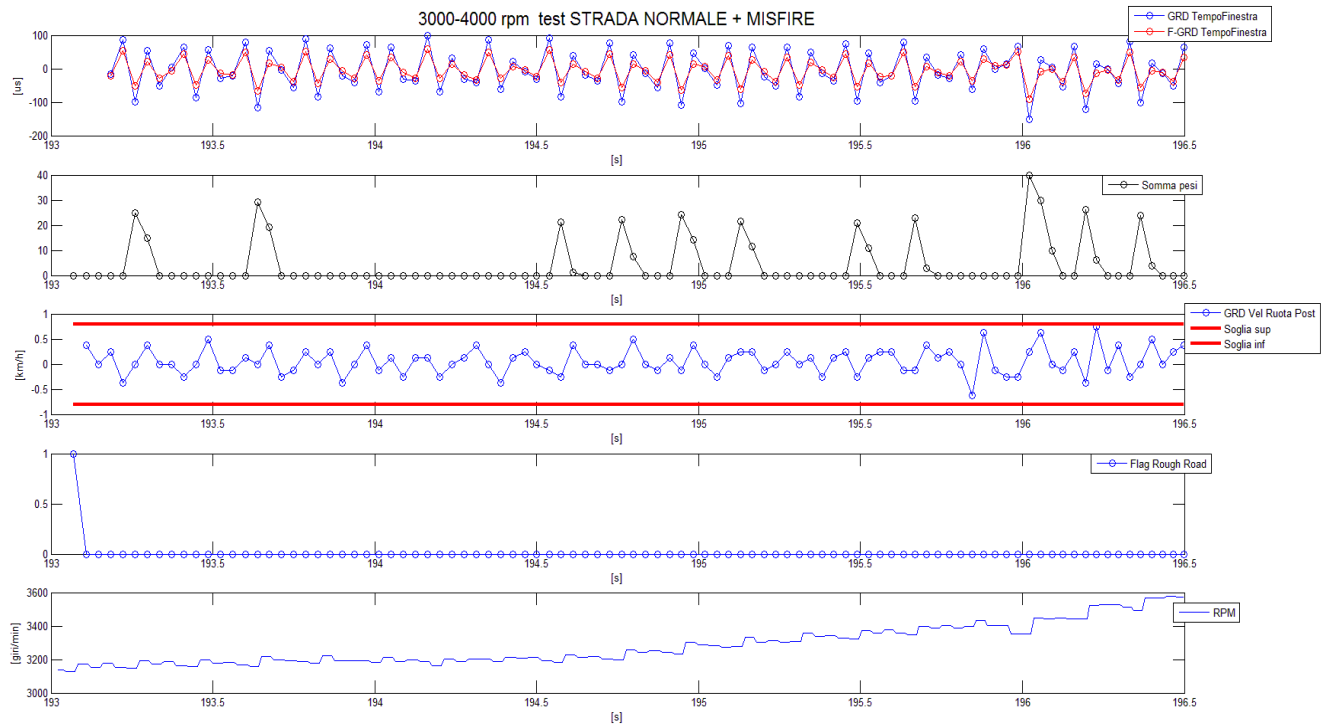


Fig. 7-13

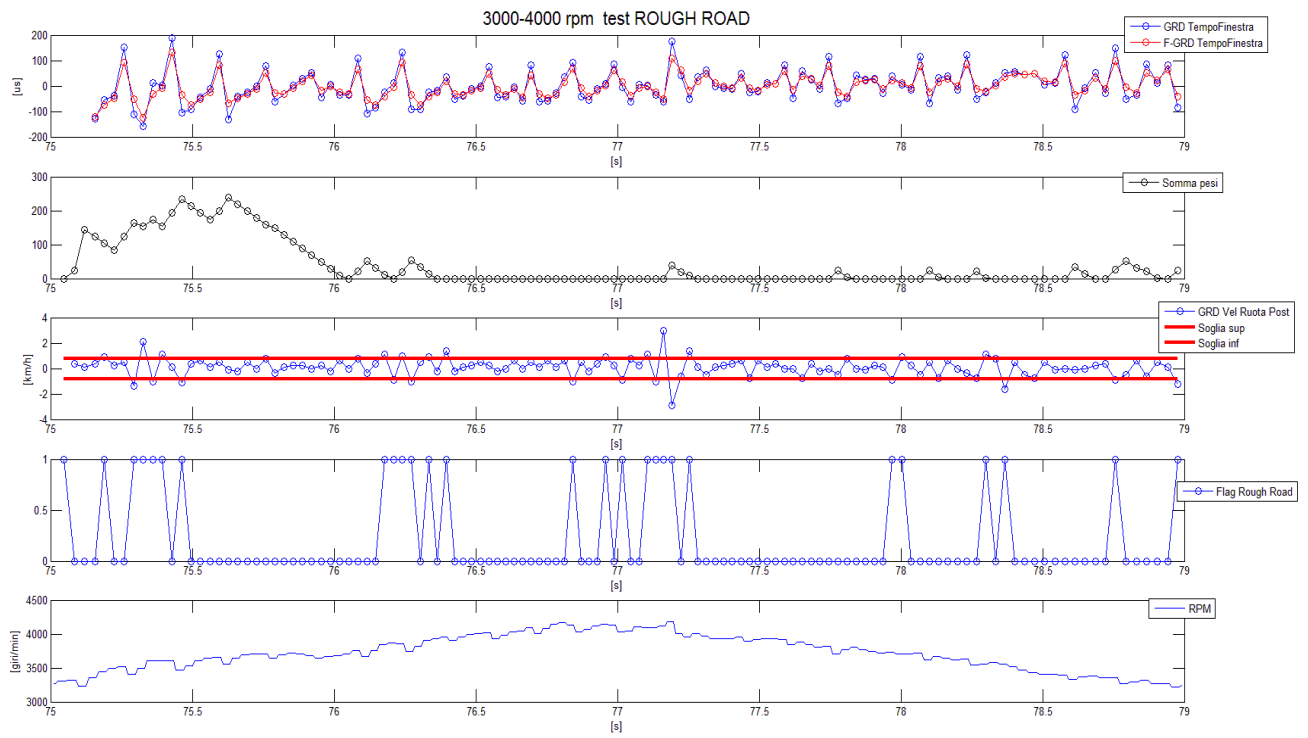


Fig. 7-14

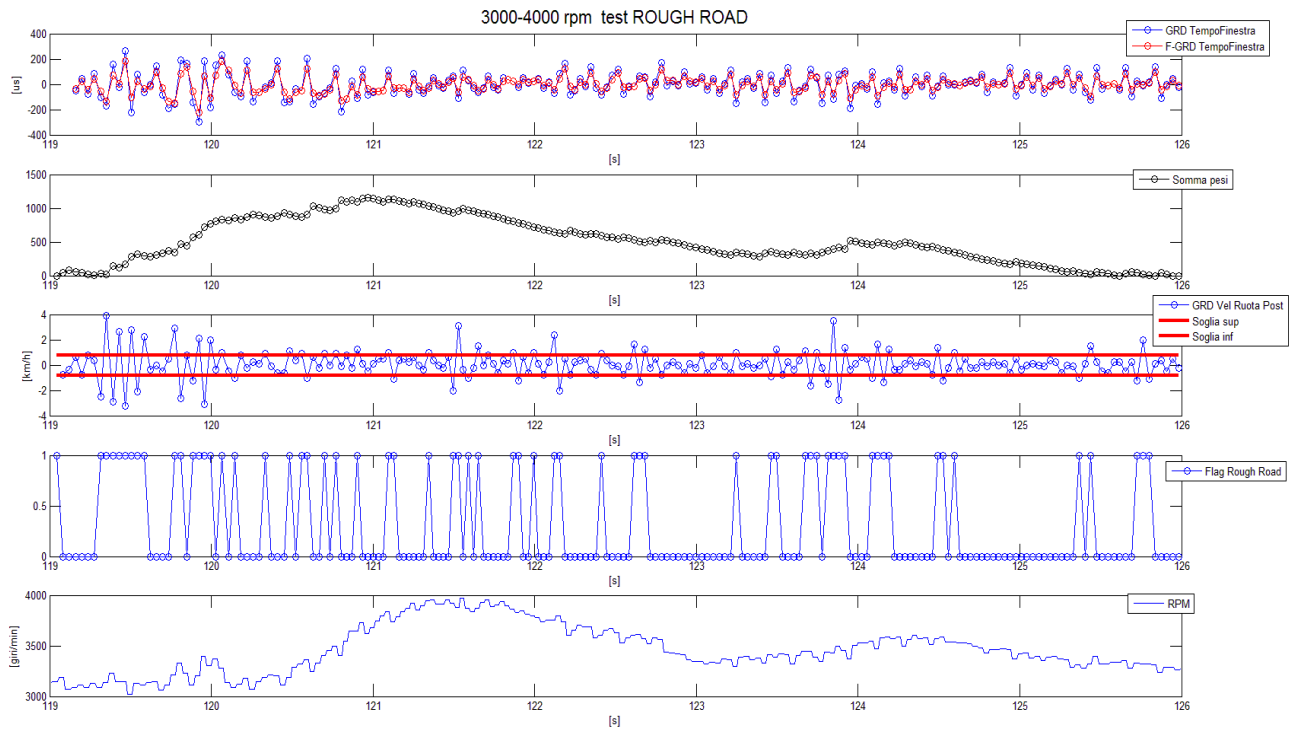


Fig. 7-15

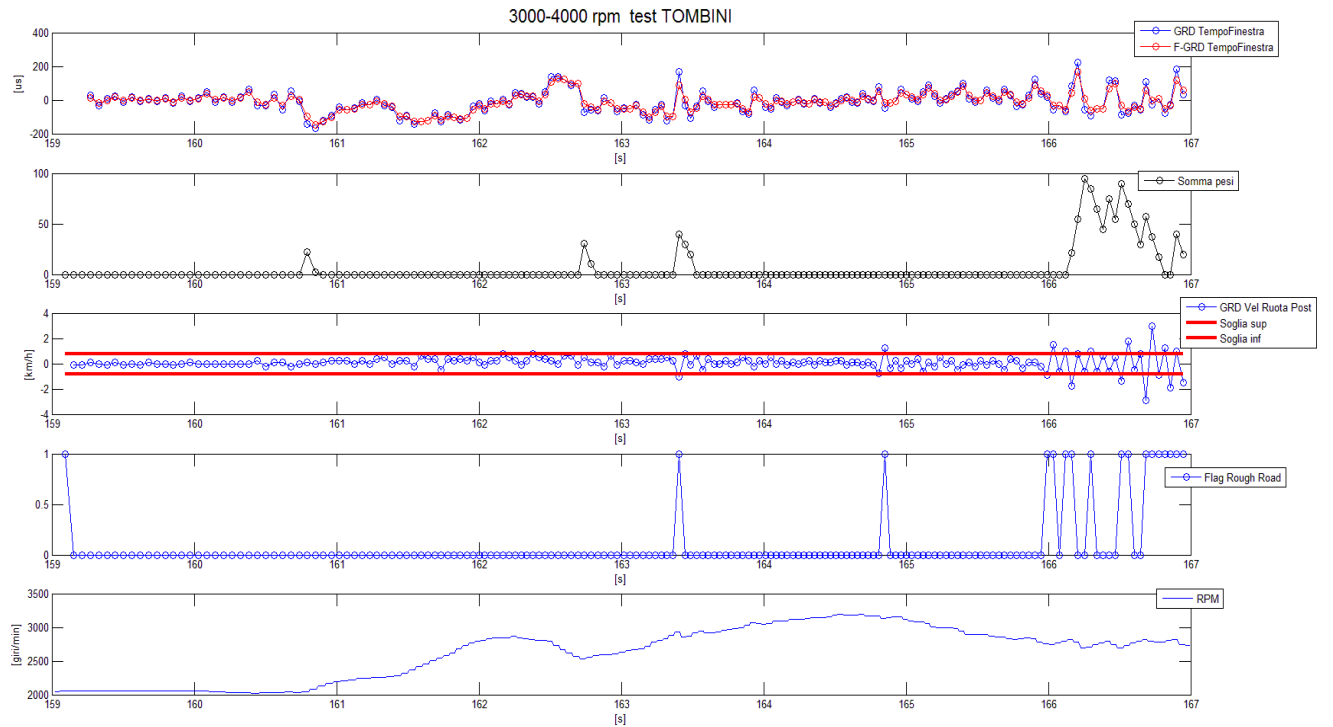


Fig. 7-16

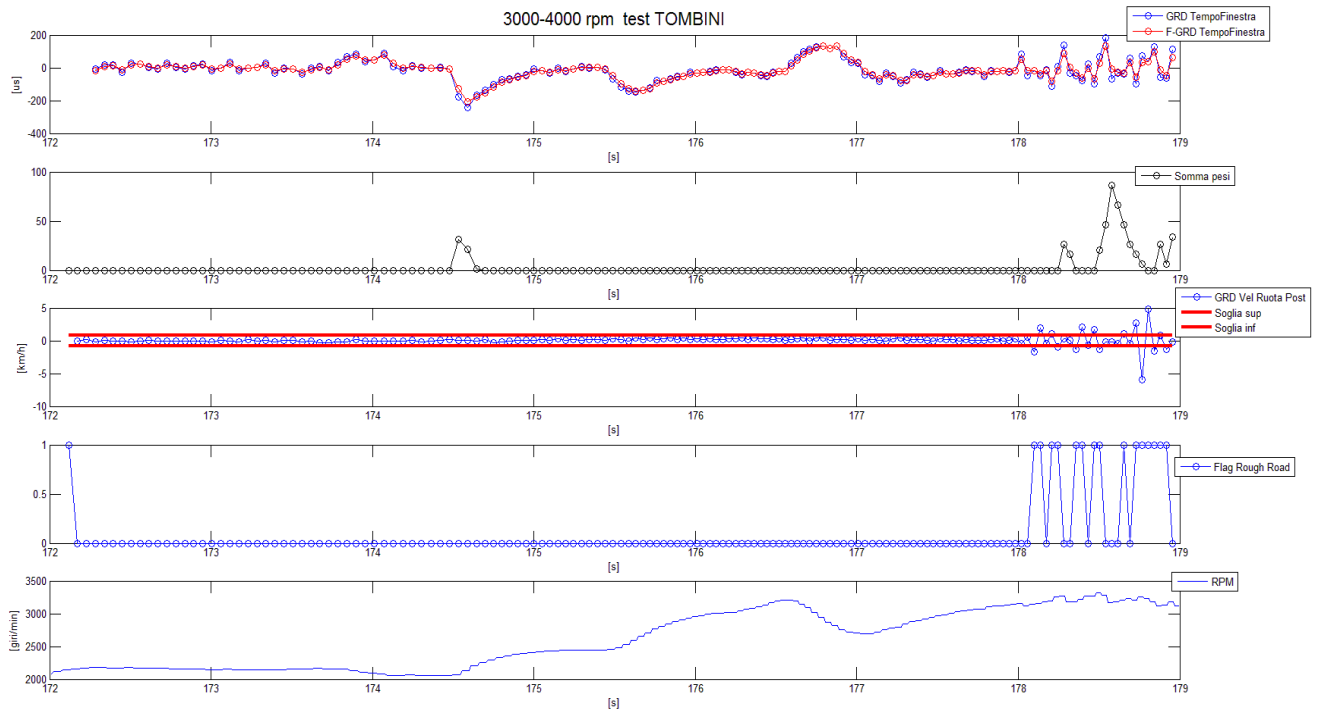


Fig. 7-17

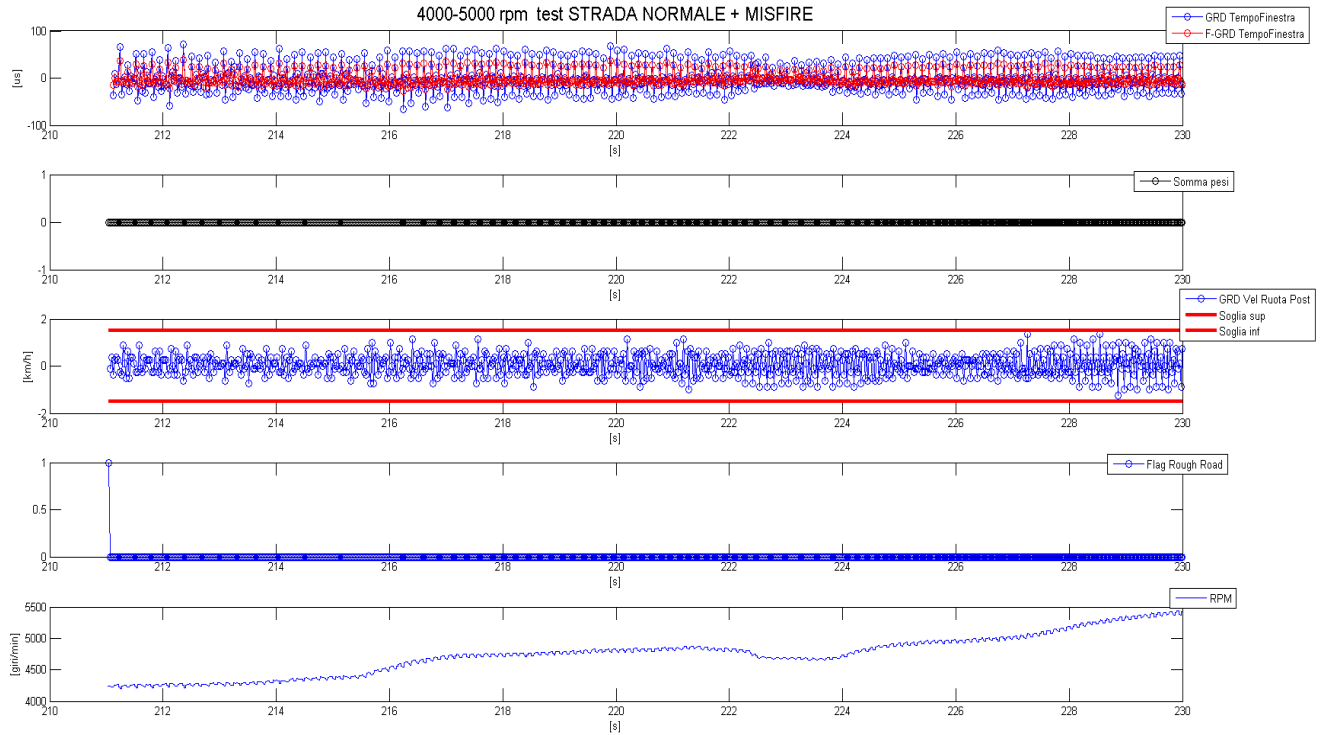


Fig. 7-18

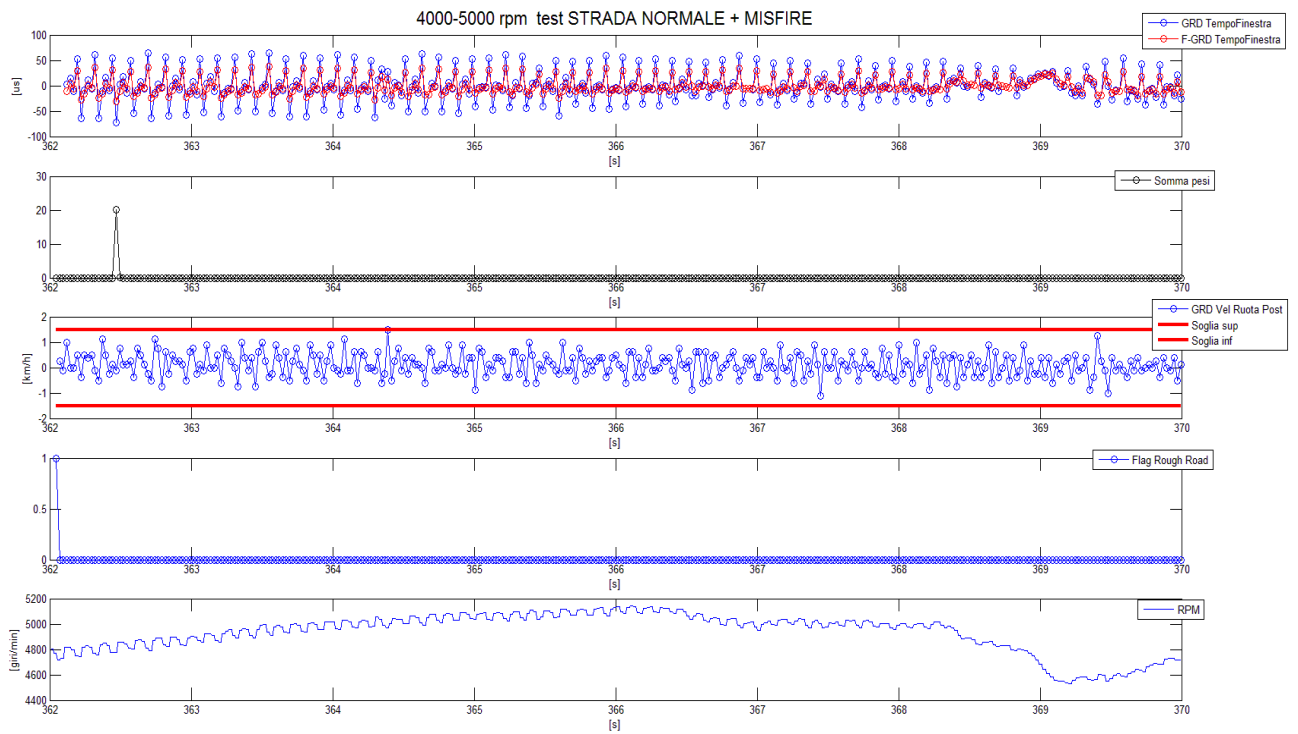


Fig. 7-19

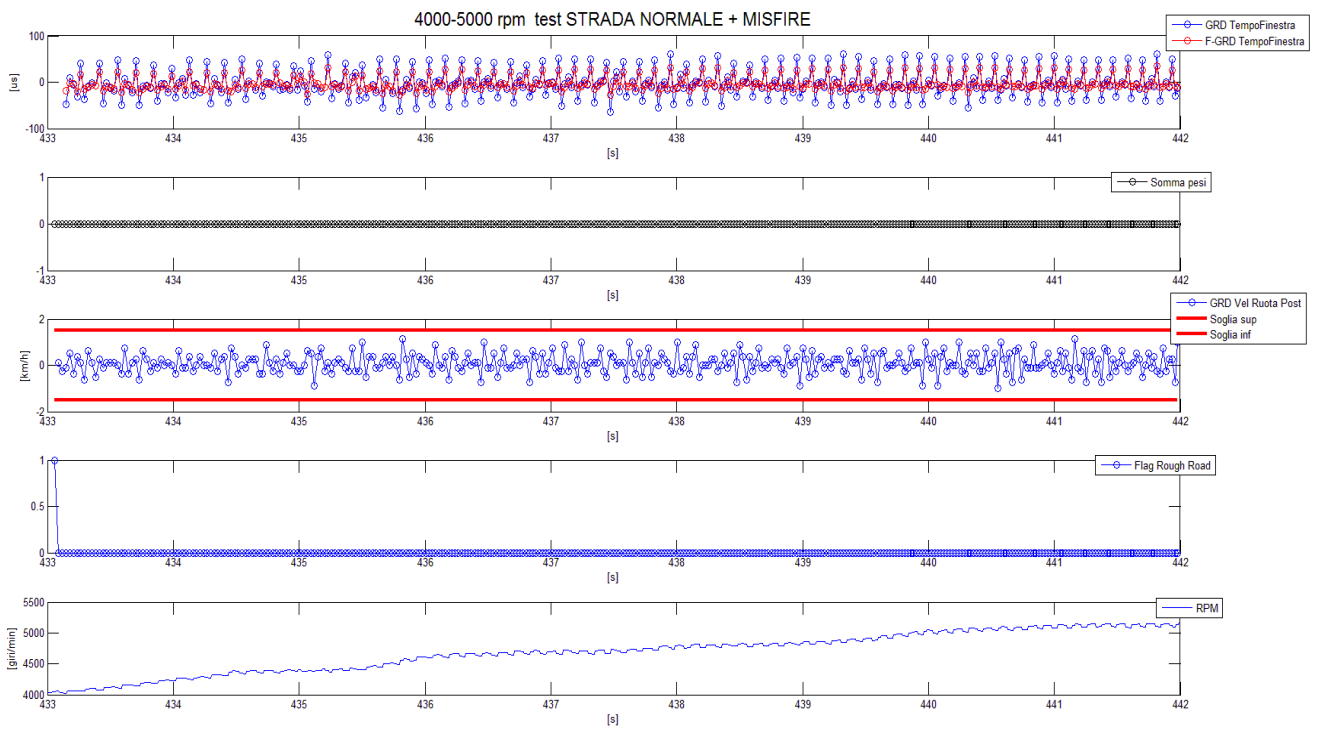


Fig. 7-20

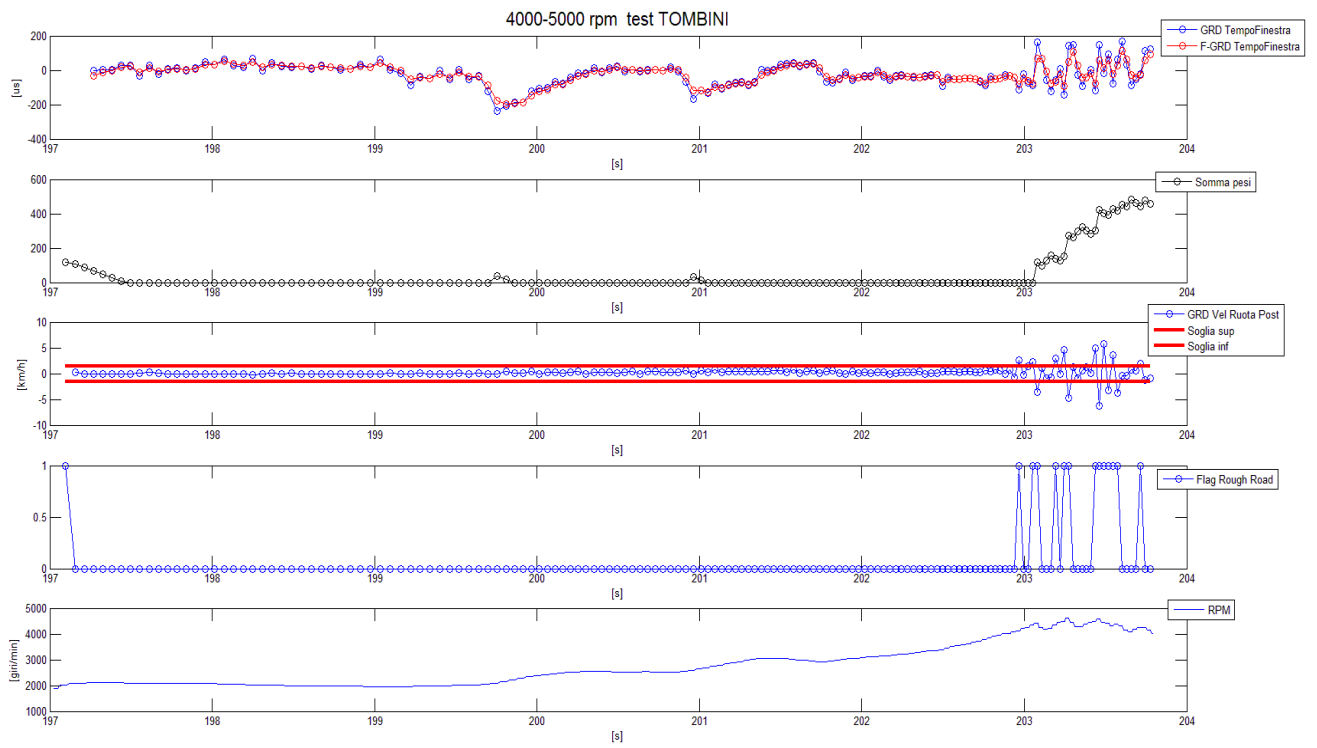


Fig. 7-21

CAP.8

8) CONCLUSIONE E SVILUPPI FUTURI

