### POLITECNICO DI TORINO

# Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

### Tesi di Laurea Magistrale

# Studio ed implementazione di algoritmi per analisi NVH su cambi di velocità automobilistici



#### Relatori

Prof. Enrico Galvagno Prof. Alessandro Vigliani Prof. Elvio Bonisoli

**Candidato** Francesco Digrandi



A.A. 2017/2018

# Indice

In	trod	uzione	3
1	Pre 1.1 1.2	sentazione dei software utilizzati Sistema di analisi Rotas e software Discom per EOL test LMS Testlab per misure a bordo veicolo e analisi segnali	
	1.3	1.2.1 Software	
2	Ana	alisi algoritmi software specialistico	15
	2.1	Spettrogramma tempo-frequenza	
	2.2	Estrazione velocità motore da un segnale accelerometrico	
	2.3	Elaborazioni sul segnale acquisito	
3	Spe	ctral Smearing	27
	3.1	Introduzione allo Smearing	27
	3.2	Analisi si sensitività	
4	Imp	olementazione in LabVIEW	33
	4.1	Programmazione algoritmi	33
		4.1.1 Importazione segnali misurati da Testlab	33
		4.1.2 Ricampionamento sincrono	35
		4.1.3 Divisione in frame e DFT	37
		4.1.4 Sezioni d'ordine e spettro	40
	4.2	Interfaccia grafica utente	43
5	Cor	fronto tra analisi Testlab e analisi LabVIEW	45
	5.1	Spettrogramma tempo-frequenza	
	5.2	Sezione d'ordine	
	5.3	Confronti diverse metodologie	53
6	App	olicazione software su diversi casi studio	55
	6.1	Descrizione architettura cambi analizzati	55
	6.2	Difetti ruote	58
		6.2.1 Brevi cenni teorici	58
		6.2.2 Applicazione caso reale: difetto su dente	61
		6.2.3 Applicazione caso reale: eccentricità	64
	6.3	Difetti su cuscinetti volventi	68
		6.3.1 Brevi cenni teorici	68

6.	3.2	Applicazione	$\mathbf{su}$	caso	reale	٠	•	•	•	•	 ٠	•	٠	•		•	•	•	•	•	•	69
Conclusio	one																					75

### Introduzione

Al giorno d'oggi l'industria automotive si muove verso soluzioni che permettono affidabilità meccaniche prolungate, consumi ridotti e confort di guida sempre superiore al fine di attrarre i potenziali consumatori. La tendenza degli ultimi decenni a migliorare l'isolamento della cabina dai disturbi vibro-acustici provenienti dal powertrain ha fatto sì che la clientela sia ormai poco tollerante verso rumorosità e vibrazioni che, nell'immaginario comune, sono sintomo chiaro di scarsa qualità. La necessità di avere trasmissioni sempre meno rumorose e il pericolo di subire numerose richieste di interventi in garanzia causate da disturbi vibro-acustici, hanno portato l'utilizzo dell'analisi NVH in auge. Questo tipo di analisi non fa riferimento alle sole sorgenti meccaniche di rumorosità (motore, cambio, freni etc.) ma coinvolge anche origini di tipo aerodinamico (vento, ventole di raffreddamento o pompe) ed elettrico (attuatori elettromagnetici, alternatori o eventuali motori elettrici).

In questo testo si approfondirà solamente l'aspetto meccanico e, in particolar modo, i segnali vibro-acustici provenienti dalla scatola cambio. I test NVH acronimo di Noise Vibration and Harshness permettono di indagare i tre aspetti che sono percepiti dal guidatore come componenti del confort di guida: rumorosità (noise) udibile dalla cabina, vibrazioni (vibration) percepite e asprezza con cui varia l'andamento del veicolo su strada come, ad esempio, la risposta a manto stradale difettoso (harshness). Si possono addurre altre motivazioni per cui l'analisi NVH sta divenedo un tassello fondamentale della catena di produzione nel settore dell'automobile quali: la possibilità di riscontrare difetti di assemblaggio sia del complessivo che del singolo componente già a valle della linea di produzione, l'aumento della complessità dei cambi che porta ad avere sempre maggiori sorgenti di rumorosità e l'allungamento dei periodi di garanzia concessi dai produttori. Si può dunque affermare che analisi di questo tipo abbiano una doppia finalità, una di tipo strettamente tecnico finalizzata ad effettuare una selezione dei cambi prodotti e una che è di pertinenza della sfera della percezione della qualità del veicolo e del confort di guida. Per maggiori approfondimenti si rimanda agli articoli da cui questi brevi cenni all'analisi NVH sono stati ispirati [1] [2].

In questa ottica le grandi aziende automobilistiche si stanno munendo di strumentazioni e personale con know-how adeguato per far fronte alle necessità sopra esposte. All'interno dello stabilimento dell'azienda cliente di DACA, infatti, si procede all'analisi di ciascun cambio prodotto tramite test di fine linea che individua eventuali difettosità di ogni singola unità prodotta costituendo quindi un filtro fondamentale nell'ottica di garantire al cliente finale un prodotto conforme alle specifiche. Le analisi EOL (end of line) sono affidate a banchi prova della Rotas che danno la possibilità di registrare tutti i segnali dei cambi prodotti permettendo eventuali confronti e verifiche anche dopo che il riduttore abbia abbandonato lo stabilimento. Non è però garantito che tutte le anomalie possano essere riscontrate al banco per

via delle differenti condizioni di vincolo ed operative tra banco e vettura; può dunque accadere che un cambio passato attraverso la selezione possa essere lamentato una volta installato su vettura per via di rumorosità o vibrazioni percepite come eccessive dal guidatore. In questi casi si rendono necessarie delle verifiche effettuate direttamente su vettura che permettono un'analisi diretta nella condizioni reali di funzionamento dell'unità. All'interno dello stabilimento questo tipo di test viene affidato alla DACA-I Engineering. Il compito del personale della DACA-I stanziato presso lo stabilimento consiste nell'allestimento della vettura con i necessari sensori e nell'esecuzione delle prove su strada grazie alle quali si ottiene l'individuazione e la quantificazione oggettiva delle anomalie in termini di ampiezze di vibrazione e pressione sonora. Da questi riscontri si estrapolano nuove informazioni utili ai banchi di fine linea per aggiornare i parametri di soglia e non permettere ad altri riduttori con stesse problematiche di passare i controlli di qualità. Obiettivo dell'attività di tesi condotta in collaborazione con la DACA-I presso azienda cliente è la comprensione dei vari passi che compongo l'analisi svolta sui segnali provenienti da vettura per poi implementare gli algoritmi usati su softaware commerciale (National Instrument-Labview) al fine di poter, in futuro, operare con il nuovo software, nel caso in cui questo si dovesse dimostrare più conveniente per analisi istantanee già effettuate su vettura. Una volta individuati i punti cardine dell'analisi dei segnali e della loro implementazione seguirà un confronto con il software attualmente usato e verranno presentati vari casi studio che metteranno in evidenza la bontà del nuovo applicativo per l'individuazione di una serie di difettosità che possono incorrere. La struttura della tesi può essere così sintetizzata:

- Capitolo 1, breve presentazione dei software utilizzati durante il lavoro;
- Capitolo 2, analisi degli algortimi;
- Capitolo 3, implementazione in labview;
- Capitolo 4, confronto risultati ottenuti con Testlab;
- Capitolo 5, applicazione software a diversi casi studio.

È interessante comprendere, prima di addentrarsi nel lavoro di tesi, quali siano le principali fonti di rumorosità e come queste siano correlate alla vibrazioni generate e potenzialmente percepite dall'utente; su questo argomento vi è una vasta letteratura che approfondisce in modo puntuale i vari aspetti che in questa breve sintesi verranno solamente citati.

Il rumore generato da un cambio può essere classificato in due categorie, il gear whine ed il gear rattle: il gear whine, che si manifesta in condizioni sotto carico del cambio e costituisce la rumorosità più frequente ed è per lo più dovuta ad errori di ingranamento delle ruote; il gear rattle che è un genere di rumorosità tipica delle condizioni a vuoto ed è principalmente causato dall'ingranamento contemporaneo di tutte le ruote che compongono i vari rapporti.

Focalizzando l'attenzione sul caso di cambio sotto carico si può individuare nel transmission error la principale causa di rumorosità. L'errore di trasmissione viene definito da Welbourn come: "La differenza tra la posizione corrente della ruota condotta e la posizione che dovrebbe occupare se l'ingranamento fosse perfetto" [3]. Le sue cause possono essere individuate in flessioni (dei denti delle ruote, degli alberi,

dell'alloggiamento dei cuscinetti e del casing in generale), errori geometrici (errori del profilo ad evolvente, errori nella ruota conducente, inclinazione dei denti, inclinazioni errate) e modifiche geometriche (angolo d'elica, profilo della condotta). La misura del transmission error può essere effettuata tramite uso di encoder su ruota condotta e motrice, come nel caso degli studi di Smith [5] o di Mudd [6], o tramite misure dinamiche che quantificano le differenze tra le accelerazioni torsionali ,come negli studi di Sasaoka [7]. Questa misurazione può risultare utile per scegliere in modo appropriato la geometria delle ruote, come l'angolo d'elica, o ponderare eventuali variazioni sulle circonferenze di piede e di testa o per ottenere input da usare in modelli dinamici.

Tuttavia non è consueto utilizzare l'errore di trasmissione come fattore determinante per filtrare le ruote compatibili da quelli non compatibili così come non viene utilizzato per discernere tra riduttori ok e ko; infatti secondo gli studi di Kohler e Regan [20] il trasmission error (TE) e i difetti del singolo elemento sono correlati da leggi non lineari dunque la presenza di TE elevati non sempre implica errori nella realizzazione delle ruote. Inoltre non è facile trovare una netta correlazione tra TE e vibrazioni generate dal cambio come sostiene Sweeney [9] nel suo studio. Oltre al TE vi possono essere numerose altre cause che portano alla rumorosità del cambio quali alberi, cuscinetti e casing del riduttore. In questi casi si utilizzano dei modelli dinamici, di accuratezza differente, per effettuare studi preventivi ed essere in grado di predire il comportamento vibro-acustico del cambio in fase di progettazione. I modelli meno complessi a parametri concentrati sono utilizzabili per sistemi semplici mentre si passa a modelli ad elementi finiti nei casi in cui si vada a considerare anche il contributo del casing. Una classificazione dei vari modelli in uso è stata condotta da Ozguven e Houser [8] che hanno individuato i seguenti modelli: modelli di semplici fattori dinamici, modelli con denti flessibili, modelli per ruote dinamiche, modelli per la dinamica di rotori e modelli per vibrazioni torsionali. Al di là di studi di tipo analitico e computazione sono stati condotti sul gear noise anche studi di tipo sperimentale come quelle di Terauchi [11]. Approfondimenti su questo breve stato dell'arte possono essere trovati presso l'articolo di Mats Åkerblom [4] da cui è stata tratta questa breve sinossi degli studi svolti in ambito gear whine.

In sintesi tutte quelle prima citate possono essere identificate come le cause che portano a rumorosità o vibrazioni elevate e gli autori prima proposti hanno cercato di effettuare misurazioni quantitative su questi fattori che sono a monte della catena della generazione della rumorosità. Si è provato a ricercare delle correlazioni analitiche tra cause ed effetti, ovvero rumore e vibrazioni in cabina, ma come testimoniano gli innumerevoli studi non sono correlazioni banali da ottenere. In questo l'analisi NVH può essere vista come uno studio duale in quanto consiste nella misura diretta degli effetti e mira ad individuare le cause in termini di anomalie dovute errato montaggio o difetti di singoli componenti.

# Capitolo 1

### Presentazione dei software utilizzati

Al fine di rendere chiaro i procedimenti seguiti durante le prove cui viene sottoposto un cambio prodotto in stabilimento e la successiva analisi del segnale, nei prossimi tre paragrafi si descriveranno le procedure di testing e di analisi presentando in modo sintetico i software di misura e descrivendo le procedure e normative seguite per le prove su strada. Durante il lavoro di tesi sono stati utilizzati tre diversi software di cui due abitualmente inscriti nella normalità delle procedure attuate all'interno dello stabilimento mentre il terzo sarà l'oggetto del presente lavoro. Discom, per quanto riguarda i banchi prova (EOL), viene usato, come detto nei paragrafi precedenti, per effettuare un filtro qualitativo sui cambi prodotti. Testlab viene adoperato invece dal personale DACA-I per l'analisi ed il processamento dei segnali acquisiti su vettura nel caso in cui vengano riportate da clienti o altre divisioni dell'azienda produttrice anomalie quali rumorosità o vibrazioni non aspettate. Ed infine LabVIEW su cui è stato implementato l'algoritmo di calcolo oggetto della presente lavoro; quest'ultimo dovrebbe andare a costituire un primo strumento di analisi direttamente su vettura per facilitare l'individuazione di difetti macroscopici già in pochi secondi dopo l'acquisizione del segnale, obiettivo non perseguibile con Testlab in quanto richiede un post-processing in varie fasi che necessita di svariati minuti per essere completato. Di seguito quindi verranno presentati brevemente i diversi software e nel caso di testlab si descriveranno più nel dettaglio le procedure di allestimento e le norme seguite per le prove su strada.

### 1.1 Sistema di analisi Rotas e software Discom per EOL test

Dal punto di vista hardware i banchi constano di tre motori elettrici, uno per simulare la coppia in ingresso da motore a combustione interna e due per simulare la coppia resistente in uscita causata dall'avanzamento del veicolo. Il banco, con i propri sensori e motori, comunica con le unità di controllo della Discom come raffigurato in figura 1.1.

Per quanto riguarda il software il sistema di analisi vibro-acustica è composto da cinque componenti principali:

• Programma di misura "Tas Alyser" che comunicando tramite la Tas Box con il banco prova, e quindi con gli strumenti di misura, elabora i dati in tempo reale calcolando e confrontando le grandezze caratteristiche con le soglie;

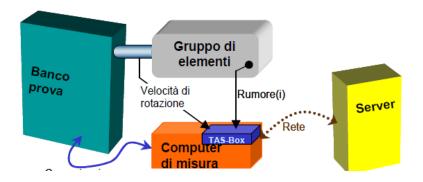


Figura 1.1: Schematizzazione hardware banco

- Database dei parametri, in modo che il programma abbia i giusti dati di input per i l'elaborazione dei segnali quali grandezza dei campioni da esaminare, rapporti di trasmissione, numero denti etc;
- Database dei valori di misura, in cui vengono salvati tutti i risultati delle prove che verranno poi utilizzate come riferimento per le analisi statistiche;
- Strumenti statistico AcuWeb che utilizzando il database prima presentato fornisce le statistiche di produzione e può individuare probabili aree di guasto dall'analisi statistiche;
- Programma di presentazione tramite il quale si possono richiamare misurazioni effettuate nel tempo e visualizzarle come grafici ordini vs ampiezza. Quest'ultimo tool è stata l'unica interfaccia utilizzata durante l'attività di tesi in quanto unica necessità era quella di confrontare i risultati ottenuti da banco con quelli ottenuti dagli altri software.

Ogni singolo riduttore prodotto in stabilimento verrà dunque analizzato dal banco che dopo aver assicurato l'unità all'interno del banco procederà all'avvio della prova monitorando le grandezze che sono state prima impostate. Nel caso specifico verrà impostata una rampa di accelerazione e decelerazione della durata di un centinaio di secondi con controllo su regime rotazione motore. Analizzati i dati e calcolato lo spettro i valori di ampiezza vengono confrontati con i valori limite che se non impostati manualmente vengono calcolati su base statistica. Proprio per l'individuazione di queste soglie statistiche il sistema ha bisogno di un periodo di "apprendimento". Questo consta di due fasi un primo apprendimento base effettuato su 5-20 unità ed uno aggiuntivo su più di 200 unità. Questa fase si basa sul calcolo dei valori medi e delle deviazioni standard. È tuttavia possibile impostare i cosiddetti "cappelli" che permettono l'imposizione di livelli massimi e minimi per degli specifici ordini (come quelli di ingranamento) che verranno valutati in modo indipendente dagli altri ordini.

L'analisi vibro-acustica è suddivisa in due diversi canali: sincrona e mix. Nell'analisi del segnale sincrono alla rotazione si calcolano le quote di rumore relative ai diversi alberi, ruote e rotori interni che sono collegati al oggetto di misura (come albero primario) tramite rapporti fissi e noti. In questo modo il software è in grado di conoscere istante per istante il regime di rotazione di ogni elemento permettendo di effettuare sezioni del segnale totale e quindi inglobare i picchi di un singolo elemento (order section). Giungendo infine alla media fatta su diversi giri motore si ottiene il

segnale temporale sincrono alla rotazione in cui tutte le componenti di rumore non sincrone vengono sensibilmente attenuate. Queste ultime componenti non sincrone non vengono tuttavia omesse e verranno studiate nel canale mix come ad esempio il contributo di rumore dovuto ai cuscinetti.

### 1.2 LMS Testlab per misure a bordo veicolo e analisi segnali

### 1.2.1 Software

Il software LMS Testlab sviluppato da Siemens permette l'acquisizione di segnali in campo sperimentale (nel caso in oggetto durate test su strada) e la successiva analisi per la redazione di report. Costituendo la piattaforma di lavoro del personale della DACA-I per effettuare le analisi dei test su strada costituirà il naturale benchmark del nuovo algoritmo. Si farà riferimento alla versione del software del 2016; la suite utilizzata è la Desktop- Standard Advanced nella quale sono state utilizzate le adds-in di: navigator per selezionare e visualizzare i vari segnale e i risultati ottenuti, time data selection per effettuare variazioni sulla porzione di segnale che si vuole analizzare, RPM extraction per procedere al ritrovamento della spectral map e alla stima del regime motore tramite inseguimento dell'ordine motore e time data processing per definire i parametri e gli andamenti richiesti (order section, frequency section etc). Di seguito si riportano le quattro schermate prima citate descrivendo brevemente le parti fondamentali lasciando ai capitoli successivi gli approfondimenti su come Testlab esegue l'analisi del segnale.

