

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI TECNICA E GESTIONE DEI SISTEMI INDUSTRIALI
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCATRONICA

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

**ANALISI VIBRAZIONALE FINALIZZATA
ALLA MANUTENZIONE PREDITTIVA DEI
ROLLER COASTER**

Relatore: Prof. Roberto Oboe

Responsabile d'azienda: Ing. Fabio Berti

Laureando: Francesco Fanini
1184115

ANNO ACCADEMICO: 2018-19

SOMMARIO

Questo elaborato si pone il problema di svolgere un'analisi vibrazionale di alcune componenti meccaniche di un roller coaster con l'obiettivo di sviluppare delle tecniche di individuazione e prevenzione guasti.

Si è tentato di rispondere all'esigenza dell'azienda di raccogliere ed interpretare dati provenienti da alcuni accelerometri opportunamente posizionati su una propria macchina, ovvero un roller coaster. A questo scopo si è posto il problema della scelta della strumentazione adatta. Due sono le aziende produttrici coinvolte: Rockwell Automation e Lord MicroStrain, rispettivamente con i sistemi di acquisizione *Dynamix 1444 Integrated Condition Monitoring system* e *G-Link -LXRS Low-cost Integrated Accelerometer Node*.

Una seconda problematica prevede l'individuazione di quelle componenti che più si fanno rivelatrici dei tipi di guasto presi in analisi. Si sono inizialmente considerati più punti d'osservazione, quali colonne di sostegno o la vettura stessa, e si è successivamente valutata la rilevanza dei dati in funzione della loro idoneità a rivelare malfunzionamenti.

Come detto precedentemente l'obiettivo primo di questa analisi è la cosiddetta "fault detection" e a tale scopo si sono prese misure in più condizioni simulando possibili danneggiamenti di una ruota della vettura, il successivo confronto diretto tra le varie acquisizioni ha portato all'identificazione di particolari comportamenti in caso di rottura nota.

Per questo studio si fa necessario conoscere, anche imprecisamente, la velocità del carrello per poterne derivare la frequenza della forzante, questa va distinta dalle frequenze proprie delle componenti del roller coaster per individuare le quali si è svolta un'analisi modale approssimativa.

Obiettivo finale è quello dello sviluppo di una tecnica di riconoscimento automatico del danno con lo scopo di creare un sistema autonomo a sostegno della manutenzione. Si è così ottenuto un classificatore in grado di osservare le vibrazioni della vettura ed indicare quale sia il tipo di danno alla quale è soggetta.

RINGRAZIAMENTI

È mia volontà ma anche obbligo morale ringraziare tutti coloro che mi hanno non solo aiutato nella stesura della tesi ma anche accompagnato lungo questo mio percorso universitario.

Ringrazio il mio relatore, il professor Roberto Oboe: è per merito suo che ho potuto dar luce a questa e alla precedente tesi, un doppio ringraziamento è dovuto.

Ringrazio il mio responsabile, ingegner Fabio Berti, e con lui i miei colleghi Alessandro Zaupa, Francesca Ferrari, Alejandro Juarez e Paul Chabaille: a loro va la mia gratitudine per l'aiuto datomi durante tutto l'arco di evoluzione della tesi.

Seguono immediatamente tutte le persone incontrate in Zamperla: mi hanno fatto trovare un bellissimo ambiente amichevole dove è stato un piacere lavorare.

Un grandissimo grazie va al mio amico/collega/insegnante Davide: colui che mi ha traghettato attraverso le torbide acque degli esami universitari.

Un grazie molto più piccolo va ai "butei" Gio, Mana, Tanke, Fedè, Gimmy, Obi, Matte, Nico, Pamplo e tutti gli altri: che hanno sopportato tutti i miei "Devo studiare" e mi hanno sempre sostenuto insultandomi.

Menzione particolare va a Giovanni, amico da una vita: "Assieme abbiamo ideato le peggiori cose, probabilmente è colpa tua se ho deciso di iniziare a studiare ingegneria. Ringrazia Nicola, Daniela e la zia Lory da parte mia".

Un grazie anche a Emma: lei si è beccata la parte peggiore di me con tutte le mie paturne e le problematiche ma mi ha sempre aiutato e mi è rimasta accanto nonostante tutto.

Ringrazio tutti i compagni di avventura in Norvegia Alessandro, Davide, Francesco B., Francesco G., Francesco F., Benedetta, Cecilia, Edoardo, Elisa, Federico, Giovanna, Giulia, Matteo, Antonio e Marco, oltre che i coinquilini Marianna, Alex e Adrien: è stato un piacere conoscerli e averli come gruppo per affrontare assieme il freddo nord.

Ringrazio mio fratello: mio amico, compagno di stanza ma soprattutto avversario a FIFA, quando ho un problema più grosso degli altri so a chi chiedere.

Infine il grazie più grande di tutti va ai miei genitori: sono consapevole della fortuna che ho avuto nella vita ad avere una mamma ed una papà che mi hanno sempre sostenuto, che mi hanno permesso, anche economicamente, di frequentare l'Università lasciandomi la libertà di dedicarmi solo allo studio e se la strada che ho intrapreso mi porterà un giorno da qualche parte è solo per merito loro.

Tutte le persone citate nella precedente pagina hanno svolto un ruolo fondamentale nella stesura della tesi, ma desidero precisare che ogni errore o imprecisione è imputabile soltanto a me.

INDICE

Introduzione	1
1 SET-UP SPERIMENTALE	3
1.1 Roller Coaster	3
1.2 Sensori	6
1.2.1 Dynamix 1444 Integrated Condition Monitoring system	6
1.2.2 Quadro trasportabile	9
1.2.3 G-Link-LXRS	9
1.2.4 Confronto	11
2 ASPETTI TEORICI	13
2.1 Introduzione	13
2.2 Oscillatore semplice smorzato	13
2.2.1 Evoluzione libera	14
2.2.2 Forzante armonica	17
2.2.3 Forzante periodica	20
2.2.4 Forzante generica	21
2.3 Accelerometro	25
2.4 Sistemi continui	29
2.4.1 Esempio: trave semplicemente appoggiata	31
2.4.2 Carico modale	32
3 MISURE PER L'ANALISI MODALE	35
3.1 Introduzione	35
3.2 Soggetti misurati	35
3.3 Analisi modale	40
3.3.1 Risultati	40
4 MISURE PER L'IDENTIFICAZIONE DI GUASTI	45
4.1 Introduzione	45
4.2 Risposta forzata dal passaggio della vettura con ruote integre	45
4.2.1 Colonne	46
4.2.2 Vettura	49
4.3 Ruota scollata	50
4.3.1 Colonne	52
4.3.2 Vettura	53
4.4 Ruota con cricca	55
4.4.1 Colonne	56
4.4.2 Vettura	58
4.5 Ruota rotta superficialmente	60
4.5.1 Colonne	61
4.5.2 Vettura	62
5 IMPLEMENTAZIONE DI UN SISTEMA DI CLASSIFICAZIONE AUTOMATICO	65

INDICE

5.1	Introduzione	65
5.2	Creazione del Data-Base	65
5.3	Training e scelta del classificatore	67
5.3.1	Support Vector Machine	67
	Conclusioni	71
	Appendix	73
A	SCHEDA TECNICA ACCELEROMETRO: 1443-ACC-GP-T	75
B	SCHEDA TECNICA ACCELEROMETRO: G-LINK-LXRS	79
	BIBLIOGRAFIA	83

ELENCO DELLE FIGURE

Figura 1.1	Vettura del Danglez	3
Figura 1.2	Angoli di oscillazione della vettura del Danglez	4
Figura 1.3	Smorzatore della vettura del Danglez	4
Figura 1.4	Percorso del Danglez	4
Figura 1.5	Attuatori	5
Figura 1.6	Dynamix 1444	6
Figura 1.7	Accelerometro 1443-ACC-GP-T	7
Figura 1.8	Sensibilità 1443	7
Figura 1.9	Schema a blocchi della catena di acquisizione del sistema Rockwell Dynamix 1444	9
Figura 1.10	Quadro di acquisizione	10
Figura 1.11	Sistema di acquisizione LORD MicroStrain	11
Figura 1.12	Schema a blocchi della catena di acquisizione del sistema LORD	11
Figura 2.1	Schema di un oscillatore semplice	13
Figura 2.2	Risposta al gradino al variare di ξ	16
Figura 2.3	Autovalori sul piano di Gauss al variare di ξ	17
Figura 2.4	Modulo della risposta in frequenza dell'oscillatore semplice al variare di ξ	19
Figura 2.5	Fase della risposta in frequenza dell'oscillatore semplice al variare di ξ	20
Figura 2.6	Integrale di convoluzione tra $h(t - \tau)$ e $F(\tau)$	22
Figura 2.7	Shaker elettrodinamico	25
Figura 2.8	Martello strumentato e accelerometri	25
Figura 2.9	Struttura di un accelerometro IEPE	26
Figura 2.10	Strutture di un accelerometro MEMS	26
Figura 2.11	Schema di un accelerometro	27
Figura 2.12	Risposta in frequenza di un accelerometro	28
Figura 2.13	Risposta in frequenza di un accelerometro in scala logaritmica	28
Figura 2.14	Carico distribuito su una trave inflessa	29
Figura 2.15	Elemento infinitesimo di una trave inflessa	29
Figura 2.16	Modi di vibrare di una trave semplicemente appoggiata	31
Figura 3.1	Colonna L3	36
Figura 3.2	Sensori posizionati sulla colonna L3	36
Figura 3.3	Colonna C3	37
Figura 3.4	Curvatura al termine della prima discesa, evidenziata in azzurro la colonna C3	38
Figura 3.5	Colonna C5	38

Elenco delle figure

Figura 3.6	Colonna C ₁₀	39
Figura 3.7	Salita in zona della colonna C ₁₀	39
Figura 3.8	Spettro della FRF della colonna L ₃	41
Figura 3.9	Confronto tra gli spettri delle FRF della colonna L ₃ con e senza clampa	42
Figura 3.10	Spettro della FRF della colonna C ₃	43
Figura 3.11	Spettro della FRF della colonna C ₅	43
Figura 3.12	Spettro della FRF della colonna C ₁₀	44
Figura 4.1	Forma d'onda della risposta della colonna L ₃ alla forzante data dalla vettura con ruote integre	46
Figura 4.2	Spettro della risposta della colonna L ₃ alla forzante data dalla vettura con ruote integre	46
Figura 4.3	Spettro della risposta della colonna C ₃ alla forzante data dalla vettura con ruote integre	47
Figura 4.4	Spettro della risposta della colonna C ₅ alla forzante data dalla vettura con ruote integre	48
Figura 4.5	Spettro della risposta della colonna C ₁₀ alla forzante data dalla vettura con ruote integre	48
Figura 4.6	Posizionamento dell'accelerometro sulla vettura	49
Figura 4.7	Spettro della vettura in caso di ruote integre, asse verticale	50
Figura 4.8	Esempio di ruota soggetta a "scollatura"	51
Figura 4.9	Sezione trasversale di ruota fresata	51
Figura 4.10	Ruota fresata per la simulazione del caso di ruota "scollata"	52
Figura 4.11	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna L ₃ con ruota integra e con ruota fresata	53
Figura 4.12	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C ₅ con ruota integra e con ruota fresata	53
Figura 4.13	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C ₁₀ con ruota integra e con ruota fresata	54
Figura 4.14	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla vettura con ruota integra e con ruota fresata	54
Figura 4.15	Esempio di ruota affetta da una rottura da cricca	55
Figura 4.16	Ruota tagliata per la simulazione del caso di ruota rotta da cricca	56
Figura 4.17	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna L ₃ con ruota integra e con ruota tagliata	57
Figura 4.18	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C ₅ con ruota integra e con ruota tagliata	57
Figura 4.19	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C ₁₀ con ruota integra e con ruota tagliata	58

Figura 4.20	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla vettura con ruota integra e con ruota tagliata	58
Figura 4.21	Effetto del peso della vettura sul danno a taglio	59
Figura 4.22	Esempio di ruota affetta da una rottura superficiale	60
Figura 4.23	Ruota forata per la simulazione del caso di ruota rotta superficialmente	61
Figura 4.24	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna L3 con ruota integra e con ruota forata	62
Figura 4.25	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C5 con ruota integra e con ruota forata	62
Figura 4.26	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C10 con ruota integra e con ruota forata	63
Figura 4.27	Confronto tra gli spettri ottenuti sulla vettura con ruota integra e con ruota forata	63
Figura 5.1	Data-Base per l'identificazione dello stato di una ruota	66
Figura 5.2	Matrice di confusione	68
Figura 5.3	SVM: Iperpiano in due dimensioni	69

ELENCO DELLE TABELLE

Tabella 1.1	Specifiche tecniche del 1443-ACC-GP-T	8
Tabella 1.2	Specifiche tecniche del G-Link-LXRS	12

INTRODUZIONE

Antonio Zamperla s.p.a. è un'azienda italiana che produce giostre dal 1966 e queste, come qualsiasi macchina, hanno bisogno di manutenzione. Il mantenimento di una giostra in buone condizioni aiuta a ridurre i fermi macchina, aiuta a ridurre il consumo o la sostituzione di molte componenti, in sintesi aiuta a ridurre i costi ma il motivo principale per il quale la manutenzione ha un ruolo fondamentale nel mondo dell'*amusement rides* è il tema sicurezza.

La manutenzione ordinaria prevede il controllo dello stato di una macchina o il cambio di componenti deteriorabili in maniera periodica, ovvero intervallata da periodi di tempo più o meno lunghi in funzione della mansione. Una metodologia di questo tipo presuppone degli stati di "buio" tra un'ispezione e la successiva durante i quali è possibile avvengano degli imprevisti e non osservare tali imprevisti significherebbe un importante calo della sicurezza.

In particolare, nella famiglia dei roller-coaster, manca un metodo di individuazione e riconoscimento dei danni che esuli dall'ispezione visiva del manutentore. Questa presenta infatti alcuni limiti come l'errore umano o l'impossibilità di osservare in maniera continuativa le parti d'interesse. L'introduzione di nuove tecnologie che affianchino il manutentore può certamente aiutare ad incrementare complessivamente il livello di sicurezza.

L'interesse dell'azienda è quello di valutare la possibilità di osservare ed individuare alcuni fenomeni noti di rottura di una ruota di una vettura in maniera automatica. Si è inizialmente pensato di poter raggiungere l'obiettivo attraverso degli accelerometri opportunamente posizionati secondo l'ipotesi per cui un danno avrebbe eccitato la struttura del coaster facendola vibrare in maniera differente rispetto al caso comune.

La letteratura riguardante il mondo dei roller-coaster è estremamente ridotta, si è quindi fatto uso dell'integrazione tra la teoria sulle vibrazioni di sistemi continui e i dati sperimentali ottenuti. Questo perché lo studio svolto non prevede tanto la caratterizzazione della macchina in termini assoluti quanto si pone l'obiettivo di individuare e distinguere la variazione di comportamento prima e dopo il danneggiamento di una delle ruote.

Lo scopo di questa tesi è quindi quello di creare una tecnica di riconoscimento del danno indipendente dall'ispezione periodica del manutentore al fine di incrementare la sicurezza della macchina.

Il primo capitolo dell'elaborato introduce l'intero set-up sperimentale quali gli strumenti di acquisizione e l'oggetto delle misurazioni.

Nel capitolo seguente vengono spiegati gli aspetti teorici dell'ana-

lisi vibrazionale utili a comprendere i capitoli successivi ed il funzionamento degli strumenti di misura.

Il terzo ed il quarto capitolo riportano i risultati delle misure fatte e, rispettivamente, dell'analisi modale e dell'analisi sui guasti.

Il quinto capitolo esplora il mondo del *machine learning* nel tentativo di creare un algoritmo di identificazione automatica del guasto.

Il sesto capitolo trae le conclusioni delle sperimentazioni effettuate e propone una soluzione alla problematica affrontata. Infine offre una panoramica su quelli che possono essere gli orizzonti futuri della *predictive maintenance*, o al più *fault detection*, applicata ai roller-coaster.

SET-UP SPERIMENTALE

Come già anticipato nell'introduzione generale lo scopo della ricerca è quello di studiare la fattibilità di realizzazione di un metodo per l'identificazione e, ove possibile, la predizione di alcuni guasti noti e comuni nel mondo dei roller-coaster, ovvero quelli riguardanti le ruote delle vetture.

Si riportano, quindi, nei paragrafi successivi gli strumenti a disposizione.

1.1 ROLLER COASTER

L'attrazione che si è presa in analisi è della tipologia dei roller coaster a gravità e prende il nome di Danglez dall'inglese *to dangle*, ovvero dondolare, affiancato dalla tipica Z aziendale. Questa attrazione deve il suo nome all'inusuale caratteristica della vettura di dondolare, appunto, attorno ad un asse perpendicolare al carrello, si ha quindi un grado di libertà aggiuntivo rispetto ai tipici coaster.



Figura 1.1: Vettura del Danglez

L'angolo di oscillazione permesso è di $\pm 80^\circ$, come si vede in figura 1.2 mentre in figura 1.3 viene mostrato il sistema di dissipazione che permette un dondolio opportunamente smorzato, non presente sul prototipo.

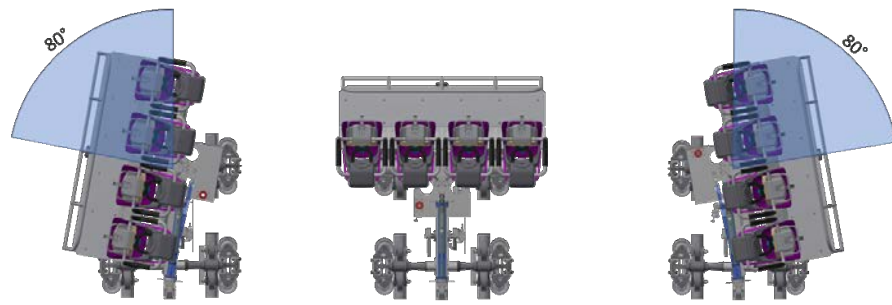


Figura 1.2: Angoli di oscillazione della vettura del Danglez

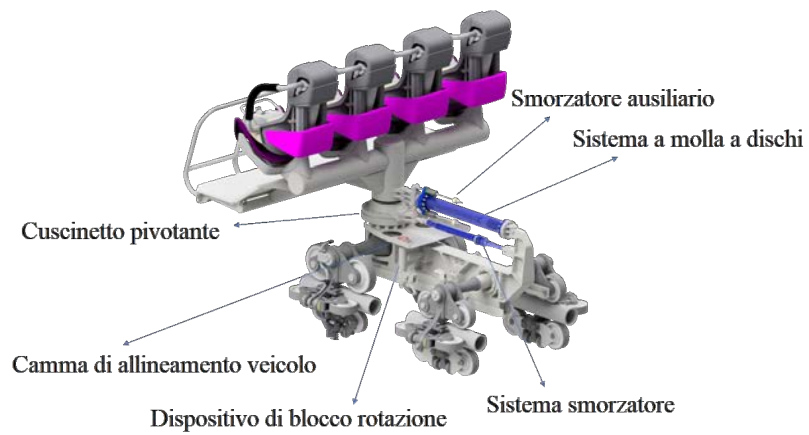


Figura 1.3: Smorzatore della vettura del Danglez

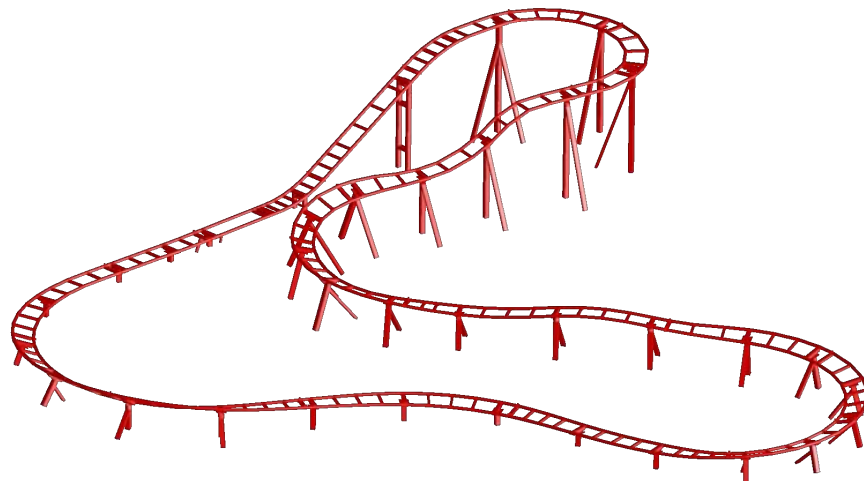


Figura 1.4: Percorso del Danglez



Figura 1.5: Attuatori

Il percorso del coaster di figura 1.4, in quanto prototipo montato in azienda, è molto breve e con ridotte altezze. La durata del giro è di circa un minuto e non presenta evoluzioni di alcun tipo vista la dinamica della giostra. Lungo tale circuito vi è una sola stazione, una salita con traino a catena, una discesa di lancio, due curve a sinistra e due a destra.

Come attuatori, in figura 1.5, si hanno due motori booster per la movimentazione della vettura in zona di carico/scarico, un motore per la catenaria di rampa e un compressore per freni e tensore della catenaria. I motori sono tutti elettrici a corrente continua alimentati da due inverter, uno per i due booster da 3,7 kW e uno per il lift da 18,5 kW. I freni, coperti da brevetto Zamperla, sono costituiti da due piastre di acciaio mosse da delle manichette antincendio in configurazione logica *normally closed* per motivi di sicurezza.



Figura 1.6: Dynamix 1444

1.2 SENSORI

Per lo svolgimento di questa tesi si sono utilizzati due differenti sistemi di acquisizione dati:

- Rockwell Automation
Dynamix 1444 Integrated Condition Monitoring system
- LORD MicroStrain
G-Link-LXRS Low-cost Integrated Accelerometer Node

I due presentano caratteristiche molto differenti tra loro che fanno preferire una soluzione rispetto all'altra in funzione del tipo di applicazione necessaria.

1.2.1 *Dynamix 1444 Integrated Condition Monitoring system*

La Rockwell Automation fornisce uno strumento di acquisizione atto al monitoraggio di macchinari che si affianca ad un già presente sistema di controllo. Si tratta di un sistema integrato di monitoraggio denominato *Dynamix 1444* che funge da interfaccia tra sensori e PLC o tra sensori e PC.

Tale componente utilizza il protocollo di comunicazione EtherNet/IP, è quindi possibile configurare lui e un qualunque PLC *Allen-Bradley ControlLogix* utilizzando un unico cavo e un unico software, ovvero Studio5000.

Il *Dynamix 1444* può essere utilizzato per acquisire una moltitudine di dati, sia statici che dinamici, come vibrazioni, pressione, eccentricità, velocità etc... Inoltre ha un carattere modulare e vi si possono collegare dei moduli di espansione per incrementare il numero di misure acquisibili. Per queste sperimentazioni i 4 canali forniti dal modulo principale sono risultati sufficienti, si sono infatti collegati 4 accelerometri modello 1443-acc-gp-t, riportati in figura 1.7.



Figura 1.7: Accelerometro 1443-ACC-GP-T

In tabella 1.1 vengono riportati alcuni dati tecnici dei sensori utilizzati.