Quello che si può concludere verificando i risultati ottenuti dal confronto con la strategia già presente è quanto segue: la nuova strategia risulta molto precisa, soprattutto crescendo con i giri motore, riuscendo a filtrare correttamente il fenomeno del misfire, identificando il passaggio sui tombini e in rough road.

A bassi giri motore, in rough road, dove l'effetto del misfire è più importante, alcune volte l'integrale viene incrementato, ma viene poi immediatamente decrementato nei cicli successivi e questo, come indicato in fase di definizione della strategia, è stato ritenuto accettabile.

Si può ritenere la strategia piuttosto attendibile anche perché si basa sul segnale della ruota fonica che ricordiamo essere calettata sull'albero motore. Questo è un vantaggio importante rispetto alla strategia basata sul segnale della velocità delle ruote, perché non è detto che asperità stradali che inducono il gradiente della velocità delle ruote sopra soglia, provochino effetti importanti anche sulla ruota fonica. Nella driveline sono presenti diverse componenti, il cambio su tutte, quindi può essere che l'effetto delle asperità stradali quando arriva sulla fonica risulta attenuato e ininfluenza in termini di diagnosi misfire.

Inoltre, attualmente, qualora la centralina ABS o i sensori di velocità delle ruote risultassero avere problemi, è necessario disattivare completamente la diagnosi misfire perché il sistema non è più in grado di rilevare eventuali rough road.

Da questo punto di vista, la nuova strategia può essere implementata parallelamente a quella già esistente, in modo da rendere più robusto il sistema.