 Navigator, nella prima fase in cui non è stata ancora effettuata nessuna prova si utilizzerà la colonna degli indirizzi per cercare e selezionare il segnale che si voglia portare nel "input basket" ovvero la cartella da cui il software attingerà per le fasi successive. Inoltre questo add-in sarà utilizzato nella fase finale del processing per visualizzare tramite grafici i risultati (in figura 1.2 viene riportato l'andamento del segnale accelerometrico acquisito senza alcun tipo di analisi ancora svolta);

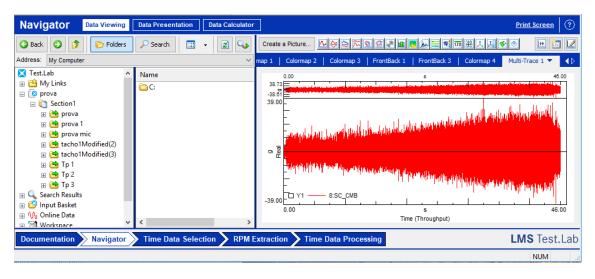


Figura 1.2: Schermata Navigator

• Time data selection, in questa sezione è possibile caricare i segnali che sono stati inseriti precedentemente nell'input basket, nel caso in figura 1.3 è stato selezionato il segnale accelerometrico. In questa fase si possono effettuare varie modifiche al segnale, dalla selezione di solo una sua porzione (porzione evidenziata in nero) alla modifica tramite formule che permettono di implementare operazioni quali integrazioni, derivazioni, etc;

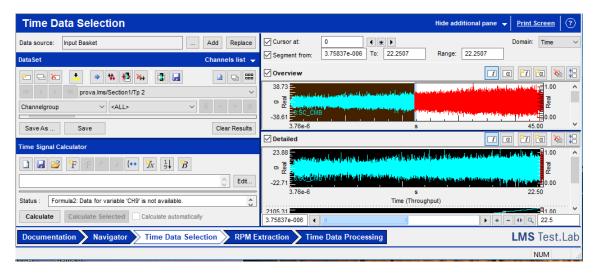


Figura 1.3: Schermata Time Data Selection

• RPM Extraction, una delle fasi più importanti è quella del calcolo della spectral map e della stima del regime motore che vengono eseguite in questa fase. Per prima cosa si devono impostare nella sezione "setting" i parametri per la trasformata di Fourier a tempo finito (Short Time Fourier Transformation) per procedere al calcolo della spectral map. Poiché durante i test su strada non si procede alla misura del regime motore (in quanto non indispensabile e ottenibile facilmente grazie all'apposito tool RPM Extraction in Testlab) tramite la mappa collinare, anche grazie all'esperienza dell'operatore, si riesce ad individuare l'ordine motore e quindi l'andamento del suo regime di rotazione;

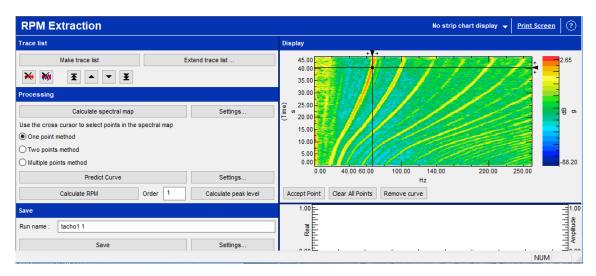


Figura 1.4: Schermata RPM Extraction

• Time Data Processing, in questa ultima fase di processing del segnale si impostano le sezioni in ordine che si voglio ottenere, si indicano le risoluzioni in rpm ed in frequenza, eventuali parametri per overall level e frequency section. Le soluzioni saranno visionabili nella sezione navigator raggruppati per tipo: waterfall, order, frequency.

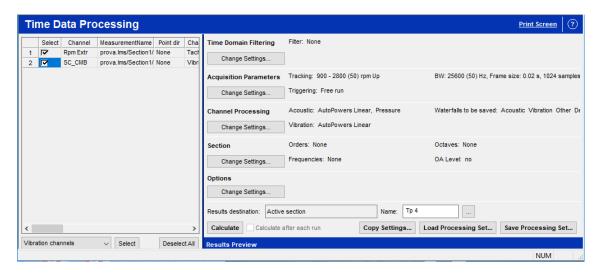


Figura 1.5: Scheramta Time Data Processing

### 1.2.2 Set-up Sperimentale per prove su strada

Il set-up sperimentale utilizzato per la misurazione ed acquisizione dei dati durante le prove su strada consta di cinque accelerometri e due microfoni. Gli accelerometri triassiali usati sono di tipo piezoelettrico della Bruel & Kjaer modello 4323 visibili in figura 1.6 dove sono riportati anche gli ingombri, per le scheda tecnica completa si rimanda pagina del costruttore [24]; la frequenza di campionamento usuale per sensori di questo tipo non eccede i 10kHz ma per scopi puramente pratici si preferisce utilizzare la stessa frequenza di campionamento dei microfoni impostata a 51,2 kHz. Gli accelerometri sono posizionati in aree di interesse sulla scatola cambio e sui supporti della stessa in modo che l'asse x dei sensori coincida con il verso di marcia; in particolare le ubicazioni sono le seguenti: parte superiore scatola cambio (figura ) che costituisce il segnale maggiormente utilizzato per le verifiche più frequenti, monte-valle supporto superiore e monte-valle bieletta (supporto inferiore cambio) utilizzati in casi particolari in cui si abbiano dubbi sull'efficacia degli smorzatori posti sugli elementi di supporto del cambio. Per fissare i sensori in modo che siano perfettamente solidali con la massa di cui devono registrare le vibrazioni si fa utilizzo di adesivi specifici con resistenza a trazione di 15/25 MPa ed in grado di subire piccole deformazioni elastiche per adattarsi ad eventuali espansioni dovute ad escursioni termiche durante la prova.

I sensori acustici usati sono della PCB Piezotronics di cui si riporta un'immagine in figura 1.7 e si rimanda alla scheda tecnica nella pagine del produttore [25]. Questi ultimi sono posizionati ai lati del guidatore sfruttando i supporti del poggiatesta tramite apposite morse. Si preferisce utilizzare una coppia di microfoni piuttosto che un singolo sensore per permettere in fase di processing il riascolto in stereo del segnale e rendere possibile l'individuazione della direzione della sorgente di rumoro-



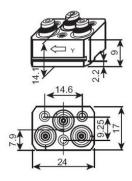


Figura 1.6: Ingombri accelerometro e foto da [23]

sità. Il sistema di acquisizione è basato sull'utilizzo del sistema della Siemens LMS



Figura 1.7: Immagine microfono da [25]



Figura 1.8: Sistema acquisizione SCADAS

SCADAS Recorder 2 di cui è riportato un'immagine in figura 1.8. È caratterizzato della presenza nella parte frontale di 2 slots liberi, 16 canali, 2 input per segnale tachimetrico, un canale per la rete CAN e un singolo canale per segnale GPS. Per ulteriori informazioni si rimanda al sito del produttore [26].

In ultimo si descrivono in modo sintetico le procedure che si svolgono durante la prova su strada. La normativa utilizzata è interna all'azienda che dunque non può essere riportata; tuttavia si può far riferimento alle condizioni riportate in [15] (che riprendono parte delle norma GB/T 12534-90) per avere un'idea di massima delle condizioni e dei limiti imposti in questo tipo di prove. Tale normativa indica le condizioni sia ambientali che del veicolo.Per quanto riguarda l'ambiente di prova si prevede che il tracciato sia perfettamente piano (in genere si utilizzano circuiti di prova), superficie stradale pulita ed asciutta, velocità del vento non superiore a 3m/s, temperatura compresa tra i 20° ei 40°C, rumore ambientale inferiore di almeno 10 dB rispetto ai suoni misurati. Per quel che concerne il veicolo questo deve:

avere a bordo tutti i componenti e accessori (comprese ruote di scorta o kit di riparazione); i freni, sterzo e altri sistemi devono essere settati per garantire la massima sicurezza; il veicolo deve aver effettuato almeno 2000km se nuovo; il solco del battistrada deve essere inferiore ai 3mm; la pressione degli pneumatici deve essere entro il 10% delle condizioni consigliate; il veicolo dovrebbe essere perfettamente pulito; il carico deve essere di sole due persone (tester e driver). Il test su strada consiste nell'effettuare manovre di run-up e di coast-down per ciascuna marcia portando il regime motore dal valore minimo (circa 1000 RPM) a valori di massimo di circa 4000 RPM. Prima della prova si procede alla calibrazione dei microfoni tramite apposita strumentazione e tool integrato nell'interfaccia del software Siemens.

### 1.3 Labview e librerie utilizzate

LabVIEW, acronimo di Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench, è un ambiente di sviluppo per l'acquisizione e l'elaborazione dei dati. È caratterizzato dal metodo di programmazione a blocchi che permette un'organizzazione modulare, ovvero la suddivisione di algoritmi complessi in sottoprogrammi che collegati tra loro forniscono le funzionalità volute. Inoltre è disponibile un'ampia libreria con VI (virtual intrument) capaci di fornire delle funzionalità come cicli logici, operatori matematici, strumenti base per l'analisi del segnale etc. L'interfaccia presentata è suddivisa in due finestre distinte: il block diagram in cui si effettua la vera e propria programmazione ed organizzazione dei blocchi e il front pannel ovvero ciò che dovrebbe vedere un utilizzatore del VI senza bisogno di alcuna conoscenza di come l'algoritmo funzioni. Un esempio è riportato in figura 1.9 dove si riporta il subVI usato per caricare i segnali in formato .text. Nel front pannel si ha la possibilità di scegliere il percorso del file di interesse e specificare l'eventuale tipo di tabulazione, mentre nel block diagram si possono notare tutte le funzioni usate (Path in,Read delimited spreadsheet, etc) e i relativi collegamenti tra i vari blocchi.

Il software della National Instrument è stato scelto per l'implementazione dei nuovi algoritmi per via della possibilità di interfacciarsi in futuro in modo agevole con hardware capace di acquisire i segnali dai sensori (soluzioni già in fase di studio all'interno di DACA-I tramite progetti di ricerca e sviluppo) sia per via della vasta libreria presente e disponibile nella versione base. È bene specificare che, essendo obiettivo del lavoro di tesi quello di comprendere gli algoritmi ed i passaggi utilizzati da Testlab, non sono state usate librerie specifiche in Labview come la "Sound and Vibration Measurement Suite" estremamente specializzata in strumenti utili all'analisi del segnale di cui si riporta in [27] la pagina descrittiva. È stato dunque preferito un approccio che prevedesse la comprensione di ciascuno dei passi elementari svolti dal software di riferimento ed il tentativo di riprodurlo usando solo funzioni di tipo elementare. Solo in un secondo momento, valutando i risultati ottenuti con nuovo algoritmo, l'azienda valuterà l'investimento in suite specializzate per la programmazione di un algoritmo proprietario per analisi di questo tipo.

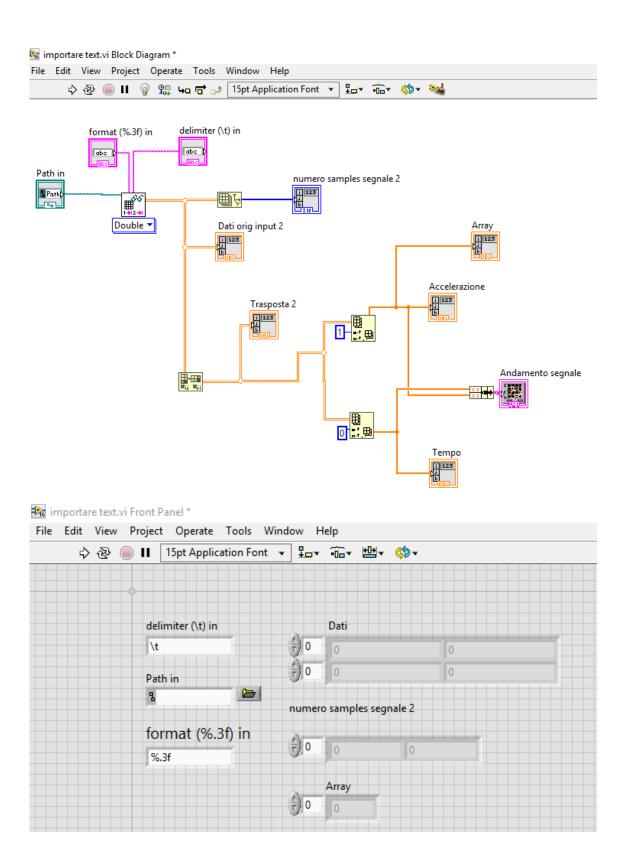


Figura 1.9: Schermata Block Diagram (in alto) e Front Pannel (in basso)

# Capitolo 2

# Analisi algoritmi software specialistico

Nel seguente capitolo si descriveranno nel dettaglio i vari passaggi che il software della Siemes compie per l'analisi del segnale, dapprima descrivendo in modo sintetico ciò che viene impostato dall'operatore durante l'analisi, e in un secondo momento si approfondiranno gli algoritmi che portano al risultato finale. Verranno dunque presentate le quantità di riferimento per quanto riguarda l'analisi del segnale e le relazioni che le legano. In prima approssimazione non si considererà che il valore di frequenza di una componente periodica vada a variare all'interno di un frame (unità in cui è di suddiviso il segnale), a causa delle manovre di run-up e coast-down, e che costituisce una delle ipotesi della trasformazione di Fourier in forma discreta. Solo successivamente si considererà questa problematica che, come sarà ampiamente esplicato in seguito, causa una sottostima dei valori di ampiezza calcolati.

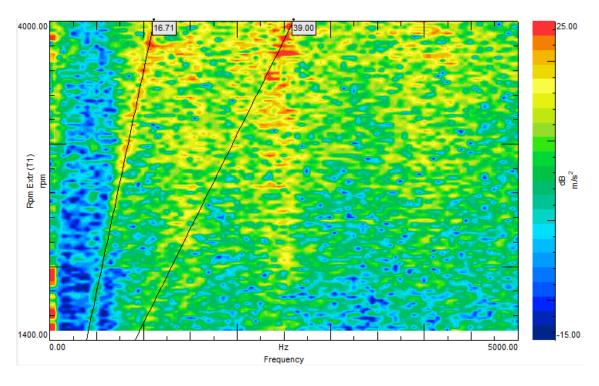


Figura 2.1: Esempio spettrogramma

Approfondiremo i seguenti tre step che portano dal segnale acquisito all'ottenimento

di spettri e altre curve utili alla comprensione delle cause di eventuali difettosità:

- Calcolo spettrogramma: consta nell'applicazione della short time fourier transform, ovvero a seguito della suddivisione il segnale in 'finestre' si procede al calcolo dello spettro. I vari spettri per ciascuna finestra vengono affiancati sulla scala dei tempi a formare uno spettrogramma;
- RPM Extraction: questa fase si rende indispensabile in mancanza del segnale tachimetrico (ottenibile o con sensore dedicato o da rete CAN del veicolo). Sfruttando lo spettrogramma prima calcolato si procede all'individuazione dell'ordine relativo alla combustione del MCI (motore a combustione interna) tramite cursore; dunque nota istante per istante la frequenza del massimo della vibrazione relativa all'ordine di accensione (individuato dall'utente nello spettrogramma), si calcola la velocità tramite la relazione:

$$n = \frac{f \ 60 \ N_{stroke}}{N_{cul}} \tag{2.1}$$

con  $N_{stroke}$  numero di corse necessarie per completare un ciclo termodinamico di riferimento, $N_{cyl}$  numero di cilindri ;

• Time data processing: calcolo del grafico a tre assi Rpm vs Frequenza vs Ampiezza; si tratta di diagramma collinare in cui, fissato il regime di rotazione, si legge la risposta in ampiezza al variare della frequenza come visibile in figura 2.1;

### 2.1 Spettrogramma tempo-frequenza

Il primo e fondamentale passo dell'analisi del segnale è quello del ritrovamento dello spettrogramma che per il suo ottenimento richiede l'applicazione della short time Fourier Transformation. Le adds-in di riferimento sono 'Navigator', 'Time data selection' e 'RPM Extraction'.

Nella prima si procede a selezionare il segnale da analizzare, nella seconda (figura 2.2) si può decidere se studiarlo solamente in una quota parte o nella sua interezza in quanto il segnale di input racchiude i dati del run-up e coast-down di una singola marcia. In genere si opta per l'analisi del segnale nella sua interezza avendo Testlab la possibilità di distinguere le due manovre e la relativa loro rappresentazione in grafici distinti in automatico. Nel caso in oggetto, come visibile da figura 2.2, si preferisce optare per l'anali della sola parte di accelerazione che va sino ai 45 secondi per snellire i grafici relativi ai passaggi successivi. Si procede nella sezione 'RPM Extraction' dove, dopo aver inserito le impostazioni in termini di risoluzioni in frequenza desiderate, si prosegue con il calcolo della mappa spettrale; in figura 2.3 la spectral map risultante ed, evidenziato in rosso, le impostazioni che sono state utilizzate. Dunque si dovrebbe procedere con la RPM Extraction ma si preferisce approfondire come viene ottenuta la mappa collinare in quanto costituisce un passaggio fondamentale nell'analisi e che sarà poi mutuato sul nuovo software. L'ottenimento della mappa collinare lo si raggiunge tramite la trasformazione di Fourier

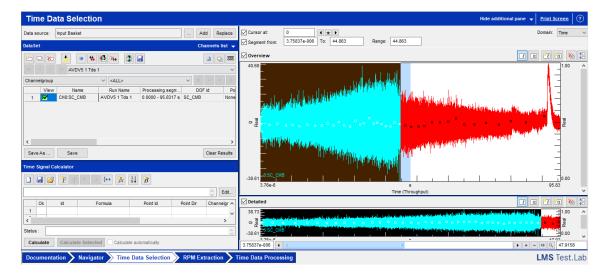


Figura 2.2: Divisione Segnale

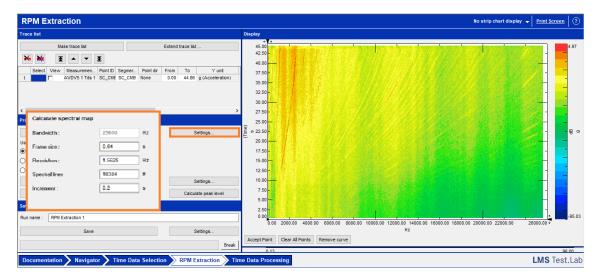


Figura 2.3: Selezione Opzioni Spectral Map

a tempo finito.

Si introducono quindi sei nuove quantità che classificheremo in:

- Grandezze che fanno riferimento al dominio in tempo:
  - Sampling rate  $(F_s)$ : frequenza di campionamento in Hz dei segnali misurati dai sensori;
  - Blocksize (N): numero di campioni in un frame;
  - Frame size (T):dimensione di un frame in secondi (segmento in sui viene suddiviso il segnale);
- Grandezze che fanno riferimento al dominio in frequenza:

- Spectrallines (SL): numero discreto di punti nel dominio delle frequenze;
- Frequency resolution ( $\Delta f$ ): spazio in frequenza tra due punti consecutivi dello spettro;
- Bandwidth  $(F_{max})$ : massima frequenza che può essere analizzata come da teorema di Nyquist (ovvero metà della frequenza di campionamento).