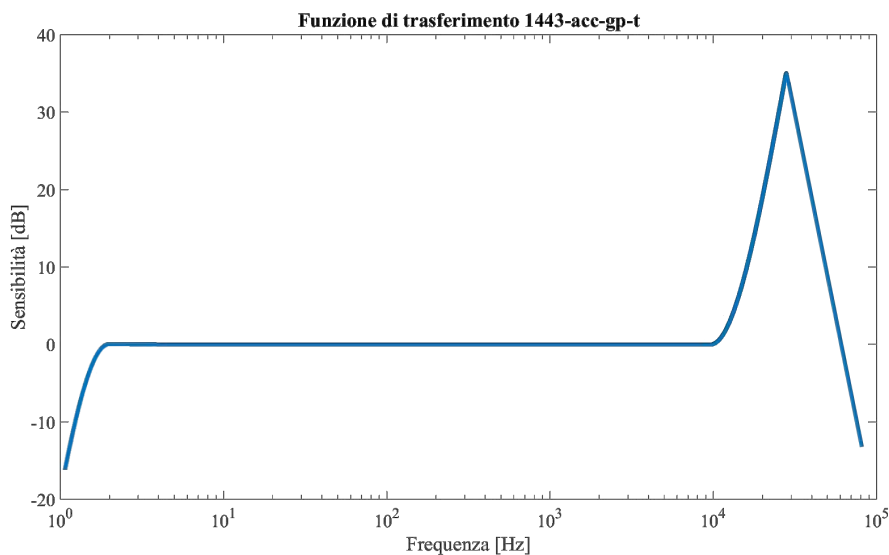


Figura 1.8: Sensibilità 1443

Il grafico di figura 1.8 rappresenta un'approssimazione della funzione di trasferimento che descrive la sensibilità di questa tipologia di accelerometri. Se ne evince che la massima frequenza alla quale è possibile acquisire dati senza distorsione, o meglio, con una distorsione accettabile, è di circa 10 000 Hz. La tendenza è però quella di utilizzare gli accelerometri fino a circa metà della loro banda per avere una buona fedeltà con sufficiente sicurezza e tale norma viene rispettata dal momento in cui la massima frequenza misurabile è di 4 578 Hz coincidente con un campionamento di 10 417 Hz.

Il software a cui ci si appoggia è *Emonitor*, uno strumento per l'analisi, in particolar modo, di forme d'onda e spettri oltre che di qualsiasi variabile importabile da PLC. Questo programma è stato evidentemente pensato per lo studio di macchine rotanti infatti offre

Attributo	Valore
<i>Prestazioni</i>	
Sensibilità	10.2 mV/(m/s)
Campo di misura	$\pm 785 \text{ m/s}^2$
Range di frequenze	[1.5 Hz; 10 kHz]
Frequenza di risonanza	28 kHz
Non linearità	$\pm 1\%$
<i>Caratteristiche elettriche</i>	
Tempo di assestamento	$< 2 \text{ s}$
Costante di tempo di scarica	$\leq 0.5 \text{ s}$
Tensione di alimentazione	[18 V; 28 V]DC
Eccitazione a corrente costante	[2 mA; 20 mA]
Isolamento elettrico	$> 10^{10} \Omega$
<i>Caratteristiche fisiche</i>	
Dimensioni	17 mm \times 47.5 mm
Peso	48 g
Tecnologia	IEPE (Piezoelettrico)
Elemento sensibile	Ceramico
Connettore	Due pin MIL-C-5015

Tabella 1.1: Specifiche tecniche del 1443-ACC-GP-T

diversi strumenti appositi quali la possibilità di ottenere uno spettro nel dominio degli ordini (multipli della velocità di rotazione) oppure la determinazione automatica di allarmi previa impostazione del tipo di macchina come riduttori o ventilatori. Si presta quindi poco all'osservazione dei modi di vibrare di strutture statiche.

Lo schema a blocchi di figura 1.9 descrive la catena di acquisizione dello strumento.

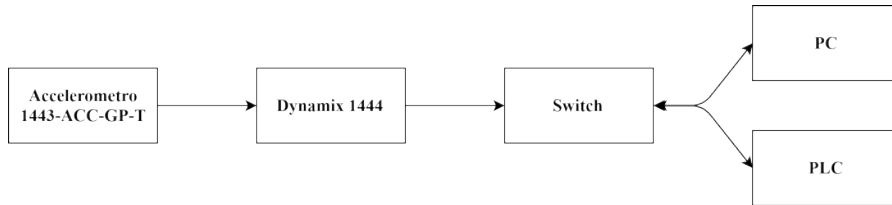


Figura 1.9: Schema a blocchi della catena di acquisizione del sistema Rockwell Dynamix 1444

1.2.2 Quadro trasportabile

La grandezza della macchina da studiare unita all'insufficiente lunghezza della cablatura della sensoristica ha creato la necessità costruire una sorta di quadro di acquisizione trasportabile e quindi collocabile nelle zone opportune.

In figura 1.10 si possono osservare quattro elementi distinti, da sinistra verso destra:

- Dynamix 1444
- Switch
- Leine Linde
- Radio

Il primo è stato abbondantemente descritto in precedenza mentre il secondo è un semplice switch ethernet che permette di collegare le altre tre componenti e utilizzare un unico cavo fino al quadro generale. Il Leine Linde è uno strumento di acquisizione per misure di elongazione, è stato introdotto ma mai utilizzato per le sperimentazioni. Infine si vede la radio utilizzata in ricezione da una seconda radio posizionata sulla vettura opportunamente connessa ad un encoder per la lettura della velocità del carrello.

1.2.3 G-Link-LXRS

La seconda tipologia di accelerometri utilizzata è della casa *LORD MicroStrain* modello *G-Link-LXRS*, il quale affiancato al gateway *WSDA-Base-LXRS* costituisce un sistema di acquisizione indipendente. Questo dispone di un software di raccolta e analisi dati dedicato, ovvero

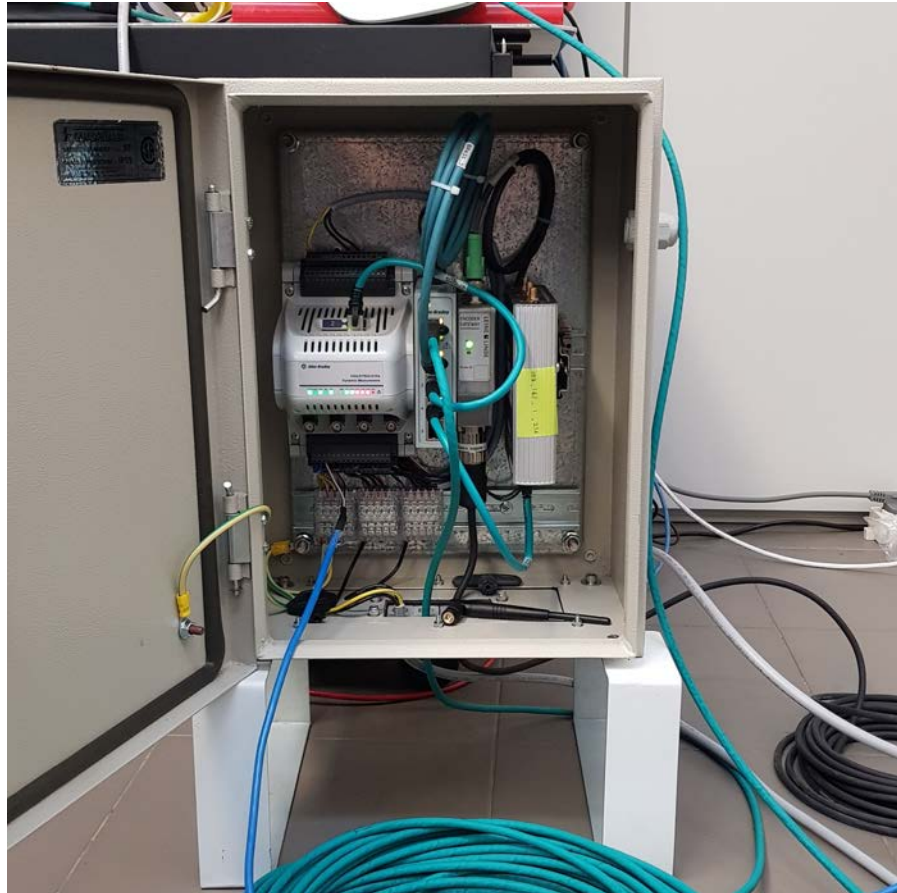


Figura 1.10: Quadro di acquisizione

SensorConnect che permette, in particolare, di porre su un grafico temporale l'andamento delle accelerazioni in [g] e di esportare un file in formato *.csv* per successive analisi.



Figura 1.11: Sistema di acquisizione LORD MicroStrain

In tabella 1.2 vengono riportati alcuni dati tecnici.

La catena di acquisizione di questa soluzione è molto semplice e schematizzata in figura 1.12 dove la linea tratteggiata sta ad indicare una comunicazione di tipo wireless.

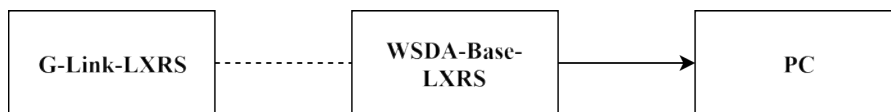


Figura 1.12: Schema a blocchi della catena di acquisizione del sistema LORD

1.2.4 Confronto

Come detto in precedenza i due sistemi presentano pregi e difetti che fanno preferire l'uno o l'altro a seconda dell'utilizzo che se ne vuole fare. La soluzione fornita da *Rockwell Automation* offre un range misurabile molto maggiore rispetto al concorrente, si parla infatti 4 578 Hz contro gli appena 256 Hz del *G-Link-LXRS*. Inoltre il *Dynamix 1444* si integra perfettamente nell'ecosistema *Rockwell* fornendo vantaggi in termini di praticità e acquisto. La maggior differenza, tuttavia, si ha sul metodo di acquisizione: il primo strumento esposto comunica i dati durante il funzionamento consentendo una diagnosi on-line delle misure effettuate al contrario del secondo che prevede due distinte fasi e acquisizione e comunicazione, oltre alla necessità di liberarne la memoria dopo alcuni minuti di registrazione.

D'altronde il maggior difetto offerto dal sistema *Rockwell* è l'impossibilità di salvare i dati in maniera continuativa, questo infatti registra

Attributo	Valore
<i>Prestazioni</i>	
Accuratezza	10 mg
Campo di misura	$\pm 2 \text{ g}; \pm 10 \text{ g std}$
Banda	[0; 500] Hz
Risoluzione	12 bit
Frequenza di campionamento	512 Hz
<i>Caratteristiche elettriche</i>	
Alimentazione (batteria)	3,7 Vdc; 220 mA
Alimentazione (esterna)	[3, 2; 9] Vdc
Frequenza radio	[2, 405; 2, 470] GHz
<i>Caratteristiche fisiche</i>	
Dimensioni	58 mm \times 43 mm \times 21 mm
Peso	40 g
Tecnologia	MEMS (Capacitivo)
Materiale	Plastica ABS

Tabella 1.2: Specifiche tecniche del G-Link-LXRS

a celle di massimo 8 192 campioni con un intervallo tra una e l'altra di minimo 4 s impedendo completamente un'analisi complessiva della macchina in funzione. Al contrario il concorrente accumula dati senza pause, è così possibile fare uno studio a posteriori delle frequenze ottenute.

In sintesi se non si conosce la macchina sulla quale si lavora e si vogliono ottenere tutti i dati possibili per poi analizzarli in un secondo momento è consigliabile utilizzare un sensore di tipo *G-Link-LXRS* mentre se già si sa dove e quando acquisire i valori di accelerazione il *Dynamix 1444* offre un elevato range di frequenze e la possibilità di sfruttare un segnale di trigger (ad esempio un sensore di posizione) per avviare la registrazione e valutare i campioni on-line.

2.1 INTRODUZIONE

Nel primo capitolo del libro di J. P. Den Hartog [7] l'autore fornisce una chiara definizione di cosa sia una vibrazione, qui si fa riferimento al concetto di "period" ma nella trattazione seguente più utilizzata sarà la frequenza, inverso del periodo di ripetizione di un segnale, ed il relativo dominio.

La colonna di un roller coaster è approssimabile ad un insieme infinito di conci di trave infinitesimi, ognuno di questi presenta un comportamento assimilabile a quello di un oscillatore semplice smorzato, sarà quindi soggetto a tutte le caratteristiche dinamiche di quest'ultimo. Perciò il primo caso teorico affrontato è l'oscillatore semplice.

2.2 OSCILLATORE SEMPLICE SMORZATO

Il caso più semplice che si possa prendere in esame è quello dell'oscillatore semplice, schematizzato come in figura 2.1, che presenta un solo grado libertà. L'oscillatore semplice è composto da una massa m vincolata a telaio da una molla di rigidezza k e uno smorzatore di costante c , una forza F eccita il sistema e la variabile x definisce il sistema di riferimento.

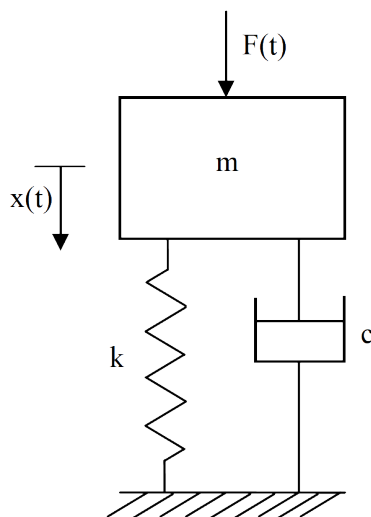


Figura 2.1: Schema di un oscillatore semplice

Si osservino ora le due equazioni:

- Equazione di equilibrio

$$F(t) + F_m(t) + F_c(t) + F_k(t) = 0 \quad (2.1)$$

- Equazione di congruenza

$$\begin{aligned} F_m(t) &= -m \ddot{x}(t) \\ F_c(t) &= -c \dot{x}(t) \\ F_k(t) &= -k x(t) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Dove la prima descrive l'equilibrio Newtoniano delle forze mentre la seconda esplicita le funzioni che modellano le forze in gioco.

È semplice ora pensare di sostituire la 2.2 nella 2.1 ottenendo la 2.3

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + k x(t) = F(t) \quad (2.3)$$

2.2.1 Evoluzione libera

Sotto l'ipotesi di una forzante nulla la 2.4 diventa

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + k x(t) = 0 \quad (2.4)$$

che descrive l'evoluzione libera del sistema. Per trovare la soluzione di un'equazione differenziale lineare di questo tipo basta porre la sostituzione

$$x(t) = e^{\lambda t} \quad (2.5)$$

ottenendo quindi

$$\lambda^2 m e^{\lambda t} + \lambda c e^{\lambda t} + k e^{\lambda t} = 0 \quad (2.6)$$

Si può ora eliminare la dipendenza dal tempo raccogliendo ed elidendo $e^{\lambda t}$ dalla 2.6

$$\lambda^2 m + \lambda c + k = 0 \quad (2.7)$$

Se si raccoglie la massa

$$\lambda^2 + \lambda \frac{c}{m} + \frac{k}{m} = 0 \quad (2.8)$$

e si definiscono

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (2.9)$$

dove ω_n e ξ vengono chiamate rispettivamente pulsazione naturale e smorzamento relativo al critico. Si ricava quindi il polinomio caratteristico

$$\lambda^2 + 2\xi\omega_n\lambda + \omega_n^2 = 0 \quad (2.10)$$

le cui radici sono

$$\lambda = -\xi\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1} \quad (2.11)$$

che determinano le caratteristiche delle radici dell'integrale generale.

Le soluzioni possono, però, essere differenti in funzione dell'argomento della radice quadrata della 2.11:

- [$\xi > 1$] *Risposta sovra-smorzata*

Le radici del polinomio sono reali negative e distinte
 $\lambda_1 = -\xi\omega_n + \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1}; \lambda_2 = -\xi\omega_n - \omega_n\sqrt{\xi^2 - 1}$
 e la risposta del sistema seguirà

$$x(t) = a_1 e^{\lambda_1 t} + a_2 e^{\lambda_2 t} \quad (2.12)$$

- [$\xi = 1$] *Risposta criticamente smorzata*

Le radici del polinomio sono reali negative coincidenti
 $\lambda_{1,2} = -\omega_n$
 e la risposta del sistema seguirà

$$x(t) = (a_1 + t a_2) e^{-\omega_n t} \quad (2.13)$$

- [$0 < \xi < 1$] *Risposta sotto-smorzata*

Le radici del polinomio sono complesse coniugate ($\lambda_1 = \lambda_2^*$) a parte reale negativa
 $\lambda_1 = -\xi\omega_n + i\omega_n\sqrt{1 - \xi^2}; \lambda_2 = -\xi\omega_n - i\omega_n\sqrt{1 - \xi^2}$
 e la risposta del sistema seguirà

$$\begin{aligned} x(t) &= e^{-\xi\omega_n t} (b_1 \cos(\omega_d t) + b_2 \sin(\omega_d t)) \\ &= e^{-\xi\omega_n t} c \sin(\omega_d t + \phi) \end{aligned} \quad (2.14)$$

con $\omega_d = \omega_n\sqrt{1 - \xi^2}$ pulsazione naturale smorzata e
 $C = \sqrt{b_1^2 + b_2^2}$ e $\tan \phi = \frac{b_1}{b_2}$

- [$\xi = 0$] *Risposta non smorzata*

Le radici del polinomio sono sempre complesse coniugate ma a parte reale nulla
 $\lambda_1 = i\omega_n; \lambda_2 = -i\omega_n$
 e la risposta del sistema seguirà

$$\begin{aligned} x(t) &= b_1 \cos(\omega_n t) + b_2 \sin(\omega_n t) \\ &= c \sin(\omega_n t + \phi) \end{aligned} \quad (2.15)$$

- $[\xi < 0]$ *Risposta instabile*

Tale condizione non è fisicamente realizzabile. Esistono particolari casi in cui si può avere instabilità, si tratta di situazioni in cui viene immessa energia nel sistema e si ha $\xi < 0$ solo apparentemente.

In figura 2.2 vengono mostrati gli andamenti della risposta al gradino in funzione di ξ , a meno della condizione $\xi < 0$.

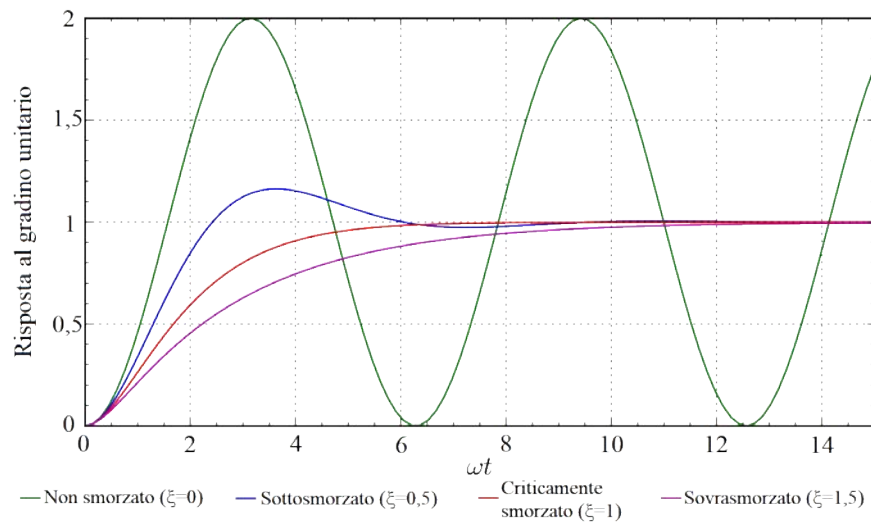


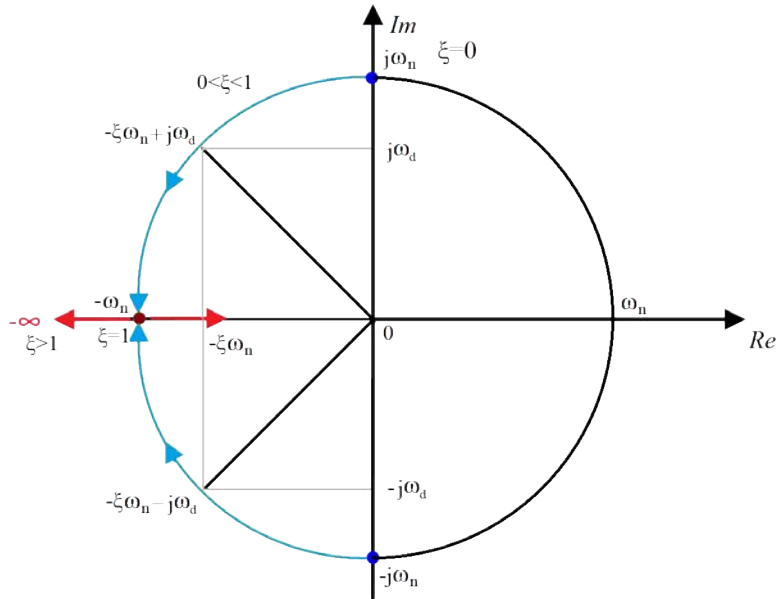
Figura 2.2: Risposta al gradino al variare di ξ

Si può notare che il sistema sovra-smorzato non presenta alcuna sovra-elongazione e si avvicina al valore di regime asintoticamente senza mai attraversarlo. Al calare di ξ la risposta si fa sempre più veloce in termini di tempi di salita, nel caso criticamente smorzato si ha la risposta più rapida priva di attraversamenti.

Oltrepassando il limite di critico l'andamento è quello di una sinusoidale di pulsazione ω_d compresa tra due esponenziali di modulo $e^{-\xi\omega_n t}$, le sovra-elongazioni e le oscillazioni sono tanto più ampie quanto minore è lo smorzamento fino a raggiungere il limite irrealistico di $\xi = 0$.

Potrebbe essere utile analizzare la posizione delle coppie di autovallori nel piano di Gauss al variare dello smorzamento.

Osservando figura 2.3 si può notare come per $\xi = 0$ i due poli giacciono sull'asse immaginario a distanza ω_n dall'origine. Al crescere di ξ questi si spostano su una circonferenza di raggio ω_n seguendo le frecce in blu e le loro proiezioni sugli assi assumono i valori riportati in figura. Raggiunto $\xi = 1$ i poli si incontrano sull'asse reale negativo, successivamente uno dei due tenderà a zero e l'altro a $-\infty$ (frecce in rosso).