Un possibile limite di questa strategia è la difficoltà di individuare un'accidentalità di breve durata. Infatti, almeno per come è definita attualmente, sarebbe opportuno attendere qualche ciclo, verificando il valore dell'integrale, prima di dichiarare il transito in rough road e sospendere la diagnosi misfire; la ricerca di una risposta istantanea rischia di provocare la lettura di falsi, in particolare a bassi regimi motore, dove il filtraggio è più ridotto.

Si cerca quindi un compromesso tra il disabilitare la diagnosi misfire più prontamente e il rischio di sospenderla anche in alcuni casi dove non è strettamente necessario.

Tra gli sviluppi futuri, risulta sicuramente necessario, una volta calibrata in maniera ottimale la strategia, definire dei valori-soglia in funzione del punto motore, con i quali confrontare il valore

dell'integrale per ogni TDC1; in alternativa è possibile definire il numero di cicli per il quale l'integrale deve avere valori diversi da zero, prima di dichiarare la rough road.

In conclusione si può dire che la nuova strategia proposta sia in grado di rilevare le rough road, anche in modo piuttosto preciso e attendibile.

CAP.9

9) BIBLIOGRAFIA

[1] Materiale didattico corso “MACCHINE T”, Ingegneria meccanica-Università di Bologna

[2] <https://www.geotab.com/blog/obd-ii/>

[3] <http://www.obdii.com/background.html#top>

[4] Normativa OBD-II: www.oal.ca.gov , section 1968.2 of title 13, California Code of Regulations

[5] Regulation n.83

[6] <https://www.atc-aldenhoven.de/en/tracks.html>

[7] Materiale didattico corso “Sperimentazione E Calibrazione Di Motori A Combustione Interna M”, Ingegneria meccanica-Università di Bologna

[8] Fu, Y., "Sensor Less Rough Road Detection Method Research," SAE Technical Paper 2017-01-2216, 2017

[9] United States Patent (10) Patent No.: US 5,311,773

[10] United States Patent (10) Patent No.: US 5,505,075

[11] United States Patent (10) Patent No.: US 5,432,701

[12] KR20140102533 (A) — 2014-08-22 Applicant(s): CONTINENTAL AUTOMOTIVE SYSTEMS [KR]