POLITECNICO DÌ TORINO

Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Propulsione dei veicoli terresti

Tesi finale

Analisi del fenomeno del fischio freni. Test sperimentali su banco a rulli e implementazione di soluzioni.

Relatore

Prof. Fasana Alessandro

Tutor Aziendale **Candidato**

Ing. Saccomanno Vittorio **Pirrello Vincenzo**

Anno Accademico 2018/2019

Sommario

La seguente tesi si pone come obiettivo lo studio e l'identificazione delle rumorosità prodotte dall'impianto frenante di una vettura. È ben noto come, durante la fase di arresto della vettura, si generino delle forme di rumorosità che incidono negativamente sul comfort dei passeggeri.
Mentre il problema risulta irrilevante nei veicoli da competizione, in cui l'obiettivo principale è l'ottenimento di prestazioni elevate, e dove le condizioni di utilizzo risultano completamente differenti a quelle di un uso quotidiano, questo risulta inaccettabile su veicoli progettati per il trasporto di passeggeri.

Il presente lavoro si prefigge come obiettivo lo studio del comportamento vibro acustico dei vari componenti del sistema frenante; il fine ultimo risulta, dunque, quello di valutare l'influenza di varianti geometriche, di materiale o dell'utilizzo di smorzatori dinamici sulla riduzione delle rumorosità prodotte dal sistema frenante.

Oggetto di studio del seguente elaborato è l'impianto frenante di un veicolo per trasporto di passeggeri; inizialmente saranno analizzati i componenti costituenti l'impianto e le loro specifiche, e successivamente le varie tipologie impiegate in ambito automotive.
Ogni singolo componente sarà esaminato allo scopo di comprendere quale sia il loro ruolo nel regime vibratorio del sistema. In seguito, attraverso l'utilizzo di un banco dinamometrico a rulli, si procederà con l'esecuzione di prove standardizzate, il cui obiettivo è identificare la presenza di eventi rumorosi. L'implementazione d'interventi acustici volti al miglioramento delle condizioni operative, identificati attraverso l'ausilio d'ipotesi ad hoc, saranno validati attraverso successive prove sperimentali.

Di volta in volta, si cercherà di identificare gli interventi o le soluzioni costruttive che permettano di abbattere le emissioni acustiche prodotte, attraverso la verifica condotta con le prove a banco.

Sommario 1
Introduzione 7
1. L'impianto frenante nel settore Automotive 8
1.1 Generalità 8
1.1.1. Impianto di frenatura di servizio 8
1.1.2. Impianto di frenatura di stazionamento 9
1.1.3. Elementi ausiliari di controllo elettronico 10
1.2. Componenti dell'impianto frenante 12
1.3. Tipologie di freni 17
1.4. Il freno a disco 19
1.4.1. Il disco 19
1.4.2. La pinza 23
1.4.3. La pastiglia freno 29
Caratteristiche del materiale d'attrito 34
2. Problematiche di comfort acustico nei freni 39
2.1. Generalità e cause 39
2.2. Differenza tra un suono e un rumore 43
2.2.1. Judder 44
2.2.2. Groan noise 44
2.2.3. Squeal noise 45
2.3. Il fischio freni 46
2.3.1. Meccanismo dello Stick-Slip 47
2.3.2. Meccanismo dello Sprag-Slip 48
2.3.3. Meccanismo del Martellamento 49
2.3.4. Accoppiamento Modale 49
3. Metodologie di analisi 50
3.1. Banco a rulli dinamometrico 50
3.2. Strumenti di misura 53
3.3. Cicli di prova (SAE J2521) 56
4. Attività svolte attorno al banco 59
4.1. Allestimento del veicolo 59
4.2. Controlli preliminari e allestimento del banco 63
4.3. Software Launch & Calibrazione degli strumenti di misura 68
5. Acquisizione di segnali acustici su banco a rulli 71
5.1. Il principio della scomposizione delle onde e dell'interferenza 71
5.2. Analisi di Fourier 74
5.3. Spettro nel dominio delle frequenze e del tempo 77

5.4. Noise Acquisition Logic 80
6. Analisi dati e identificazione degli eventi dominanti 84
6.1. Eventi rumorosi sull'assale anteriore 88
6.2. Eventi rumorosi sull'assale posteriore 92
7. Implementazione degl'interventi acustici per l'abbattimento o l'azzeramento del rumore 97
7.1. Sistemi per la riduzione delle rumorosità alla sorgente 97
7.2. Configurazioni in prova 100
8. Analisi dei risultati 106
8.1. Risultati ottenuti sull'assale anteriore 106
8.2. Risultati ottenuti sull'assale posteriore 116
9. Conclusioni 122
Elenco dei principali simboli / Nomenclatura 124
Appendice A 127
Bibliografia 133