Figura 2.3: Autovalori sul piano di Gauss al variare di ξ

2.2.2 Forzante armonica

Si ipotizzi ora di avere una forzante armonica, per semplicità, del tipo

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.16)$$

Si ottiene così dalla 2.3

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + k x(t) = F_0 \cos \omega t \quad (2.17)$$

Si supponga che la risposta del sistema alla forzante armonica sia anch'essa una funzione armonica con stessa pulsazione ma ampiezza diversa e sfasamento non nullo, ovvero

$$x(t) = x_0 \cos(\omega t + \phi) \quad (2.18)$$

Sostituendo la 2.18 nella 2.17 si ha

$$\begin{aligned} m \frac{d^2}{dt^2}(x_0 \cos(\omega t + \phi)) + c \frac{d}{dt}(x_0 \cos(\omega t + \phi)) + k x_0 \cos(\omega t + \phi) &= \\ &= F_0 \cos(\omega t) \end{aligned} \quad (2.19)$$

Che, risolvendone le derivate, diventa

$$\begin{aligned} -m\omega^2 x_0 \cos(\omega t + \phi) - c\omega x_0 \sin(\omega t + \phi) + k x_0 \cos(\omega t + \phi) &= \\ &= F_0 \cos(t) \end{aligned}$$

(2.20)

Si riscriva la 2.20 in rappresentazione vettoriale

$$-\omega^2 m x_0 e^{j\omega t + \phi} + j\omega c x_0 e^{j\omega t + \phi} + k x_0 e^{j\omega t + \phi} = F_0 e^{j\omega t} \quad (2.21)$$

Anche qui si può raccogliere e semplificare $e^{j\omega t}$ eliminando la dipendenza dal tempo

$$-\omega^2 m x_0 e^{\phi} + j\omega c x_0 e^{\phi} + k x_0 e^{\phi} = F_0 \quad (2.22)$$

raccogliendo $x_0 e^{j\phi}$

$$(-m\omega^2 + jc\omega + k)x_0 e^{j\phi} = F_0 \quad (2.23)$$

Si ottiene infine l'espressione dello spostamento in funzione della forzante descritta dalla 2.24

$$x_0 e^{j\phi} = \frac{F_0}{-m\omega^2 + jc\omega + k} \quad (2.24)$$

se si raccoglie k si ottiene la più esplicita 2.25

$$x_0 e^{j\phi} = \frac{F_0}{k} \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} + j2\xi \frac{\omega}{\omega_n}} \quad (2.25)$$

Dove si possono distinguere le due componenti: una costante $\left(\frac{F_0}{k}\right)$ e una dipendente dalla pulsazione ω (ovvero $g(j\omega)$). È quindi possibile riscrivere la 2.25 in una forma più compatta

$$x_0 e^{j\phi} = \frac{F_0}{k} g(j\omega) \quad (2.26)$$

$$\text{con } g(j\omega) = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2} + j2\xi \frac{\omega}{\omega_n}}$$

Per comprendere meglio il significato della 2.25 se ne osservino modulo e fase descritti dalla 2.27.

$$|x_0 e^{j\phi}| = \frac{F_0}{k} |g(j\omega)| = \frac{F_0}{k} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right]^2 + \left[2\xi \frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (2.27)$$

$$\angle x_0 e^{j\phi} = \angle g(j\omega) = \text{atan2} \left(\frac{-2\xi \frac{\omega}{\omega_n}}{1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}} \right)$$

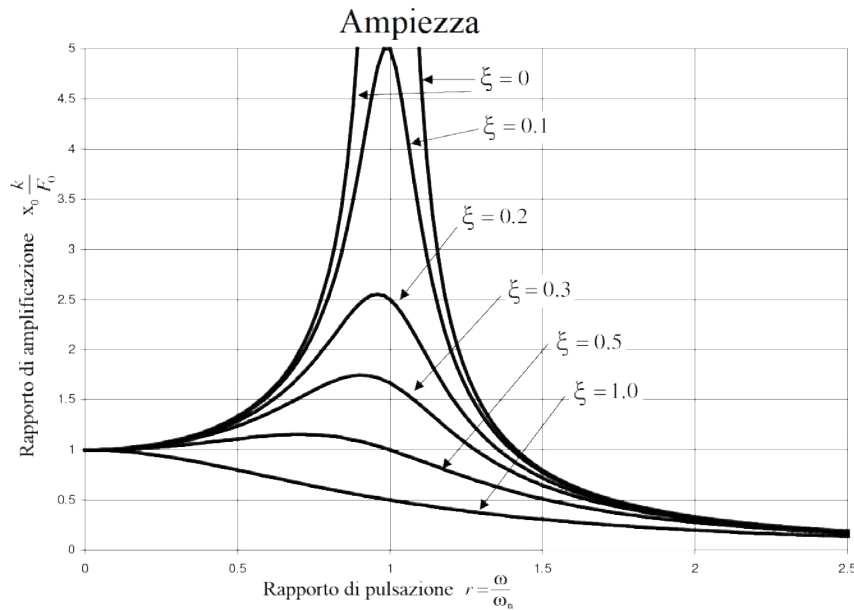


Figura 2.4: Modulo della risposta in frequenza dell'oscillatore semplice al variare di ξ

Dalla figura 2.4 si possono distinguere tre zone di comportamento:

- Zona quasi statica
- Zona di risonanza
- Zona sismografica

La prima di queste prevede $\omega \approx 0$, ovvero quando la forzante è praticamente costante. Conseguenza diretta è che il sistema si comporta quasi come se avesse il solo collegamento elastico, lo spostamento è infatti $x_0 \approx \frac{F_0}{k}$ e la fase nulla, come mostrato in figura 2.5.

La zona centrale è detta *di risonanza* poiché $\omega \approx \omega_n$ ($r \approx 1$), ne risulta uno spostamento pari a $x_0 \approx \frac{F_0}{c\omega_n} = \frac{F_0}{2\xi k}$ e una fase di -90° che coincide con il comportamento di un sistema solo viscoso.

Infine la zona sismografica vuole $\omega \rightarrow \infty$ per cui, come evidente da figura 2.4, l'ampiezza dello spostamento tende a zero con un comportamento simile a quello di una massa libera, se infatti ω è molto elevato allora $x_0 \approx \frac{F_0}{\omega^2 m} = \frac{F_0}{k \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}$ e la fase si porta a -180° .

In generale, sempre dalle figure 2.4 e 2.5, si noti che al crescere di ξ il picco di risonanza cala e si sposta verso frequenze più basse seguendo la 2.28 mentre la fase tende ad "appiattirsi".

$$\omega_r = \omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2} \quad (2.28)$$

In particolare si può cercare per quale ξ il picco di risonanza si annulla, basti porre $\omega_r = 0$ ottenendo

$$\omega_n \sqrt{1 - 2\xi^2} = 0 \Rightarrow \xi = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad (2.29)$$

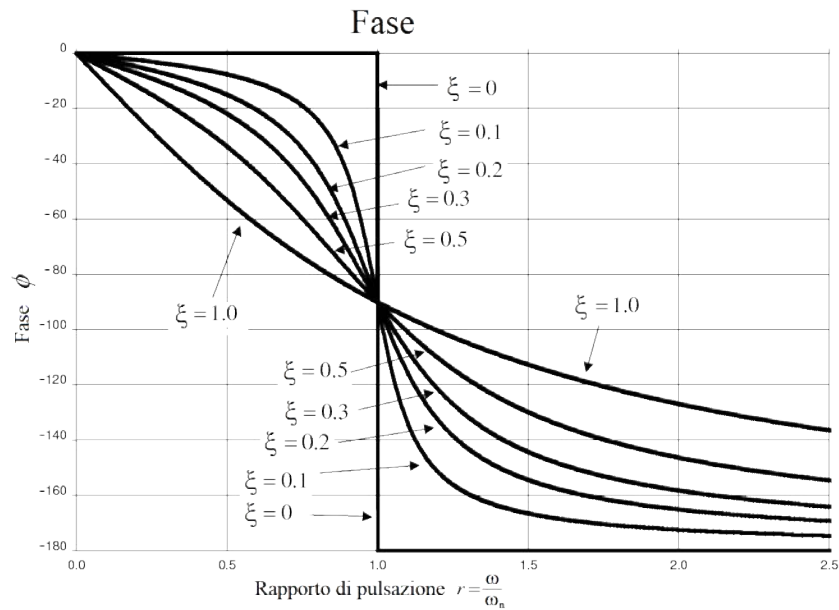


Figura 2.5: Fase della risposta in frequenza dell'oscillatore semplice al variare di ξ

2.2.3 Forzante periodica

Si definisce periodico un segnale che si ripete uguale a se stesso ad ogni periodo T . Sia $F(t)$ una forzante periodica, allora vale $F(t) = F(t + T)$ e questa si può esprimere attraverso una combinazione lineare di infinite funzioni armoniche di pulsazioni multiple intere della fondamentale $\bar{\omega} = \left(\frac{2\pi}{T}\right)$, la serie di Fourier

$$F(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\bar{\omega}t) + b_n \sin(n\bar{\omega}t)) \quad (2.30)$$

con $\{n \in \mathbb{N} | n \in [0; +\infty[]\}$ e riscrivibile in una forma alternativa del tipo

$$F(t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_n \cos(n\bar{\omega}t + \alpha_n) \quad (2.31)$$

dove $A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$ e $\alpha_n = \text{atan}(a_n, b_n)$ per $n \neq 0$

La risposta di un sistema ad una forzante periodica si ottiene sfruttando il principio di sovrapposizione degli effetti, è sufficiente quindi sommare le risposte in frequenza per ogni armonica componente l'ingresso:

$$x(t) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{A_n}{k} |g(jn\bar{\omega})| \cos(n\bar{\omega}t + \alpha_n + \phi_n) \quad (2.32)$$

2.2.4 Forzante generica

Per affrontare la risposta di un sistema ad una forzante generica o aperiodica è innanzitutto necessario introdurre i concetti di impulso e risposta impulsiva. L'impulso di Dirac è una funzione caratterizzata dalle seguenti proprietà:

$$\begin{cases} \int_{-\infty}^{\infty} \delta(t - \bar{t}) dt = 1 \\ \delta(t - \bar{t}) = 0 \quad \text{per } t \neq \bar{t} \end{cases} \quad (2.33)$$

Il *Teorema dell'impulso* dice che un impulso applicato ad una massa causa una variazione della quantità di moto della massa stessa pari al valore dell'impulso.

Per cui si ha $1 = m(v_f - v_0) = m(v_f - 0) \rightarrow v_f = \frac{1}{m}$ quindi

$$\begin{cases} x_0 = 0 \\ \dot{x}_0 = \frac{1}{m} \end{cases} \quad (2.34)$$

La risposta impulsiva è così riscrivibile come

$$h(t) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t) \quad \text{per } 0 < \xi < 1 \quad (2.35)$$

La risposta dell'oscillatore semplice all'impulso unitario di durata infinitesima è dunque la risposta libera a spostamento iniziale nullo e a velocità iniziale pari, in modulo, all'inverso della massa.

Un ingresso di forma qualsiasi può essere approssimato con una sequenza di impulsi di durata $\Delta\tau$ e con un valore dell'ingresso corrispondente al valore medio nell'intervallo $\Delta\tau$, ovvero una serie di impulsi $I_i = F_i \Delta\tau_i$.

Si voglia ora passare a divisioni temporali infinitesime, si avrà $\Delta\tau \rightarrow d\tau$ e $F_i \rightarrow F(\tau)$, si è quindi passati dai valori medi ai valori istantanei. Si avrà infine

$$dx(t) = h(t - \tau)F(\tau)d\tau \quad (2.36)$$

Poiché il sistema è lineare si può sfruttare la sovrapposizione degli effetti e scrivere

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h(t - \tau)F(\tau)d\tau \quad (2.37)$$

Una forma come quella della 2.37 è definita "integrale di convoluzione", nozione che sarà utile in seguito.

Si fornisce ora un'interpretazione intuitiva di tale integrale. Dalla figura 2.6 si può osservare che si tratta di integrare nel tempo il prodotto tra due funzioni di cui una, $h(t - \tau)$, è ruotata di π rispetto all'asse verticale (dato dal segno negativo) e traslata di t lungo l'asse

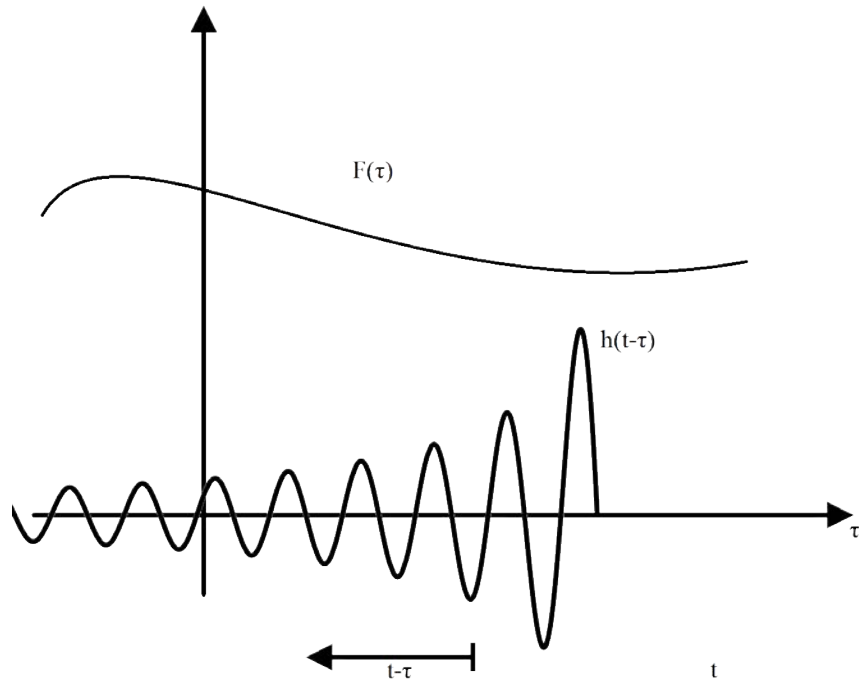


Figura 2.6: Integrale di convoluzione tra $h(t - \tau)$ e $F(\tau)$

orizzontale. In pratica la risposta nell'istante t è data dai precedenti ingressi pesati dalla risposta impulsiva "specchiata".

Si fornisce ora un ulteriore concetto che sarà utile ai fini di comprendere al meglio la risposta di un oscillatore semplice ad una forzante generica. Se si considera un qualsiasi segnale periodico questo è riscrivibile in serie di Fourier secondo la

$$g(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos(n\bar{\omega}t) + b_n \sin(n\bar{\omega}t)) \quad (2.38)$$

Riscrivibile in una forma più compatta

$$g(t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_n \cos(n\bar{\omega}t + \alpha_n) \quad (2.39)$$

dove $\bar{\omega} = \frac{2\pi}{T}$, $A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$ e $\alpha_n = \text{atan2}(a_n, b_n)$

La forma complessa della serie di Fourier è estremamente importante nell'analisi vibrazionale per la sua applicazione nella DFT e nella FFT (rispettivamente *Discrete Fourier Transform* e *Fast Fourier Transform*).

Si isoli il termine costante dalla 2.39 ottenendo

$$g(t) = A_0 \cos(\alpha_0) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\bar{\omega}t + \alpha_n) \quad (2.40)$$

Se si introduce la formula di Eulero ($e^{jx} = \cos(x) + j \sin(x)$), da cui possiamo ricavare la riscrittura $\cos(x) = \frac{1}{2}(e^{jx} + e^{-jx})$, si può sostituire quest'ultima nella 2.40 e ricavare

$$\begin{aligned} g(t) &= A_0 \cos(\alpha_0) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{2} \left(e^{j(n\bar{\omega}t + \alpha_n)} + e^{-j(n\bar{\omega}t + \alpha_n)} \right) = \\ &= A_0 \cos(\alpha_0) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{2} e^{j\alpha_n} e^{jn\bar{\omega}t} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{2} e^{-j\alpha_n} e^{-jn\bar{\omega}t} \end{aligned} \quad (2.41)$$

dove i coefficienti A_n e α_n sono definiti per $n \geq 0$.

Si vuole ora semplificare la 2.41 e per fare ciò si pongono $A_{-n} = A_n$ e $\alpha_{-n} = \alpha_n$. Si ottiene così

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{A_n}{2} e^{-j\alpha_n} e^{-jn\bar{\omega}t} = \sum_{n=-1}^{-\infty} \frac{A_{-n}}{2} e^{-j\alpha_{-n}} e^{jn\bar{\omega}t} = \sum_{n=-\infty}^{-1} \frac{A_n}{2} e^{j\alpha_n} e^{jn\bar{\omega}t} \quad (2.42)$$

Con questa nuova definizione dei coefficienti si può esprimere la serie complessa di Fourier nel seguente modo

$$g(t) = G_0 + \sum_{n=1}^{\infty} G_n e^{jn\bar{\omega}t} + \sum_{n=-\infty}^{-1} G_n e^{jn\bar{\omega}t} \quad (2.43)$$

che può essere ridotta ad un'unica sommatoria

$$g(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} G_n e^{jn\bar{\omega}t} \quad (2.44)$$

I coefficienti G_n risultano complessi coniugati ($G_{-n} = G_n^*$), è quindi possibile costruire il sopra citato spettro discreto della serie di Fourier, cioè il diagramma dei coefficienti G_n della serie. Lo spettro dei moduli si ottiene costruendo un diagramma a righe che riporta sull'asse delle ascisse i valori di G_n per ogni n-esima della fondamentale $\bar{\omega}$.

Passo immediatamente successivo è l'introduzione della trasformata di Fourier definita dalla 2.45

$$G(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} g(t) e^{-j\omega t} dt \quad (2.45)$$

La cui anti-trasformata è la 2.46

$$g(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} G(j\omega) e^{j\omega t} d\omega \quad (2.46)$$

Le due permettono, rispettivamente, di passare dal dominio del tempo a quello delle frequenze e viceversa.

Strumento importante per il quale è stata fatta questa introduzione è il *Teorema di Convulsione*: se esistono le trasformate di Fourier dell'ingresso e della risposta impulsiva, si può dimostrare che il prodotto di queste due trasformate è la trasformata dell'uscita come mostrato nella 2.47 (in riferimento alla 2.37)

$$X(j\omega) = H(j\omega)F(j\omega) \quad (2.47)$$

In pratica si può interpretare dicendo che a convoluzione nel dominio del tempo corrisponde moltiplicazione nel dominio delle frequenze e ciò si fa particolarmente importante nel momento in cui in ingresso al sistema si fornisce un impulso. È infatti possibile dimostrare che la trasformata di Fourier della risposta impulsiva è la risposta in frequenza, ricordando che quest'ultima è il rapporto tra le trasformate di Fourier di ingresso e uscita in accordo con la 2.47 si può concludere che la risposta in frequenza di un sistema lineare può essere ottenuta come rapporto tra le trasformate di qualunque coppia ingresso-uscita.

Esistono due metodi principali per trovare sperimentalmente la FRF (Frequency Responce Function):

- Lo *shaker elettrodinamico* (figura 2.7) eccita il sistema con una serie di forzanti di frequenza nota ed ampiezza nota, misurando l'uscita è possibile ricostruire per punti la risposta in frequenza del sistema attraverso la 2.48

$$H(j\omega) = \frac{x_0 e^{j\phi}}{F_0} \quad (2.48)$$

- Utilizzando un *martello strumentato* (figura 2.8) si eccita il sistema con un ingresso il più possibile simile all'impulso che comprende quindi un grande spettro di frequenze, misurando input e output si ricava la FRF dalla 2.49

$$H(j\omega) = \frac{X(j\omega)}{F(j\omega)} \quad (2.49)$$



Figura 2.7: Shaker elettrodinamico



Figura 2.8: Martello strumentato e accelerometri

2.3 ACCELEROMETRO

Nel capitolo precedente, tabelle 1.1 e 1.2, si è accennato al fatto che gli accelerometri utilizzati sono di tipo piezoelettrico o capacitivo, si vogliono ora approfondire tali tecnologie.

La prima di queste prevede per l'appunto l'utilizzo di un materiale piezoelettrico che, senza entrare eccessivamente nel dettaglio, risponde ad una deformazione con una differenza di potenziale proporzionale, è quindi facilmente misurabile. Questo materiale, negli accelerometri di tipo IEPE (Integrated Electronics Piezo-Electric), compone l'elemento visco-elastico tra la massa sismica e il soggetto.

La seconda tecnologia, definita MEMS (Micro Electro-Mechanical Systems), si compone di una massa sismica che funge da prima faccia di armatura di un condensatore collegata con giunto visco-elastico, la seconda si trova ancorata al soggetto. Misurando la variazione di capacità di tale condensatore si può evincere lo spostamento della massa sismica.

Un accelerometro, in generale, è uno strumento di misura che utilizza il modello dell'oscillatore semplice eccitato alla base pertanto è

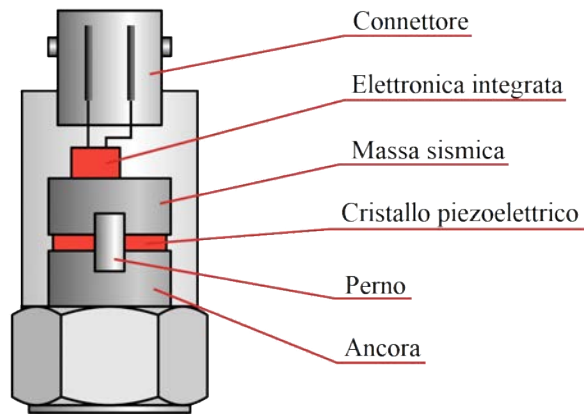


Figura 2.9: Struttura di un accelerometro IEPE

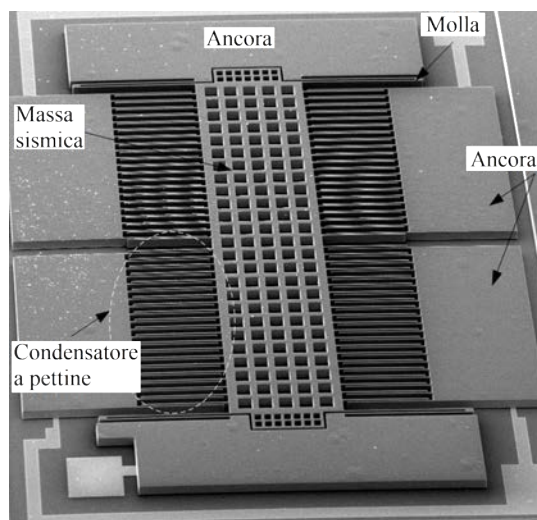


Figura 2.10: Strutture di un accelerometro MEMS

schematizzabile come in figura 2.11. Si compone semplicemente di una massa (t.c. $m \leq M/10$ per non interferire sulla dinamica del sistema) e di un giunto visco-elastico, il tutto collegato rigidamente al soggetto in analisi.