È evidente che i risultati che si otterranno saranno influenzati dal tipo di parametri che si imposteranno, considerato che le quantità prima descritte sono correlate dalle seguenti relazioni:

$$T = N\Delta t \; ; \; F_s = \frac{1}{\Delta t} \; ; \; SL = \frac{N}{2} \; ; \; \Delta f = \frac{F_{max}}{SL} \; ; \; F_{max} = \frac{F_s}{2}$$
 (2.2)

Come si può notare a causa delle molte relazioni che intercorrono tra le varie quantità basta fissarne due per calcolare in modo univoco le rimanenti. In genere si ha come dato di input la frequenza di campionamento dovuta alla fase di misura e si accoppia la risoluzione in frequenza desiderata come altra variabile indipendente. In questo però sorge una problematica non indifferente, se dalle equazioni prima riportate si esprimono la risoluzione in tempo e frequenza l'una in funzione dell'altra:

$$\Delta f = \frac{1}{N \Delta t} \tag{2.3}$$

Ovvero la risoluzione in tempo ed in frequenza non sono qualsivoglia ma sono correlate in modo inversamente proporzionale tramite il fattore di scale blocksize; quindi aumentandone una diminuirà necessariamente l'altra. Si pone dunque il problema di trovare un compromesso tra le due che comunque non sarà approfondito in questo lavoro in quanto sono stati assunti i valori già in uso e che prevedono la scelta di  $\Delta f$ =1.5625 Hz che congiuntamente alla nota frequenza di campionamento  $F_s = 51.2kHz$  restituiscono i seguenti valori:

$$T = N\Delta t = 0.64s$$
;  $SL = \frac{N}{2} = 16384$ ;  $F_{max} = \frac{F_s}{2} = 25.6kHz$ 

Introdotte e descritte le sei quantità di riferimento si descrive come procede il programma nel calcolo della spectral map. A partire dall'intero segnale questo viene:

• suddiviso in frames che risultano tra loro intersecati (overlap); nel caso in cui le varie finestre fossero affiancate le une alle altre applicando una funzione di windowing si andrebbe a non considerare tutti i dati presenti ai limiti di ciascuna finestra andando quindi ad ignorare parte del segnale acquisito. Per porre rimedio a questo errore si effettua l'overlapping, ovvero le varie finestre vengono sovrapposte in modo da non perdere informazioni a causa dell'operazione di finestratura (es. in figura 2.4). Nel caso di testlab alla voce 'increment' si fa riferimento alla quantità (in secondi) di cui deve traslare la finestra, rispetto alla precedente, prima di effettuare la trasformata;

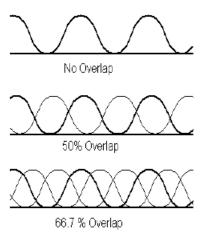


Figura 2.4: Raffigurazione Overlap da [21]

• su ciascuno viene effettuato il windowing; questa operazione si rende necessaria ogni qual volta si vada ad analizzare un segnale che è stato campionato per un tempo T non coincidente ad un numero intero di periodi o nel caso di segnali di cui non si conosca la periodicità. In questo modo si riesce a mitigare l'errore di leakage. Quest'ultimo causerebbe, all'interno dello spettro in frequenza, la presenza di molti ordini diversi da zero in ampiezza non correlati all'effettivo segnale, pur analizzando un segnale perfettamente sinusoidale. Applicando una delle funzioni di windowing si riesce a mitigare di molto questa tipologia di errore. Si possono usare varie funzioni di windowing (Hanning, Hamming, etc) tutte prevedono il prodotto tra il segnale di lunghezza finita con un'ampiezza che varia gradualmente da un valore massimo (al centro della finestra) ad un valore minimo (ai bordi del frame). Un esempio di funzioni di finestratura sono riportate in figura 2.5 dove è possibile notare come la differenza tra le due stia nel valore agli estremi dell'intervallo e nell'andamento all'interno del frame;

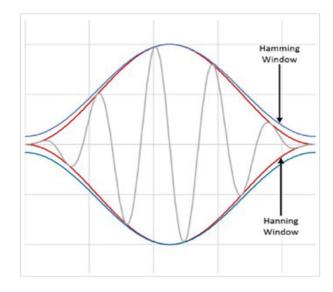


Figura 2.5: Paragone tra windowing Hanning e Hamming da [10]

• infine viene effettuata la trasformata di Fourier in forma discreta tramite la quale si passa dalle grandezze nel dominio del tempo a grandezze nel dominio in frequenza come sintetizzato in figura 2.6.

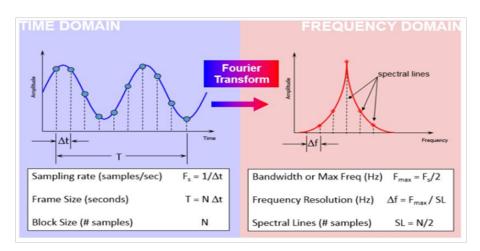


Figura 2.6: Grandezze nel dominio del tempo e della frequenza da [22]

### 2.2 Estrazione velocità motore da un segnale accelerometrico

Nel set-up di misura durante le prove su strada non è previsto alcun sensore di regime motore o connessione alla rete CAN del veicolo che potrebbe permettere la sua rilevazione attraverso la rete di controllo del veicolo stesso. Dunque si deve procedere all'estrazione dell'andamento degli rpm tramite l'uso dello spettrogramma. In primis si deve individuare l'ordine relativo all'accensione dei cilindri del MCI che in genere si trova a frequenze sotto i 300 Hz ed è individuabile in modo più o meno chiaro (molte volte entra in gioco l'esperienza dell'operatore) dalle intensità delle ampiezze più evidenti rispetto agli altri ordini. Si può notare in figura 2.7 come l'ordine di accensione sia evidente grazie alle zone in rosso caratteristiche per questo ordine. Individuato l'ordine motore si procede indicando al software un punto all'interno dell'andamento e si imposta il numero d'ordine associato a quell'evento. Nel caso di motori 4T si ricorda che la fase attiva è solo una ogni due giri motore (ovvero la fase di combustione), se si unisce questa informazione al numero dei cilindri ed all'ipotesi di sfasamento uniforme delle combustioni avremo che le fasi di combustione per giro motore potranno essere calcolate come metà del numero dei cilindri che nel caso in analisi erano 4 in linea. Impostando il numero d'ordine a 2 in automatico Testlab procederà ad inseguire l'ordine al variare del tempo e tramite la relazione:

$$Freq = \frac{ordine}{60}RPM \tag{2.4}$$

È di fondamentale importanza la verifica critica dei risultati in quanto l'ordine selezionato potrebbe non riferirsi all'ordine di combustione ma all'ordine relativo alla rotazione dell'albero motore; prima di confermare l'andamento estratto si verifica che i regimi siano coerenti con quelli di un MCI da cui si ci aspetta valori tra 1000 e i 4000 rpm circa. Nel caso in cui si dovessero ottenere valori al di sotto della soglia minima e di moto superiori alla massima si è certi di aver scambiato l'ordine di combustione con quello di rotazione albero motore e viceversa. Si riportano i due casi in figura 2.8 dove si può notare che nel caso in alto il regime minimo era abbondantemente al di sotto dei regimi possibili per un MCI al minimo.

Per completezza si riporta un confronto fra l'andamento misurato tramite sensori e uno ricavato da strumento di Testlab, estrapolato dalla pagina di Siemes [22] in figura 2.9; come risulta visibile i due andamenti sono sovrapponibili e le differenze sono irrilevanti ai fini dell'analisi. Si precisa che nel nuovo software non sarà implementata una funzione di questo tipo essendo di per sé un'analisi complessa e dunque si utilizzeranno gli andamenti degli rpm estratti con Testlab come se fossero dei dati noti provenienti da sensori atti alla misura degli rpm.

### 2.3 Elaborazioni sul segnale acquisito

Ultimo passaggio dell'analisi in Testlab è il time data processing attraverso il quale si otterranno gli andamenti delle order section, frequency section, overall level e la mappa collinare rpm vs frequenza vs ampiezza. Si riporta di seguito la schermata dell'adds-in dove si possono individuare i sottomenu di (figura 2.10): time domain filtering tramite il quale si possono applicare filtri passa-basso o passa-alto al segnale acquisito, acquisition parameters dove si impostano i parametri usati durante l'acquisizione (risoluzioni in frequenza e linee spettrali), channel processing attraverso cui si impostano il formato in cui si vuole mostrare gli andamenti (picchi, valori efficaci, spettri, autopower etc), section che approfondiremo vista la sua rilevanza e options dove si può scegliere se mostrare i valori istantanei o medi degli RPM. Vista la finalità del lavoro si approfondirà solo il menù section; questo presenta varie schede tra cui: order sections, frequency sections e overall level. All'interno della scheda order section (figura 2.11) si andranno ad impostare gli ordini di cui si vuole rappresentato l'andamento delle ampiezze al variare degli rpm; in genere si inseriscono tutti gli ordini di ingranamento che sono calcolabili una volta note le geometrie delle ruote. Dalla figura 2.11 si può notare come è possibile inserire una certa "bandwidth" (da non confondere con quella introdotta al paragrafo 2.1, infatti quest'ultima indica un intorno all'interno del quale effettuare una media efficace sul valore di ampiezze di un certo ordine). Nella maggior parte dei casi viene impostato un valore di 0.5, ovvero si andrà a mediare i valori di ampiezze degli ordini dal 44.75° al 45.25°. Frequency section e overall level vengono usati per lo stesso fine, ovvero capire se la rumorosità del singolo ordine sia udibile a confronto con l'intero segnale. Il frequency section si può definire come l'andamento dell'energia delle frequenze spazzate dall'ennesimo ordine al variare degli rpm; mentre l'overall level è definita come l'energia dell'intero segnale. Il rumore del singolo ordine si considera distinguibile dal resto dei segnali se overall level e order section differiscono più di 30dB e se frequency section e order section differiscono più di 10dB. Questi sono i passaggi che conduce l'operatore per arrivare ai diagrammi cercati. Dal punto di vista della comprensione dei passaggi effettuati dal software si può affermare che siano scomponibili in queste 3 fasi che saranno approfonditi nel capitolo successivo:

- Cambio di variabile da spectral map in funzione del tempo in SM in funzione degli rpm motore;
- Individuazione delle rette d'ordine e sezione del diagramma collinare con le suddette rette.

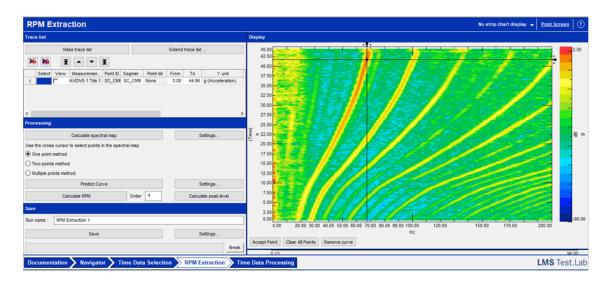


Figura 2.7: Schermata RPM Extraction

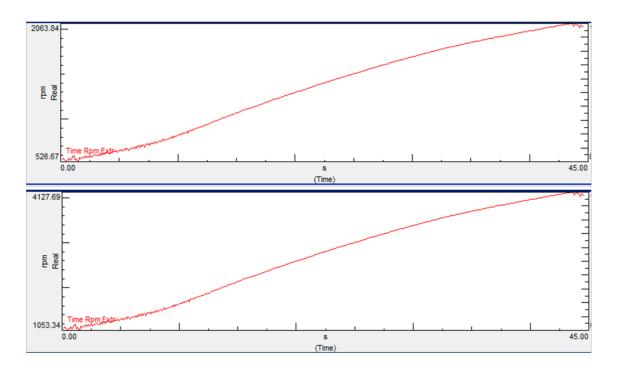


Figura 2.8: Scelta ordine errata vs corretta

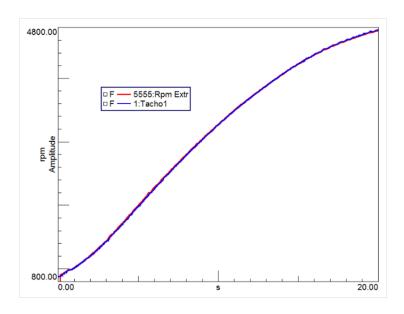


Figura 2.9: Confronto RPM misurato vs calcolato da [22]

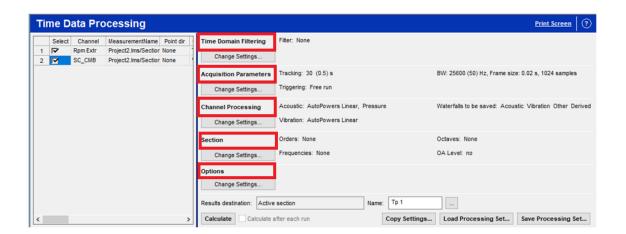


Figura 2.10: Schermata Time Data Processing

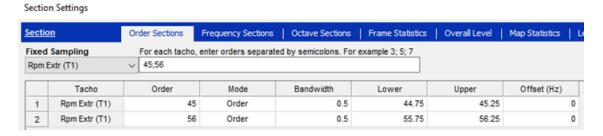


Figura 2.11: Scheda order section

### Section Settings

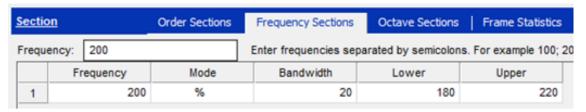


Figura 2.12: Scheda Frequency Section

#### Section Settings

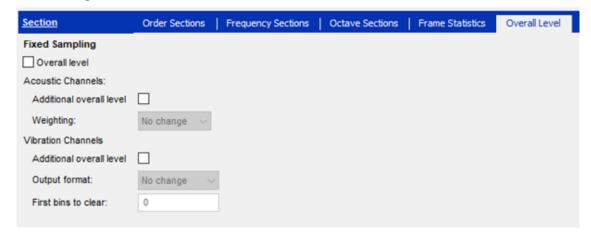


Figura 2.13: Scheda Overall level

### Capitolo 3

# Spectral Smearing

Prima di descrivere l'implementazione del nuovo algoritmo è importante introdurre lo smearing che ha costituito l'ostacolo maggiore nell'ottenimento di risultati comparabili a Testlab. Si procederà dunque ad una breve descrizione dell'effetto che ha sulla stima dell'ampiezza di vibrazione a partire dallo spettro del segnale, i fattori che lo influenzano, implementazione di algoritmi atti alla sua correzione e analisi di sensitività.

### 3.1 Introduzione allo Smearing

Una delle ipotesi della trasformazione di Fourier in forma discreta è la stazionarietà dell'ordine in frequenza all'interno di un time-block o frame; condizione che non è verificata nelle misure sperimentali in cui, a causa delle manovre di run-up e coast-down, si ha una variazione continua del regime motore e quindi della frequenza di un dato ordine. In generale si può affermare che questo tipologia di errore porti alla sottostima del picco per un dato ordine (o frequenza) ma c'è da considerare che l'errore di smearing dipende da più variabili quali: la differenza tra la frequenza del dato ordine tra l'inizio e la fine del time block, come all'interno del frame vari la frequenza (andamento lineare, quadratico etc.), e il tipo di windowing che è stato utilizzato.

Un esempio di come il tipo di finestratura vada ad impattare sugli effetti dello smearing è riportata da Brandt [12] dove si mettono a confronto il metodo di Hanning e quello di Flattop analizzando una sinusoide di valore efficace noto di 1 RMS e  $\Delta$ f che varia (all'interno della finestra) da zero per la linea continua e via via per valori crescenti per gli andamenti tratteggiati e punto linea. I risultati sono mostrati in figura 3.1 dove è visibile come nel caso di Hanning vi sia la sottostima per la frequency bins relativa all'ordine considerato mentre nel caso della Flapptop si abbia anche una sovrastima delle frequency bins nell'intorno di quella considerata. Inoltre seppur Flattop consenta di avere errori più contenuti (figura 3.2) con la variazione di  $\Delta f$  rispetto ad Hanning con quest'ultimo è possibile mitigare di molto l'effetto dello smearing andando a sommare al picco dell'ordine desiderato quelli delle frequency bins affiancate. Per maggiori approfondimenti su questo metodo e l'analisi delle sue imprecisioni si rimanda allo studio di Guercioni e Galvagno [13] La variazione di frequenza all'interno del frame gioca un ruolo altrettanto importante come riportato nello studio [13]. In quest'ultimo gli andamenti dell'errore sono riportati in funzione della quantità x (definita come il rapporto tra la variazione di frequenza

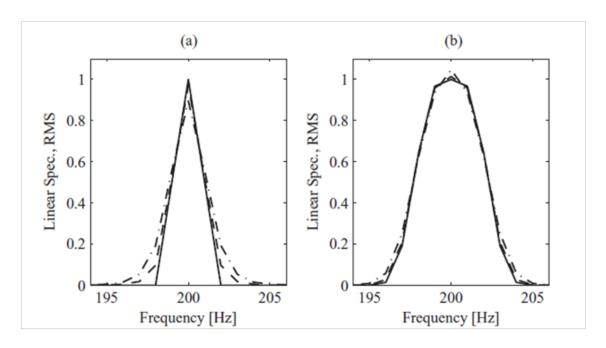


Figura 3.1: Differenze tra Hanning(a) e Flattop(b) con linea continua per  $\Delta f$  nullo e tratteggiata e punto linea per  $\Delta f$  crescente da [12]

all'interno di una finestra e la risoluzione in frequenza dello spettro) come visibile in figura 3.3 e risulta chiaro dall'andamento qualitativo che all'aumentare del  $\Delta f$  aumenta l'errore commesso. Infine anche l'andamento della frequenza all'interno del frame può condizionare la quantità d'errore, come riportato sempre in [13] e visibile in figura 3.4.

I metodi atti a mitigare gli effetti di questo errore sono numerosi, tra i più comuni vi sono: il ri-campionamento sincrono del segnale, ovvero utilizzare una dimensione del time-block variabile in modo che si abbia un campionamento in cui la finestra faccia riferimento allo stesso numero di giri motore; utilizzo del filtro di Vold-Kalman che utilizza l'andamento degli RPM per inseguire un dato ordine; il metodo che usa la trasformata di Gabor. Si è scelto, per questo lavoro, di utilizzare il ricampionamento sincrono in quanto semplice da implementare sia via software (come in questo caso) che per via hardware utilizzando appositi trasduttori di posizione per campionare a frazioni date dell'angolo giro del dell'albero motore.