Figura 1.1: Leveraggio e pinza per l'azionamento meccanico. 9
Figura 1.2: Pinza freno con MOC. 10
Figura 1.3: Schema idraulico di un ABS. 10
Figura 1.4: Schema di un impianto frenante. 12
Figura 1.5: Rapporto di leva del pedale freno. 13
Figura 1.6: Rappresentazione di un gruppo di potenza. 14
Figura 1.7: Tandem Master Cylinder. 14
Figura 1.8: Tipologie di circuiti idraulici maggiormente in uso. 16
Figura 1.9: Elementi costituenti i freni a tamburo (a) ed a disco (b). 17
Figura 1.10: Esempi di tipologie di dischi freno. 19
Figura 1.11: Tipologie di alette. 20
Figura 1.12: Dettaglio bussole di fissaggio dei dischi flottanti (a) e dei dischi co-fusi (b). 21
Figura 1.13: Dettaglio di un disco freno in carbon-ceramica. 22
Figura 1.14: Esempi di pinze freno fisse e flottanti. 23
Figura 1.15: Esploso di una pinza freno fissa. 23
Figura 1.16: Sezione di una pinza freno fissa. 24
Figura 1.17: Anello di tenuta del pistone. 25
Figura 1.18: Esploso di una pinza freno flottante. 26
Figura 1.19: Sezione di una pinza freno flottante. 27
Figura 1.20: Principali elementi che costituiscono una pastiglia freno. 29
Figura 1.21: Tipologie di smussi realizzati sulla mescola. 31
Figura 1.22: Elementi costituenti un antirumore. 32
Figura 1.23: Segnalatore di usura meccanico (a) ed elettrico (b) 33
Figura 1.24: Rappresentazione della forza frenante generata. 34
Figura 1.25: Distribuzione della pressione sulla pastiglia simulata mediante analisi FE. 37
Figura 2.1: Caratteristiche principali di un'onda. 40
Figura 2.2: Modello a un grado di libertà del meccanismo di stick-slip. 47
Figura 2.3: Modello rappresentativo del fenomeno di sprag-slip. 48
Figura 3.1: Banco dinamometrico a rulli. 50
Figura 3.2: Esempio di accelerometro utilizzato. 53
Figura 3.3: Esempio di termocoppie. 55
Figura 3.4: Profilo di temperatura del ciclo A. 57
Figura 3.5: Profilo di temperatura del ciclo B. 57
Figura 4.1: Innesti rapidi idraulici. 60
Figura 4.2: Gruppo ruota anteriore con semiassi scollegati. 61
Figura 4.3: Installazione della termocoppia sulla pastiglia. 61
Figura 4.4: Posizionamento ed ancoraggio di una vettura. 63
Figura 4.5: Esempio di funi elastiche di ritenuta e sistema di ancoraggio. 64
Figura 4.6: Installazione del sensore di pressione sulla valvola ruota. 65
Figura 4.7: Sensori di posizione posizionati attorno alla vettura. 65
Figura 4.8: Posizionamento del sistema di ventilazione dell'impianto frenante. 66
Figura 4.9: Microfoni utilizzati per le misure acustiche. 67
Figura 4.10: Sala di controllo del banco. 68
Figura 4.11: Sistema di calibrazione digitale. 69
Figura 4.12: Calibrazione del fondo scala della misura del microfono. 70
Figura 4.13: Canali di riferimento delle termocoppie. 70
Figura 5.1: Fenomeno dell'interferenza tra onde armoniche. 72
Figura 5.2: Rappresentazione dei nodi e degl'antinodi. 73
Figura 5.3: Scomposizione di un'onda col teorema di Fourier. 75
Figura 5.4: Spettro in frequenza di un rumore. 77

Figura 5.5: Spettro in frequenza dell'accelerazione. 78
Figura 5.7: Multispettro del segnale acustico. 78
Figura 5.6: Multisepttro del segnale accelerometrico. 79
Figura 5.8: Diagramma a blocchi della noise logic 83
Figura 6.1: Tipologie di pastiglie (sx) e mollette di richiamo (dx) usate nella configurazione A. 85
Figura 6.2: Eventi rumorosi presenti con la configurazione base. 85
Figura 6.3: Fattore di smorzamento dello shim Config. A. 88
Figura 6.4: Eventi rumorosi sull'assale anteriore. 89
Figura 6.5: Eventi rumorosi in funzione del profilo di temperatura della configurazione A. 89
Figura 6.6: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di velocità e frequenza. 90
Figura 6.7: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di pressione e frequenza. 90
Figura 6.8: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di decelerazione e frequenza. 91
Figura 6.9: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di temperatura e frequenza. 91
Figura 6.10: Fattore di smorzamento dello shim Config. a. 92
Figura 6.11: Eventi rumorosi identificati sull'assale posteriore. 93
Figura 6.12: Eventi rumorosi sull'assale posteriore della configurazione A. 94
Figura 6.13: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di velocità e frequenza. 94
Figura 6.14: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di pressione e frequenza. 95
Figura 6.15: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di decelerazione e frequenza. 95
Figura 6.16: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di pressione e frequenza. 96
Figura 7.1: Tipologie di smussi adoperati nel confronto tra Config. A e B. 101
Figura 7.2: Fattori di smorzamento per la configurazione C e D. 102
Figura 7.3: Tipologie di antirumore utilizzati sulle pastiglie anteriori. 102
Figura 7.4: Variante geometrica testata nella Config. E. 103
Figura 7.5: Fattori di smorzamento per la configurazione b e c. 104
Figura 7.6: Tipologie di antirumori utilizzati sulle pastiglie posteriori. 104
Figura 7.7: Ottimizzazione della geometria della mescola usata in Config. d. 104
Figura 7.8: Fattori di smorzamento dello shim - Config. e. 105
Figura 8.1: Confronto degli eventi rumorosi ottenuti sull'assale anteriore. 106
Figura 8.2: Percentuale di GO per fase per la Config. A e B. 106
Figura 8.3: Confronto delle occorrenze per le frequenze principali della Config. A e B. 108
Figura 8.4: Range operativo delle occorrenze a 1,7 kHz per le Config. A e B. 108
Figura 8.5: Range operativo delle occorrenze a 2,7 kHz per le Config. A e B. 109
Figura 8.6: Livelli d'intensità sonora per la configurazione A, C e D 109
Figura 8.7: Percentuale di GO per fase per la Config. A, C e D. 110
Figura 8.8: Confronto delle occorrenze per le frequenze principali della Config. A, C e D. 111
Figura 8.9: Range operativo delle occorrenze a 1,7 kHz per le Config. A,C e D. 111
Figura 8.10: Range operativo delle occorrenze a 2,7 kHz per le Config. A,C e D. 112
Figura 8.11: Range operativo delle occorrenze a 9,5 kHz per le Config. A,C e D. 113
Figura 8.12: Livelli d'intensità sonora per la configurazione C ed E. 113
Figura 8.13: Percentuale di GO per fase per la Config. C e E. 114
Figura 8.14: Range operativo delle occorrenze a 1,7 kHz per le Config. C ed E. 115
Figura 8.15: Livelli d'intensità sonora ottenuti con le configurazioni a,b e c. 116
Figura 8.16: Percentuale delle GO per fase, ottenute per la Config. a,b e c. 117
Figura 8.17: Range operativo delle occorrenze a 7.5 kHz per le Config. a,b e c. 118
Figura 8.18: Livelli d'intensità sonora ottenuti con le configurazioni a,d ed e. 119
Figura 8.19: Percentuale delle GO per fase, ottenute per la Config. a,d ed e. 120
Figura 8.20: Range operativo delle occorrenze a 7.5 kHz per le Config. a,d ed e. 120

Tabella 1: Parametri controllati dalla ECU. 51
Tabella 2: Specifiche del banco. 51
Tabella 3: Principali caratteristiche dei microfoni utilizzati. 53
Tabella 4: Principali caratteristiche degli accelerometri utilizzati. 54
Tabella 5: Principali caratteristiche dei sensori di pressione. 54
Tabella 6: Sequenza dei profili di temperatura dei cicli operativi. 58
Tabella 7: Caratteristiche della configurazione base in esame. 59
Tabella 8: Occorrenze per lato ruota con configurazione A. 86
Tabella 9: Confronto dei risultati ottenuti all'anteriore variando tipologia di smusso. 107
Tabella 10: Riepilogo delle configurazioni testate all'anteriore. 115
Tabella 11: Riepilogo delle configurazioni testate al posteriore. 121
Tabella 12: Nomenclatura, simbologia e unità di misura 124
Tabella 13: Nomenclatura acronimi utilizzati 125
Tabella 14: Sequenza operativa del ciclo A. 127
Tabella 15: Sequenza operativa del ciclo B 130

Introduzione

In un impianto frenante, rotore e statore interagiscono tra di loro attraverso il contatto generato da un'applicazione idraulica. Questo contatto porta alla formazione di una forza frenante che si oppone al moto della ruota, generando una coppia frenante che rallenta il veicolo.