Con riferimento alla figura 2.11 l'equazione della dinamica è

$$m\ddot{y}(t) + c(\dot{y}(t) - \dot{x}(t)) + k(y(t) - x(t)) = 0 \quad (2.50)$$

Si aggiunga da entrambi i lati il termine $-m\ddot{x}$ per ottenere

$$m(\ddot{y}(t) - \ddot{x}(t)) + c(\dot{y}(t) - \dot{x}(t)) + k(y(t) - x(t)) = -m\ddot{x}(t) \quad (2.51)$$

Riconoscendo $y(t) - x(t) = u(t)$ e $\ddot{x}(t) = a(t)$ si può riscrivere la 2.51 come

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = -ma(t) \quad (2.52)$$

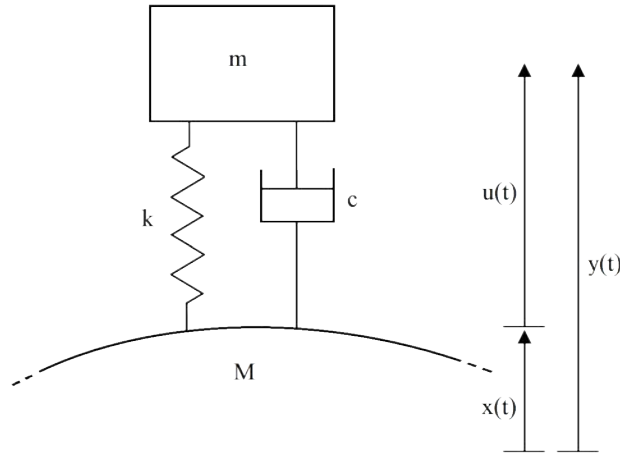


Figura 2.11: Schema di un accelerometro

Dove si definiscono:

- $x(t)$ è lo spostamento assoluto della massa M in esame
- $y(t)$ è lo spostamento assoluto della massa sismica m
- $u(t)$ è lo spostamento relativo tra le due masse
- a è l'accelerazione assoluta del soggetto M

Passando alla notazione vettoriale ed elidendo la dipendenza dal tempo

$$\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + j2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right) u_0 e^{j\phi} = -\frac{m a_0}{k} \quad (2.53)$$

si può ricavare la funzione di trasferimento spostamento-accelerazione

$$\frac{u_0 e^{j\phi}}{a_0} = -\frac{1}{\omega_n^2} \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + j\xi\frac{\omega}{\omega_n}} \quad (2.54)$$

La figura 2.12 riporta l'andamento del modulo della 2.54 descritto dalla 2.55

$$\left|\frac{u_0 e^{j\phi}}{a_0}\right| = \frac{1}{\omega_n^2} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right]^2 + \left[2\xi\frac{\omega}{\omega_n}\right]^2}} \quad (2.55)$$

Il grafico riportato in figura 2.12 risulta molto più significativo in scala logaritmica come quello in figura 2.13

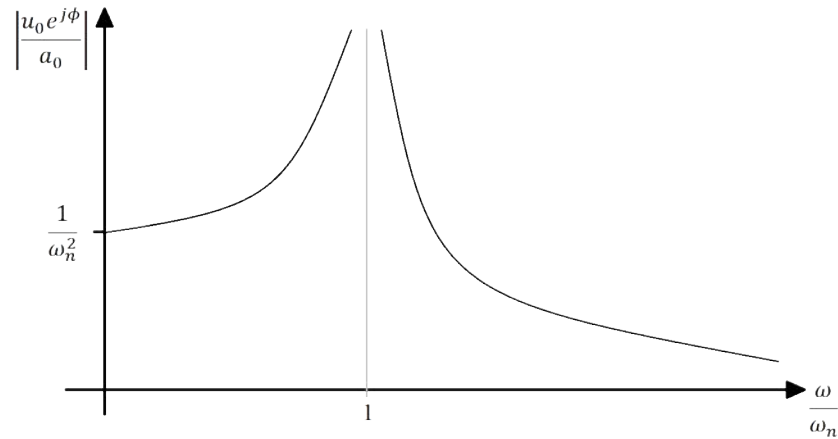


Figura 2.12: Risposta in frequenza di un accelerometro

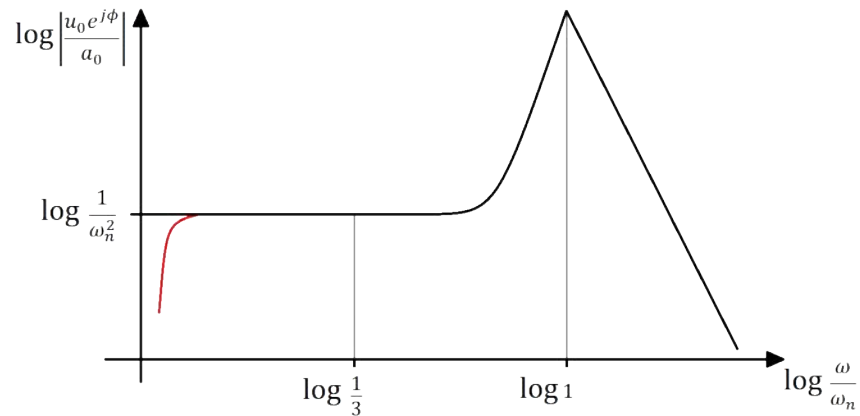


Figura 2.13: Risposta in frequenza di un accelerometro in scala logaritmica

In scala logaritmica si nota come l'accelerometro abbia una risposta lineare fino ad una frequenza pari a circa $1/3 \omega_n$, zona in cui si predilige l'utilizzo.

Per gli accelerometri di tipo piezoelettrico esiste anche un limite inferiore dato dal fatto che la differenza di potenziale sul cristallo porta ad una dissipazione di carica sulle facce, comportamento evidenziato dal segmento in rosso di figura 2.13. Se si vogliono ottenere misure in zona quasi-statica si possono utilizzare accelerometri di tipo MEMS, descritti in precedenza.

Si potrebbe pensare di estendere il range di misura di uno strumento aumentando la pulsazione di risonanza, ovvero irrigidendo il sistema secondo la 2.9. Tuttavia la sensibilità di un accelerometro dipende da $\frac{1}{\omega_n^2}$ quindi cala esponenzialmente al crescere di ω_n e ciò limita la possibilità di ampliare la banda utile.

2.4 SISTEMI CONTINUI

Andando a studiare un sistema continuo, come ad esempio una trave inflessa, si considera un sistema con infiniti gradi di libertà. Nel caso di evoluzione libera da condizioni iniziali diverse da zero, ogni punto del sistema evolverà secondo una propria legge nel tempo: i modi di vibrare saranno quindi rappresentati da autofunzioni.

Si consideri uno spezzone di trave soggetto solamente alla propria forza d'inerzia, distribuita in modo non omogeneo e variabile nel tempo ($f(x, t)$), come quello di figura 2.14.

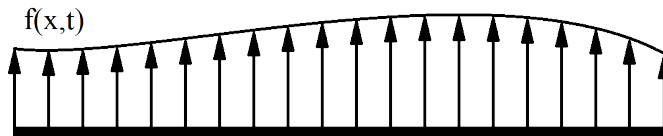


Figura 2.14: Carico distribuito su una trave inflessa

Se si prende in esame un elemento infinitesimo di tale trave questo risulterà soggetto a sforzi di taglio e momento come in figura 2.15

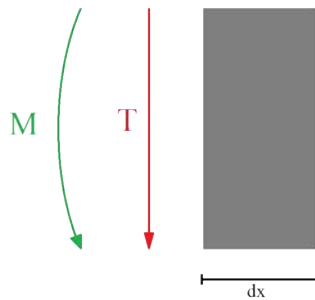


Figura 2.15: Elemento infinitesimo di una trave inflessa

Il taglio a cui sarà soggetto è pari a $\delta T = -f(x, t)\delta x$ e poiché $\frac{\delta M}{\delta x} = -T(x, t)$ risulta

$$\frac{\delta^2 M(x, t)}{\delta x^2} = f(x, t) \quad (2.56)$$

Sostituendo l'equazione della linea elastica

$$M(x) = EJ \frac{\delta^2 U(x, t)}{\delta x^2} \quad (2.57)$$

nella 2.56 si ottiene

$$EJ \frac{\delta^4 U(x, t)}{\delta x^4} = f(x, t) \quad (2.58)$$

E ricordando l'equazione della forza d'inerzia

$f(x, t) = -m a = -m \frac{\delta^2 U(x, t)}{\delta x^2}$ si ha infine

$$m \frac{\delta^2 U(x, t)}{\delta t^2} + EJ \frac{\delta^4 U(x, t)}{\delta x^4} = 0 \quad (2.59)$$

che rappresenta l'equazione di equilibrio del modello continuo.

Per analogia si suppone esista una soluzione sincrona nella forma $U(x, t) = \Phi(x) \cos(\omega t)$ dove $\Phi(x)$ è autofunzione del sistema. Se si sostituisce una soluzione di questo tipo nella 2.59 si ottiene

$$-\omega^2 m \Phi(x) \cos(\omega t) + EJ \frac{d^4 \Phi(x)}{dx^4} \cos(\omega t) = 0 \quad (2.60)$$

Ed eliminando, ancora una volta, la dipendenza dal tempo

$$-\omega^2 m \Phi(x) + EJ \frac{d^4 \Phi(x)}{dx^4} = 0 \quad (2.61)$$

ovvero

$$\omega^2 m \Phi(x) = EJ \frac{d^4 \Phi(x)}{dx^4} \quad (2.62)$$

Per semplicità si pone $\frac{m\omega^2}{EJ} = a$, si può così riscrivere la 2.62 come

$$\frac{d^4 \Phi(x)}{dx^4} = a \Phi(x) \quad (2.63)$$

e sostituendo una soluzione del tipo $e^{\gamma x}$ si ha $\gamma^4 = a$. Se $\omega \neq 0$ allora $a > 0$ e le radici del polinomio caratteristico sono

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \sqrt[4]{a} \\ \gamma_2 &= -\sqrt[4]{a} \\ \gamma_3 &= j\sqrt[4]{a} \\ \gamma_4 &= -j\sqrt[4]{a} \end{aligned} \quad (2.64)$$

L'integrale generale, e quindi l'espressione dell'autofunzione, sarà la combinazione lineare delle quattro soluzioni

$$\Phi(x) = C_1 \cos\left(\frac{b}{L}x\right) + C_2 \sin\left(\frac{b}{L}x\right) + C_3 \sinh\left(\frac{b}{L}x\right) + C_4 \cosh\left(\frac{b}{L}x\right) \quad (2.65)$$

con $b = \sqrt[4]{a}L$.

La 2.65 rappresenta l'equazione di forma dell'elemento e i coefficienti dipendono dalle condizioni di vincolo.

2.4.1 Esempio: trave semplicemente appoggiata

Per esempio se si considera una trave semplicemente appoggiata le condizioni al contorno risultano

$$\begin{aligned}\Phi(0) &= 0 \\ \Phi(L) &= 0 \\ \Phi''(0) &= 0 \\ \Phi''(L) &= 0\end{aligned}\tag{2.66}$$

Si ottiene l'equazione delle frequenze $\sinh(b) \sin(b) = 0$ che, considerando solo i casi per cui $\omega = 0$, si riduce a $\sin(b) = 0$ le cui soluzioni sono

$$b_n = n\pi \quad \forall n \in \mathbb{N}\tag{2.67}$$

Ricordando che $b = \sqrt[4]{\frac{m\omega^2}{EJ}}L$ si possono ricavare le pulsazioni naturali

$$\omega_n = \left(\frac{\pi n}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}}\tag{2.68}$$

In conclusione le autofunzioni che descrivono l'andamento della trave semplicemente appoggiata seguono la 2.69

$$\Phi_n(x) = C_2 \sin\left(\frac{\pi n}{L}x\right)\tag{2.69}$$

Queste hanno la forma di una o più semionde di seno con il numero di nodi pari a $n + 1$, crescente quindi all'aumentare della pulsazione naturale cui si riferiscono. Un nodo equivale di fatto ad un vincolo di appoggio quindi l' n -esimo modo di vibrare equivale al primo di una trave appoggiata su $n + 1$ vincoli posti a distanza L/n tra loro come in figura 2.16.

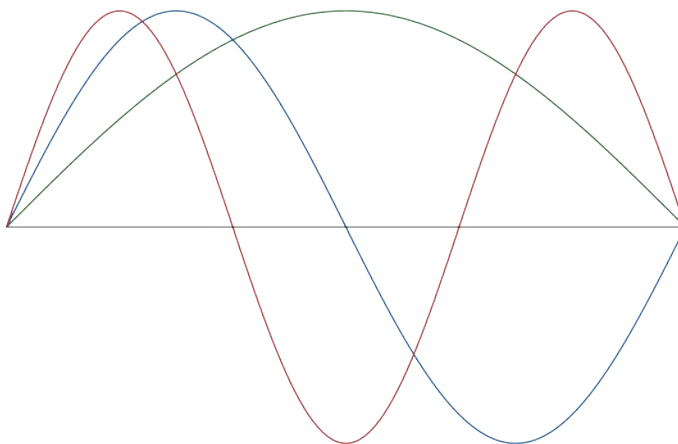


Figura 2.16: Modi di vibrare di una trave semplicemente appoggiata

- Verde: $n = 1$
- Blu: $n = 2$
- Rosso: $n = 3$

2.4.2 Carico modale

Le autofunzioni godono di di tre importanti proprietà:

- Ortogonalità

$$\int_0^L \Phi_n(x)\Phi_m(x)dx = 0 \quad \forall n \neq m \quad (2.70)$$

- Sviluppo in serie

$$U(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)q_n(t) \quad (2.71)$$

dove $q_n(t)$ sono le evoluzioni temporali dei vari oscillatori modali

- Normalizzazione

$$\int_0^L \Phi_k^2(x)m dx = 1 \quad (2.72)$$

Utilizzando queste tre proprietà si può ottenere il disaccoppiamento modale. Si consideri l'equazione di equilibrio descritta dalla 2.59 e si applichi lo sviluppo in serie ottenendo

$$m \frac{\delta^2 \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)q_n(t)}{\delta t^2} + EJ \frac{\delta^4 \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)q_n(t)}{\delta x^4} = 0 \quad (2.73)$$

Sviluppando la doppia derivata temporale

$$m \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)\ddot{q}_n(t) + EJ \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\delta^4 \Phi_n(x)}{\delta x^4} q_n(t) = 0 \quad (2.74)$$

Ricordando la 2.62 la si può sostituire nella 2.74 ed avere

$$m \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)\ddot{q}_n(t) + m\omega^2 \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)q_n(t) = 0 \quad (2.75)$$

Moltiplicando per $\Phi_k(x)$ ed integrando lungo tutta la lunghezza della trave si ha

$$\int_0^L m \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)\Phi_k(x)\ddot{q}_n(t)dx + \int_0^L m\omega^2 \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x)\Phi_k(x)q_n(t)dx = 0 \quad (2.76)$$

Facilmente riscrivibile come

$$\sum_{n=1}^{\infty} \int_0^L m \Phi_n(x) \Phi_k(x) \ddot{q}_n(t) dx + \sum_{n=1}^{\infty} \int_0^L m \omega_n^2 \Phi_n(x) \Phi_k(x) q_n(t) dx = 0 \quad (2.77)$$

I membri delle sommatorie della 2.77 assumono valori nulli per $n \neq k$ e unitari per $n = k$. Si ottengono quindi le equazioni disaccoppiate nella forma $\ddot{q}_k(t) + \omega_k^2 q_k(t) = 0$, con $k \in \mathbb{N}$.

Per analizzare la risposta a condizioni iniziali diverse da zero si pone

$$\begin{aligned} U(x, 0) &= \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x) q_n(0) \\ \dot{U}(x, 0) &= \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x) \dot{q}_n(0) \end{aligned} \quad (2.78)$$

Sfruttando nuovamente l'ortogonalità delle autofunzioni si può scrivere

$$\begin{aligned} \int_0^L U(x, 0) \Phi_k(x) m dx &= \int_0^L \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x) q_n(0) \Phi_k(x) m dx \\ \int_0^L \dot{U}(x, 0) \Phi_k(x) m dx &= \int_0^L \sum_{n=1}^{\infty} \Phi_n(x) \dot{q}_n(0) \Phi_k(x) m dx \end{aligned} \quad (2.79)$$

Si ottiene quindi l'espressione modale delle condizioni iniziali

$$\begin{aligned} q_k(0) &= \int_0^L U(x, 0) \Phi_k(x) m dx \\ \dot{q}_k(0) &= \int_0^L \dot{U}(x, 0) \Phi_k(x) m dx \end{aligned} \quad (2.80)$$

Dall'equazione di equilibrio descritta dalla 2.61 e dalle condizioni iniziali in coordinate modali è possibile determinare l'evoluzione del sistema sfruttando il disaccoppiamento per poi tornare alle coordinate fisiche ricordando la 2.71.

Si consideri ora una trave soggetta a forzanti esterne, l'equazione di equilibrio diventa

$$m \frac{\delta^2 U(x, t)}{\delta t^2} + EJ \frac{\delta^4 U(x, t)}{\delta x^4} = f(x, t) \quad (2.81)$$

Applicando il procedimento di disaccoppiamento come in precedenza la 2.81 è riscrivibile come

$$\ddot{q}_k(t) + \omega_k^2 q_k(t) = \int_0^L f(x, t) \Phi_k(x) dx = L_k(t) \quad (2.82)$$

Dove $L_k(t)$ è il carico modale per un sistema continuo.

La risposta forzata di un oscillatore modale sarà

$$q_k(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h_k(t - \tau) L_k(\tau) d\tau \quad (2.83)$$

con $h_k(t)$ risposta impulsiva del singolo oscillatore modale. È poi possibile tornare alle coordinate fisiche ricorrendo, come in precedenza, alla sovrapposizione modale, ottenendo:

$$U(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \Phi_k(x) \int_{-\infty}^{+\infty} h_k(t - \tau) L_k(\tau) d\tau \quad (2.84)$$

3.1 INTRODUZIONE

Al fine di distinguere la frequenza della forzante dalle risonanze delle colonne si fa necessario portare avanti un'analisi modale. Si potrebbe svolgere questo studio dal punto di vista teorico una volta poste le opportune ipotesi e di conseguenza individuati i vincoli della colonna come nell'esempio visto in precedenza. Purtroppo non è semplice assimilare il modello della colonna di un roller coaster ad una trave con comuni vincoli alle estremità: inferiormente si ha un incastro a telaio ma superiormente la colonna è rigidamente giunta al binario, il quale è a sua volta giunto ad altre colonne. Ne risulta un sistema difficilmente modellizzabile, è quindi necessario svolgere uno studio prettamente sperimentale per ottenere le pulsazioni di risonanza delle componenti d'interesse.

Un ulteriore scopo potrebbe essere quello di verificare il dimensionamento modale sviluppato in fase di simulazione CAD.

3.2 SOGGETTI MISURATI

A causa delle tempistiche ridotte da numerose problematiche avute con la sensoristica si è fatta una selezione degli elementi da misurare e non si sono potute considerare, ad esempio, tutte le colonne. Questa selezione ha seguito sia motivi sperimentali che motivi pratici.

Per quanto riguarda le colonne di sostegno ai binari, andando in ordine a partire dalla piattaforma di carico/scarico, la prima ad essere oggetto di misura è la cosiddetta L_3 , dove L sta per *lift*, la cui posizione è visibile in figura 3.1.

Questa colonna è stata presa in considerazione a causa della sua lunghezza. Si è infatti ricercato quel soggetto che potesse restituire le frequenze più basse e con maggiore intensità per avere una maggiore sicurezza di poter rilevare con i sensori a disposizione le sue pulsazioni proprie e le relative armoniche. La trave, su cui gli accelerometri sono stati posizionati come in figura 3.2, ha anche il pregio di trovarsi in una zona in cui la vettura si muove a velocità circa costante e appoggia con tutto il suo peso sul binario. Ci si aspetta dunque che la colonna possa riportare vibrazioni causate dalle ruote della vettura ed in maniera poco variabile.

Procedendo si passa alla colonna denominata C_3 , dove C sta banalmente per *Column*.

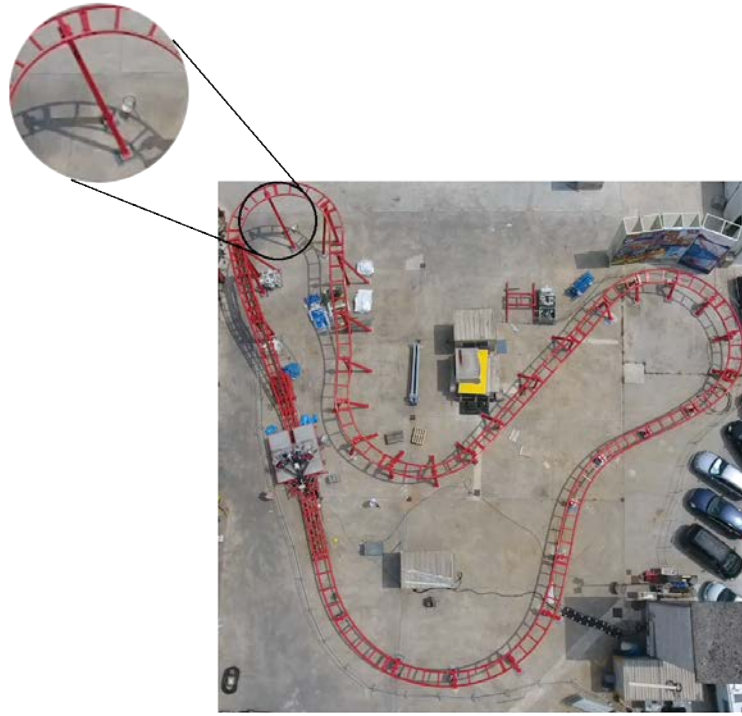


Figura 3.1: Colonna L3



Figura 3.2: Sensori posizionati sulla colonna L3

Questa colonna si trova in fondo alla prima discesa, come visibile da figura 3.3, ed in particolare proprio lungo la zona in cui il binario si riallinea al pavimento presentando una curvatura concava verso l'alto (si veda figura 3.4). Lungo un tratto del genere la vettura scarica sulla struttura una forza aggiuntiva, oltre al suo peso, che si suppone possa essere utile nella trasmissione di vibrazioni dalle ruote alla colonna stessa.

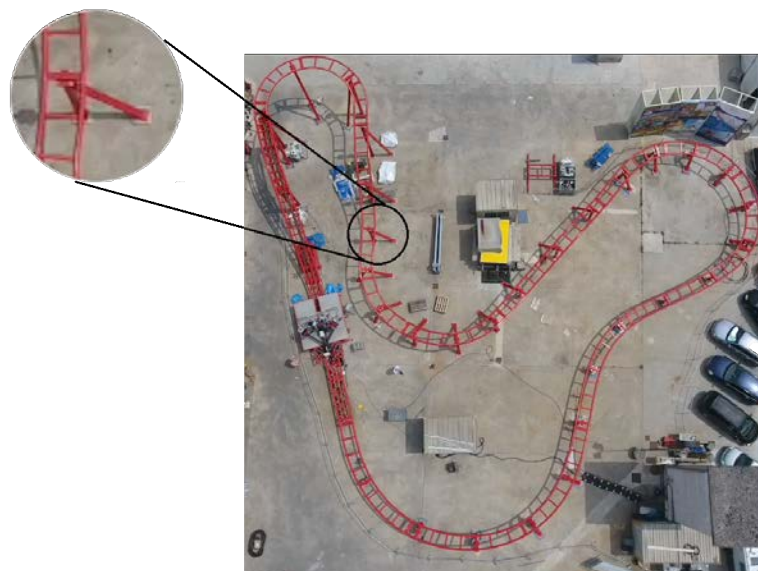


Figura 3.3: Colonna C₃

La colonna C₅ non presenta nulla di particolare se non il fatto di trovarsi vicino alla vettura in zona di carico/scarico, la posizione è evidenziata in figura 3.5.

Nell'intenzione di ottenere una misura sincronizzata tra il carrello e la struttura si è avuta la necessità di scegliere la colonna C₅ in quanto si sono utilizzati due sensori *LORD MicroStrain* in parallelo. Per poter avviare l'acquisizione nello stesso istante è necessario posizionare un Gateway comune tra i due nodi, non si sono potuti quindi mettere quest'ultimi molto distanti tra loro.

L'ultima colonna testata è quella indicata in figura 3.6. La scelta di questa colonna segue un principio ibrido tra quello di colonna L₃ e di colonna C₃, ovvero la velocità circa costante e il carico sul binario. Il binario all'altezza della C₁₀ si presenta circa piatto e parallelo al terreno permettendo di approssimare la velocità ad una costante. Inoltre la leggera salita (figura 3.7) causa il maggior impatto del peso del veicolo sul binario stesso.

Da non trascurare anche il fatto che la traiettoria è rettilinea, le ruote gireranno, dunque, tutte alla stessa velocità, nel caso in cui un encoder fosse posizionato su una di queste non si avrebbero problemi di velocità differenziali.