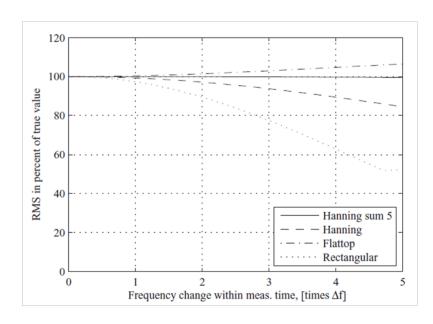


Figura 3.2: Andamento errore percentuale con  $\Delta f$  [12]

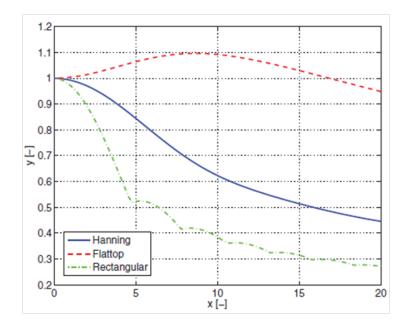


Figura 3.3: Andamento errore per diverse funzioni windowing da [13]

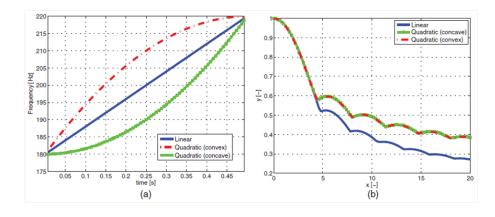


Figura 3.4: Andamento errore con andamento  $\Delta f$  da [13]

### 3.2 Analisi si sensitività

Per maggior approfondimento si riporteranno alcune analisi di sensitività, ovvero si mostrerà come lo spettro ottenuto da questo tipo di analisi possa essere influenzato da vari fattori quali il numero di punti in cui è suddiviso l'angolo giro (risoluzione angolare), le dimensioni della finestra in numero di giri e i diversi tipi di windowing. La risoluzione angolare va ad influire sul numero di punti discreti in cui si andrà a campionare il segnale, trattandosi di un campionamento che segue l'angolo motore avrà una frequenza di campionamento in tempo variabile e, in particolar modo, le frequenze più basse in tempo si registreranno ai regimi più bassi. Per questo motivo è fondamentale trovare una risoluzione che consenta di avere un buon inseguimento del segnale originale a bassi giri e che non risulti eccessivo (sopra la frequenza di campionamento del segnale originale) ad alti rpm. Un esempio di quanto affermato è in figura 3.5 e 3.6 dove si riporta il segnale ricampionato (tra 0 e 1 secondo) con risoluzione angolare di  $\frac{1}{100}$  e di  $\frac{1}{360}$ . Come si può notare a rpm intorno ai 1000 la risoluzione di un centesimo di angolo giro determina un problema di aliasing evidente e dunque non risulta soddisfacente in quanto non si riesce a seguire la dinamica del segnale in modo coerente, mentre con la risoluzione di 1/360 si ottiene un risultato più adeguato considerato che all'aumentare degli rpm si avrà sempre una maggiore risoluzione in tempo. Ad ogni modo per evitare problematiche di aliasing si potrà decidere effettuare un sovracampionamento seguito da filtro passa-basso antialiasing per poi proseguire con l'interpolazione.

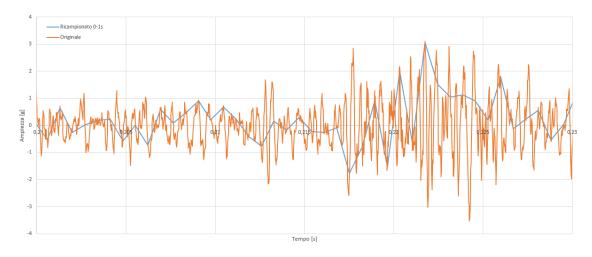


Figura 3.5: Segnale ricampionato vs originale tra 0-1s con risoluzione 1/100 (segnali Labview)

Per quanto riguarda il processing dei dati a valle del ricampionamento sincrono, come già descritto in precedenza, si procede a suddividere il segnale in finestre di lunghezza tale da contenere un numero di campioni pari a n giri motore. La problematica correlata a questa scelta è la risoluzione in ordini ed in tempo; infatti la risoluzione che si otterrà in ordini è pari a  $\frac{1}{n^o girifinestra}$  mentre la risoluzione in tempo è direttamente proporzionale al numero di finestre. Si riportano in figura 3.7 gli andamenti degli spettri ottenuti per valori decrescenti del numero di campioni per finestra (numero giri per finestra) con finestratura di tipo rettangolare. E' evidente come tanto più esiguo sia il numero di giri corrispondente per ciascuna finestra tanto più la risoluzione in ordini diminuisca e anche la stima dei picchi per ciascun

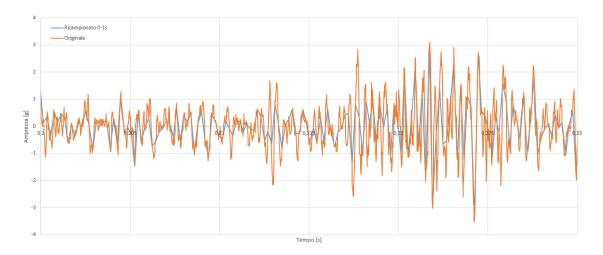


Figura 3.6: Segnale ricampionato vs originale tra 0-1s con risoluzione 1/360 (segnali Labview)

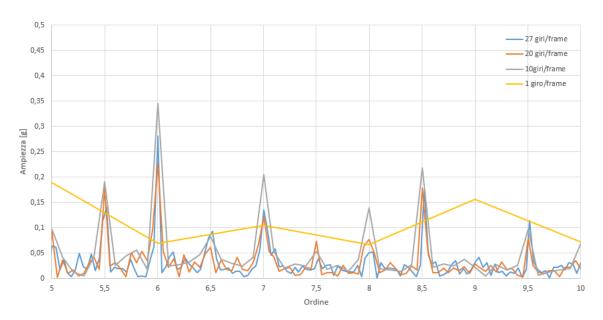


Figura 3.7: Confronto spettri con numero campioni decrescente (segnali Labview)

ordine (nel caso estremo di un giro per finestra) risulti completamente errata per via del numero molto basso di campioni da analizzare che non consente di avere una risoluzione dello spettro adeguata alla misura. In ultimo si riportano l'influenza che può avere un'eventuale finestratura del segnale atta a mitigare l'effetto di leakege come già descritto al paragrafo 2.1. Si ricorda che l'applicazione di una finestra di windowing altera i valori di picco degli ordini per cui è necessaria una adeguata correzione tramite un fattore di scala così calcolabile:

$$A_{\omega} = \frac{N}{\sum_{n=0}^{N-1} \omega(n)} \tag{3.1}$$

con  $A_{\omega}$  fattore di scala, N numero campioni in una finestra e  $\omega(n)$  funzione di windowing. Per maggiori approfondimenti di rimanda a [12] da cui è tratta l'equazione

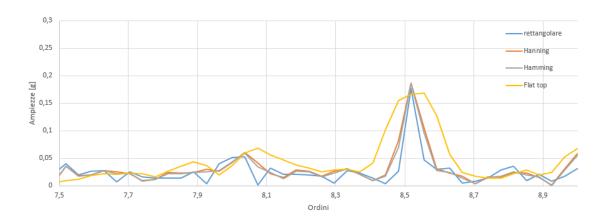


Figura 3.8: Confronto diverse finestre per windowing (segnali Labview)

precedente; inoltre si riportano i valori di scala per le finestre più usate in tabella 3.1 dove sono riportati i coefficienti correttivi da applicare a valle della DFT a seconda se si calcolino le ampiezze o l'autospettro del segnale. Il confronto tra 4 diversi

Tipo Window	Fattore scala Ampiezze	Fattore scala Autospettro
Rettangolare	1.0	1.0
Hanning	2.0	1.63
Flattop	4.18	2.26
Hamming	1.85	1.59

Tabella 3.1: Fattori di scala funzioni windowing

tipo di finestratura è riportato in figura con spettro centrato intorno al 8.5° ordine in quanto ordine di ingranamento. Come è visibile dopo aver finestrato e scalato i risultati in base al tipo di finestratura i valori di massimo dell'ordine di interesse sono coerenti con valori per Flat Top sono distribuiti su un'area più ampia. Si precisa che per i risultati che verranno presentati successivamente è stata utilizzata una finestratura tramite Hanning in quanto adoperata anche dal software di riferimento.

# Capitolo 4

# Implementazione in LabVIEW

Cuore del lavoro di tesi è stata l'implementazione in LabVIEW degli algoritmi mutuati da Testlab e la loro successiva ottimizzazione in termini di memoria richiesta e affidabilità dei risultati. Il software che si descriverà rappresenta la base su cui studi futuri potranno basarsi per portare avanti il lavoro qui iniziato. Si procederà dunque nei paragrafi successivi alla descrizione puntuale delle varie librerie e funzioni utilizzate ed anche dell'organizzazione e dell'impostazione del software. L'algoritmo presentato è stato sviluppato in prima approssimazione secondo due ipotesi: la prima che gli step di calcolo spettrogramma, sezioni d'ordine e calcolo spettri fossero da considerarsi in serie, la seconda che prevedeva la non correzione dello spectral smearing. Questa seconda semplificazione usata nella prima fase del lavoro è stata poi rivisitata a fronte dei risultati ottenuti e ha portato ad un primo aggiornamento dell'algoritmo che sarà di seguito si riporta e costituisce la versione finale del software. Si ribadisce che l'uso di tool specializzati è stato scartato per permettere un'analisi e una comprensione puntuale di ciascun passaggio effettuato sul segnale. Il capitolo sarà strutturato in modo da seguire l'iter seguito durante la programmazione e solo alla fine sarà presentato nella sua interezza, compresa l'interfaccia utente.

### 4.1 Programmazione algoritmi

### 4.1.1 Importazione segnali misurati da Testlab

La prima azione richiesta è caricare sul software i dati acquisiti su vettura, per fare ciò si è utilizzato la funzione "Read Delimited Spreadspeet" (figura 4.1 front pannel, figura 4.2 block diagram) in quanto il segnale di interesse si trova in formato .text tabulato come visibile in tabella 4.1. Su due colonne intervallate da spazi si indicheranno nella prima i tempi espressi in secondi (la frequenza di campionamento è pari a 51.2kHz) e nella seconda i valori di accelerazione espressi in "g". Dunque da questo subVI si ottengono in output i valori di accelerazione e tempo espressi come vettori riga.

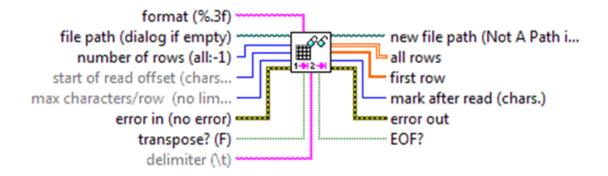


Figura 4.1: Read Delimited Spreadspeet

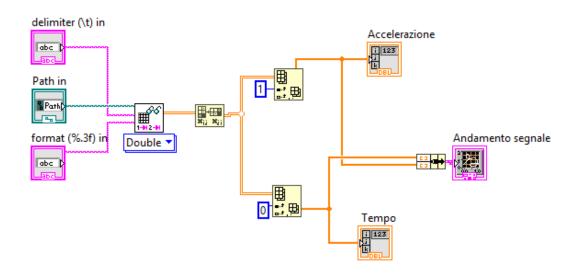


Figura 4.2: Block Diagram per caricamento segnale

Tempo [s]	Accelerazione [g]
3,76E-06	-5,07E-01
2,33E-05	$-1,\!05\mathrm{E}\!+\!00$
4,28E-05	-9,89E-01
6,24E-05	-1,88E+00
8,19E-05	$-1,73\mathrm{E}{+00}$
1,01E-04	-5,98E-01
1,21E-04	7,46E-01
1,40E-04	8,97E-01

Tabella 4.1: Esempio tabulazione dati richiesta

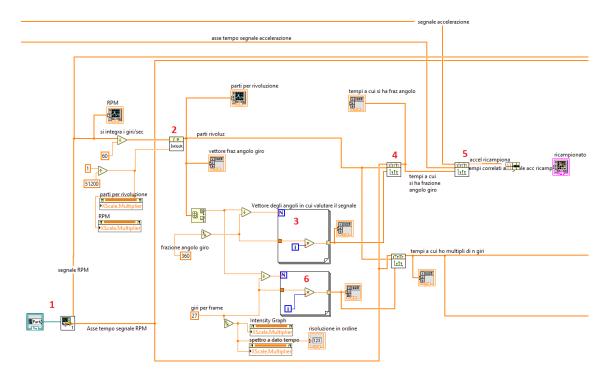


Figura 4.3: Algoritmo di ricampionamento

#### 4.1.2 Ricampionamento sincrono

Al fine di effettuare un ricampionamento sincrono via software, in quanto non è stato effettuato già a monte della misurazione, si procede come in figura 4.3 dove è visualizzato il VI atto a ricampionare il segnale. Approfondimenti sulle motivazioni che hanno portato alla scelta di un ricampionamento sincrono sono state fornite nel paragrafo 3. Il VI si avvia caricando il segnale del regime motore (segnalato in figura 4.3 dal numero 1) come descritto nel paragrafo precedente, dunque dopo aver diviso per 60 (per ottenere il numero dei giri al secondo) si integra in funzione del tempo (2) specificando che il  $\Delta t$  risulta essere di  $\frac{1}{51200}$  (per via della frequenza di campionamento a 51.2kHz). I valori così ottenuti sono le frazioni di angolo giro dell'albero motore rappresentati con valori incrementali. Per maggior chiarezza in figura 4.4 e 4.5 sono riportati gli andamenti del regime motore e del suo segnale integrato. Dopo aver creato un vettore che contiene le frazioni dell'angolo giro a cui si ha interesse a campionare il segnale (3) si procede ad effettuare due interpolazioni; la prima (4) atta ad ottenere i tempi a cui si raggiungono le frazioni di angolo giro di interesse, la seconda (5) che, in base ai tempi ottenuti nella prima interpolazione, campiona il segnale originale. Così si arriva al segnale ricampionato che viene mostrato in figura 4.6 in confronto al segnale originale.

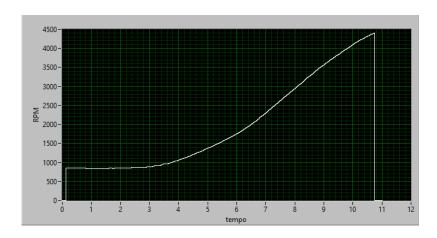


Figura 4.4: Andamento regime motore

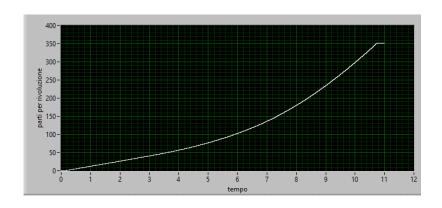


Figura 4.5: Segnale integrato- Frazioni incrementali angolo giro

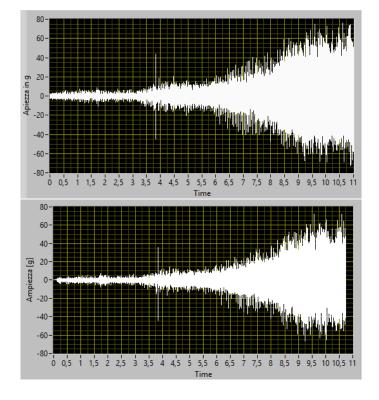


Figura 4.6: Segnale originale e ricampionato

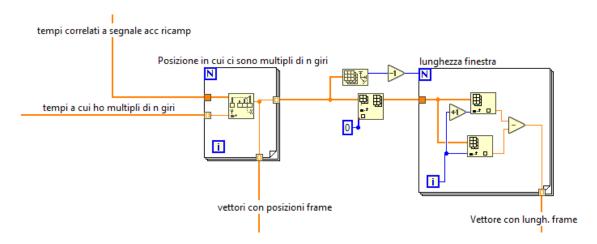


Figura 4.7: subVI per divisione frame

#### 4.1.3 Divisione in frame e DFT

Si ricorda che con l'operazione di ricampionamento si è passati dal dominio in tempo e frequenze a quello in angolo giro e ordini. Infatti se nel primo caso ogni frame faceva riferimento ad una stessa durata in tempo nel secondo farà riferimento ad una stesso numero di giri dell'albero motore (in particolare 27). La scelta del tipo di finestratura, numero di punti in cui discretizzare angolo giro e numero di giri per ogni finestra verrà discussa nel paragrafo 3.2.