Il contatto tra disco e pastiglia genera una condizione d'instabilità dinamica sulla struttura. L'evento si manifesta sotto forma di vibrazioni meccaniche che inducono a un fenomeno acustico molto fastidioso che si propaga come un fischio, con conseguente impatto sul comfort abitacolo e sulla sicurezza. Caratteristica del fenomeno, che prende il nome di *Brake Noise*, è la scarsa riproducibilità e ripetibilità, causa la dipendenza da innumerevoli fattori; inoltre, esso tende a generarsi in qualunque condizione, sia a basse sia ad alte temperature, con una frequenza di propagazione che interessa a pieno il campo udibile dell'uomo. La causa principale del fenomeno è presumibilmente l'accoppiamento modale tra due o più sorgenti vibratorie, ma ad oggi non vi è la piena certezza.

Durante le fasi di sviluppo di una vettura, l'esecuzione di prove sperimentali ha assunto un ruolo primario per la comprensione delle cause che inducono i fenomeni vibratori.
Il presente lavoro di tesi nasce presso il reparto Chassis Bench Testing, area sperimentale del sistema frenante in FCA, con l'obiettivo di individuare le frequenze dei modi di vibrare dei sistemi costituenti l'impianto freno. L'intento principale è quello di sviluppare e determinare gli interventi acustici da attuare al fine di abbattere, o possibilmente azzerare, le rumorosità prodotte durante le fasi di arresto di una vettura.

La fase di studio dei fenomeni rumorosi prodotti dall'impianto frenante viene eseguita mediante acquisizioni sperimentali ed elaborazione dei dati provenienti dal banco dinamometrico a rulli. Mediante la variazione delle condizioni ambientali è possibile riprodurre, in modo attendibile, il reale comportamento che il sistema avrebbe su strada. L'approfondimento delle conoscenze sull'impianto è stato necessario per la comprensione del funzionamento e delle attività svolte attorno al banco, incluse le fasi di preparazione delle prove e relativo allestimento della vettura. L'identificazione dei fenomeni rumorosi passa attraverso una soluzione integrante di strumenti di misura, hardware di acquisizione e software di gestione. Le successive analisi acustiche e vibrazionali permettono di identificare le operazioni necessarie per la mitigazione del rumore, soluzioni che richiederanno una successiva validazione sperimentale.

1. L'impianto frenante nel settore Automotive

In questo capitolo verrà studiato in dettaglio l'impianto frenante utilizzato sulle vetture adibite al trasporto di passeggeri. Nel corso degli anni l'incremento delle prestazioni delle vetture, la continua richiesta di condizioni operative sempre più al limite e l'evoluzione tecnologica hanno portato allo sviluppo di diverse tipologie d'impianti frenanti.

Come logico non è possibile descrivere in dettaglio tutte le tipologie realizzate; il fine ultimo dell'elaborato sarà quindi quello di esplicarne solo gli aspetti essenziali, fornendo indicazioni sulle funzionalità e sulle prestazioni richieste dall'impianto e dai suoi componenti. Successivamente verranno forniti elementi teorici e pratici sui principali organi costituenti i freni, con un approfondimento sulle caratteristiche geometriche e prestazionali richieste.

1.1 Generalità

L'impianto frenante rappresenta l'insieme degli elementi la cui funzione principale consiste nel trasformare l'energia cinetica, accumulata dal veicolo durante il movimento, in calore; quest'ultimo viene successivamente dissipato nell'ambiente circostante, determinando una variazione della temperatura degli elementi che costituiscono i freni.
Esistono diverse tipologie di freni, distinguibili secondo l'azionamento, il principio di funzionamento o la natura del fenomeno fisico che genera la trasformazione. La tipologia di freni che considereremo vengono detti ad attrito.

L'impianto deve permettere al conducente di mantenere il pieno controllo della vettura garantendone l'arresto in modo sicuro, rapido ed efficace a qualsiasi condizione di velocità, carico, o pendenza stradale. Queste funzionalità sono subordinate agli elementi che costituiscono il sistema; l'impianto frenante può, infatti, essere classificato in due macro categorie, a seconda che le proprie funzionalità siano dipendenti o no dall'azione del guidatore.

Nella prima categoria vengono raggruppati **il freno di servizio** e **il freno di stazionamento**; in questo caso si ha la piena dipendenza dall'azione del guidatore; questo, infatti, intervenendo direttamente sul pedale freno o su di un leveraggio, agisce direttamente sui freni della vettura. (1)
Nella seconda categoria vengono classificati tutti i **sistemi elettronici di assistenza alla frenata** come Antilock Braking System (ABS), Electronic Stability Program (ESP) o Traction Control System (TCS). Questi sistemi vengono gestiti direttamente da una centralina elettronica la quale, attraverso informazioni ricevute da un'adeguata sensoristica, interviene in aiuto al guidatore in determinate situazioni o in caso di rilevato pericolo.

1.1.1. Impianto di frenatura di servizio

Il sistema di frenatura di servizio ha il compito di garantire:

- il rallentamento e l'arresto della vettura in modo sicuro e rapido;
- l'arresto della vettura nel minor spazio possibile;
- il mantenimento della traiettoria e della stabilità del veicolo in ogni condizione di aderenza;
- la modulabilità della frenata. In altre parole, il conducente deve poter variare la forza frenante in qualunque momento, agendo sempre nello stesso senso d'azione del comando pedale.

Inoltre il sistema deve gestire tutta la fase di arresto della vettura, dall'applicazione del carico sul pedale freno alla decelerazione del veicolo, garantendo sempre una sensibilità di prontezza e immediatezza nella risposta. Per questioni legislative e di sicurezza l'impianto frenante deve permettere al conducente di poter arrestare il veicolo anche in condizioni di avaria e guasti del sistema o di parti di esso.