Figura 3.4: Curvatura al termine della prima discesa, evidenziata in azzurro la colonna C3

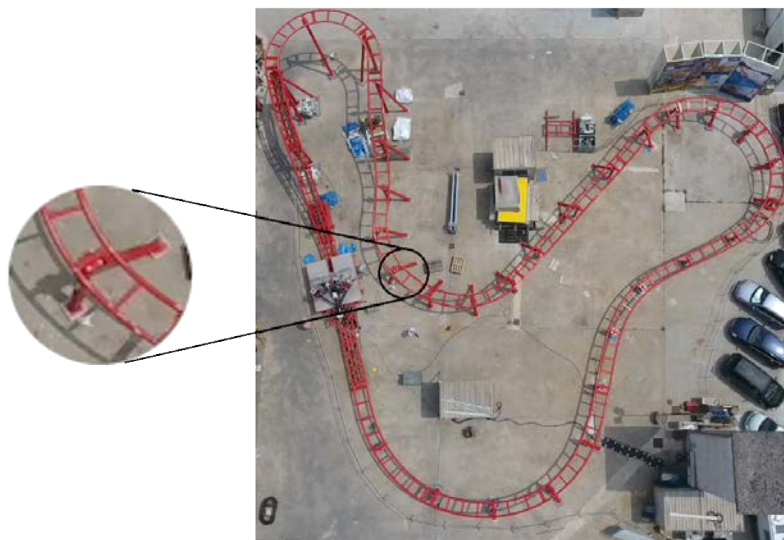


Figura 3.5: Colonna C5

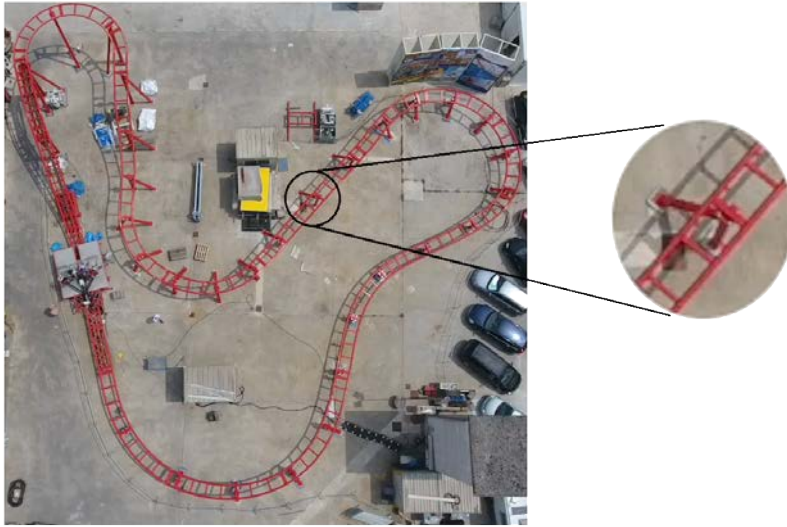


Figura 3.6: Colonna C10



Figura 3.7: Salita in zona della colonna C10

3.3 ANALISI MODALE

Come detto in precedenza, allo scopo di poter distinguere l'evoluzione libera di un sistema dalla sua risposta forzata, si è eseguita un'analisi modale sperimentale delle colonne sopra citate.

La tecnica utilizzata per portare avanti tale analisi vuole emulare il più possibile l'utilizzo di un martello strumentato (figura 2.8). Questo strumento permette di misurare la forzante fornita e sfruttando la 2.49 è facile ricavare la FRF operando una semplice frazione.

Purtroppo tale strumentazione non è disponibile in azienda e ci si è quindi accontentati di utilizzare un martello non strumentato, questa approssimazione risulta accettabile nel momento in cui la trasformata di un impulso segue la 3.1

$$F[\delta(t)] = 1 \quad (3.1)$$

Riprendendo dunque la 2.49 e considerando un ingresso impulsivo si ha

$$H(j\omega) = \frac{X(j\omega)}{1} = X(j\omega) \quad (3.2)$$

Sotto l'ipotesi che la forzante fornita da una martellata possa essere approssimata ad un impulso si può concludere che la risposta forzata del sistema è circa uguale alla sua risposta in frequenza ($H(j\omega) \approx X(j\omega)$).

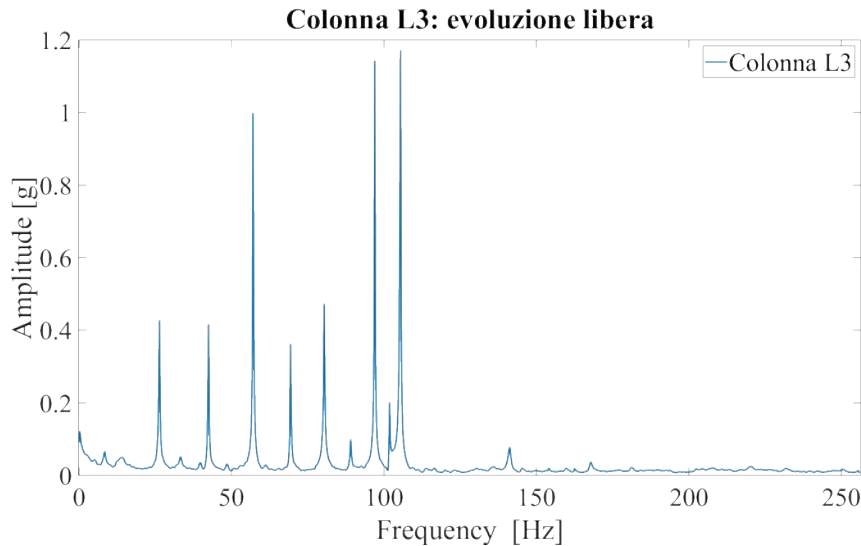
I dati che verranno mostrati in seguito derivano, salvo indicazioni specifiche, dal sensore sviluppato dalla *LORD MicroStrain*, in particolare si è studiato l'asse 3 dello strumento, ovvero l'asse perpendicolare alle facce delle colonne. La trasformazione in frequenza è stata eseguita nell'ecosistema *Matlab* tramite la semplice operazione $\text{fft}(X)$.

Ogni analisi ha previsto una serie di forzanti (martellate), ognuna di queste ha portato alla creazione di uno spettro, di questi si è poi eseguita una media per ridurne i picchi casuali. Gli spettri riportati in seguito sono tutti frutto di medie tra più acquisizioni.

3.3.1 Risultati

L'analisi modale effettuata su una delle colonne più alte, identificata come L_3 , ha portato allo spettro di figura 3.8

É facilmente osservabile che le frequenze con modulo maggiore sono le due nell'intorno dei 100 Hz, precisamente a 96,9755 Hz e 105,4193 Hz. Si tratta di frequenze estremamente alte rispetto alle aspettative ma queste possono essere legate a dinamiche non modellizzate come, per esempio, il cosiddetto "effetto tamburo". In pratica si starebbe misurando la vibrazione della faccia della colonna

Figura 3.8: Spettro della FRF della colonna L_3

sulla quale è posizionato il sensore, che è semplicemente una lamina d'acciaio spessa qualche millimetro, larga 20 cm e alta quanto la colonna.

Un'altra ipotesi vede il martello stesso come fonte di una vibrazione di alto modulo ad alta frequenza, questo potrebbe iniziare a vibrare in concomitanza dell'impatto trasmettendo il suo moto sulla colonna, purtroppo ciò non è verificabile a causa dell'assenza di un martello strumentato.

Un ulteriore possibile concausa che possa spiegare un tale comportamento è il posizionamento stesso dell'accelerometro, questo potrebbe infatti trovarsi in prossimità di uno dei nodi delle frequenze principali. Questo può comportare che le ampiezze alle basse frequenze siano ridotte rispetto a quanto sarebbero realmente.

Se si volesse svolgere un'analisi modale più completa si potrebbe pensare di ripetere gli esperimenti posizionando i sensori a diverse altezze ma non sarebbe di nostro interesse. Infatti lo scopo è quello di identificare le pulsazioni di risonanza piuttosto che i loro moduli. Gli accelerometri verranno successivamente posizionati nelle stesse posizioni per cui l'andamento dello spettro rimarrà pressoché costante.

Se si guardano le altre risonanze si ha un andamento più comune, ovvero le ampiezze calano all'aumentare della frequenza a meno di eccezioni come il picco a 57,0595 Hz.

Il comportamento è diverso da quanto visto per il caso di trave semplicemente appoggiata ed è differente anche se paragonato con altri casi noti come *trave appoggio-incastro*, *trave incastro-incastro*, *trave cerniera-incastro* o altri. Questo perché una colonna di un roller coaster presenta sicuramente un vincolo ad incastro inferiormente mentre superiormente non è bene definito. Tale vincolo è ad incastro rispetto

ai binari, tuttavia questi non sono fissi a telaio ma ad altre colonne. Ne risulta che il vertice superiore della colonna è costretto dalla rigidità della struttura ma non presenta gradi di libertà completamente vincolati a telaio.

La colonna L_3 ha successivamente subito un leggero cambiamento: per permettere l'installazione dei sensori *Rockwell Automation* si è installata una clampa di massa non trascurabile che varia la risposta in frequenza della colonna stessa.

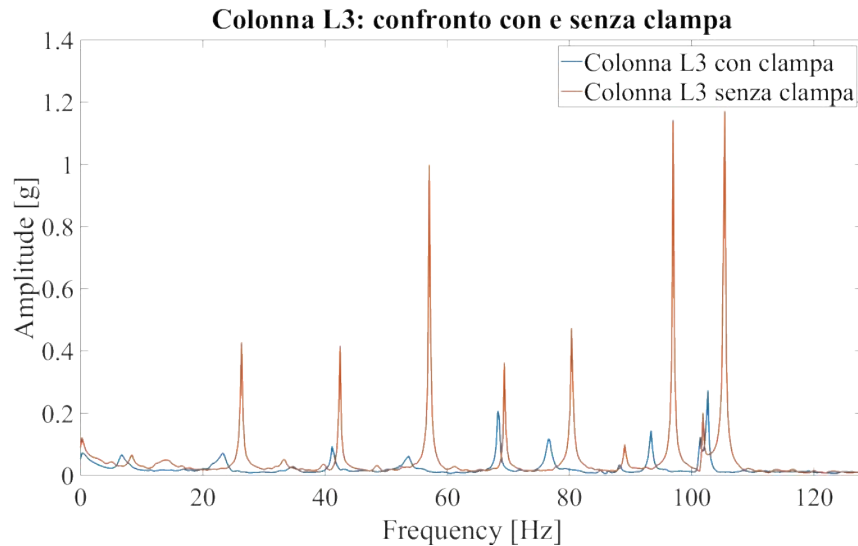


Figura 3.9: Confronto tra gli spettri delle FRF della colonna L_3 con e senza clampa

Se si osserva figura 3.9 si nota come tutte le frequenze si abbassino leggermente, infatti l'incremento di massa riduce le pulsazioni naturali dei sistemi, basti ricordare, ad esempio, la 2.68.

Passando alla colonna C_3 lo spettro risultante è quello di figura 3.10

Come si può notare le frequenze di risonanza risultano in generale più alte, quella ad ampiezza maggiore si trova a 120,3743 Hz mentre quella base (frequenza minima) sembra essere quella a 64,4862 Hz.

Questi risultati sono conformi alle aspettative in quanto la colonna C_3 , essendo a valle della prima discesa, è più corta della L_3 . Ricordando nuovamente la 2.68, a puro livello intuitivo, si capisce che al calare della lunghezza della trave (L) le pulsazioni naturali aumentano, condizione verificata dagli esperimenti.

La colonna C_5 si trova poco distante dalla C_3 e ha circa la sua stessa lunghezza, infatti se si guarda lo spettro di figura 3.11 si nota essere molto simile a quello di figura 3.10

Entrambe presentano la massima ampiezza intorno ai 120 Hz, precisamente 120,3743 Hz per la C_3 e 120,1549 Hz per la C_5 . Le altre risonanze differiscono tra loro probabilmente dovute sia al differente vincolo posto sul vertice alto sia al differente posizionamento delle

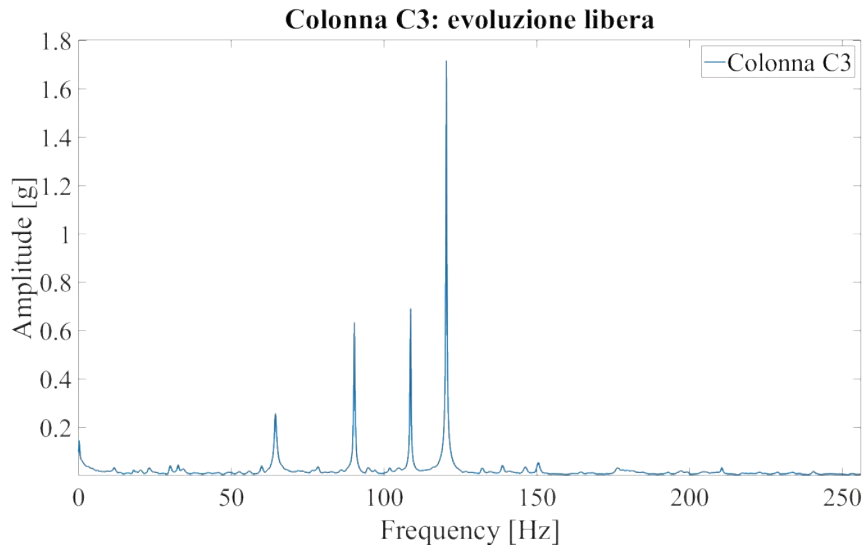


Figura 3.10: Spettro della FRF della colonna C3

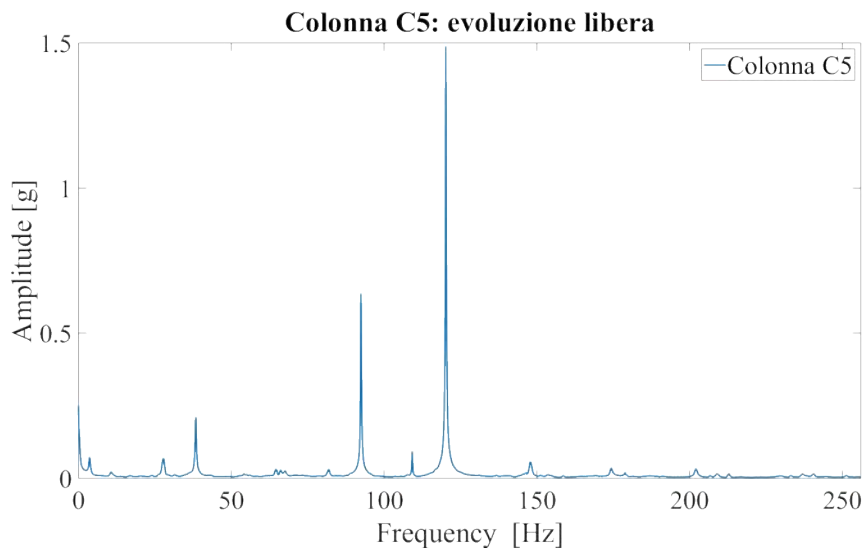


Figura 3.11: Spettro della FRF della colonna C5

due: la colonna C5 si presenta inclinata rispetto al terreno di circa 45° diversamente dalla precedente che è verticale, questo può comportare una diversità nei modi di vibrare che non siano lungo l'asse analizzato.

In ultima analisi si riporta lo spettro della colonna C10, questa presenta il comportamento più vicino alle aspettative, infatti, se si guarda figura 3.12 si nota che la prima armonica si trova a 16,861 Hz con un'ampiezza di 6,1414 g mentre tutte le successive hanno un modulo inferiore.

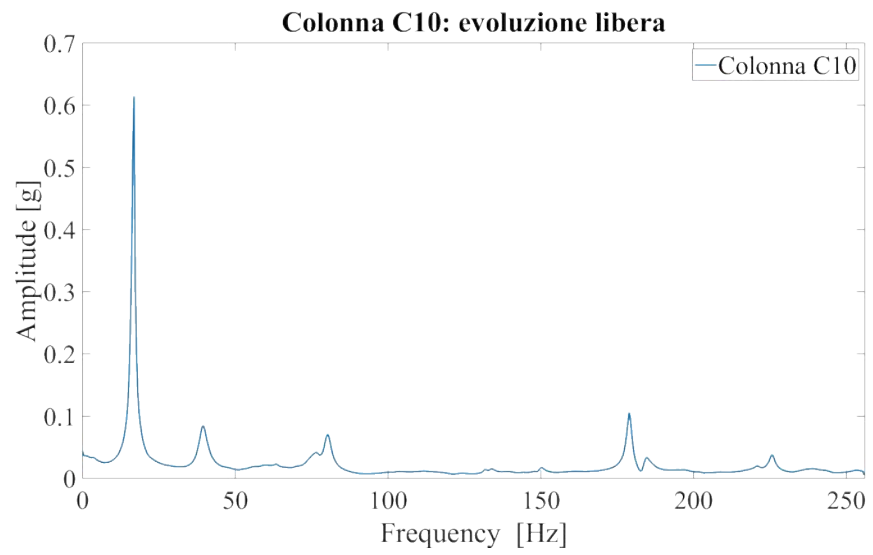


Figura 3.12: Spettro della FRF della colonna C10

MISURE PER L'IDENTIFICAZIONE DI GUASTI

4.1 INTRODUZIONE

Misure successive all'analisi modale servono allo scopo di identificare una o più caratteristiche dell'andamento di uno qualsiasi dei componenti studiati che sia sintomo di un guasto avvenuto o incipiente.

Per far ciò è necessario creare una serie di modelli di comportamento standard che identifichi la macchina come "perfettamente funzionante". Questo storico viene creato per le colonne prese in analisi oltre che per la vettura.

I casi che si sono analizzati riguardano condizioni di salute notabili per le ruote:

- Ruota integra
- Ruota scollata
- Ruota con cricca
- Ruota rotta superficialmente

Tali condizioni verranno spiegate più approfonditamente in seguito.

Particolarmente rilevante per la caratterizzazione dei comportamenti degli elementi misurati è l'analisi spettrale, sarà questo il principale strumento di distinzione.

Quindi lo scopo della creazione dei suddetti *modelli standard* è quello di ricercare la possibilità di individuare un'anomalia dalla differenza effettuata tra lo storico del corretto funzionamento con uno nuovo affetto da rotture o deformazioni, che siano incipienti o meno.

4.2 RISPOSTA FORZATA DAL PASSAGGIO DELLA VETTURA CON RUOTE INTEGRE

La fase successiva all'analisi modale prevede lo studio del comportamento delle colonne e del blocco ruote quando la forzante non è un impulso, o una sua approssimazione, ma è il passaggio stesso della vettura, prima di tutto, con le ruote integre.

Inoltre si può controllare che il passaggio della vettura non vada ad eccitare dei modi di vibrare delle colonne. Questo comporterebbe un'amplificazione della risposta del sistema, cosa che potrebbe influire sull'esperienza della giostra riducendo il livello di "smooth" ma soprattutto potrebbe ridurre la vita utile sforzando a fatica alcune sue componenti.

4.2.1 Colonne

Ripercorrendo l'ordine precedente la misura sulla colonna L_3 restituisce una forma d'onda come quella di figura 4.1.

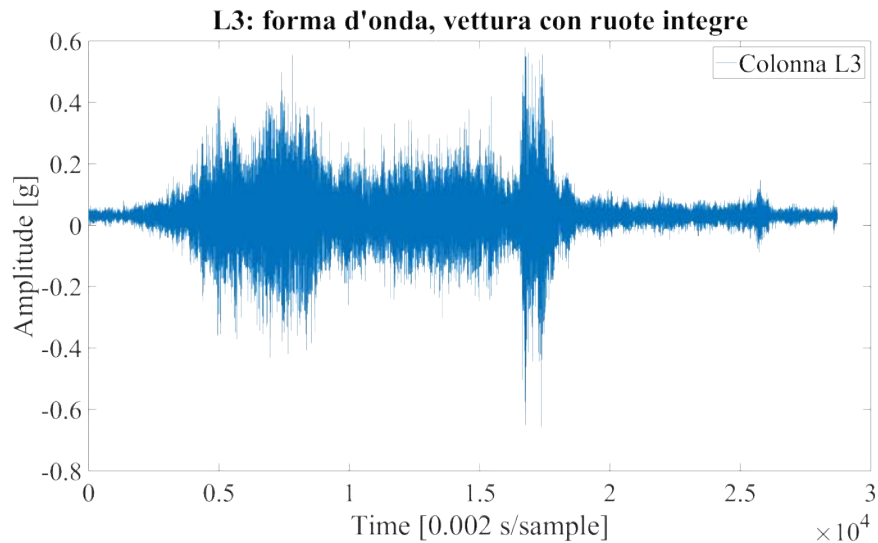


Figura 4.1: Forma d'onda della risposta della colonna L_3 alla forzante data dalla vettura con ruote integre

Lo spettro che ne risulta è quello di figura 4.2 dal quale si può notare che i moduli sono ovviamente molto ridotti rispetto all'analisi modale, il massimo si ha a 116,0354 Hz con un valore di 0,0036763 g.

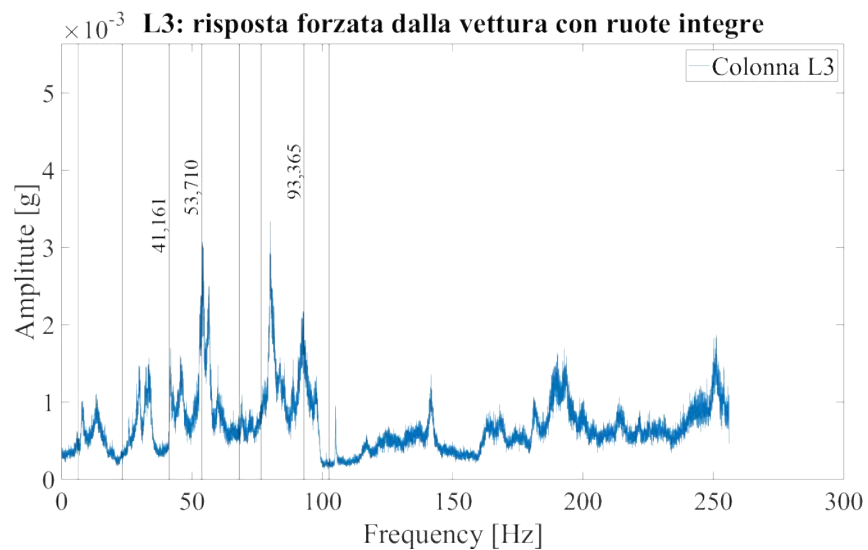


Figura 4.2: Spettro della risposta della colonna L_3 alla forzante data dalla vettura con ruote integre

In figura sono riportate alcune righe verticali coincidenti con tutti i picchi misurati durante l'analisi modale della colonna L_3 di figura 3.8, si può da qui notare che vi è coincidenza tra picchi di risposta

forzata e FRF in corrispondenza di tre frequenze, quelle il cui valore è riportato in figura.

Si è così verificato che la vettura va ad eccitare le pulsazioni proprie della colonna ma le ampiezze totali sono comunque molto limitate, questo aspetto è quindi trascurabile.

La presenza degli altri picchi, al di fuori di quelli già visti, è da attribuirsi a numerosi fattori difficili da distinguere ma comunque causati dalla vettura. Si è così creato uno *spettro standard* discostandosi dal quale si dovrebbe essere in grado di individuare rotture o danni incipienti.

Proseguendo, lo spettro risultante dalla colonna C₃ è quello mostrato in figura 4.3. Anche in questo caso le righe verticali rappresentano le risonanze trovate durante l'analisi modale ma ora tutte e quattro sono visibili anche durante la risposta forzata, diversamente dal caso precedente.