Dal paragrafo precedente si è ottenuto un vettore che rappresenta il segnale accelerometrico in funzione dell'angolo motore; ora si procede con la suddivisione del vettore in frame che poi subiranno un processo di windowing prima di essere impostati come input alla DFT. A questo fine si devono ritrovare le posizioni del vettore che ci consentano di ottenere frame che contengano un ugual numero di giri motore; per cui si procede come in figura 4.7 dove in base al numero di giri che si vuole inserire all'interno di un frame il ciclo 'for' restituisce tutte le posizioni in cui dividere il segnale. Inoltre si procede con il subVI 'lunghezza finestra' che calcola la lunghezza di ciascun frame. I dati di lunghezza frame e posizioni in cui il segnale deve essere diviso sono impostati come input al subVI di figura 4.8 dove attraverso lo strumento "Array Subset" vengono generati per ogni iterazione del ciclo 'for' i frame che subiscono dunque l'operazione di windowing ed infine di trasformazione di Fourier tramite il tool "Amplitude and Phase Spectrum VI" che restituisce le ampiezze dello spettro in valori efficaci. In seguito i valori sono raddoppiati in quanto, utilizzando una finestratura di Hanning, i valori dei picchi risultano scalati (per maggiori approfondimenti si rimanda a [12]). Come risultato ultimo dal ciclo 'for' si otterranno tutti gli spettri delle varie finestre in forma di vettori sovrapposti in ordine crescente di angolo motore andando a formare una matrice. In quest'ultima si potrà individuare per ciascuna riga lo spettro del frame i-esimo e per ciascuna colonna l'ordine j-esimo. Il valore identificato dalla i-esima riga e j-esima colonna è l'ampiezza relativa a tale finestra e a tale ordine; un estratto si riporta in tabella 4.2 per rendere più chiaro quanto esplicato. Se raffigurato tramite un "intensity chart" la matrice appena descritta altro non è che lo spettrogramma in ordini, come visibile da figura 4.9. Nel grafico ordini vs finestre sono distinguibili due ordini con ampiezze maggiori delle altre, precisamente il 28.9° e il 45°; questi due ordini, infatti, sono relativi all'ordine di ingranamento di sesta marcia e di riduzione finale. Si

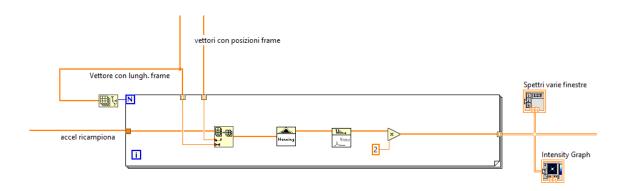


Figura 4.8: subVI divisione - finestratura - DFT

Ordine	1	2	3	4
Finestra	Amplitude [g]	Amplitude [g]	Amplitude [g]	Amplitude [g]
0	0,312	0,385	0,497	0,500
1	0,291	0,363	$0,\!553$	0,516
2	0,050	0,039	0,090	0,043
3	0,047	0,017	0,066832	0,049
4	0,015	0,035	0,046	0,028

Tabella 4.2: Matrice in output

vuole in ultimo portare un confronto con lo spettrogramma di figura 4.10 dove sono riportate le frequenze e non più gli ordini al variare del tempo. Come è visibile in questa tipologia di raffigurazione gli ordini hanno andamenti curvilinei in quanto le frequenze variano al variare della manovra di run-up. Inoltre se si dovesse procedere alla sezione d'ordine da un grafico di questo ultimo tipo (e quindi dalla relativa matrice) comporterebbe calcoli aggiuntivi per determinare la posizione i-esima e j-esima dell'ordine di interesse. Operazione molto più snella nel caso di ragionamento ricampionamento e quindi ordini in quanto la matrice che restituirà la DFT avrà per ciascuna colonna i valori di ciascun ordine (come in tabella 4.2).

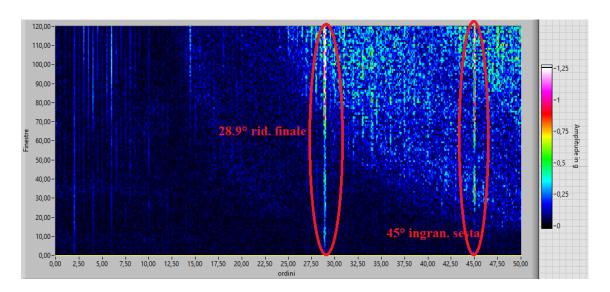


Figura 4.9: Spettrogramma in ordini

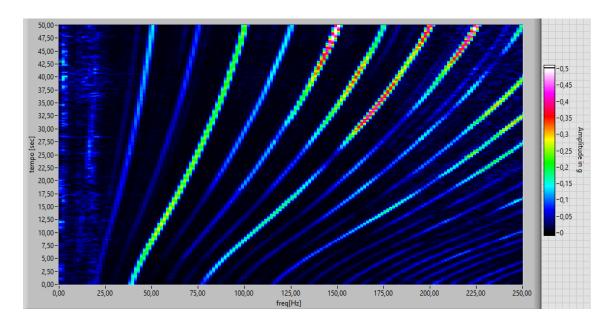


Figura 4.10: Spettrogramma tempo-frequenza

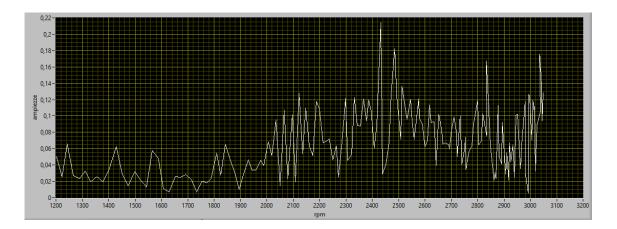


Figura 4.11: Sezione 45° ordine

### 4.1.4 Sezioni d'ordine e spettro

Seguendo l'ordine mutuato da Testlab il prossimo passo è quello del calcolo delle sezioni d'ordine che possono essere estratte direttamente dalla matrice descritta nel paragrafo precedente; infatti basterà indicare il numero della sezione d'ordine desiderata e moltiplicarla per la risoluzione in ordini per avere il numero della colonna da estrarre (che è l'inverso del numero di giri all'interno di un frame). La colonna così estratta sarà un vettore relativo all'ordine desiderato al variare delle finestre e quindi al regime di rotazione. Per effettuare un cambio di asse da numero finestra a numero di giri motore si procede attribuendo a ciascuna finestra il regime motore che si registra al centro di quest'ultima. Un esempio di sezione d'ordine è riportato in figura 4.11. Per una maggior corrispondenza con i risultati ottenuti da Testlab, tenuto conto delle problematiche di leakage e spectral smearing già discucsse, si procede calcolando il valore efficace dell'armonica di interesse e sommando 5 linee spettrali dell'autospettro del segnale centrate sul valore della spectral line di interesse. Dunque si può procedere con la somma di 5 linee spettrali dell'autospettro per il ritrovamento del picco dallo spettro lineare. In questo caso si procederà dallo spettro lineare usando l'equazione tratta da [12] riportata di seguito:

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{k1}^{kn} X_L^2}{B_{en}}} \tag{4.1}$$

con  $x_{RMS}$  valore di ampiezza in RMS,  $k_n$  linee spettrali,  $X_L$  spettro del segnale in rms (modulo DFT) e  $B_{en}$  coefficiente per scalare in base al windowing (caso Hanning pari a 1.5). Quindi per ogni picco in frequenza (o in ordine) si procede a selezionare 5 linee spettrali (come nell'esempio di figura 4.12) centrate sul picco  $k_1...k_5$  per poi procedere con l'equazione 4.1 per il calcolo dell'ampiezza. In questo modo si può associare all'ordine considerato anche l'energia del segnale che è stata distribuita per vari motivi (smearing e applicazione delle finestre) alle linee spettrali limitrofe (leakage).

Piccola appendice al ritrovamento dell'order section è la sua conversione da accelerazione a spostamento; Si può procedere o con l'uso di formula 'esatta' che permette il calcolo dello spostamento sul punto di misura in cui è posizionato l'accelerometro

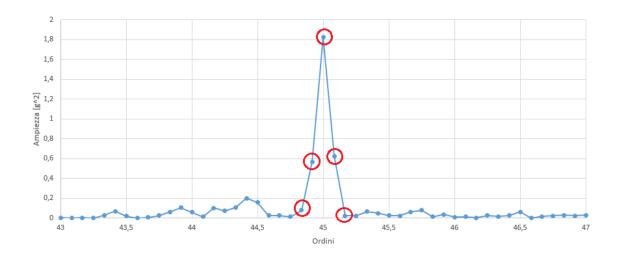


Figura 4.12: Linee spettrali centrate sul picco

in regime armonico (equazione 4.2), o con formula approssimata di proprietà della DACA-I secondo l'equazione 4.3.

$$x = \frac{-a}{\omega^2} = \frac{-a}{2 * \pi * f} = \frac{-3600a}{(2 * \pi * n * m)^2}$$
(4.2)

con 'a' valore dell'accelerazione, 'x' valore dello spostamento, 'm' il numero d'ordine di cui si sta effettuando l'order section e 'n' regime di rotazione.

$$Z_i = \frac{9.549 * a}{m * n} \tag{4.3}$$

con  $Z_i$  valore dell'integrale (per la prima integrazione velocità e per la seconda lo spostamento).

Come ultimo step si procede al ritrovamento dello spettro del segnale ad uno specifico RPM. In figura 4.13 è riportato il subVI che è adibito a questo scopo e il di cui funzionamento dipende dai dati di input: matrice rpm vs frequenza già più volte descritta, valore di rpm al quale si vuole estrapolare lo spettro, andamento rpm con le finestre. Il VI quindi va ad estrarre dalla matrice la riga relativa al valore del regime motore richiesto, il vettore così estrapolato contiene i valori di ampiezza dei vari ordini al regime di rotazione richiesto (un esempio è riportato in figura 4.14).

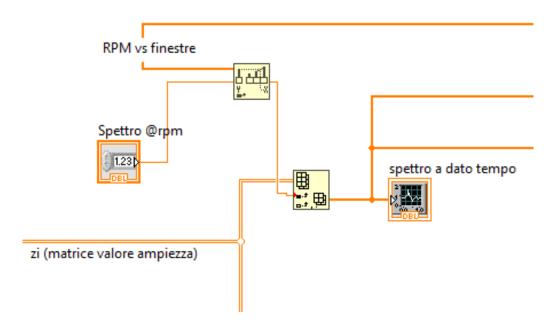


Figura 4.13: sub VI estrazione spettro

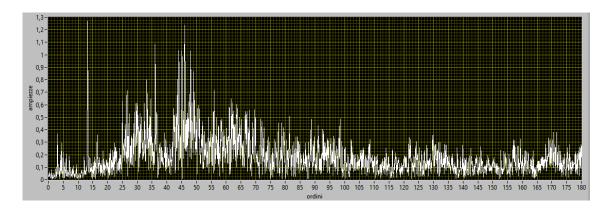


Figura 4.14: Esempio di spettro a dato RPM

### 4.2 Interfaccia grafica utente

Dopo aver descritto tutte le fasi salienti della programmazione dal caricamento del segnale al calcolo dello spettro si presenta e descrive brevemente l'interfaccia presente nel front pannel ovvero ciò che l'utente finale avrà dinanzi. Non appena avviato il VI la schermata che apparirà è quella riportata in figura 4.15. Leggendo dall'alto verso il basso e da destra verso sinistra si ritroveranno: i due percorsi per indicare i file text per importare i dati relativi all'andamento accelerometrico e del regime motore (si ricorda che la tabulazione per essere ben interpretata dal software deve seguire le indicazioni fornite nei paragrafi precedenti), le tre quantità indispensabili per la trasformazione di Fourier a tempo finito ovvero la grandezza dei frame espressa in numero di giri, frazione dell'angolo giro in cui discretizzare la rotazione dell'albero motore, percentuale di overlap, risoluzione RPM per definire il delta che si vuole all'interno del vettore degli RPM, ordine cercato per indicare a quale ordine effettuare la sezione e lo spettro @RPM per definire a quale RPM estrarre lo spettro. A destra dei valori da inserire vi sono due selettori che adempiono alle seguenti funzioni: selezione del tipo di segnale se relativo a manovra di run-up o coast down e attivare o disattivare l'estrazione dello spettro; quest'ultimo selettore è molto utile nel caso in cui si voglia ritrovare solamente la spectral map per una prima analisi e non procedere oltre consentendo l'ottimizzazione dei tempi. In ultimo scorrendo verso destra si ritrovano i grafici degli andamenti del segnale accelerometrico e del regime motore che consente una prima verifica della corrispondenza tra i dati che si intendono analizzare e quelli effettivamente caricati dal software; procedendo sulla destra si ritrovano gli andamenti già mostrati nel paragrafo precedente: spectral map, order section e spettro.

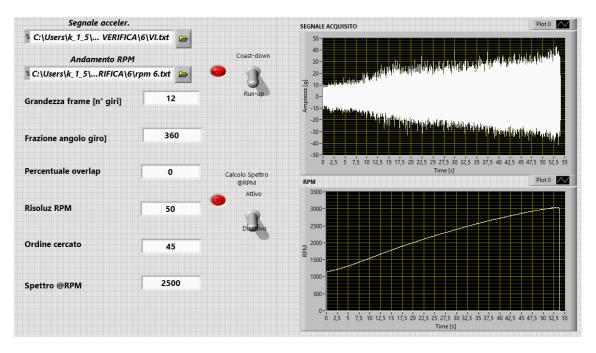


Figura 4.15: Interfaccia utente

# Capitolo 5

# Confronto tra analisi Testlab e analisi LabVIEW

Programmato un nuovo algoritmo è necessario avere un benchmarck per testarne la bontà e quindi validare i risultati che esso fornisce. Il naturale metro di confronto sarà Testlab essendo un software specializzato nell'analisi di segnali e che ha dimostrato di restituire risultati attinenti ed affidabili durante tutti gli anno di utilizzo da parte della DACA-I. Il fine del confronto sarà valutare le eventuali differenze, quantificarle su una base di diversi analisi, comprenderne le motivazioni ed eventualmente cercarne le soluzioni. Si metterà anche a confronto un'analisi effettuata sullo stesso segnale per verificare se i due software riescano a restituire risultati coerenti per quanto riguarda il giudizio OK/KO. Questo capitolo sarà dunque suddiviso in paragrafi in modo tale che per ciascuno siano riportati i grafici, i confronti e gli errori per ciascuno degli step che sono stati descritti nei capitoli precedenti.

## 5.1 Spettrogramma tempo-frequenza

La mappa spettrale costituisce il primo step di analisi che mostra in modo qualitativo gli andamenti degli spettri al variare del tempo; in genere questo passaggio viene usato per rintracciare l'ordine relativo alla combustione e relativa estrazione del regime rotazione motore.

Si propone un primo confronto meramente qualitativo dove i due diagrammi sono semplicemente affiancati, in particolare, in figura 5.1 si riportata la SM di Testlab e in figura 5.2 la SM ottenuta da LabVIEW; le quali riportano solo una porzione della SM ( fino ai 2.5 kHz) per consentire una vista più nel dettaglio degli andamenti degli ordini principali. Come visibile, a parte una piccola differenza dovuta alla leggera dissomiglianza della scala i due grafici hanno andamenti perfettamente sovrapponibili. Passando ad un'analisi più di dettaglio e qualitativa si è proceduto effettuando diverse sezioni a diverse frequenze di cui si riporta un esempio in figure 5.3 con sezione a 2kHz; i due andamenti non risultano distinguibili in quanto sull'intero spettrogramma l'errore medio si attesta a 0.03% con valori massimi di errore che superano il 2%.

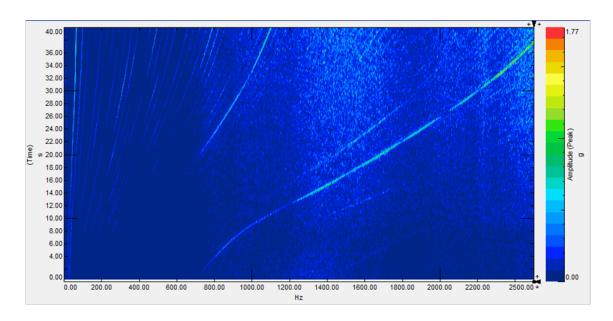


Figura 5.1: Spectral map Testlab

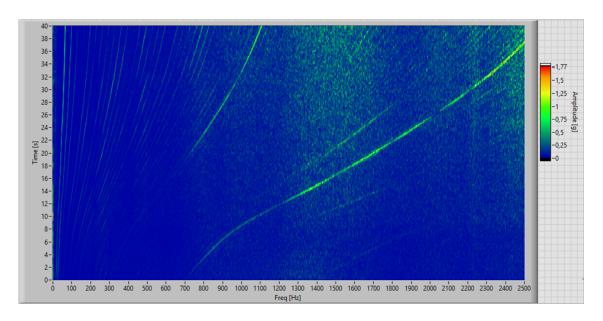


Figura 5.2: Spectral map LabVIEW

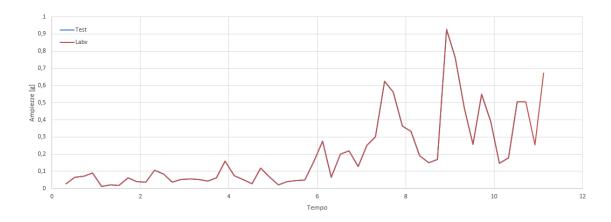


Figura 5.3: Sezione a 2 kHz

#### 5.2 Sezione d'ordine

L'order section o sezione d'ordine costituisce lo strumento di analisi più comunemente utilizzato dalla DACA-I per redigere i report su cambi lamentati in quanto scopo principale di questo tipo di analisi è trovare difettosità relative alle ruote e solo marginalmente è di interesse l'individuazione di problematiche riguardanti cuscinetti o simili in quanto, mentre i primi sono prodotti direttamente dall'azienda e quindi si ha interesse a conoscere eventuali errori di produzione, con i secondi si procede alla semplice sostituzione del componente o al più, se il problema riguarda un intero lotto, a contattare il fornitore per chiedere ragioni dei componenti non conformi alle specifiche.

I segnali che si riportano sono relativi ad una stessa vettura sulla quale sono state effettuate prove dalla seconda alla marcia; per ogni rapporto saranno riportate due order section relative all'ordine di ingranamento e all'ordine di riduzione finale riportato al primario. Per il calcolo degli ordini (relativi alla rotazione dell'albero motore) di ingranamento della marcia selezionata (indicata con  $ord_{cambio}$ ) e di riduzione finale (indicata come  $ord_{rid.fin}$ ) si fa riferimento alle seguenti relazioni:

$$ord_{cambio} = z_{marcia\ inserita}$$
 (5.1)

$$ord_{rid.fin.} = \frac{z_{rid.finale}}{\tau}$$
 (5.2)

con z numero di denti del pignone (nella equaz. 5.3 numero denti del pignone della marcia selezionata, nella equaz. 5.4 numero denti del pignone della riduzione finale) e  $\tau$  rapporto di trasmissione della marcia inserita definita come  $\frac{\omega_{in}}{\omega_{out}}$ .