1.1.2. Impianto di frenatura di stazionamento

Il sistema di frenatura di stazionamento si rileva fondamentale durante le soste. I principali compiti a esso affidati sono:

- consentire lo stazionamento della vettura su qualunque profilo stradale;
- mantenere immobile la vettura anche in assenza del pilota.

L'azionamento del sistema può essere di due tipi:

- **meccanico**: il sistema più utilizzato è costituito da un corpo leva montato su una piastra di supporto, sulla quale è realizzato un settore dentato.
  Durante il movimento la leva si trova in una posizione di riposo. Una volta arrestato il veicolo è possibile bloccare la leva in posizioni predefinite sull'elemento dentato. Il settore dentato è collegato a un tirante che a sua volta è collegato, tramite un bilancino, a funi meccaniche. La forza esercitata dal guidatore sulla leva viene amplificata sul tirante, il quale mette in tensione le funi di comando. Quest'operazione porta all'azionamento di alcuni leveraggi posti sui freni, generando così la forza frenante sulle ruote posteriori.
  Agendo su di un pulsante di sgancio realizzato sull'impugnatura, è possibile riportare la leva alla condizione di riposo.
  Le funi di comando sono costituite da un cavo d'acciaio a fili multipli intrecciati elicoidalmente attorno ad un'anima centrale; essi scorrono all'interno di una guaina flessibile, laminata in filo d'acciaio e rivestita di plastica. Tra cavo e guaina, inoltre, viene interposto un rivestimento in teflon o del grasso allo scopo di ridurre l'attrito di scorrimento interno.
  Esistono comunque sistemi ad azionamento tramite pedaliera, usati principalmente per vetture appartenenti a segmenti di mercato diversi da quello europeo.

Figura 1.1: Leveraggio e pinza per l'azionamento meccanico.

- **elettrico a pulsante**: detto anche Electric Parking Brake, o EPB, questo tipo di azionamento prevede che il comando meccanico a leva venga sostituito da un tira-funi elettrico. L'attivazione del sistema avviene tramite impulsi di comando generati dal guidatore, il quale agisce su di un pulsante montato sulla plancia o nel tunnel abitacolo. L'azionamento del pulsante genera un impulso elettrico che comporta l'attuazione di un motorino elettrico montato sulla pinza, detto **Motor on Caliper** (MOC). Si trasforma così un segnale elettrico in un azionamento meccanico. Questo permette l'accostamento delle pastiglie al disco eliminando qualunque tipo di collegamento meccanico tra attuazione e freno. Il sistema prevede uno sblocco di tipo meccanico per movimentare la vettura anche in caso di anomalie o avaria del meccanismo.
  Questa tipologia ha il vantaggio di poter eliminare completamente la leva freno, con un miglioramento dello stile dell'abitacolo.

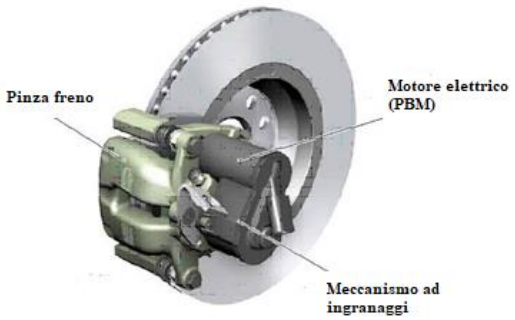


Figura 1.2: Pinza freno con MOC.

1.1.3. Elementi ausiliari di controllo elettronico

L'impianto frenante prevede una serie di elementi aggiuntivi che intervengono in caso di emergenza; in situazioni di frenata al limite di aderenza, come su fango o su asfalto bagnato, l'impianto frenante deve:

- garantire la stabilità e la direzionalità della vettura;
- evitare che le ruote vadano in bloccaggio, limitandone l'usura;
- gestire la ripartizione di frenata, in caso di aderenza differenziata tra le ruote;
- evitare la generazione di momenti imbardanti che destabilizzerebbero la vettura.

Il dispositivo che interviene sui freni gestendo tutte queste funzioni è la centralina ABS/ESP.
L'**ABS** è un dispositivo di sicurezza attiva che evita il bloccaggio delle ruote riportandole in aderenza; agendo direttamente sulle ruote bloccate permette di minimizzare gli spazi di arresto e controllare la direzionalità della vettura.
Il sistema, attraverso opportuni sensori per la determinazione della velocità di rotazione, riconosce la tendenza delle ruote a bloccarsi. Identificato il bloccaggio di una o più ruota, il sistema interviene sulla pressione idraulica agendo direttamente su due elettrovalvole, denominate ISO e DUMP. Modulando la pressione dei circuiti frenanti di ogni ruota, si riduce lo slittamento riportando la ruota bloccata a valori di velocità vicini a quella del veicolo. La continua modulazione della forza frenante attorno ad un valore ottimale viene quindi gestita elettronicamente.

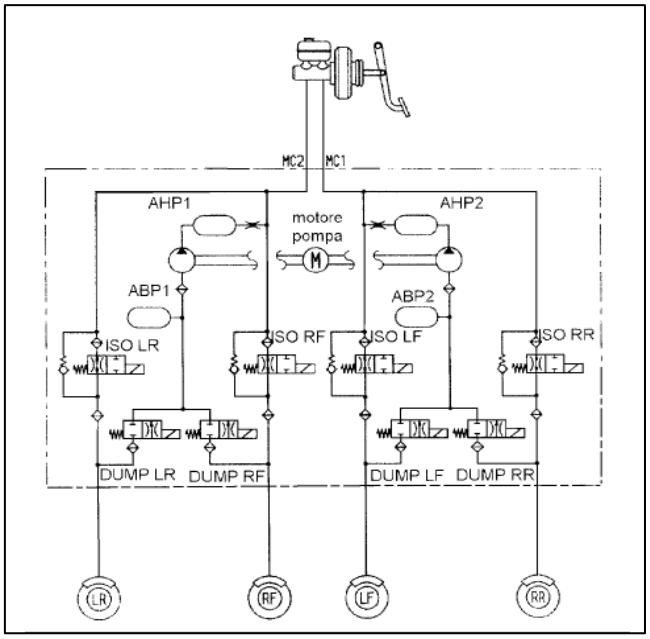


Figura 1.3: Schema idraulico di un ABS.