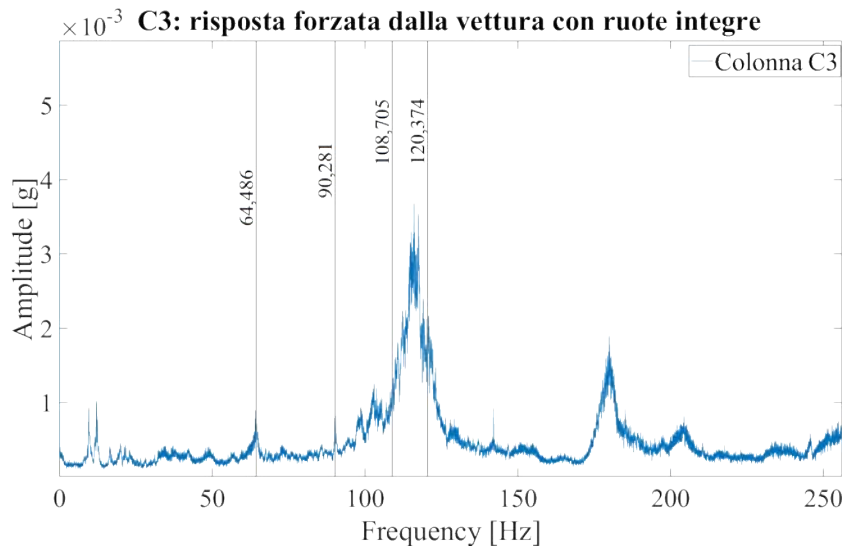


Figura 4.3: Spettro della risposta della colonna C₃ alla forzante data dalla vettura con ruote integre

In particolare le due a più bassa frequenza presentano delle ampiezze molto ridotte ma comunque distinguibili mentre le rimanenti due sembrano confondersi in un'unica armonica intorno ai 115 Hz.

Per le rimanenti colonne C₅ e C₁₀ le valutazioni sono simili a quelle svolte per le precedenti. Per onor di cronaca se ne riportano i due spettri, rispettivamente in figura 4.4 e 4.5.

Ad ogni modo se si considerano tutti gli spettri ottenuti nel caso in cui la forzante sia data dalla vettura con ruote integre, ovvero le figure 4.2, 4.3, 4.4 e 4.5, si possono osservare dei leggeri picchi a basse frequenze scorrelati dai modi di vibrare delle stesse colonne. Questi possono essere attribuiti alla velocità di rotazione delle ruote del coster, in particolare quelle frontali, di diametro maggiore, sulle

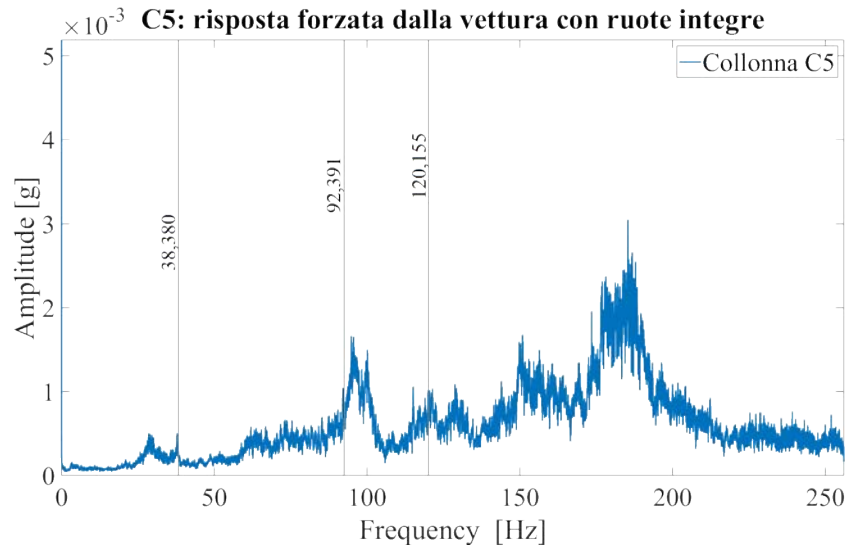


Figura 4.4: Spettro della risposta della colonna C5 alla forzante data dalla vettura con ruote integre

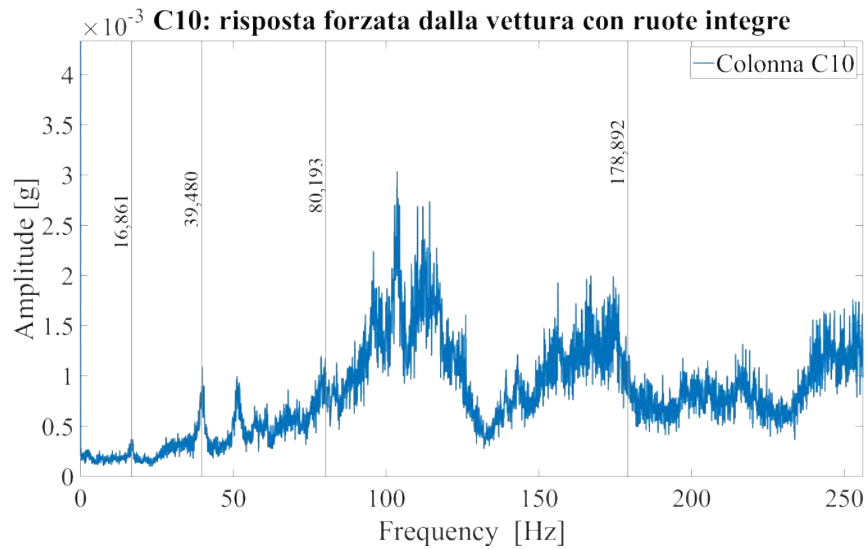


Figura 4.5: Spettro della risposta della colonna C10 alla forzante data dalla vettura con ruote integre

quali grava maggiormente il peso della vettura visto il suo baricentro particolarmente sbilanciato in avanti.

4.2.2 *Vettura*

Ultimo oggetto di misura è la vettura stessa. Il sensore è stato posizionato sul blocco ruote come mostrato in figura 4.6 con lo scopo di osservare in maniera più diretta possibile i difetti sulla ruote stesse. Infatti un limite che portano con se le misure sulle colonne è la trasmissione della vibrazione lungo la trave, cosa che può rivelarsi poco efficace. Al contrario il posizionamento di un accelerometro così vicino all'oggetto dell'analisi è ipoteticamente più affidabile.

In particolare i dati che verranno riportati saranno riferiti all'asse 1 dell'accelerometro, ovvero l'asse verticale, in quanto lungo quella direzione ci si aspetta di vedere variazioni nel modo di vibrare delle ruote.

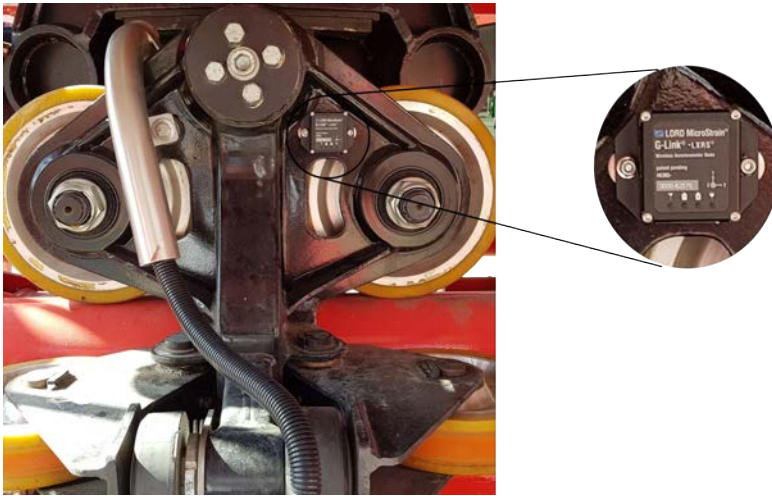


Figura 4.6: Posizionamento dell'accelerometro sulla vettura

L'analisi spettrale svolta sul carrello restituisce il grafico di figura 4.7. Di per se uno spettro del genere è quasi del tutto privo di informazioni utili ma, come già ripetuto in precedenza, tale andamento trova la sua massima importanza nel determinare lo stato di "ruota integra".

Si vedranno in seguito importanti comparazioni tra questo risultato ed i successivi.

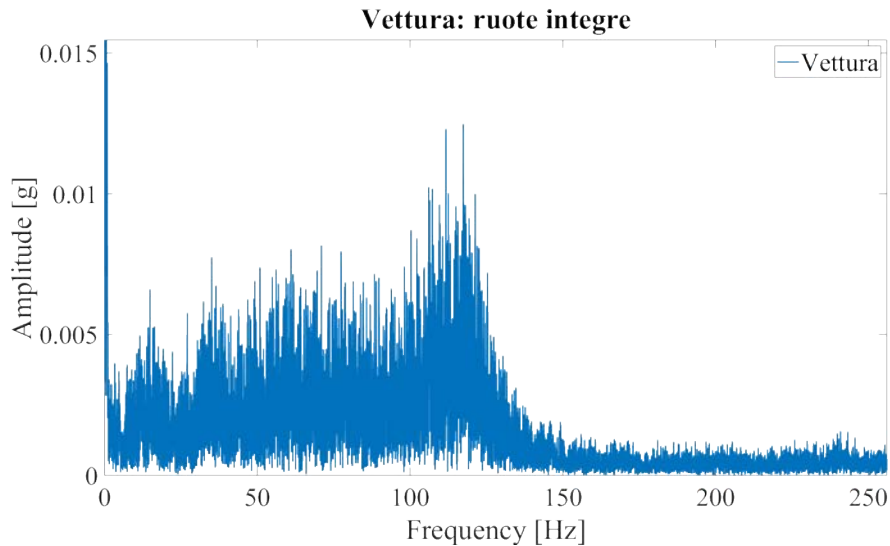


Figura 4.7: Spettro della vettura in caso di ruote integre, asse verticale

4.3 RUOTA SCOLLATA

Il primo tipo di danno che si è analizzato è quello che prevede lo scollamento della parte esterna da quella interna della ruota, questa condizione è sintomo dell'incorrere di una rottura che verrà approfondita in seguito. Identificarlo significa quindi prevenire che la ruota si rompa compromettendone completamente l'utilizzo.

Una ruota è infatti composta da due parti, una interna in alluminio e una esterna in poliuretano, le due tenute insieme da una uno strato di collante. Una vettura che gira lungo il tracciato fa sì che avvenga il surriscaldamento della ruota a causa dell'attrito tra questa e il binario, è quindi necessario dissipare calore ed è per questo che l'anima è composta in alluminio e il poliuretano è il più fino possibile.

La maggior dissipazione si ha lungo i binari anziché, come si potrebbe pensare, sul mozzo, sarebbe quindi buona norma mantenerli il più puliti possibile. Per questo e per la presenza di difetti costruttivi, che possono inficiare la dissipazione, può avvenire lo scollamento che si presenta come uno svuotamento della sezione tra le due parti causata dalla fusione del polimero, un esempio è riportato in figura 4.8 (tale esempio riporta una condizione di scollamento in stato esageratamente avanzato per rendere l'idea di ciò che si sta andando ad osservare).

Per simulare tale condizione si è effettuata una fresatura tra parte interna ed esterna, si veda figura 4.10, causando un distacco tra le due simile alla condizione reale. Per maggiore chiarezza si fornisce figura 4.9 che rappresenta la sezione trasversale di una ruota soggetta a fresatura.

Ci si aspetterebbe quindi uno sbilanciamento della ruota dovuto alla mancanza di materiale lungo una parte della circonferenza. Si pre-



Figura 4.8: Esempio di ruota soggetta a "scollatura"

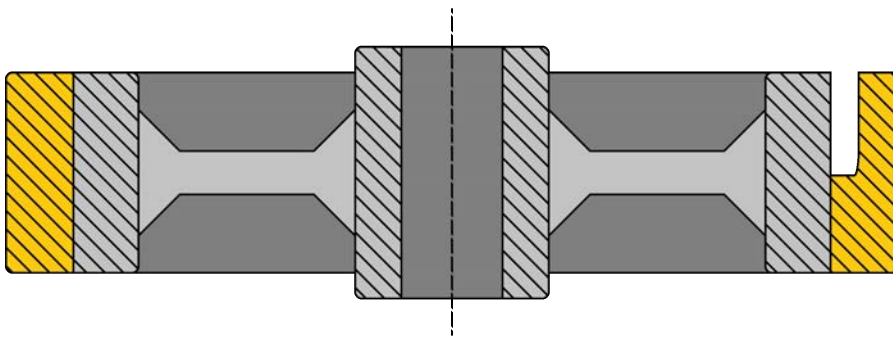


Figura 4.9: Sezione trasversale di ruota fresata

vede quindi di essere in grado di notare un incremento, seppur minimo, del modulo alle basse frequenze in corrispondenza della velocità di rotazione delle ruote.



Figura 4.10: Ruota fresata per la simulazione del caso di ruota “scollata”

4.3.1 Colonne

Una delle numerose misure effettuate con l'accelerometro *wsta-base-lxrs* sulla colonna *L3*, comparata con i risultati precedenti, restituisce lo spettro di figura 4.11.

Da questa si può notare che le ipotesi precedenti sembrano trovare conferma in quanto alle frequenze intorno ai 50 Hz e ai 100 Hz la dinamica ottenuta con la ruota scavata ha un modulo maggiore.

In realtà l'intero spettro generato dalla seconda simulazione presenta ampiezze superiori e ciò può essere associato ad una velocità complessivamente superiore della vettura.

È infatti comune che la velocità di un coaster vari in funzione di caratteristiche ambientali quali vento, umidità, temperatura etc.

Diversamente, se si misura la colonna *C5* sotto le stesse condizioni, si ottiene il grafico di figura 4.12. Questa mostra un evidente stallo nel comportamento di quest'ultima colonna in quanto i due spettri ottenuti sotto differenti condizioni sono quasi perfettamente sovrapponibili.

Un'ulteriore analisi si è effettuata sulla colonna *C10*. I dati così ottenuti, descritti da figura 4.13, non riportano alcun tratto distintivo che possa essere sintomo di una ruota fresata in maniera univoca e non casuale.

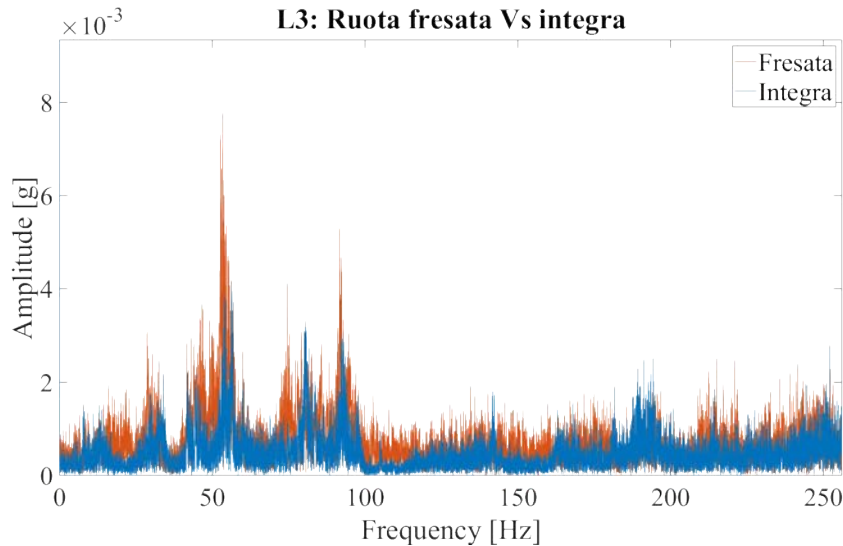


Figura 4.11: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna L_3 con ruota integra e con ruota fresata

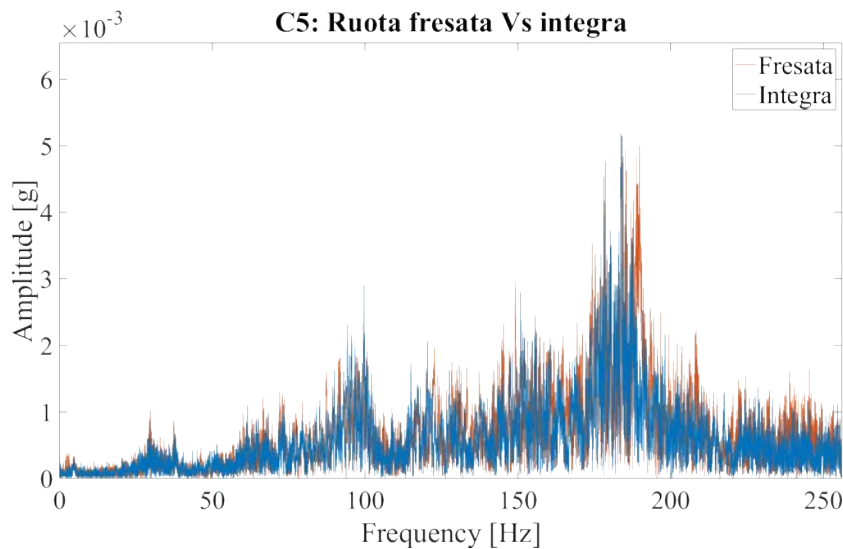


Figura 4.12: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C_5 con ruota integra e con ruota fresata

4.3.2 *Vettura*

L'ultima acquisizione in cui la vettura avesse montata la ruota fresata si è effettuata sulla vettura stessa.

Come detto in precedenza ci si aspetta che una misura come questa possa essere particolarmente rivelatrice di danni sulle ruote stesse. In particolare si ritiene di poter osservare lo sbilanciamento di cui sopra.

Questo caso si è rivelato particolarmente interessante, basti guardare figura 4.14 raffigurante un confronto diretto tra gli spettri ottenuti sulla vettura in prossimità dei due tipi di ruota considerati.

Si nota subito che quanto atteso viene nuovamente smentito: alle

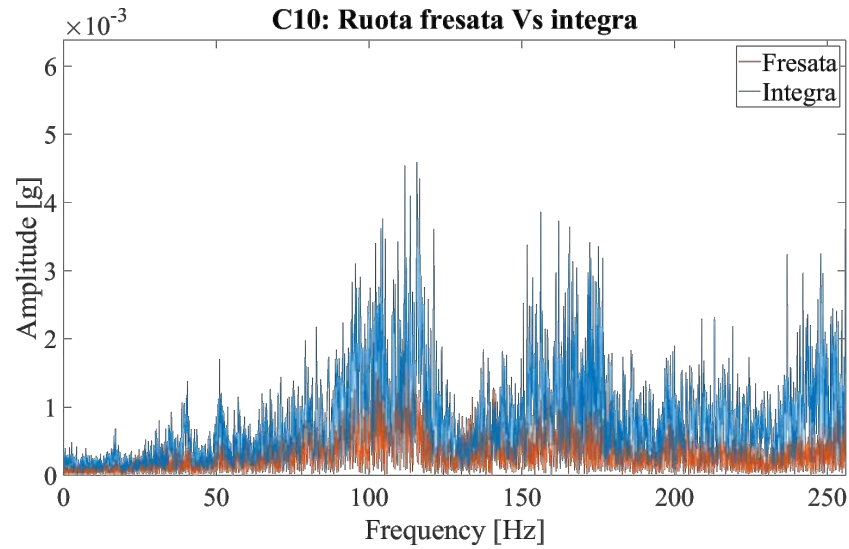


Figura 4.13: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna *C10* con ruota integra e con ruota fresata

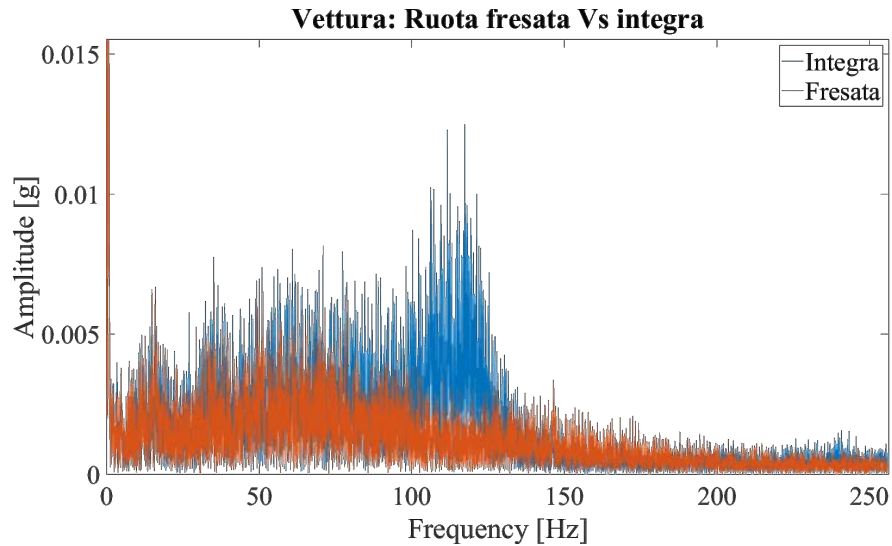


Figura 4.14: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla vettura con ruota integra e con ruota fresata

basse frequenze (indicativamente sotto i 50/60 Hz) le ampiezze sono approssimativamente identiche.

Ciò che è interessante è che vi è un evidente smorzamento della banda intorno ai 120 Hz, come se la ruota si comportasse da filtro passa-basso tra il binario e il sensore. Se, in effetti, si riguardano le figure 4.8 e 4.10 si può constatare che vi è un parte della ruota esterna a sbalzo su quella interna. Questa sezione si muove come un elemento visco-elastico la cui fdt coincide con quella di un LPF.

Si noti che le misure si sono rivelate ripetibili, si ha quindi a disposizione uno strumento in grado di individuare ed identificare lo scollamento della ruota attraverso l'analisi vibrazionale.

4.4 RUOTA CON CRICCA

La seconda tipologia di rottura tipica che si è analizzata è quella causata da una cricca superficiale come quella mostrata in figura 4.15.

Una rottura di questo tipo è successiva ad un processo di scollamento ed è dovuta al carico della vettura sul poliuretano indebolito.

Si presenta come un distaccamento di un elemento triangolare di una parte della ruota esterna, per emulare questa condizione si è riutilizzata la ruota precedentemente fresata e si è sviluppato un taglio sull'elemento a sbalzo ottenendo la ruota di figura 4.16.



Figura 4.15: Esempio di ruota affetta da una rottura da cricca

Quello che ci si aspetta è un comportamento simile al precedente ma con la differenza che l'intaglio eseguito risulti in un ingresso forzante a gradino che vada ad eccitare maggiormente le frequenze proprie delle colonne.



Figura 4.16: Ruota tagliata per la simulazione del caso di ruota rotta da cricca

4.4.1 Colonne

Il risultato atteso viene confermato, in particolar modo, dalla risposta della colonna L_3 la quale, essendo la più alta, permette un'oscillazione più ampia, quindi più facilmente misurabile.

Il grafico di figura 4.17 evidenzia quest'incremento di modulo, causato dal "gradino", intorno ai 30 Hz e ai 50 Hz mentre a frequenze maggiori i due spettri si equivalgono.

Diversamente sulla colonna C_5 , la cui risposta è riportata in figura 4.18, non vi è un evidente incremento dei moduli corrispondenti alle pulsazioni di risonanza ma si può distinguere una maggiore eccitazione intorno ai 30 Hz, in corrispondenza del range di frequenze di rotazione delle ruote del carrello. Quest'ultima indica un ingresso periodico al sistema sincrono alla ruota più grande, sede dell'intaglio.