Per rendere più chiaro quanto descritto sopra si riporta in tabella 5.1 il numero di denti per ciascun rapporto e in figura 5.4 il layout semplificato del cambio dove si raffigurano solo le ruote che trasmettono potenza. L'albero '1' è collegato direttamente al motore ed avrà quindi lo stesso regime di rotazione; solidale all'albero è il pignone che insieme alla corona calettata sul '2' formano il rapporto di una data marcia. L'accoppiamento tra albero '2' e '3' avviene tramite la coppia di ingranaggi che costituisce il rapporto di riduzione finale che porta al differenziale. Calcolando gli ordini in relazione al regime di rotazione di '1' l'ordine di ingranamento 'cambio' sarà pari al numero dei denti del pignone (ogni giro motore si avranno tanti contatti quanto sono il numero dei denti), cosa similare accadrà al rapporto di riduzione finale che però avrà un ordine scalato pari a  $1/\tau$  in quanto l'albero '2' ruota ad una  $\omega_2 = \omega_1/\tau$ . Si riporta di seguito l'esempio per il calcolo d'ordine di ingranamnto e di riduzione finale che fa riferimento ai dati schematizzati in tabella 5.1. Per il rapporto di sesta si avrà (spettro con relativi ordini visibile in figura 5.12):

$$ord_{cambio} = z_{VI} = 45 (5.3)$$

$$ord_{rid.fin.} = \frac{z_{rid.fin.}}{\tau_{VI}} = \frac{18}{28/45} = 28.9$$
 (5.4)

Rapporto	Denti pignone	Denti corona	$\tau$
Seconda	17	36	2.11
Terza	36	49	1.36
Quarta	45	44	0.97
Quinta	41	31	0.75
Sesta	45	28	0.62
Rid.Finale	18	67	3.72

Tabella 5.1: Caratteristiche rapporti

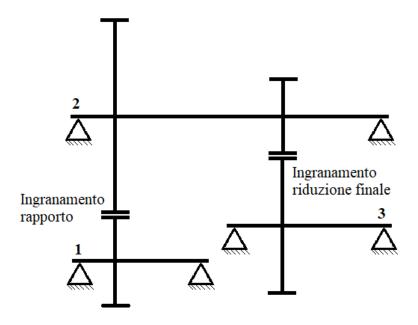


Figura 5.4: Layout tipico

Gli errori medi per le varie marce sono riassunti in tabella 5.2. Questa tipologia di andamenti vengono usati da parte della DACA-I per confrontare i valori di vibrazione con dei valori massimi che sono stati negli anni fissati in modo da individuare possibili malfunzionamenti o errori di produzione. Esempi approfonditi verranno descritti nel capitolo 6 dove si presenteranno diversi casi studio tra cui difettosità sui denti individuabili da confronto delle sezioni d'ordine con le soglie prima citate. In ultimo in figura 5.11 sono riportate tulle le sezioni d'ordine su un unico grafico in modo tale avere un confronto tra i vari andamenti degli ordini di ingranamento cambio e percepire meglio l'andamento di ciascun rapporto di velocità in relativo a tutti gli altri. Si può notare come, in linea generale, a rapporti maggiori corrispondano ampiezze di vibrazione maggiori dovuto probabilmente all'aumentare del carico resistente che si oppone alla marcia del veicolo.

Per quanto riguarda gli spettri si riporta in figura 5.12 il confronto per la sesta marcia. Si possono facilmente individuare gli ordini di ingranamento (45°) e di riduzione finale (28.9). Per un'analisi di tipo quantitativo è stato calcolato l'autopower spectrum sul segnale di seconda per confrontare i valori energetici di ogni ordine. Sommando cinque linee spettrali centrate sugli ordini di interesse i valori energetici ritrovati sono sintetizzati in tabella 5.3 (per i picchi relativi al 45° e 28.9° ordine) dove si può constatare la perfetta corrispondenza indice di uguale contenuto energe-

Rapporto	Errore ordine ingranamento %	Errore rapp rid. Finale %
Seconda	11	12
Terza	12	7
Quarta	14	15
Quinta	12	14
Sesta	14	12

Tabella 5.2: Errori percentuali order section

tico dell'ordine considerato. Con il nuovo algoritmo inoltre si riscontrano picchi più evidenti rispetto a Testlab in cui il contributo energetico risulta disperso in ordini adiacenti a quello di interesse rendendo il picco meno netto.

Ordini	Testlab $[RMS^2]$	Labview $[RMS^2]$
45°	85.02	85.00
28.9°	42.51	42.59

Tabella 5.3: Somma cinque linee spettrali centrate sugli ordini di interesse

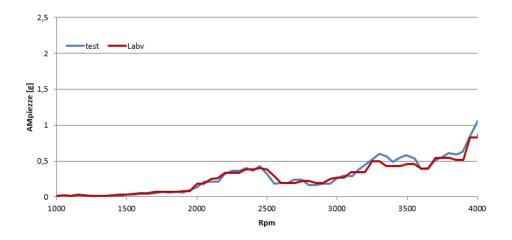


Figura 5.5: Order section ingranamento seconda (17° ordine)

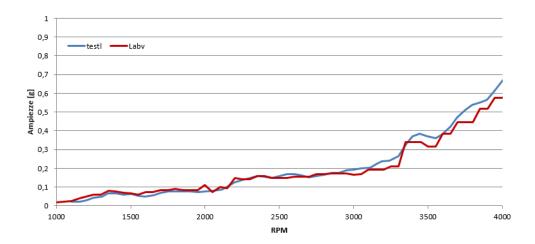


Figura 5.6: Order section riduzione finale seconda (8.5° ordine)

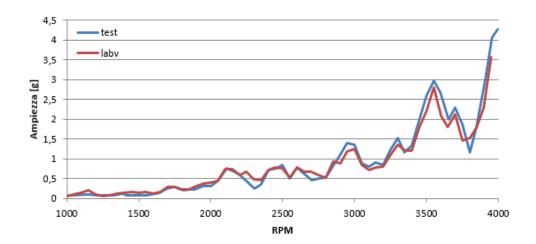


Figura 5.7: Order section ingranamento di terza (36° ordine)

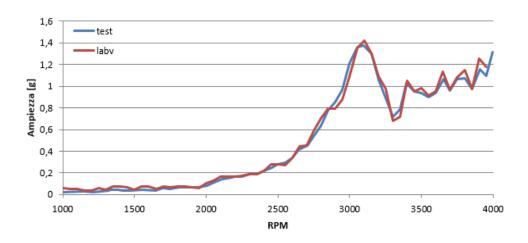


Figura 5.8: Order section riduzione finale terza (13.22° ordine)

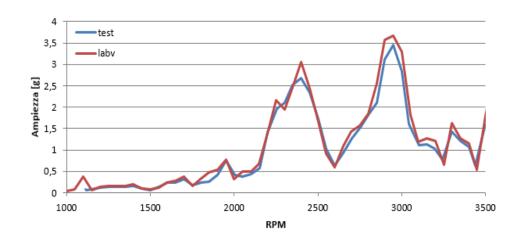


Figura 5.9: Order section ingranamento quinta (41° ordine)

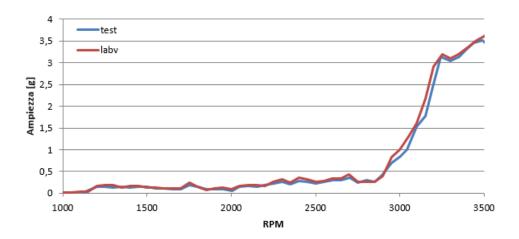


Figura 5.10: Order section riduzione finale quinta (23.8° ordine)

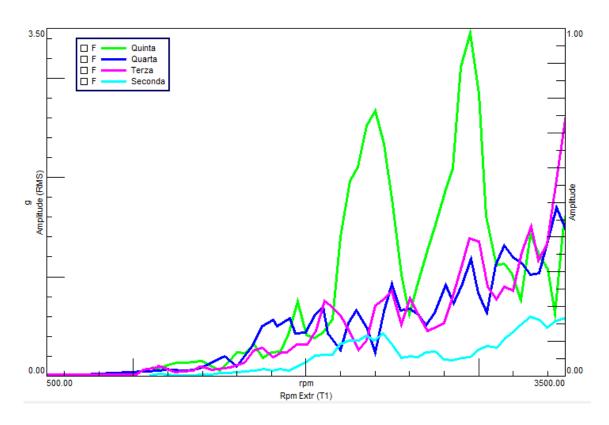


Figura 5.11: Confronto order section

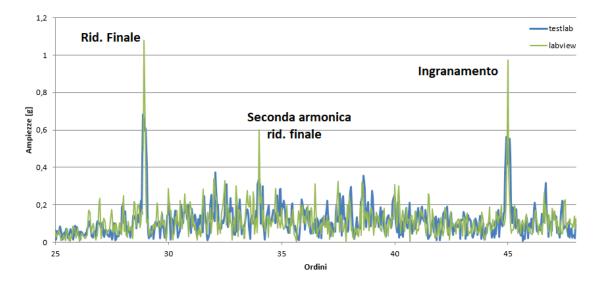


Figura 5.12: Confronto spettro sesta

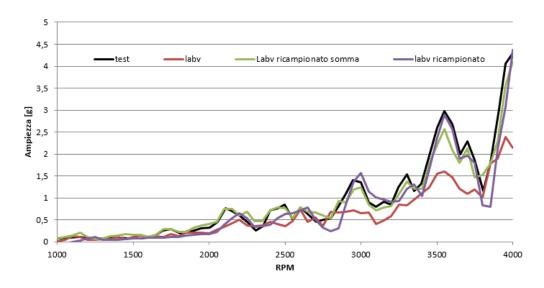


Figura 5.13: Confronto metodi per sezione d'ordine seconda marcia

## 5.3 Confronti diverse metodologie

In questo paragrafo si illustreranno i confronti tra diverse versione del nuovo algoritmo rispetto al software di riferimento sia per mettere in evidenza i progressi maturati durante il lavoro di tesi sia per mettere in confronto le varie metodologie. I vari algoritmi che verranno comparati prevedono: la non correzione dell'errore di smearing ed il calcolo della sezione d'ordine come inseguimento del picco dell'ordine di interesse ai vari regimi di rotazione, una prima correzione per lo smearing tramite il ricampionamento sincrono e sezione d'ordine tracciato con inseguimento del picco dell'ordine di interesse e ultima versione che prevede sia il ricampionamento che il ritrovamento dell'ampiezza per la sezione d'ordine con il metodo illustrato nel paragrafo 4.1.4 che consiste nella somma di cinque linee spettrali centrate sul picco di interesse. In figura 5.14 e 5.15 sono riportati le curve relative alle order section di seconda e quinta in cui si può apprezzare la differenza tra tutti i metodo prima citati con un'evidente miglioramento tra la prima e l'ultima versione. Per una visione d'insieme in tabella 5.4 si riportano gli errori percentuali di tutte le marce con i vari metodi presentati sia in termini di errore medio percentuale su tutto lo spettro che in termini di errore effettuato sul valore massimo all'interno della sezione d'ordine (figura 5.15 e 5.14).

Errore %						
Metodo	Senza ricam.		Ricampionato		Ricam. e somma	
Marcia	Medio Picco sez. ord.		Medio	Picco s.ord.	Medio	Picco sez.ord.
II	33	70	28.	18	11	6
III	32	46	28	15	12	3
IV	24	58	20	19	14	7
V	27	24	23	4	12	2
VI	17	18	16	12	14	4

Tabella 5.4: Confronto errori vari metodi

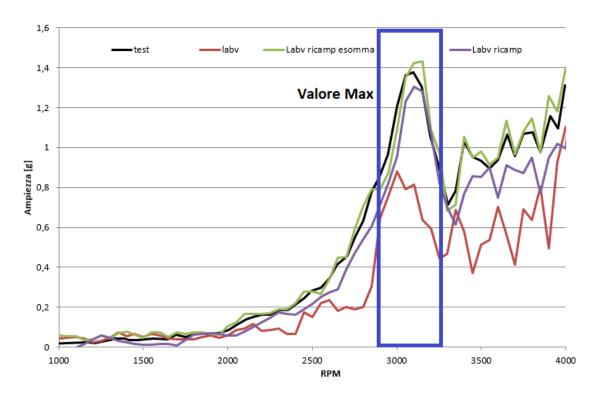


Figura 5.14: Confronto metodi per sezione d'ordine terza marcia rid. finale

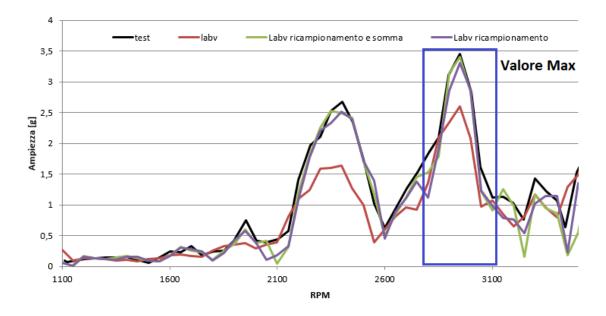


Figura 5.15: Confronto metodi per sezione d'ordine quinta marcia

# Capitolo 6

# Applicazione software su diversi casi studio

In questo capitolo si analizzeranno vari casi studio che approfondiranno diverse casistiche in cui l'analisi NVH può individuare difettosità all'interno di un riduttore. Per ciascun tipo di difetto si fornirà una breve descrizione teorica su quali frequenze sono caratteristiche per ogni tipologia di errore, per poi procedere al caso reale ed alla presentazione dei risultati. Si ricorda che nell'ambito in cui lavora DACA-I i casi più rilevanti sono quelli in cui si abbiano difettosità sulle ruote in quanto prodotte in stabilimento dall'azienda cliente, mentre assumono rilevanza secondaria difetti a cuscinetti o gusci in quanto prodotti da fornitori terzi. Per poter identificare un certo tipo di difettosità bisogna conoscere il range di frequenze tipiche di un determinato difetto e dei valori tipici, in termini di ampiezza, di un dato ordine relativo ad esempio ad ingranamenti. In questo modo si possono rilevare errori di varie tipologia individuando gli ordini con ampiezze più alte delle soglie imposte (l'aggiornamento di queste soglie è proprio il cuore del lavoro svolto da DACA all'interno dell'azienda cliente) e individuando il difetto tramite lo studio della sua frequenza.

Le casistiche che si affronteranno sono: errori individuabili da frequenze di ingranamento, errori dovuti a frequenze da squilibrio statico/eccentricità, errori rilevabili dalle frequenze causate da difetti dei cuscinetti (che teoricamente possono essere separate nei vari termini: difetto pista anello esterno, corpo volvente). Unendo le conoscenze dell'analisi del segnale, delle frequenze attese per dato difetto, e della tipologia costruttiva del cambio e della sua componentistica interna è possibile arrivare a livelli di dettaglio nell'individuazione del segnale molto spinte, come sarà un esempio il caso studio sull'eccentricità. Per questo motivo si presenteranno nel prossimo paragrafo i cambi prodotti nello stabilimento con particolare cura ad identificare su quali alberi siano collocati gli ingranamenti per formare una data marcia.

### 6.1 Descrizione architettura cambi analizzati

All'interno dello stabilimento vengono prodotti, ad oggi, tre tipologie di cambi, il C3, C5 e il C0. I valori di coppia massima previsti in ingresso ed in uscita sono rispettivamente di 350Nm e 4200Nm per tutte le tipologie. Il C3 ed il C5 differiscono solo per l'attuazione essendo il primo un cambio robotizzato a doppia frizione mentre il secondo di tipo manuale. Il C0, pur presentando rapporti di marcia molto simili

agli altri due, è caratterizzato da interassi ridotti e un rapporto di riduzione finale pari a 15/62. Per via della loro somiglianza andremo ad approfondire la geometria e il funzionamento solamente del C5 che dal punto di vista strettamente cinematico è identico al C3 e C0.

Il riduttore presenta un classico schema a tre alberi:

• Main shaft (figura 6.1): presenta un totale di 6 ruote di cui due ricavate di pezzo (ruota di prima e di seconda) e una che presenta la particolarità di essere usata per l'ingranamento di quarta e di sesta;

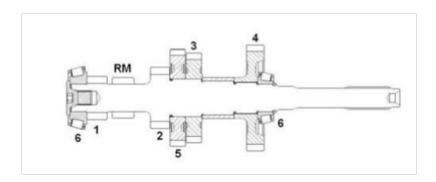


Figura 6.1: Main Shaft: 1-Prima; 2-seconda; 3-terza; 4-quarta/sesta; 5-quinta; 6-cuscinetti da [18]

• Upper shaft (figura 6.2): presenta un totale di 3 ruote, in particolare vi è calettata l'ingranaggio di terza, quarta e retromarcia. Inoltre vi è la presenza della ruota per il collegamento cinematico alla corona del differenziale (rapporto di riduzione finale);

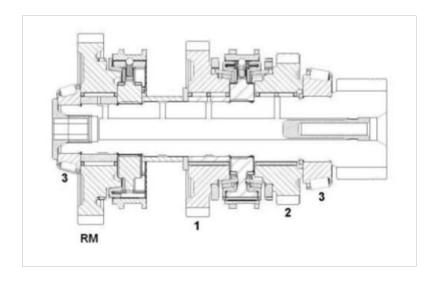


Figura 6.2: Upper Shaft: 1-terza; 2-quarta; 3-cuscinetti da [18]

• Lower shaft (figura 6.3) presenta quattro ruote atte ad effettuare gli ingranamenti di prima, seconda, quinta e sesta, anche in questo caso è presente la ruota per il collegamento al differenziale.

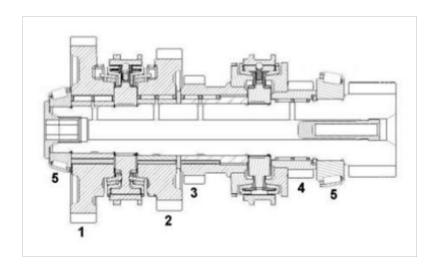


Figura 6.3: Lower Shaft: 1-prima; 2-seconda; 3-quinta; 4-sesta; 5-cuscinetti da [18]

In figura 6.4 si riportano in dettaglio le catene cinematiche per ciascun rapporto di velocità che, unitamente all'analisi del segnale, permettono di individuare la difettosità o perlomeno di restringerne le possibili cause. Basti pensare che se l'ingranamento di quinta e di sesta fanno riferimento allo stesso albero secondario (Lower Shaft) una difettosità su questo albero (come cuscinetti o non perfetta cilindricità) saranno visibili in entrambe le marce mentre non dovrebbero essere visibili in rapporti in cui questo albero non trasmette potenza come nel caso del rapporto di terza e di quarta.

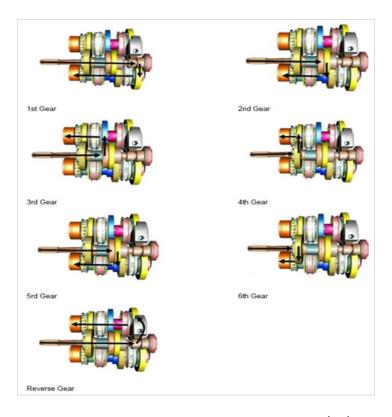


Figura 6.4: Catene cinematiche rapporti [18]

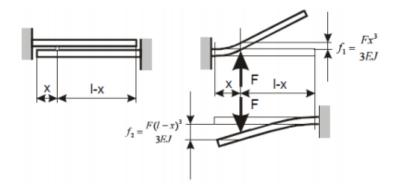


Figura 6.5: Rigidezza variabile con punto di contatto da [17]

### 6.2 Difetti ruote

#### 6.2.1 Brevi cenni teorici

Gli errori più importanti da rilevare in ottica della DACA-I sono di certo quelli relativi alle ruote dentate in quanto direttamente prodotte dall'azienda cliente che avendo il controllo dell'intera produzione è interessata ad eventuali difetti che possono essere dovuti a errori o difetti nella linea produttiva. Come è ben noto l'ingranamento tra due ruote dentate avviene tramite denti con profilo ad evolvente in modo che il rapporto di trasmissione sia teoricamente costante; in realtà a causa della flessione dei denti (variabile a seconda del punto di contatto come schematizzato in figura 6.5) e inevitabili errori di geometria generati durante il processo di taglio delle ruote, possono portare a rapporti di trasmissione non perfettamente costanti. L'oscillazione del rapporto di trasmissione, causato in primis dalla diversa resistenza a flessione dei denti durante l'ingranamento, è la principale causa della presenza di una frequenza caratteristica dell'ingranamento che prende appunto il nome di frequenza di ingranamento definita come in equazione 6.1.

$$f_g = f_{rot} * z \tag{6.1}$$

con  $f_{rot}$ frequenza di rotazione e z numero di denti.