Nelle vetture moderne è presente un ripartitore di frenata detto Electronic Brake-force Distribution, meglio conosciuto come **EBD**. Questo correttore di frenata è un dispositivo elettronico che ripartisce la coppia frenante tra l'avantreno e il retrotreno, evitando il bloccaggio dell'assale posteriore prima dell'anteriore.
Il sistema, evoluzione dell'ABS, si compone di un'aggiunta di elettrovalvole poste prima delle pinze posteriori; modulando opportunamente la pressione, esse garantiscono il bloccaggio del retrotreno solo dopo che sia avvenuto il bloccaggio all'avantreno. Di conseguenza, si predilige la perdita di direzionalità del veicolo, a scapito della perdita di stabilità.

Le moderne vetture presentano ulteriori dispositivi ausiliari per il controllo della dinamica della vettura. Uno dei sistemi più conosciuti è noto come **ESP**, dispositivo che richiede l'integrazione coi sistemi ABS e di antislittamento (**ASR**, dall'inglese Anti Slip Regulation). Il sistema implica l'aggiunta di quattro ulteriori valvole sull'impianto frenante, oltre a sensori d'accelerazione, angolo di sterzo e d'imbardata. Il dispositivo sfrutta l'azione differenziata su ciascuna ruota limitando o evitando i fenomeni di sottosterzo e sovrasterzo. Difatti, frenando opportunamente le singole ruote, e agendo sulla coppia erogata alle ruote, è possibile migliorare il controllo della stabilità e direzionale della vettura.
Ulteriori elementi di ausilio alla guida sono stati sviluppati nel corso degli anni; merita un accenno particolare il sistema di controllo della trazione, o **TC (**dall'inglese Traction Control**)**, sistema integrante dell'ASR. Tale dispositivo, intervenendo sull'alimentazione del motore, riduce la coppia trasmessa alle ruote in caso di pattinamento, o eroga coppia alla ruota con maggiore aderenza in caso di aderenza differenziata tra le ruote.

1.2. Componenti dell'impianto frenante

L'impianto frenante base di una vettura, schematizzato nella *Figura 1.4*, è costituito da una serie di organi i quali contribuiscono, con le loro funzionalità, alla generazione di una coppia frenante che permette di rallentare un veicolo. I principali elementi verranno brevemente descritti focalizzando l'attenzione sulle funzioni cui essi devono assolvere, ottenendo così un quadro più completo.

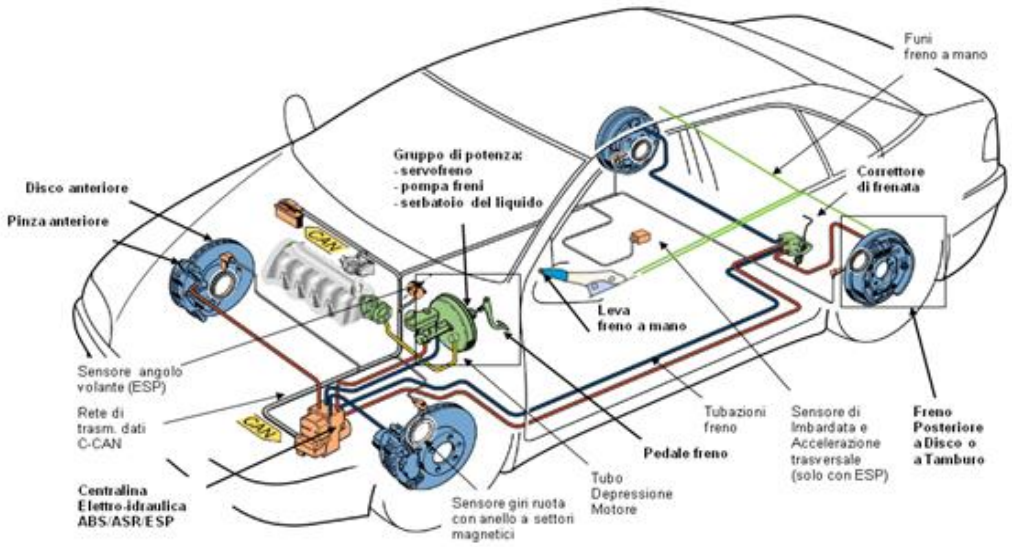


Figura 1.4: Schema di un impianto frenante.

Le manovre di frenatura vengono ottenute mediante un freno meccanico ad attrito azionato idraulicamente; al fine di controllare la velocità del veicolo è quindi necessaria l'interazione tra una serie di elementi meccanici, idraulici ed elettrici. A seconda della tipologia di ogni elemento è possibile effettuare la seguente classificazione:

- organi meccanici, costituiti dagli elementi adibiti all'applicazione della forza frenante;
- organi idraulici, elementi che trasformano la forza esercitata dal pilota in una pressione idraulica;
- elementi elettronici, in altre parole tutti gli elementi di ausilio per il controllo e la gestione della manovre di frenata.

Durante una frenata, il primo elemento a essere attivato è il pedale del freno. Appoggiando il piede sulla pedaliera, il guidatore esercita una forza sul pedale freno.
L'intensità di tale forza viene amplificata tramite il sistema di **attuazione**, disposto in serie a valle del pedale freno e costituito principalmente da tre elementi: pedaliera, gruppo di potenza e centralina idraulica ABS/ESP.
Il **pedale freno** consiste in un leveraggio il quale agisce direttamente sul gruppo di potenza. La forza esercitata dal conducente, indicata con F_d, viene amplificata grazie al rapporto di leva R_p, ottenendo una sollecitazione maggiore sul puntale del servofreno, F_p (2).

$$F_p = R_p * F_d \tag{1.1}$$

Il rapporto di leva è dato dal rapporto tra la distanza del punto di applicazione della forza pedale dal perno L_1, e la distanza tra il perno e l'attuazione del gruppo di potenza L_2, come mostrato dall'*equazione 1.2*:

$$R_p = \frac{L_1}{L_2} \tag{1.2}$$

Ad oggi si tende a realizzare rapporti di leva al pedale intorno al 3,5:1, poiché tale valore ha incidenza diretta sulla sensibilità di frenata. Rapporti eccessivi richiedono, a parità di frenata, carichi al pedale minori e corse più ampie; viceversa rapporti ridotti necessitano un maggior sforzo del pilota e corse ridotte, che si traduce in una maggiore prontezza del sistema.