La colonna C_{10} presenta un comportamento completamente differente rispetto ai precedenti. Guardando il relativo spettro di figura 4.19 si vede, al contrario di quanto ci si possa aspettare, che lo spettro risultante dalla ruota intagliata rimane costantemente al di sotto di quello in condizioni normali di funzionamento. È probabile che la ruota così modificata freni la vettura e poiché si tratta di un rollercoaster a gravità questo risulta in una minore velocità, soprattutto al-

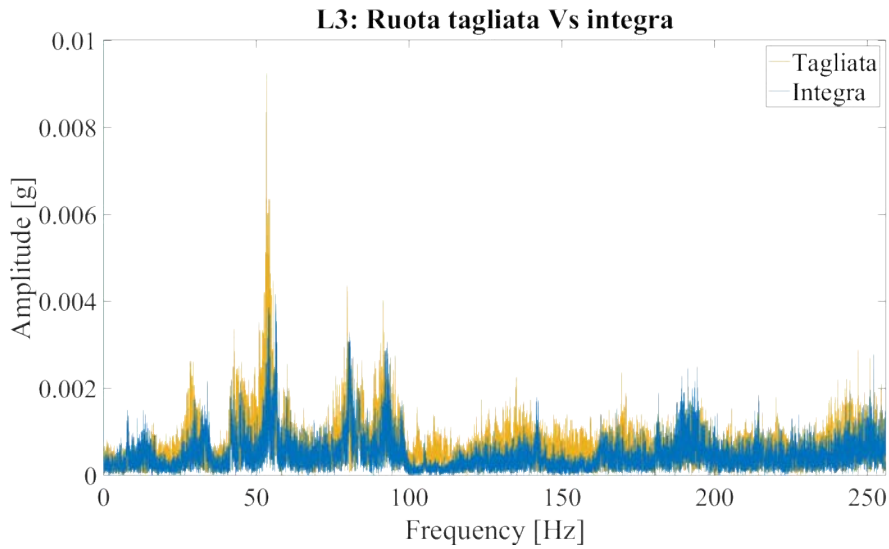


Figura 4.17: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna L_3 con ruota integra e con ruota tagliata

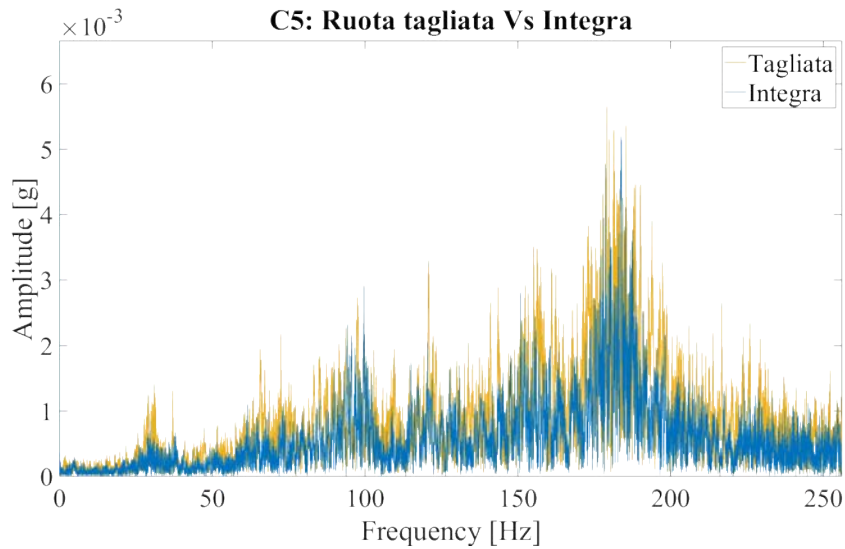


Figura 4.18: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C_5 con ruota integra e con ruota tagliata

l'altezza della colonna C_{10} che è la più lontana tra quelle considerate, giustificando il risultato ottenuto.

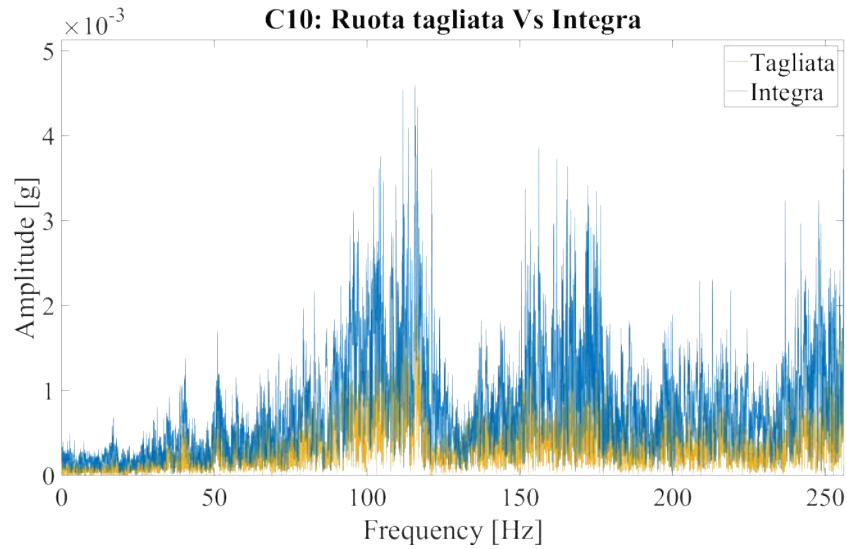


Figura 4.19: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C10 con ruota integra e con ruota tagliata

4.4.2 Vettura

Come per il caso precedente la misura effettuata sul blocco ruote si è rivelata particolarmente interessante. Si guardi lo spettro in figura 4.20, si possono notare due caratteristiche fondamentali

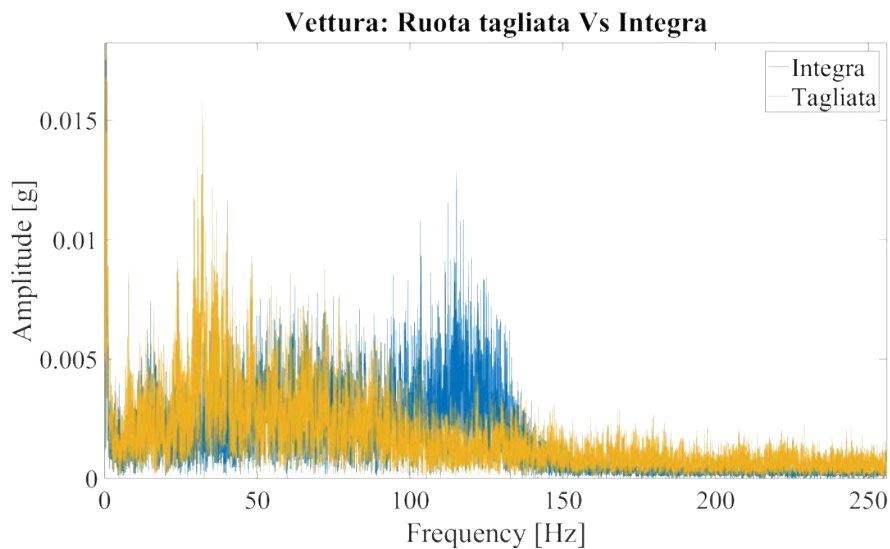


Figura 4.20: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla vettura con ruota integra e con ruota tagliata

- Comportamento passa-basso: legato alla fresatura atta ad emulare il danno di scollamento visto in precedenza
- Picchi alle basse frequenze: legati al taglio sulla ruota che risulta in una forzante sincrona alla frequenza di rotolamento della

stessa

A verifica di quest'ultimo si osservi figura 4.21, il peso della vettura deforma la zona intagliata, è quindi intuitivo che il sensore riporti elevate ampiezze intorno ai 30 Hz.



Figura 4.21: Effetto del peso della vettura sul danno a taglio

4.5 RUOTA ROTTA SUPERFICIALMENTE

L'ultimo caso di danno studiato è quello riportato in figura 4.22, trattasi di un tipo di rottura che vede il distaccarsi di alcune sezioni superficiali di dimensione compresa tra 1 e 2 cm.



Figura 4.22: Esempio di ruota affetta da una rottura superficiale

Tale disgregazione è causata dalla presenza di materiale più o meno grande sui binari, per questo accade durante i primi lanci successivi all'installazione o ad una manutenzione, è quindi il caso meno probabile tra quelli presi in analisi, tuttavia la sua identificazione in maniera automatica può prevenire problemi come il rallentamento e quindi lo stop di un soggetto lungo il tracciato. Si noti che la manutenzione periodica sarebbe totalmente inefficace in questo caso in quanto manca uno stato di incipienza e si presenta da un giro all'altro.

La simulazione di questo tipo di rottura si è svolta effettuando alcuni fori sulla superficie di una ruota nuova come in figura 4.23.

Si attende un comportamento simile all'effetto gradino causato dalla cricca ma senza l'andamento passa-basso in quanto manca il "gap" tra parte interna ed esterna della ruota ma vi è comunque la presenza di discontinuità.



Figura 4.23: Ruota forata per la simulazione del caso di ruota rotta superficialmente

4.5.1 Colonne

Come nei due casi precedenti il primo soggetto d'analisi è la colonna più alta, la L_3 . La misura su questa colonna restituisce lo spettro di figura 4.24 il quale mostra, lungo tutto l'asse delle ascisse, un modulo dato dalla ruota forata maggiore rispetto al caso standard.

Appare dunque confermata l'ipotesi secondo la quale la ruota trattata in questo modo eccita la colonna a tutte le frequenze creando uno spettro effettivamente simile al caso con ruota integra ma di modulo complessivamente maggiore.

La colonna denominata C_5 non restituisce alcuna caratteristica utile all'identificazione di un danno di questo tipo. Si osservi figura 4.25, non è possibile distinguere univocamente i due spettri in maniera chiara e ripetibile, si potrebbe evincere solamente che la ruota in questione è sana oppure solo leggermente danneggiata.

Nemmeno la C_{10} restituisce informazioni utili o quantomeno distinguibili. I risultati riportati in figura 4.26 testimoniano il fatto che non vi è una variazione apprezzabile nel comportamento di quest'ultima colonna.

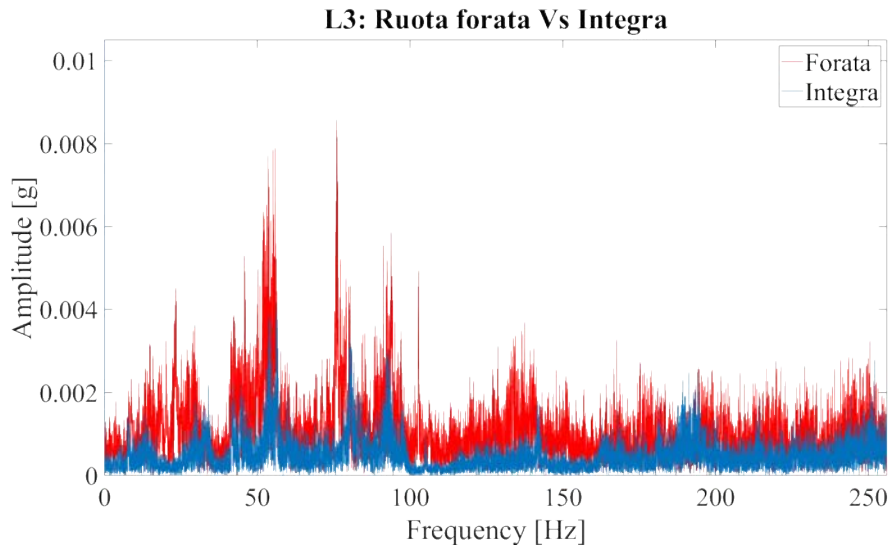


Figura 4.24: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna L_3 con ruota integra e con ruota forata

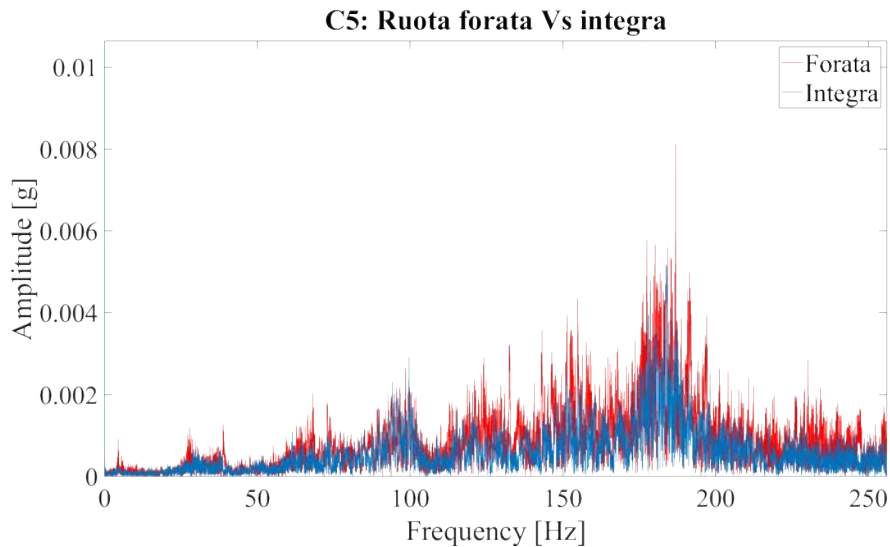


Figura 4.25: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C_5 con ruota integra e con ruota forata

4.5.2 *Vettura*

Anche in quest'ultimo caso le misure sul blocco ruote si sono dimostrate le più significative. In precedenza si era notato prima un comportamento passa-basso ed in seguito, oltre al già citato effetto LPF, un aumento dei picchi a bassa frequenza.

Lo spettro in rosso di figura 4.27 mostra un andamento nuovo rispetto ai già citati, in questo caso si avvicina al comportamento di un rumore bianco in quanto a tutte le frequenze l'ampiezza rimane circa costante.

In particolare la più importante differenza si ha oltre i 130 Hz dove

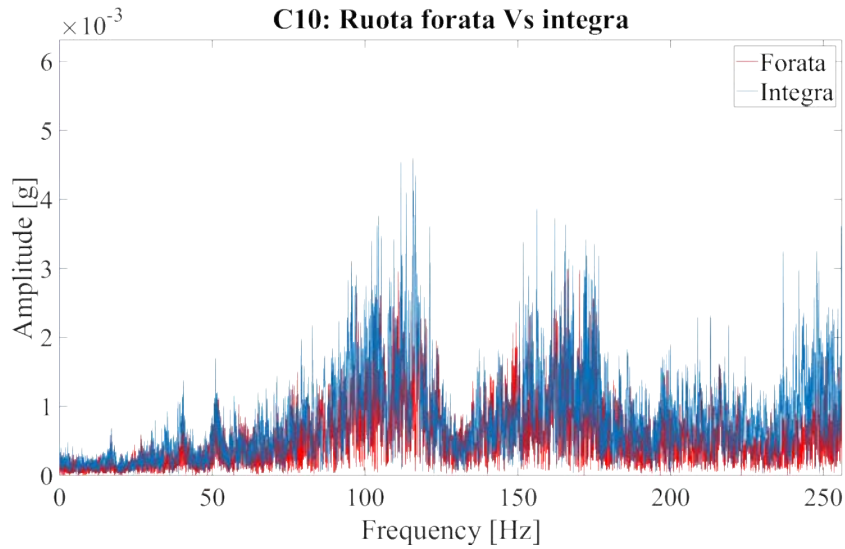


Figura 4.26: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla colonna C10 con ruota integra e con ruota forata

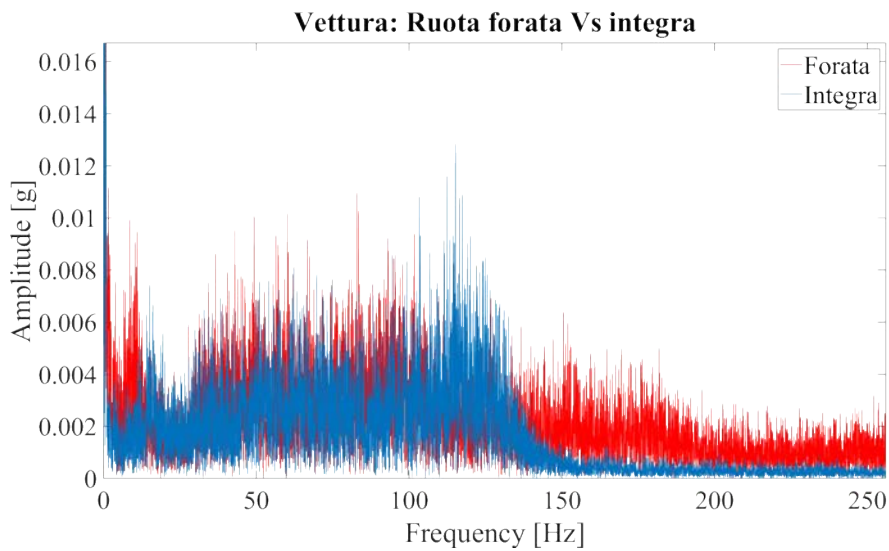


Figura 4.27: Confronto tra gli spettri ottenuti sulla vettura con ruota integra e con ruota forata

la ruota forata causa ampiezze evidentemente maggiori.

Questo risultato è sia distinguibile che ripetibile, si ha quindi un modo per individuare danni superficiali attraverso l'analisi frequenziale sulla vettura.

IMPLEMENTAZIONE DI UN SISTEMA DI CLASSIFICAZIONE AUTOMATICO

5.1 INTRODUZIONE

Un ultimo obiettivo del progetto è quello di implementare un sistema in grado di indicare autonomamente quale sia lo stato di una ruota con lo scopo di ottenere un avviso di “*fault*” indipendente dal controllo periodico del manutentore.

Si è quindi provato a sviluppare un classificatore autonomo e lo strumento utilizzato a tal fine è il tool di Matlab *Classification Learner* che permette di testare il *machine learning* supervisionato attraverso diversi strumenti di classificazione.

L’ipotesi di partenza è quella di poter dividere i dati ottenuti dalle misure sul blocco ruote in gruppi sfruttando l’esperienza fatta durante le sperimentazioni.

L’utilizzo di questo tool prevede tre fasi distinte, la seconda delle quali più complessa delle altre ma gestita autonomamente da Matlab:

- Creazione del Data-Base (DB)
- Training
- Scelta del classificatore

5.2 CREAZIONE DEL DATA-BASE

L’addestramento di un *classifier* richiede la creazione di un database che contenga per prima cosa i dati dai quali creare le classi ed inoltre un indicazione del gruppo al quale appartiene ogni dato. Si è in effetti accennato il concetto di *machine learning* “supervisionato”, ovvero una tecnica di apprendimento automatico che prevede una divisione esplicita dei dati in ingresso in gruppi. Si distingue dal “non supervisionato” in quanto quest’ultimo non richiede la definizione del gruppo di appartenenza ma adopererà autonomamente una suddivisione in categorie.

Il Data-Base creato si compone di un totale di 40 file, 10 per ogni tipologia di ruota: integra, fresata, tagliata e forata. Ognuno di questi si divide in 5 dati sintetici ricavati dalla forma d’onda acquisita sulla vettura ed individuati grazie al lavoro svolto in precedenza:

- RMS del segnale
- Varianza

IMPLEMENTAZIONE DI UN SISTEMA DI CLASSIFICAZIONE
AUTOMATICO

	1 RMS	2 Var	3 LowBand	4 MidBand	5 HighBand	6 Response
1	1.0225	0.0472	0.0092	0.0172	9.7680e-04	0
2	1.0230	0.0478	0.0165	0.0316	8.7894e-04	0
3	1.0219	0.0505	0.0097	0.0161	0.0044	0
4	1.0227	0.0486	0.0119	0.0167	0.0044	0
5	1.0234	0.0487	0.0134	0.0169	0.0045	0
6	1.0247	0.0490	0.0134	0.0179	0.0049	0
7	1.0254	0.0487	0.0113	0.0121	0.0095	0
8	1.0239	0.0459	0.0114	0.0107	0.0094	0
9	1.0261	0.0475	0.0143	0.0121	0.0129	0
10	1.0246	0.0456	0.0149	0.0122	0.0116	0
11	1.0185	0.0339	0.0110	0.0047	0.0030	1
12	1.0166	0.0333	0.0139	0.0056	0.0036	1
13	1.0145	0.0334	0.0130	0.0051	0.0032	1
14	1.0127	0.0330	0.0141	0.0050	0.0033	1
15	1.0117	0.0330	0.0135	0.0050	0.0032	1
16	1.0089	0.0315	0.0096	0.0037	0.0022	1
17	1.0100	0.0327	0.0131	0.0054	0.0030	1
18	1.0097	0.0326	0.0140	0.0056	0.0033	1
19	1.0086	0.0321	0.0138	0.0052	0.0028	1
20	1.0077	0.0320	0.0136	0.0047	0.0030	1
21	1.0301	0.0319	0.0139	0.0034	0.0021	2
22	1.0292	0.0326	0.0208	0.0050	0.0027	2
23	1.0277	0.0333	0.0211	0.0048	0.0028	2
24	1.0279	0.0351	0.0225	0.0047	0.0024	2
25	1.0273	0.0360	0.0230	0.0051	0.0029	2
26	1.0250	0.0337	0.0194	0.0040	0.0028	2

Figura 5.1: Data-Base per l'identificazione dello stato di una ruota

- Potenza di banda tra i 20 e i 60 Hz
- Potenza di banda tra i 100 e i 140 Hz
- Potenza di banda tra i 150 e i 255 Hz

Gli ultimi tre corrispondono alle bande alle quali sono state trovate le maggiori differenze tra le varie condizioni, si ottiene così una rete neurale veloce da addestrare. Utilizzare tutto lo spettro, composto da migliaia punti, potrebbe risultare troppo oneroso, dal punto di vista del calcolo, soprattutto nell'ottica di un futuro utilizzo esteso.

Scendendo nel dettaglio quando si è passati da ruota integra a fre-sata si è osservato un calo, nello spettro, delle ampiezze tra i 100 Hz e i 140 Hz circa. Dopo il taglio sulla ruota si è notato un aumento delle vibrazioni intorno alla velocità di rotazione, ovvero tra i 20 Hz e i 60Hz. Infine la ruota forata ha portato l'amplificazione di tutte le alte frequenze.

Ne risulta il Data-Base di figura 5.1 dove le prime 5 colonne compongono i dati sintetici di cui sopra e la sesta, denominata "Response", è la colonna sulla quale vengono assegnati dei valori indice del gruppo di appartenenza.

5.3 TRAINING E SCELTA DEL CLASSIFICATORE

Come precedentemente accennato la seconda fase è la più complessa in quanto prevede di effettuare il *training* di numerosi modelli ma la forza del tool è proprio quella di affrontare questa fase in maniera automatica restituendo un indice percentuale di accuratezza. Questo indice viene ottenuto in fase di verifica, ovvero una fase successiva al training che vede fornire lo stesso Data-Base al classificatore addestrato, quest'ultimo restituisce la sua previsione che viene poi confrontata con la classe reale, il rapporto tra le previsioni esatte e il numero di test compone l'indice di accuratezza.

Si possono "allenare" modelli come *decision tree*, *discriminant analysis*, *logistic regression*, *naive bayes*, *support vector machines*, *nearest neighbor* e *ensemble classifiers*. La gamma è quindi ampia ma l'indice di accuratezza restituito è un primo grosso aiuto alla scelta del classificatore adatto.

La scelta è infine ricaduta sul "Linear SVM" (*Support Vector Machine*) classifier. Una volta effettuato il training l'accuratezza risultante è del 97,5%, ovvero un errore su 40 dati. Si può vedere da figura 5.2 (definita matrice di confusione) che tale errore vede assegnare un valore di 1 ad una variabile che sarebbe 3, traducendo il classificatore scambia una ruota forata per una fresata.

Uno sbaglio di questo genere è perfettamente accettabile poiché vi è confusione tra due ruote comunque rotte, ne risulterebbe che la vettura dovrebbe comunque fermarsi per una sostituzione. Se invece il SVM prevedesse che una ruota è sana quando è invece danneggiata si rischierebbe di far girare una vettura non sicura, cosa non ammissibile. Al contrario si potrebbero tollerare dei falsi allarmi, ovvero degli avvisi di *fault* anche se la ruota è integra, rimanendo in regime di sicurezza.