Altre piccole oscillazioni dovute ad una  $\tau$  non costante e altri eventi periodici possono causare rumorosità e vibrazioni ed in base alle loro frequenze si possono desumere le tipologie di difettosità che interessano la ruota.

Eventuali frequenze dovute all'ingranamento di ruote sull'albero condotto (come quello dovuto al rapporto di riduzione finale su vetture) saranno riportate al primario con frequenza pari a  $f_g/\tau$ . Oltre alla frequenza di ingranamento che sarà sempre presente, possono nascere delle componenti dette fantasma che non sono direttamente riconducibili all'ingranamento ma sono dovute a difetti come errori durante il processo di dentatura delle ruote e che risultano poco sensibili alle variazioni di carico. Possono anche insorgere frequenze dette frazionarie  $f_f$  (equazione 6.2) che si manifestano quando il difetto non interessa tutti i denti ma solo alcuni vani che ciclicamente sono interessati da disuniformità rispetto all'andamento ideale. In generale se vi sono solo alcuni denti che risultano scheggiati, rotti, criccati la frequenza

di tale difettosità sarà pari a  $f_f$  definita nell'equazione 6.3.

Si riportano quindi alcune delle varie difettosità che possono essere individuate da un'attenta analisi delle linee spettrali relative sia a frequenze di ingranamento che eventuali frequenze fantasma e frazionarie:

#### • Difettosità su denti:

- Rottura /difettosità singolo dente, si riscontra un'attenuazione della linea spettrale relativa a  $f_g$  ed aumentano contestualmente le linee spettrali laterali alla frequenza di ingranamento;
- Denti usurati, si può riscontrare un aumento delle ampiezza relativa alla  $f_q$  e proliferazione di frequenze fantasma;
- Gioco eccessivo, in generale individuabile dalle bande laterali alla  $f_g$  quando le ampiezze a frequenze inferiori (di  $f_g$ ) sono maggiori di quelle a frequenza superiori;
- Disallineamento, si possono distinguere in modo marcato oltre alla  $f_g$  anche le sue armoniche (generalmente sino alla terza);
- Eccentricità, caratterizzato in genere da fenomeni di modulazione della frequenza di ingranamento con relativa comparsa di ordini fantasma.

Altre frequenze che possono riscontrarsi per varie tipologie di difetti sono:

 MCD ≠1, ovvero se il massimo comune divisore del numero dei denti delle ruote è diverso da uno si riscontrerà la presenza di frequenze frazionarie pari a:

$$f_f = \frac{f_g}{MCD}; (6.2)$$

- MCD =1, si riscontrerà la presenza di frequenze frazionarie in base alla periodicità della presa del dente difettoso;
- Difetti di circolarità o presenza di sporgenze: si riscontrerà la presenza di una frequenza propria della periodicità del difetto pari a:

$$f_{difetto} = f_r * n_{difetti}; (6.3)$$

• Alberi con errori di rettilineità: può causare la presenza nello spettro di frequenze pari a  $f_f$  o multipli della frequenza di rotazione.

I dati e le casistiche sopra riportate sono state estrapolate da [16] e [17], documento al quale si rimanda il lettore per approfondimenti sul tema. Alcune delle casistiche appena descritte sono riportate in figura 6.6 tratte da manuale del software discom.

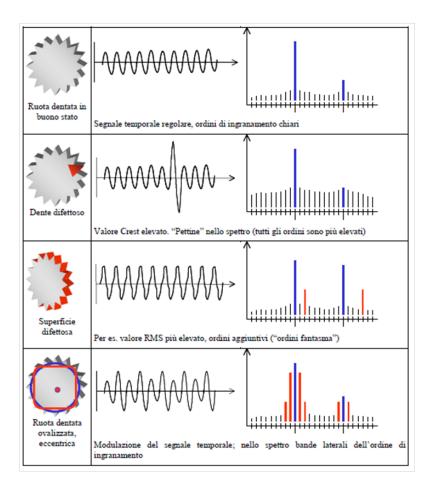


Figura 6.6: Effetti di diversi difetti sullo spettro da [14]

#### 6.2.2 Applicazione caso reale: difetto su dente

Nel seguente caso studio si andrà a descrivere l'utilizzo sul campo degli algoritmi implementati in Labview che permettono di individuare dai segnali acquisiti da test su strada. Nel caso in essere l'analisi ha permesso l'individuazione di eccessiva usura (causa pitting) dell'ingranamento di terza. Per operare il confronto prenderemo in considerazione due cambi che indicheremo con gli appellativi di cambio OK e cambio KO. Il cambio OK sarà il riferimento in quanto risulta essere perfettamente in linea con i limiti qualitativi dello stabilimento. Il KO sarà invece l'oggetto principale dello studio. Si procederà con l'iter eseguito da DACA-I, dunque procedendo al confronto degli order section dell'ingranamento in studio, e solo in ultimo si riporterà lo spettro per vedere concretizzato il caso teorico descritto nel paragrafo precedente (difettosità denti / denti usurati).

I riduttori OK e KO alla fine del loro assemblaggio hanno effettuato i consueti test di fine linea di cui si riporta il grafico in figura 6.7. Il fascio evidenziato in nero è la sovrapposizione di diverse centinaia di test effettuati su cambi dello stesso tipo e che mette in evidenza l'eventuale andamento fuori norma di un nuovo riduttore. Il cambio OK (di riferimento) è rappresentato dall'andamento in verde mentre l'ampiezza del segnale del cambio KO non appena assemblato è rappresentato in blu. Si può quindi affermare che al momento dell'uscita del componente dallo stabilimento questo fosse entro gli standard di qualità imposti. Avendo registrato per il riduttore

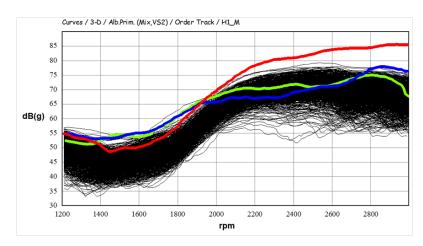


Figura 6.7: Segnali da EOL (verde cambio ok - blu primo test su cambio ko - rosso secondo test su ko)

KO valori più alti della norma (ma ancora entro i limiti) è stata richiesta un'analisi approfondita tramite test su strada. I segnali accelerometrici acquisiti durante le prove sono dunque stati processati sia tramite il software già in uso da DACA-I (Testlab) che con il nuovo algoritmo in Labview. Dagli order section ottenuti si è riscontrata un'ampiezza di oscillazioni maggiore del cambio di riferimento in terza marcia. Gli order sections relativi all'ingranamento di terza (processati con Labview) sono riportati in figura 6.8. Risulta palese che il cambio KO presenta valori di ampiezze di oscillazione superiori a quelle misurate sul cambio OK, il valore medio di offset fra le due curve si attesta intorno al 170%. Per ulteriore verifica si riporta in figura 6.9 l'andamento degli spostamenti (in scala logaritmica) con indicati anche i limiti usati dall'azienda produttrice. Gli spostamenti misurati sul cambio KO, oltre a superare il cambio di riferimento OK, lambiscono il limite superiore oltre al

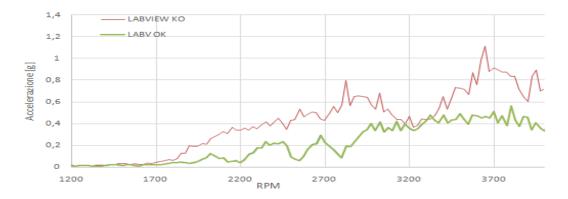


Figura 6.8: Confronto order section terza marcia

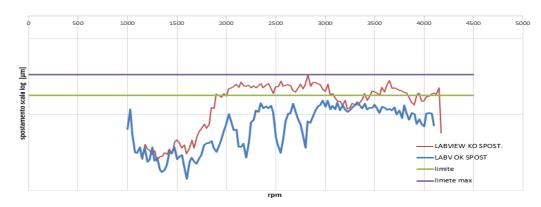


Figura 6.9: Confronto order section con soglie in spostamento

quale il riduttore verrebbe direttamente scartato (riportato in viola). Una volta accertata la non conformità in terza marcia si è proceduto ad effettuare nuovamente un test sul banco per comprendere se fosse stato commesso un errore di misura nel primo EOL test. L'andamento misurato dopo il montaggio in vettura, riportato in figura 6.7 con colore rosso, risulta essere non conforme agli standard previsti e visivamente fuori dal fascio. Avendo accertato che il cambio KO risultava essere conforme non appena uscito dallo stabilimento si è indagato sulle cause del netto peggioramento delle sue prestazioni vibrazionali. Studi sulla microgeometria hanno messo in evidenza un'usura anomala dell'ingranamento di terza probabilmente causati dall'insufficiente spessore del film lubrificante tra i denti in presa (un'immagine di repertorio di pitting è mostrata in figura 6.10, in quanto i dati reali sono coperti da riservatezza).

In ultimo si riportano in figura 6.11 il confronto tra gli spettri del cambio KO ed OK effettuato a 3000 RPM dove si può riscontrare ciò che si è descritto nell'introduzione teorica, ovvero che la difettosità dovuta ad usura (pitting) si manifesta con incremento di ampiezza per  $f_g$  (ruota da 23 denti) e comparsa di ordini fantasma come visionabile dal picco subito al lato della frequenza di ingranamento.

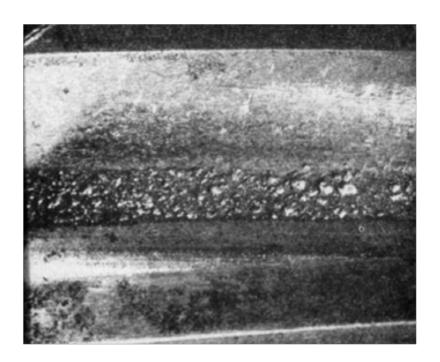


Figura 6.10: Esempio pitting da

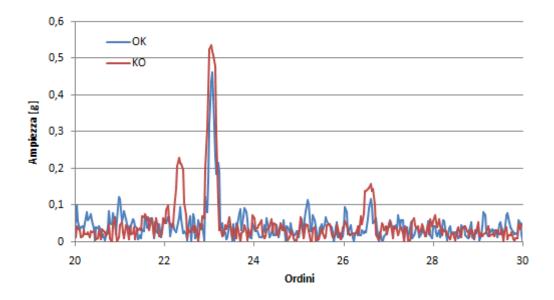


Figura 6.11: Ordini fantasma visibili sullo spettro

### 6.2.3 Applicazione caso reale: eccentricità

Come ulteriore caso di individuazione di difettosità su ruote si riporta un caso di eccentricità al secondario. Come di consuetudine si prenderanno due segnali provenienti da analisi su vettura di cui uno costituirà il riferimento (cambio non lamentato e rientrante in tutte le specifiche) e il cambio su cui si andrà ad analizzare ed individuare l'errore di geometria. Gli spettri che saranno riportati in seguito fanno riferimento ad una manovra di run-up in sesta marcia i quali rapporti di trasmissione sono 45/28 per quanto riguarda l'accoppiamento primario-secondario e 19/65 per quanto riguarda il rapporto di riduzione finale. A differenza del caso precedente il difetto di eccentricità non sempre è visibile tramite order section, come in questo caso, per ciò si farà riferimento agli spettri. In figura 6.12 si riporta lo spettro del

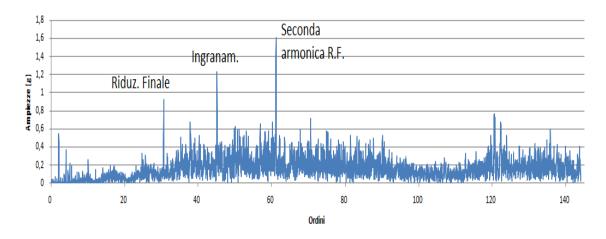


Figura 6.12: Spettro cambio di riferimento

cambio di riferimento, in forma ordine vs ampiezze, su cui è possibile individuare gli ordini di ingranamento di sesta (45°) di riduzione finale (30.5°) e alcune armoniche del 30.5° ordine come il 61° e 121°. Si procede con il confronto del cambio presunto difettoso; per rendere il parallelo leggibile si riportano solo alcuni close-up degli ordini di ingranamento. Come possibile notare da figura 6.13 e 6.14 nell'ordine di

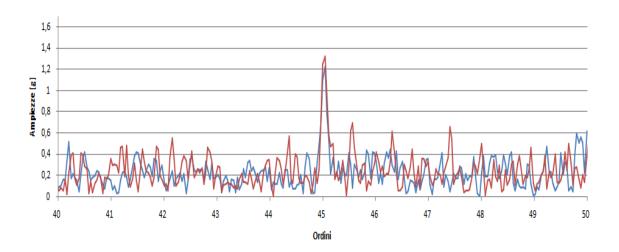


Figura 6.13: Close-up su ordine ingranamento (45°)

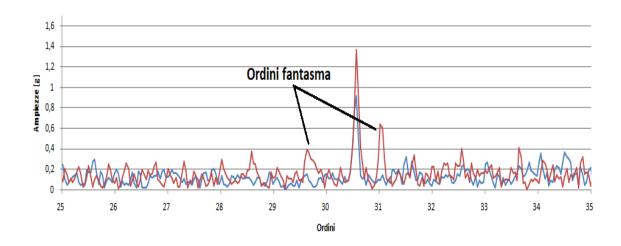


Figura 6.14: Close-up su ordine riduzione finale (30.5°)

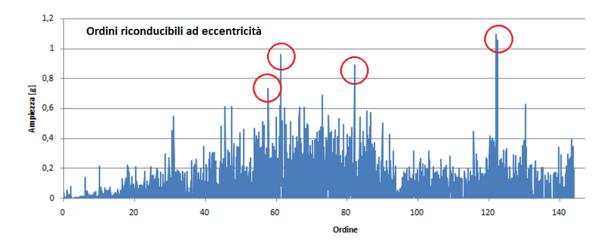


Figura 6.15: Differenza ordini ok-ko

ingranamento di sesta non si riscontrano particolari anomalie se non un leggero aumento di ordini laterali comunque trascurabili; mentre nell'ordine di ingranamento del rapporto di riduzione finale è evidente l'aumento del picco d'ordine e la comparsa di ordini fantasma. Considerando che le anomalie sono correlate ad ordini relativi all'albero secondario quest'ultimo risulta essere la causa più probabile della non conformità. Continuando il confronto dal punto di vista numerico si riporta il grafico della differenza tra le ampiezze del cambio KO ed OK in figura 6.15; inoltre si riportano i 16 valori che presentano differenza massima in tabella 6.1. Evidenziati in grassetto sono riportati gli ordini per i quali si registra la differenza maggiore all'interno del gruppo dei 16 (verificabile anche tramite grafico in figura 6.15. Procedendo al calcolo delle frequenze relative a tali ordini (si ricorda che si fa riferimento a ordini rispetto alla frequenza di rotazione del primario) e si normalizzano per la frequenza di rotazione del secondario, si otterrà che le frequenze per le quali si ha la differenza massima risultano essere multipli interi della frequenza di rotazione del secondario. Questa condizione è stata descritta nel paragrafo 6.2.1 ed è causata, nella maggioranza dei casi, da un'eccentricità dovuta ad alberi che presentano assi con errori di rettilineità e/o cilindricità. In ultimo è stato condotta una verifica sulla presenza di eventuali frequenze frazionarie (equazione 6.2), per cui sono stati calcolati i massimi comuni divisori tra i numeri di denti delle ruote in presa e poi usati per il calcolo delle frequenze frazionarie. Si riporta il calcolo effettuato sull'ingranamento di sesta di seguito (sapendo che lo spettro è stato estratto a 3000 rpm e che l'ordine di ingranamento è pari a 45):

$$f_g = \frac{45 * 3000}{60} = 2250Hz \tag{6.4}$$

$$f_f = \frac{f_g}{MCD} = \frac{2250Hz}{MCD(45, 28)} = \frac{2250Hz}{1} = 2250Hz = f_g;$$
 (6.5)

Una verifica similare è stata condotta per tutti gli ingranamenti; avendo per ogni rapporto MCD =1 le frequenze frazionarie corrispondono agli ordini di ingranamento in tutte le marce selezionabili.

Dunque si può concludere che la difettosità è da ricercarsi nell'albero secondario considerando che gli ordini delle ruote del primario non presentano anomalie; inoltre si può affermare che l'impronta nello spettro è assimilabile a quella dovuta a eccentricità causata dalla flessione dell'albero su cui sono calettate le ruote di ingranamento finale. A riprova di quanto affermato si può portare la stessa analisi sull'ingranamento di quinta (tabella 6.2) che accoppia i medesimi alberi del rapporto di sesta (vedasi paragrafo 6.1), e anche in questo caso le differenze massime di ampiezza si registrano per frequenze multiple della frequenza di rotazione del secondario.