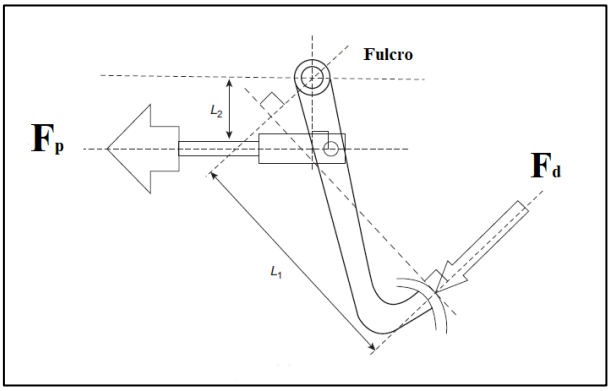


Figura 1.5: Rapporto di leva del pedale freno.

Applicata la forza frenante sul pedale, il primo organo a essere azionato è il **Booster**, meglio noto come servofreno.
Quest'organo pneumatico è costituito da due camere separate da un diaframma flessibile e un distributore. Pertanto è possibile individuare due camere, quella anteriore, in prossimità del pedale, e quella posteriore, in prossimità della pompa idraulica.
Essendo la camera posteriore in comunicazione con i condotti d'aspirazione, al suo interno viene realizzato il vuoto. Nelle vetture azionate da motori ad accensione per compressione, invece, la depressione viene generata mediante una pompa a depressione.
Nella condizione di riposo le due camere si trovano in comunicazione tra di loro, e ciò implica che anche la camera anteriore si trova in depressione.
Agendo sul pedale freno si aziona il distributore il quale mette in movimento un otturatore mobile. La variazione dalla sua posizione di equilibrio comporta l'isolamento delle due camera; il tratto iniziale di corsa del pedale serve appunto per interrompere la comunicazione tra le camere. A transitorio esaurito si ha l'effettivo asservimento da parte del Booster; la prima camera viene, infatti, messa in comunicazione con l'ambiente esterno raggiungendo la pressione ambiente mentre la seconda, affacciata alla pompa freno, resta in condizioni di vuoto. Questa differenza di pressione da luogo ad una forza che, in aggiunta a quella esercitata dal guidatore, genera il cosiddetto "effetto di servoassistenza". Al termine della manovra di frenata, in cui il conducente rilascia il pedale, si ristabilisce la comunicazione tra le camere che torneranno a trovarsi alla stessa pressione.

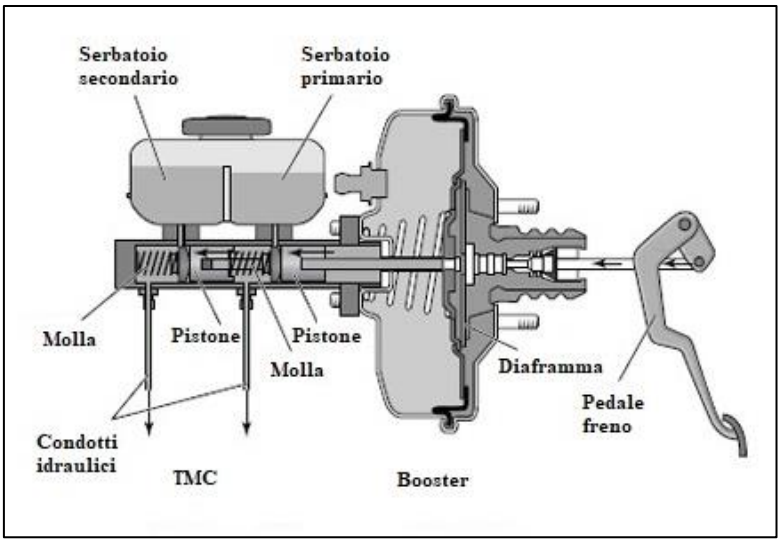


Figura 1.6: Rappresentazione di un gruppo di potenza.

La variazione di pressione porta alla generazione di una forza che aziona una pompa freno doppia detta Tandem Master Cylinder, o **TMC**.
La pompa ha il compito di trasformare la forza esercitata dal servofreno in una pressione idraulica, alimentando il circuito.
Le normative europee vigenti prevedono, per questioni di sicurezza, che l'impianto frenante sia costituito da due circuiti idraulici separati, rendendo inevitabile la realizzazione di una pompa a doppi pistoni. L'alloggiamento in serie degli organi mobili avviene nella stessa struttura in lega di alluminio. L'azionamento del pedale freno mette in moto i pistoni i quali chiudono il collegamento tra la camera di accumulo e il serbatoio. L'isolamento della camera è necessario affinché sia assicurato l'incremento della pressione all'interno del circuito idraulico.

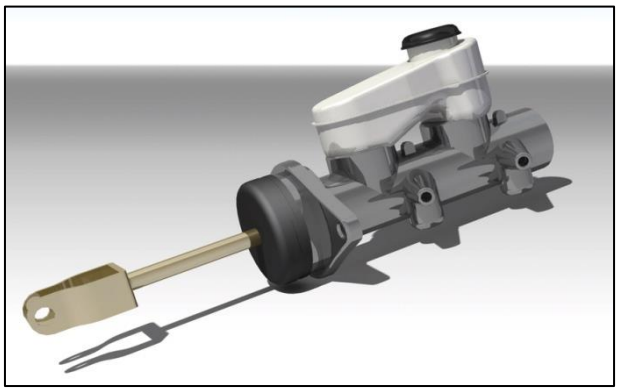


Figura 1.7: Tandem Master Cylinder.

Montato sul TMC c'è un **serbatoio** per l'accumulo del liquido freno; questo si presenta trasparente allo scopo di facilitare la visione del livello del liquido. La funzionalità principale è quella di compensare le fluttuazioni del liquido durante la frenata e di evitare l'ingresso di aria nel circuito. Esistono sistemi di warning, denominati **FLI**, dall'inglese Fluid Level Indicator, i quali generano un segnale elettrico nel caso in cui il livello del liquido freno scenda sotto una soglia limite.
Una volta generata una forza idraulica, il fluido viene controllato e gestito dalla centralina ABS. Tale dispositivo deve conoscere, in ogni istante, la traiettoria imposta dal conducente, la pressione idraulica generata dalla pompa e la velocità di ogni ruota cosicché da poter modulare la pressione nel circuito idraulico.