5.3.1 *Support Vector Machine*

Si forniscono ora alcune informazioni riguardanti le macchine a vettori di supporto ricavate da [12], la trattazione non sarà dettagliata in quanto non si tratta della principale materia di studio tutt'al più di uno strumento del quale si fa uso. Si vuole allora fornire un quadro generale utile alla comprensione dell'argomento.

L'articolo pubblicato on-line da Savan Patel ref definisce un algoritmo SVM come un classificatore discriminante formalmente definito da un iperpiano di separazione, in pratica un algoritmo di *machine learning* supervisionato il cui output è un iperpiano ottimo in termini di categorizzazione di nuovi ingressi.

Si consideri, per esempio, di avere un Data-Base di dati distinti in due categorie e che questi siano caratterizzati da una coppia di variabili ognuno, si potrà allora riportare il tutto in un grafico come

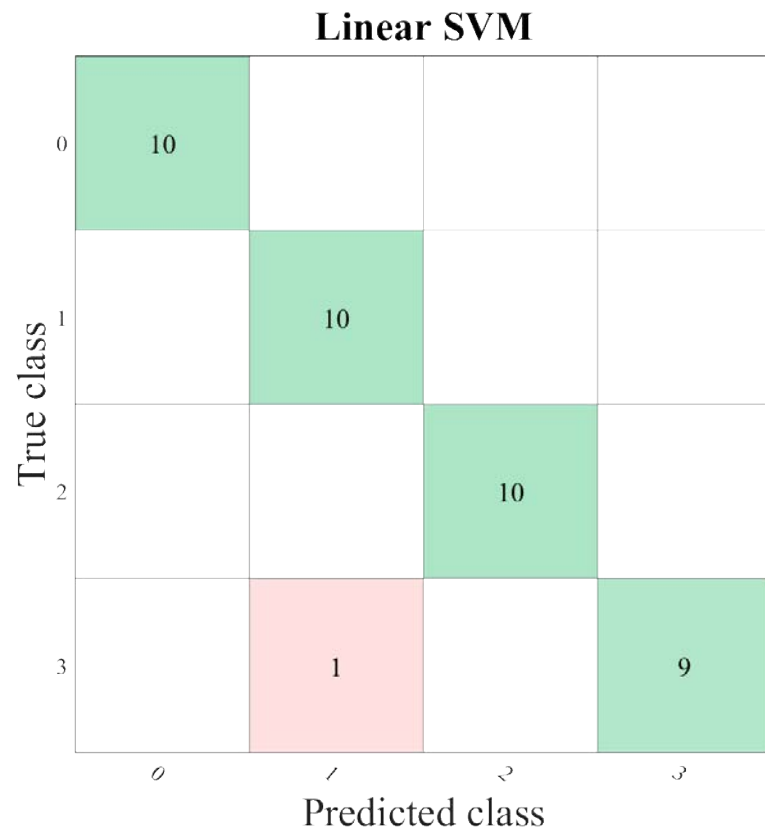


Figura 5.2: Matrice di confusione

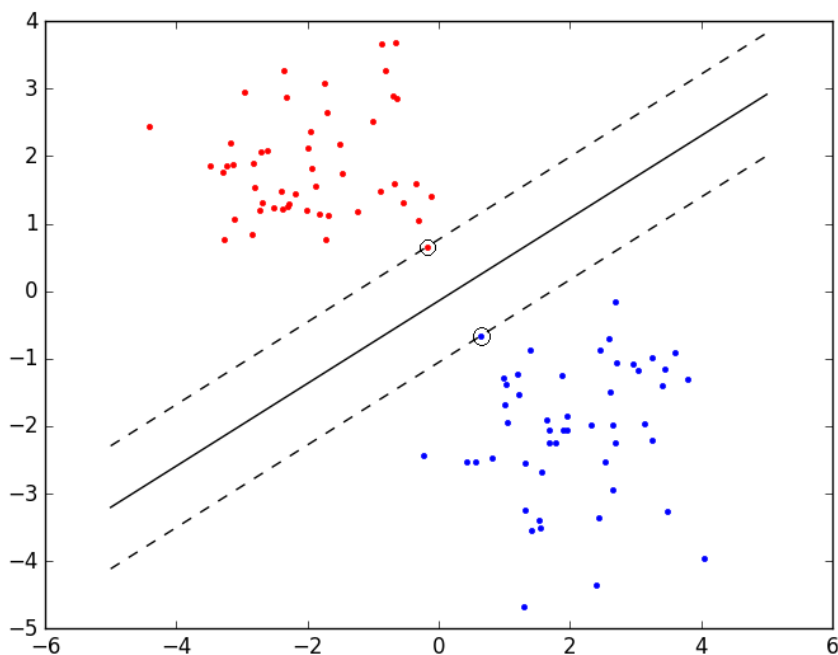


Figura 5.3: SVM: Iperpiano in due dimensioni

quello di figura 5.3. Un iperpiano in uno spazio bidimensionale, come quello dell'esempio, risulta in una retta che intuitivamente separa i due gruppi.

Obiettivo del SVM è quello di trovare quell'iperpiano che meglio divide le famiglie di dati forniti seguendo alcune linee guida. In termini generali, quando il numero di dimensioni aumenta l'equazione del separatore segue la 5.1 fornita da ref.

$$f(\vec{x}) = \vec{w} \times \vec{x} + b \quad (5.1)$$

dove \vec{x} è il vettore degli ingressi, \vec{w} il vettore normale all'iperpiano e b un valore di offset.

CONCLUSIONI

L'elaborato raccoglie una moltitudine di analisi vibrazionali su più componenti di un roller-coaster sotto diverse condizioni di stato di una delle ruote della vettura al fine di creare una tecnica di identificazione del danno.

I dati ottenuti mostrano come l'applicazione di accelerometri sulle colonne restituisca risultati discontinui mentre la vettura stessa costituisce una fonte di informazioni maggiormente affidabile.

Tutti e quattro i casi studiati riportano uno spettro distinguibile nella condizione in cui il sensore sia posizionato sul blocco ruote:

- Ruota integra: caso standard
- Ruota scollata: comportamento passa-basso
- Ruota con cricca: comportamento passa-basso e risonanze alle basse frequenze
- Ruota rotta superficialmente: incremento dei moduli alle alte frequenze

Si può quindi concludere che l'analisi vibrazionale effettuata sul blocco sede di una ruota affetta da uno dei danneggiamenti previsti è in grado di identificare e distinguere tali imperfezioni.

Danni distinguibili anche attraverso un algoritmo di *machine learning* di tipo supervisionato, ovvero il *Support Vector Machine* con un accuratezza del 97,5%. Strumento facilmente implementabile in una logica automatica di supervisione con il fine di aumentare il livello di sicurezza della macchina.

In futuro si prevede di incrementare il numero dei casi-studio e dare motivo di applicazione di questo tipo di analisi su più macchine. Ad esempio la verifica di coppia di tenuta dei bulloni potrebbe dare nuova vita alla misurazione delle colonne.

Si vorrà infine applicare questa e altre tecnologie su tutto il parco macchine Zamperla.

APPENDIX



SCHEDA TECNICA ACCELEROMETRO:
1443-ACC-GP-T

Sensors

1443-ACC-GP-T Accelerometer

Table 6 - 1443-ACC-GPT Accelerometer Specifications

Attribute	Value	
Performance		
Sensitivity ($\pm 10\%$) ⁽¹⁾	10.2 mV/(m/s ²)	100 mV/g
Measurement range	± 785 m/s ²	± 80 g
Frequency range ($\pm 5\%$) ⁽²⁾	2.0... 14 kHz	120... 840000 cpm
Frequency range (± 3 dB)	0.8... 19 kHz	48... 1140000 cpm
Resonant frequency, typical	28 kHz	1680 kcpm
Broadband resolution (1... 10000 Hz), typical	2943 μ m/s ²	300 μ g
Non-linearity ⁽³⁾	$\pm 1\%$	$\pm 1\%$
Transverse sensitivity	< 5%	< 5%
Environmental		
Overload limit (shock)	49050 m/s ² pk	5000 g pk
Temperature range	-55... +140 °C	-67... +284 °F
Enclosure Rating	IP66 to 68, depending upon the cable assembly used.	IP66 to 68, depending upon the cable assembly used.
Electrical		
Settling time (within 1% of bias)	< 2.0 s	< 2.0 s
Discharge time constant	≥ 0.5 s	≥ 0.5 s
Excitation voltage	18... 28V DC	18... 28V DC
Constant current excitation	2... 20 mA	2... 20 mA
Output impedance	< 150 Ω	< 150 Ω
Output bias voltage	10... 12V DC	10... 12V DC
Electrical isolation (case)	> 10 ¹⁰ Ω	> 10 ¹⁰ Ω
Electrical protection	500V	500V
Physical		
Size (hex x height)	19x36 mm	3/4 x 1.42 in.
Weight, approx.	48 g	1.7 oz
Mounting thread ⁽⁴⁾	M8 x 1.25 mm male	1/4-28 UNF male
Mounting torque	8 N·m	6 ft·lb
Sensing element	Ceramic	
Sensing geometry	Shear	
Housing material	Stainless Steel	
Sealing	Welded hermetic	
Electrical connector	Two-pin-MIL-C-5015	
Electrical connector position	Top	
Supplied Accessories ⁽⁵⁾	1443-STD-0-0	
	1443-STD-0-M8	
	Calibration Certificate	

(1) Conversion factor 1 g = 9.81 m/s².

(2) Hz = 60 cpm (cycles per minute).

(3) Zero-based, least-squares, straight-line method.

(4) 1/4-28 UNF has no equivalent in metric units.

(5) Calibration @80 Hz per ISO 9001-2008

Figure 5 - Sensitivity Change vs. Frequency for the Accelerometer (Same for All 1443 Series)

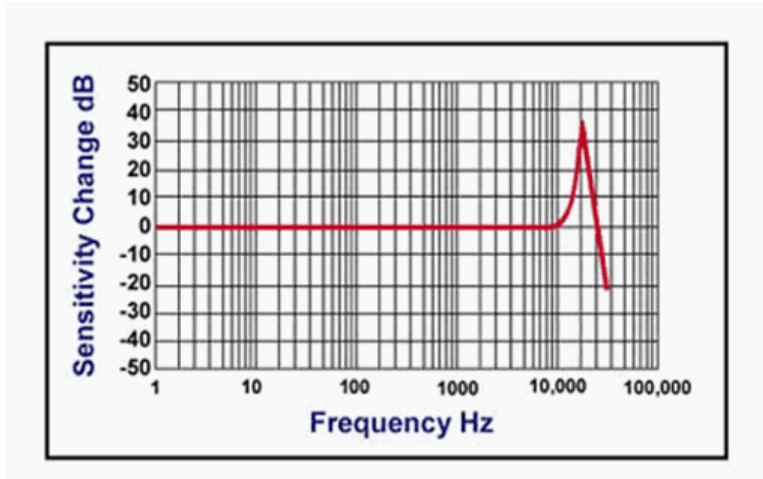
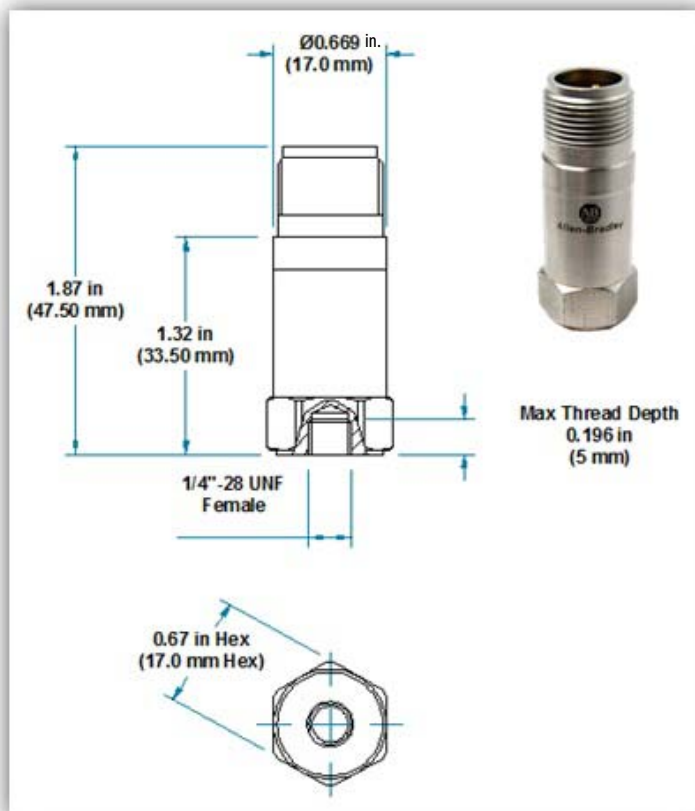


Figure 6 - 1443-ACC-GP-T Measurements



B

SCHEDA TECNICA ACCELEROMETRO:
G-LINK-LXRS

LORD DATASHEET

G-Link®-LXRS®

Wireless Accelerometer Node

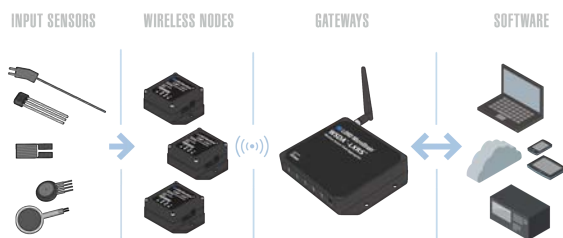


G-Link®-LXRS® - low-cost integrated accelerometer node with ± 2 or ± 10 g measurement range and many sampling options

LORD MicroStrain® LXRS® Wireless Sensor Networks enable simultaneous, high-speed sensing and data aggregation from scalable sensor networks. Our wireless sensing systems are ideal for test and measurement, remote monitoring, system performance analysis, and embedded applications.

The gateways are the heart of the LORD MicroStrain wireless sensing system. They coordinate and maintain wireless transmissions across a network of distributed wireless sensor nodes. Some nodes have integrated sensors, while others are designed with multi-sensor connectivity for application flexibility. The LORD MicroStrain LXRS wireless communication protocol between LXRS nodes and gateways enable high-speed sampling, ± 32 microseconds node-to-node synchronization, and lossless data throughput under most operating conditions.

Users can easily program nodes for data logging, continuous, and periodic burst sampling with the Node Commander® software. The web-based SensorCloud™ interface optimizes data aggregation, analysis, presentation, and alerts for gigabytes of sensor data from remote networks.



Wireless Simplicity, Hardwired Reliability™

Product Highlights

- On-board high-speed triaxial ± 2 g or ± 10 g MEMS accelerometer with an internal temperature sensor
- Wireless framework is ideal for measuring vibration, tilt, inclination, and acceleration in remote applications.
- Continuous, periodic burst, and event-triggered sampling, and datalogging to internal memory
- User-programmable sample rates up to 4096 Hz
- 2 MB on-board non-volatile data storage
- IP65/66 environmental enclosures available

Features and Benefits

High Performance

- Lossless data throughput and sampling synchronization of ± 32 μ S in LXRS®-enabled modes
- Wireless range up to 2 km (800 m typical)
- Standard, NIST, or ASTM factory calibration options

Ease of Use

- Rapid deployment with wireless framework
- Low power consumption allows extended use
- Remote configuration, acquisition, and display of sensor data with SensorConnect™ or Node Commander®
- Optional web-based SensorCloud™ platform optimizes data storage, viewing, alerts, and analysis.
- Easy custom integration with open-source, comprehensive communications and command library

Cost Effective

- Reduction of costs associated with wiring
- Volume discounts

Applications

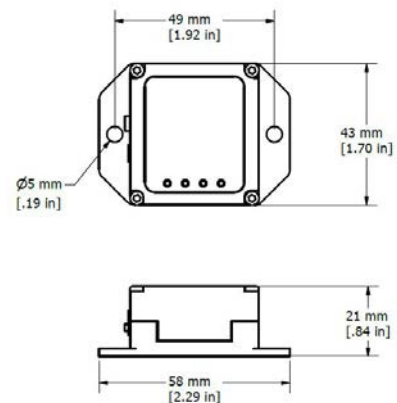
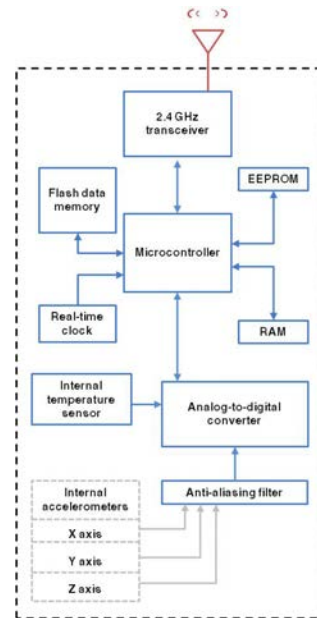
- Condition-based monitoring
- Structural health monitoring
- Tilt and inclination testing
- Vibration monitoring
- Vehicle dynamics testing

LORD SENSING

G-Link®-LXRS® Wireless Accelerometer Node

Specifications

General	
Integrated sensors	Triaxial MEMS accelerometer, 3 channels Internal temperature, 1 channel
Data storage capacity	2 M bytes (up to 1,000,000 data points)
Accelerometer Channels	
Measurement range	$\pm 2 g$ or $\pm 10 g$ standard
Accelerometer bandwidth	0 to 500 Hz
Accuracy	10 mg
Resolution	12 bit
Anti-aliasing filter bandwidth	Standard and NIST option: Single-pole Butterworth, -3 dB cutoff at 500 Hz (factory adjustable) ASTM option: Six-pole Chebyshev filter at a user-specified cutoff frequency (typically 37 Hz)
Integrated Temperature Channel	
Measurement Range	-40 °C to 70 °C
Accuracy and resolution	± 2 °C (at 25 °C) typical, 12 bit
Sampling	
Sampling modes	Synchronized, low duty cycle, datalogging
Sampling rates	Continuous sampling: 1 sample/hour to 512 Hz Periodic burst sampling: 32 Hz to 4096 Hz Datalogging: 32 Hz to 4096 Hz
Sample rate stability	± 3 ppm
Network capacity	Up to 2000 nodes per RF channel (and per gateway) depending on the number of active channels and sampling settings. Refer to the system bandwidth calculator: http://www.microstrain.com/configure-your-system
Synchronization between nodes	± 32 μ sec
Operating Parameters	
Wireless communication range	Outdoor/line-of-sight: 2 km (ideal)*, 800 m (typical)** Indoor/obstructions: 50 m (typical)**
Radio frequency (RF) transceiver carrier	2.405 to 2.470 GHz direct sequence spread spectrum over 14 channels, license free worldwide, radiated power programmable from 0 dBm (1 mW) to 16 dBm (39 mW); low power option available for use outside the U.S.A. - limited to 10 dBm (10 mW)
Power source	Internal: 3.7 V dc, 220 mAh, rechargeable lithium polymer battery, External: 3.2 V dc to 9 V dc
Power consumption	See power profile : http://files.microstrain.com/G-Link-LXRS-Power-Profile.pdf
Operating temperature	-20 °C to +60 °C (extended temperature range available with custom battery/enclosure, -40 °C to +85 °C electronics only)
Acceleration limit	500 g (high g option available)
Physical Specifications	
Dimensions	Standard and NIST option: 58 mm x 43 mm x 21 mm ASTM option: X mm x Y mm x Z mm
Weight	40 grams
Environmental rating	Indoor use (IP65/66 enclosures available)
Enclosure material	ABS plastic
Integration	
Compatible gateways	All WSDA® base stations and gateways
Software	SensorCloud™, SensorConnect™, Node Commander®, WSDA® Data Downloader, Live Connect™, Windows XP/Vista/7 compatible
Software development kit (SDK)	Data communications protocol available with EEPROM maps and sample code (OS and computing platform independent) http://www.microstrain.com/software/mscl
Regulatory compliance	FCC (U.S.), IC (Canada), ROHS
Calibration options	Standard, NIST, ASTM***



*Measured with antennas elevated, no obstructions, and no RF interferers.

**Actual range varies with conditions such as obstructions, RF interference, antenna height & orientation.

***ASTM option has different physical form factor and frequency filtering. Refer to applicable Technical Note, or contact Technical Support for more information.

LORD SENSING

LORD Corporation
MicroStrain® Sensing Systems
459 Hurricane Lane, Suite 102
Williston, VT 05495 USA

ph: 802-862-6629
sensing_sales@LORD.com
sensing_support@LORD.com

BIBLIOGRAFIA

- [1] Haya Alaskar. Deep Learning-Based Model Architecture for Time-Frequency Images Analysis. *(IJACSA) International Journal of Advanced Computer Science and Applications*, 9(12), 2018.
- [2] Moneer Ali Lilo, L.A. Latiff, and Aminudin Bin Haji Abu. Identify and classify vibration fault based on artificial intelligence techniques. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, 94 (2), December 2016.
- [3] Rockwell Automation. *Dynamix - 1444 Series Monitoring System*. March 2016. User Manual.
- [4] Matteo Bertocco and Alessandro Sona. *Introduzione alle MISURE ELETTRONICHE*. Lulu, 2nd edition, February 2010.
- [5] Hewlett-Packard Co. *The Fundamentals of Signal Analysis*. January 1995. Application Note 243.
- [6] Cesar Da Costa and Iago M.Brandao. Vibration analysis of rotary machines using machine learning techniques. *EJERS, European Journal of Engineering Research and Science*, 4(2), February 2019. URL https://www.researchgate.net/publication/331230973_Vibration_Analysis_of_Rotary_Machines_Using_Machine_Learning_Techniques.
- [7] J.P. Den Hartog. *Mechanical Vibrations*. Civil, Mechanical and Other Engineering Series. Dover Publications, 4th edition, 1985. ISBN 0-486-64785-4. URL <https://books.google.it/books?id=-Pu5YlgY4QsC>.
- [8] Theodoros Evgeniou and Massimiliano Pontil. Workshop on Support Vector Machines: Theory and Applications. *www.researchgate.net*, May 2014. URL https://www.researchgate.net/publication/221621494_Support_Vector_Machines_Theory_and_Applications.
- [9] Marco Giovagnoni. *Analisi delle vibrazioni nei sistemi meccanici*. LIBRERIA CORTINA, 2nd edition, 2009. ISBN 978-88-7784-310-4.
- [10] Asoke K. Nandi, Chao Liu, and M. L. Dennis Wong. Intelligent vibration signal processing for condition monitoring. 2013. URL <https://pdfs.semanticscholar.org/33fc/2a3634178d5ca4023b40f84c627ec2ad3ed5.pdf>.

BIBLIOGRAFIA

- [11] Zahui Marcellin and Thomas Rohan. Beam Vibration Displacement Curve Measurement. *International Journal of Acoustics and Vibration*, 22(1), 2017.
- [12] Savan Patel. Machine Learning 101 Chapter 2: SVM (Support Vector Machine)-Theory, 2017. URL <https://medium.com/machine-learning-101/chapter-2-svm-support-vector-machine-theory-f0812effc72>.
- [13] Mehmet Sunar and B. O. Al-Bedoor. Vibration measurement of a cantilever beam using root embedded piezoceramic sensor. *J. Mechanical Engineering Science*, 222 Part C, August 2014. URL https://www.researchgate.net/publication/245387842_Vibration_measurement_of_a_cantilever_beam_using_root_embedded_piezoceramic_sensor. Proc. IMechE.
- [14] Agilent Technologies. *The Fundamentals of Modal Testing*. May 2000. Application Note 243 - 3.
- [15] Grover Zurita, Vinicio Sàanchez, and Diego Cabrera. A review of vibration machine diagnostics by using artificial intelligence methods. *Investigaciòn & Desarrollo*, 1(16):102–114, 2016.