Ordini	Freq. [Hz]	Normaliz. rispetto freq. rotaz secondario
31	1291	19,05
45,5	1895	28,31
47,4	1975	29,49
57,7	2404	35,95
60	2500	37,33
61,2	2550	38,08
62,3	2595	38,76
66	2750	41,07
67,8	2825	42,19
73	3041	45,42
74	3083	46,04
82	3416	51,02
83 3	458	51,64
83,5	3479	51,96
122,2	5100	76,04

Tabella 6.1: Differenze massime VI rapporto

Ordini	Freq[Hz]	Normalizz. Freq rotaz secondario
50,25	2512,5	37,99
55,7	2785	42,11
55,7	2785	42,11
61,5	3075	46,50
71,2	3560	53,83
125,7	6285	95,04
131,9	6595	99,73

Tabella 6.2: Differenze massima V marcia

### 6.3 Difetti su cuscinetti volventi

#### 6.3.1 Brevi cenni teorici

Il fenomeno più frequente che porta all'usura e al malfunzionamento dei cuscinetti volventi è in genere la mancanza o l'inadeguato apporto di lubrificante tra le superfici a contatto ovvero tra corpi volventi e pista interna ed esterna. La mancanza del film determina un surriscaldamento del materiale che porta all'alterazione delle proprietà meccaniche delle piste che conducono quindi a rotture per fatica. Le particelle createsi dall'usura rimangono in sospensione nel lubrificante andando a compiere un'azione abrasiva che a lungo andare causa il distacco di porzioni più importanti di materiale e formazione di crateri; il passaggio dei corpi volventi su queste macro-difettosità causa degli urti che vanno a peggiorare in modo esponenziale con i cicli d'uso le condizioni operative del cuscinetto. Le frequenze individuabili tramite analisi NVH sono dunque quelle relative agli urti tra i corpi volventi ed i crateri/difettosità che si sono create; queste dipendono sia dal numero di corpi volventi che dalla velocità relativa tra la pista interna ed esterna. Per definire in modo analitico le frequenze aspettate per ogni tipologia di difetto si introducono delle quantità che saranno riportate nelle equazioni a seguire: l'angolo di contatto  $\beta$ , d diametro corpo volvente,  $g_r$  gioco tra corpo volvente e piste e  $r_a$  raggio dell'arco di cerchio delle piste viste in sezione come in figura 6.16. Si può ricavare per via geometrica la seguente espressione:

$$\cos\beta = 1 - \frac{g_r}{4(r_a - d/2)} \tag{6.6}$$

In ultimo si definisce la frequenza relativa di rotazione tra pista interna ed esterna indicando con  $\omega_E$  la velocità angolare della pista esterna e con  $\omega_I$  i quella della pista interna:

$$f_r = \frac{1}{2\pi} (\omega_E - \omega_I) \tag{6.7}$$

Introdotte tutte le quantità che compariranno nelle prossime equazioni e indicando con z il numero di corpi volventi, si possono riportare le frequenze aspettate per tipologia:

• Difetto su pista interna

$$f_i = \frac{z}{2} f_r (1 + \frac{d}{D} \cos \beta) \tag{6.8}$$

• Difetto pista esterna

$$f_e = \frac{z}{2} f_r (1 - \frac{d}{D} \cos \beta) \tag{6.9}$$

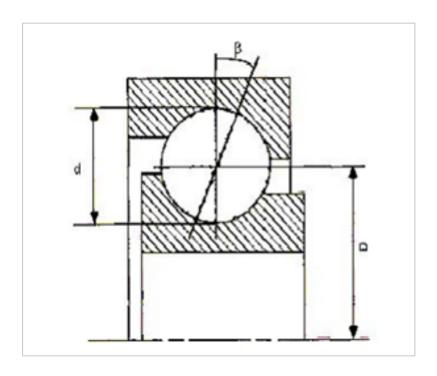


Figura 6.16: Geometria di generico cuscinetto da [19]

• Difetto su corpo volvente

$$f_v = \frac{D}{d} f_r \left(1 - \left(\frac{d}{D} \cos\beta\right)^2\right) \tag{6.10}$$

• Difetto su gabbia

$$f_g = \frac{1}{2} f_r \left(1 - \frac{d}{D} \cos\beta\right) \tag{6.11}$$

Tali difetti possono essere maggiormente caratterizzati dall'individuazione di ulteriori frequenze fantasma all'interno dello spettro, infatti: difetti dell'anello esterno causati da giochi o eccentricità causeranno oltre alla fe presenza di bande laterali di quantità pari a  $f_r/2$ ; difetti nell'anello interno causati da squilibri e giochi tra albero e anello interno se oltre alla  $f_i$  vi è la presenza di  $f_r$ ; difetti nel corpo volvente causati da difetto che faccia contatto con entrambe le piste se oltre alla  $f_v$  è presente anche la sua seconda armonica, etc. Per maggior approfondimenti si rimanda alla fonte di questi studi ed informazioni riportate in [16].

### 6.3.2 Applicazione su caso reale

Nel seguente caso studio si descriveranno i segnali che possono portare all'individuazione di una difettosità relativa ad un cuscinetto. Nel caso in questione la difformità era già stata rilevata da EOL test in quanto era stato superato il "cappello" relativo al 176° ordine come visibile in figura 6.17. Nei risultati di Discom risulta evidente per l'ordine incriminato un sospetto innalzamento delle ampiezze di vibrazione

(nei grafici discom si raffigura uno spettro ottenuto come media dei vari spettri ai vari rpm). A riprova del fondato sospetto sulla non conformità di un cuscinetto vi è l'andamento delle vibrazioni del cambio ko (in rosso) che risulta inferiore al cambio ok (in verde) per ordini inferiori al 130° e superiore per ordini superiori al 130°. Per ulteriori accertamenti e per verificare se l'errore si ripresentasse anche su

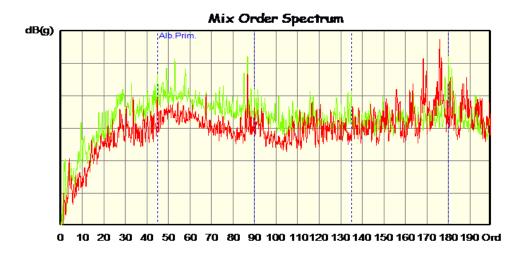


Figura 6.17: Spettro Discom

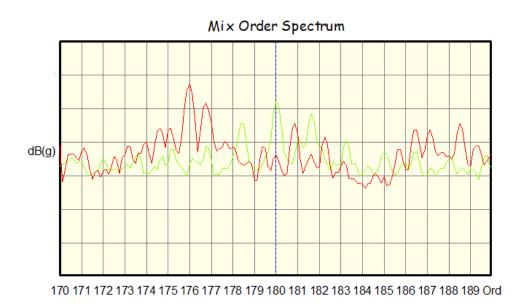


Figura 6.18: Close-up su 176° ordine

vettura, è stato richiesto dall'azienda cliente un test su strada con relativo report informativo. Non trattandosi di un'analisi volta a rilevare difettosità sulle ruote è stata condotta diversamente da quanto fatto in genere; ovvero ottenimento delle order section e confronto con i limiti. Per questo tipologia di errori è molto più conveniente far riferimento direttamente allo spettro. Con la finalità di rendere più evidente la difettosità si è scelto di riportare lo spettro al regime di rotazione in cui l'ampiezza relativa al 176° ordine fosse più evidente. Quindi dalla spectral map è stato identificato il regime di rotazione a cui questo si verificasse (figura 6.19) ed è stato estrapolato lo spettro al quel dato rpm. I risultati sono riportati in figura 6.20

dove è visibile che anche da test su strada le ampiezze relative all'ordine 176° sono superiori per il cambio KO rispetto al cambio OK.

Volendo arrivare ad un livello di dettaglio maggiore si è proceduto con il calco-

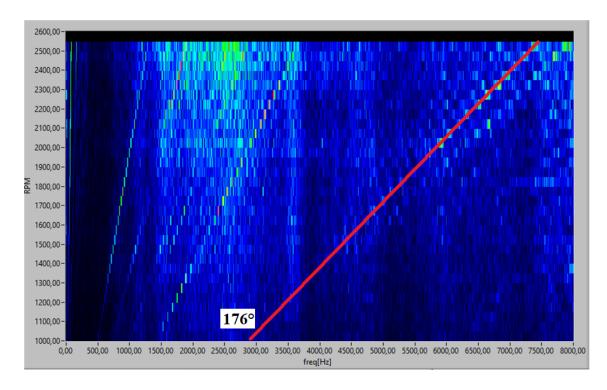


Figura 6.19: Spectral map con retta 176° ordine

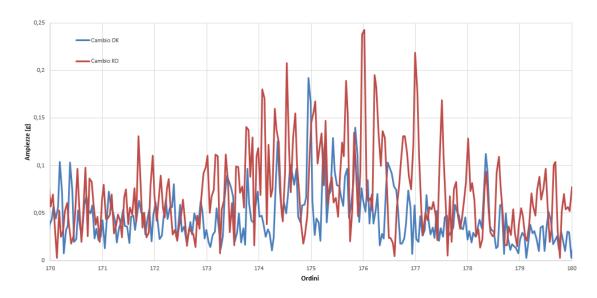


Figura 6.20: Close-up su 176° ordine 2400 RPM

lo delle frequenze caratteristiche per i vari difetti come da relazioni introdotte nel paragrafo 6.3. Si riportano in tabella 6.3 le principali caratteristiche geometriche del cuscinetto indispensabili per il calcolo delle frequenze; in tabella 6.4 sono invece mostrati i valori numerici delle varie frequenze caratteristiche e la normalizzazione della frequenza relativa al 176° ordine con ciascuna di queste ultime. Come è ben

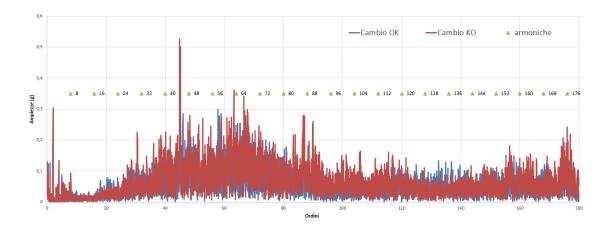


Figura 6.21: Spettro e indicazione ordini relativi alle armoniche (2400RPM)

visibile le frequenze relative al 176° ordine e quelle al difetto su corpo volvente risultano essere l'una il multiplo dell'altra; quindi si può desumere che il superamento del "cappello" di tale ordine sia causato da difetto su corpo volvente. Per completezza si riportano in figura 6.21 e 6.22 l'andamento dello spettro e l'indicazione delle armoniche, dalla 1° alla 22° ed un close-up sulla fondamentale al ottavo ordine. Si può già notare come l'ampiezza all'ottavo ordine per il cambio KO sia maggiore del cambio OK indice della difettosità che si riscontra anche sulle altre armoniche (come la seconda al 16° ordine). Si può quindi concludere il caso affermando che, la non conformità del riduttore è dovuta alla difettosità di un cuscinetto posto all'albero primario (in quanto al variare dei rapporti di marcia l'ordine rimane costante) e in particolar modo si tratta di una difettosità su corpo volvente di cui si riporta un esempio in figura 6.23 (immagine di repertorio poiché le immagini reali sono coperte da riservatezza).

Parametri geometrici			
d [mm]	6,43		
D [mm]	51,40		
Beta [deg]	18		
z (n°corpi volventi)	21		

Tabella 6.3: Parametri geometrici cuscinetto

Difetto	Freq. carat. Hz	Normaliz. freq. $176^{\circ}$	Ordine motore
Pista Interna $f_i$	378,911	15,48	11.37
Pista Esterna $f_e$	321,088	18,27	9.63
Corpo Volvente $f_v$	264,641	22,10	7.97
Gabbia $f_g$	15,289	383,69	0.46

Tabella 6.4: Freq. caratteristiche difetti cuscinetto

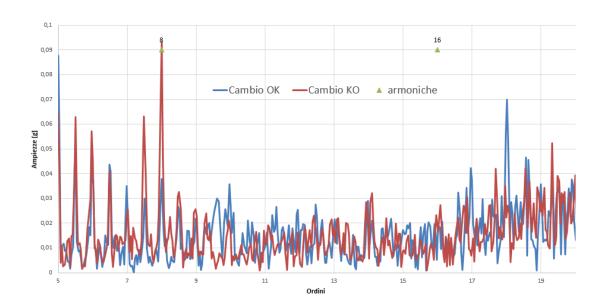


Figura 6.22: Close-up prima e seconda armonica

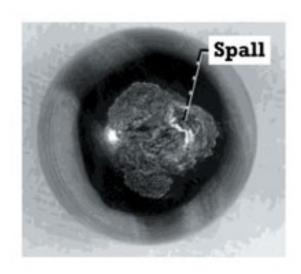


Figura 6.23: Difetto su corpo volvente da [28]

## Conclusione

Il presente lavoro può costituire un'utile sinossi delle analisi su cambi in ambito automotive; infatti si sono presentati test sia di tipo EOL atti ad individuare eventuali difettosità a valle della linea di produzione sia test su vettura che hanno lo scopo di mantenere aggiornate le soglie in termini di vibrazioni dei banchi prova. E' stata descritta la procedura di allestimento veicolo e di prova oltre che tutti i passaggi che compongono l'analisi del segnale effettuata da DACA-I per redigere i propri report su riduttori lamentati. Sono stati approfonditi gli algoritmi che Testlab utilizza per arrivare ai grafici di interesse quali sezione d'ordine e spettri che consentono l'individuazione di eventuali difettosità. Una volta chiariti gli step seguiti dal software della Siemens sono stati riportati su Labview con un primo approccio che prevedeva la consequenzialità tra i vari passaggi che portano dal segnale allo spettrogramma, alla sezione d'ordine. Solo in seguito sono state riscontrate le imprecisioni di questo tipo di approccio ed è stato implementato a monte un VI che ponesse rimedio all'errore di smearing tramite il ricampionamento sincrono. Sono state dunque presentate le comparative tra l'algoritmo definitivo e Testlab con particolare attenzione al ruolo che svolge l'errore di smearing. In ultimo sono state presentate delle casistiche reali in cui il VI in Labview si è dimostrato idoneo a individuare, anche con un certo livello di dettaglio, eventuali difettosità di cambi montati su vettura. In questo percorso sono stati utilizzati più volte processi di tipo iterativo per avvicinarsi quanto più possibile agli andamenti forniti dal softaware di riferimento poiché molti dei passaggi non sono ben dettagliati nella documentazione del programma.

In conclusione si può affermare che lo studio portato avanti in questo lavoro costituisce un buon know-how tecnico sia per la consapevolezza nell'utilizzo di Testlab che dell'analisi del segnale in generale. Il nuovo algoritmo costituisce una buona base per eventuali sviluppi futuri in quanto pur presentando ancora piccoli scostamenti nelle sezioni d'ordine dimostra una forte coerenza con il software di riferimento specialmente per quanto riguarda gli spettrogrammi e l'energia correlata ad un particolare ordine.

Tra i punti a favore del software vi è indubbiamente la possibilità di effettuare analisi in pochi secondi avendo come input i segnali di accelerazione e di regime rotazione motore. All'interno della DACA-I sono in studio soluzioni hardware per permettere l'acquisizione dei segnali tramite applicativo Labview e quindi è verosimile,in futuro, vedere applicato il nuovo algoritmo quantomeno per una prima analisi già su vettura pochi secondi dopo l'effettuazione della prova. Questo consentirebbe l'individuazione istantanea di eventuali macro difettosità con relativo miglioramento dei tempi di reazione ad eventuali errori sistematici della linea di montaggio.

I prossimi sviluppi saranno volti ad ottimizzare i passaggi che prevedono sezioni d'ordine e ottenimento dello spettro a dato RPM in quanto si ritiene che ottimizzando i parametri di processo, come grandezza finestre, risoluzione angolo giro motore si

potranno ottenere risultati ancora più vicini a quelli ottenuti in Testab. Inoltre saranno da ottimizzare gli eventuali errori dovuti ad approssimazioni che si traducono in errori nelle scelte delle righe e delle colonne da estrapolare andando così a falsare i confronti. Si dovranno effettuare delle valutazioni su quale tipo di soluzione adottare per quanto riguarda lo spectral smearing e ponderare su quale fornisca il compromesso migliore fra risultato e tempi di calcolo.

# Bibliografia

- [1] Key to successful transmission NVH testing, Scimetric (www.sciemetric.com)
- [2] Kailash Chandra Panda, Dealing with Noise and vibration in automotive industry, ScienceDirect
- [3] Welbourn D. B., Fundamental Knowledge of Gear Noise, A Survey Proc. Noise and Vib. Of Eng. and Trans., I Mech E., Cranfield, UK, July 1979, pp 9-14.
- [4] Mats Åkerblom, Gear Noise and vibration A literature survey, 2001
- [5] Smith J. D. Gear Transmission Error Accuracy with Small Rotary Encoders IMechE 1987, SAE Technical Paper 874773.
- [6] Mudd G. C., Penning G. M., Hillings N. J., The Application of Transmission Error Measurement to the Reduction of Airborne and Structure-borne Noise in Gearing Transmission Systems C258/83 ImechE 1983.
- [7] Shigefumi S., Measurement Technique for Loaded Gear Transmission Error SAE TechnicalPaper 970973.
- [8] Özguven H. N., Houser D. R., Mathematical Models used in Gear Dynamics 'A Review Journal of sound and vibration (1988) 121(3), pp 383-411.
- [9] Sweeney P. J., Transmission error measurement and analysis University of New South Wales, Doctoral Thesis, 1995.
- [10] Understanding FFTs and Windowing; ni.com/instrument-fundamentals
- [11] Terauchi Y., Fujii M., Hoto H., Dynamic Behavior of Straight Bevel Gear Bulletin of the JSME, Vol. 24, No. 188, February 1981, Paper No. 188-21.
- [12] Brandt A. Noise and vibration analysis: signal analysis and experimental procedures. Chichester: John Wiley & Sons, 2011
- [13] An alternative method for order tracking using autopower spectrum Guido R Guercioni, Enrico Galvagno, Alessandro Vigliani
- [14] Manuale ROTAS, Analisi Acustica, del 27.01.2010
- [15] Jun Li, Linghua Qi, Xiaojing Zha, Dongsheng Wu ,Hongwei Ma, Design of Transmission NVH Road Testing
- [16] Mordaci G., Metodi diagnostici per ingranaggi ad elevate prestazioni con misure di vibrazione ed acustiche

- [17] Rocco C., Diagnostica di riduttori mediante analisi vibro-acustica
- [18] Gearbox Rebuilds, http://www.autolusso.co.uk
- [19] Lezioni di disegno di Macchine Barsali, S., Barsotti, G.C., Rosa, U. 'Ed. San Marco 'Lucca
- [20] Kohler K., Regan R. 'The Derivation of Gear Transmission Error from Pitch Error Re-cords' 61/85 IMechE 1985.
- [21] http://www.azimadli.com
- [22] https://community.plm.automation.siemens.com
- [23] www.bksv.com
- [24] www.bksv.com/-/media/literature/Product-Data/bp1341
- [25] http://www.pcb.com/Products
- [26] www.plm.automation.siemens.com/products/lms/testing/scadas/recorder
- [27] http://www.ni.com/white-paper
- [28] https://www.machinerylubrication.com