La centralina viene collegata rigidamente al gruppo di potenza e ai freni delle ruote attraverso il **circuito idraulico**. Il principio di funzionamento si basa sulla legge di Pascal, ovvero la pressione creata all'interno del circuito si espande con la stessa intensità lungo tutto il circuito (3).
Questo viene realizzato attraverso l'utilizzo di tubazioni lineari rigide e flessibili. Le prime, realizzate in acciaio a basso tenore di carbonio a doppia parete brasata, costituiscono la parte primaria dei collegamenti idraulici. Viceversa, le tubazioni flessibili sono realizzate internamente in gomma ed esternamente in materiale resistente alla corrosione. L'utilizzo di quest'ultima tipolgia viene limitato alle sole zone in cui è richiesta flessibilità al sistema.
I collegamenti idraulici devono evitare la fuoriuscita dell'olio, proteggere i componenti della scocca dal liquido freni, garantire una resistenza alle alte pressioni e alle alte temperature limitandone la deformazione.
La trasmissione di pressione viene garantita, invece, da un **liquido idraulico**.
All'interno del circuito freni scorre, infatti, un liquido costituito principalmente da una base di polietilene glicolato e da materiale igroscopico. Il primo fornisce al fluido le caratteristiche principali mentre quest'ultimo fa sì che il fluido assorba l'acqua abbassando il punto di ebollizione.
I principali requisiti che il liquido freno deve possedere, come specificato dalla normativa di riferimento SAE J1703 (4), sono:

- il fluido deve essere incomprimibile, caratteristica legata all'assenza nel liquido di qualunque sostanza gassosa originata dalla decomposizione del fluido stesso alle alte temperature;
- elevato punto di ebollizione ($T > 200°C$) e basso punto di congelamento ($T < 40°C$), proprietà indispensabili giacché influenzano direttamente la sensazione al pedale; la presenza di bolle di vapore o d'aria nell'impianto porta, infatti, all'allungamento della corsa del pedale;
- elevata resistenza agli shock termici, poiché eccessivi sbalzi di temperatura potrebbero causare l'evaporazione del liquido stesso con la conseguente formazione di bolle nell'impianto;
- stabilità chimica con i componenti metallici ed elastici, per assicurare l'inalterabilità delle proprietà fisiche nelle condizioni di utilizzo più severe;
- un valore di viscosità tale da assicurare l'azione frenante, a qualunque condizione operativa, ed evitare trafilamenti del fluido.

Le diverse tipologie di liquidi idraulici sono indicati attraverso l'uso della sigla DOT, dall'inglese Departement Of Transportation, seguita da un numero. La seguente dicitura identifica i requisiti minimi garantiti dai vari fluidi, definendo caratteristiche come punto di ebollizione e viscosità. La tipologia di liquido freno maggiormente in utilizzo su vetture per il trasporto di passeggeri viene indicato come DOT4, caratterizzato da una temperatura di ebollizione superiore a 250°C.

La disposizione e la composizione di un generico impianto frenante varia in funzione della destinazione di utilizzo, delle caratteristiche della vettura e delle prestazioni richieste; per questioni legislative il circuito frenante deve garantire l'arresto del veicolo anche in condizioni di avaria e guasti. Le normative vigenti prevedono, quindi, che il circuito frenante sia costituito da due circuiti idraulici separati; ciò rende inevitabile l'accoppiamento di due ruote, a seconda della scelta del costruttore. Le tipologie di schemi maggiormente in uso vengono riportati nella *Figura 1.8*:

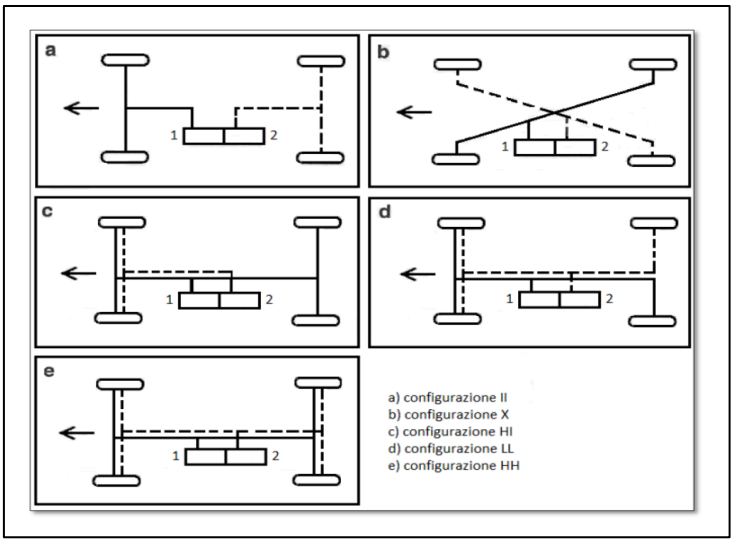


Figura 1.8: Tipologie di circuiti idraulici maggiormente in uso.

Lo *Schema a*, detto anche "*suddivisione su assale anteriore - posteriore",* è costituito da due circuiti separati i quali utilizzano un'unica pompa tandem; in caso di guasto di un circuito si garantisce l'effetto frenate sull'assale opposto con lo svantaggio evidente che, in caso di malfunzionamento del circuito all'anteriore, la forza frenante esercitata sul solo posteriore potrebbe generare la perdita di stabilità della vettura.

A differenza del sopracitato, lo *schema b*, detto "*suddivisione diagonale o a X",* accoppia una ruota anteriore con la ruota posteriore ad essa diametralmente opposta. In caso di anomalia di un circuito, le ruote frenanti possono generare un momento imbardante il quale viene contrastato dalle forze di reazione trasmesse dalle ruote del circuito guasto, rendendo possibile la correzione del moto della vettura. Per motivi economici e di semplicità costruttiva, lo schema ad X risulta essere il circuito più utilizzato.

Le configurazioni che seguono combinano alcune funzionalità delle prime due; in dettaglio lo s*chema c*, detto "*suddivisione quattro - due o H-I",* permette ad un circuito di lavorare su tutte e quattro le ruote e ad un altro di lavorare solo sull'assale anteriore. Lo s*chema d*, o anche detto "*suddivisione a triangolo o a doppia L",* permette di agire sull'assale anteriore e su una ruota al posteriore, solo se l'impianto prevede l'utilizzo di pinze flottanti con due cilindri o pinze fisse con almeno 4 pistoncini. Lo *schema e*, detto "*suddivisione quattro - quattro o a doppia H",* permette ad entrambi i circuiti di lavorare su tutti i lati ruota agendo sui singoli cilindri delle pinze. Viene utilizzato soprattutto su vetture in cui il trasferimento di carico viene sbilanciato al posteriore.
Quest'ultime tipologie risultano maggiormente utilizzate su vetture premium, in cui il costo dell'impianto è giustificato dalle prestazioni richieste all'impianto.

Come precisato in precedenza non è obiettivo di questo elaborato descrivere in modo chiaro ed esaustivo tutti gli elementi dell'impianto frenante; verrà piuttosto fatta un'ampia panoramica sugli elementi principali che garantiscono l'arresto del veicolo.

1.3. Tipologie di freni

I freni sono i dispositivi utilizzati per inibire o rallentare il movimento del veicolo attraverso l'applicazione di una coppia resistente. Gli elementi costituenti sono principalmente due: l'elemento *frenante* e l'elemento *frenato*. Il primo, attraverso un azionamento idraulico o meccanico, esercita una forza frenante generata dall'attrito tra le superfici di contatto; il secondo, normalmente solidale al sistema da frenare, rappresenta l'elemento che viene rallentato da tale forza.
Il principio di funzionamento dei freni prevede che un corpo fisso venga premuto su di un rotore in moto, generando nella zona di contatto una forza d'attrito che si oppone al moto relativo tra i due corpi. Essendo la forza applicata a una distanza dall'asse di rotazione, si genere una coppia frenante che rallenta la ruota. La coppia d'attrito viene inoltre trasmessa dal corpo rotante alla struttura della vettura per mezzo delle sospensioni.

Come riportati nella *Figura 1.9, n*el settore automobilistico vengono utilizzati principalmente due tipologie di freni: *freni a tamburo,* o anche detti *a ceppo*, ed i *freni a disco*.

Figura 1.9: Elementi costituenti i freni a tamburo (a) ed a disco (b).

I freni a tamburo, nella *Figura 1.9 (a),* accoppiano un elemento solidale alla ruota a forma di campana, detto tamburo, a uno o più ceppi, meglio conosciuti come ganasce. Attraverso l'attrito che si genera tra le ganasce e la superficie di contatto del tamburo, è possibile realizzare un'azione frenante che rallenta il moto della ruota.
L'azionamento delle ganasce viene gestito idraulicamente mediante uno o più organi di spinta che, azionati dal liquido freno, spingono a loro volta le ganasce verso il tamburo. Una volta portate a contatto col tamburo, in corrispondenza della zona di contatto si crea una forza d'attrito che genera la coppia frenante. Terminato il transitorio, il richiamo delle ganasce alla loro posizione di riposo viene assicurato dalla presenza di elementi elastici dette molle di richiamo.
All'interno del tamburo è presente un sistema per il recupero dei giochi allo scopo di mantenere costante la distanza tra ganascia e tamburo man mano che il materiale d'attrito viene usurato.
I principali vantaggi per cui i freni a tamburo sono stati moto utilizzati nel corso degli anni sono la semplicità costruttiva, il basso costo di produzione e la maggior durata. Va di contro che il sistema non favorisce lo smaltimento di calore causato da un utilizzo prolungato, e ciò induce ad un incremento degli spazi di arresto.
I limiti prestazionali dei freni a tamburo e il continuo incremento delle prestazioni delle vetture ha limitato i campi di utilizzo di questa tipologia sulle sole ruote posteriori di alcune city car; ciò ha portato allo sviluppo di una tipologia di freni maggiormente performanti, ovvero i freni a disco.

Questo elaborato focalizzerà l'attenzione sul solo freno a disco offrendo una panoramica completa degli elementi che lo costituiscono, poiché risulta oggi giorno il sistema maggiormente utilizzato su vettura.

1.4. Il freno a disco

La constante richiesta d'impianti frenanti che integrassero elevate prestazioni a bassi costi di produzione, le relative strategie globali dei car-maker e la richiesta di un prodotto che si adattasse alle varie piattaforme globali ha portato, negli ultimi decenni, all'ascesa dei freni a disco.
Questa tipologia rappresenta un punto cardine per innovazione e qualità, poiché assicura un alto livello d'integrazione con i sistemi idraulici ed elettronici. A ciò si aggiungono l'elevate prestazioni, massima affidabilità ed efficienza garantite durante le manovre di frenatura. Inoltre, la semplicità di realizzazione ha consentito al freno a disco di sostituire il freno a tamburo su automobili, veicoli commerciali e trucks.
I freni a disco sono rappresentati dall'accoppiamento di un rotore, solidale all'organo da frenare, e uno o più pattini, realizzati con un materiale d'attrito.
I principali elementi costituenti i freni a disco sono dunque tre:

- il disco, ovvero l'organo rotante montato sulla ruota;
- la pastiglia, ovvero il pattino che viene premuto sulla superficie del rotore
- la pinza, l'elemento che aziona le pastiglie.

Per comprendere a pieno le caratteristiche principali e prestazionali, i componenti verranno esaminati in dettaglio singolarmente. L'obiettivo è quindi esporre le caratteristiche strutturali oltre che le loro funzionalità, la cui comprensione è fondamentale per una corretta diagnostica delle cause di origine delle vibrazioni in frenata, oltre che per il dimensionamento dell'intero sistema.

1.4.1. Il disco

Come indicato dal nome, il disco freno risulta essere il principale elemento costituente questa tipologia di freno. Mostrato in *Figura 1.10*, il disco è l'elemento solidale al sistema da frenare. Esso viene montato sul mozzo ruota mediante l'uso di viti di fissaggio.

Le principali funzionalità richieste al disco sono:

- generare una forza frenante attraverso l'attrito che si genera tra di esso e la pastiglia;
- trasferire alla ruota la coppia frenante necessaria al rallentamento della vettura;
- assorbire l'energia cinetica trasformata in calore dall'attrito;
- dissipare la quantità di calore accumulato ad ogni frenatura;
- mantenere elevati livelli prestazionali anche durante il raggiungimento di alte temperature.

Figura 1.10: Esempi di tipologie di dischi freno.

Convenzionalmente, il disco viene suddiviso in due parti: la campana e la fascia frenante. La *campana* è l'elemento che permette il centraggio e il fissaggio del disco al mozzo ruota, operazione

di bloccaggio eseguita attraverso l'uso di una serie di viti di fissaggio. Tra la fascia e la campana viene realizzata una gola col compito di irrigidire la struttura e ridurre il trasferimento di calore verso il mozzo ruota.
Diversamente, la *fascia frenante* rappresenta la superficie di contatto sulla quale agisce lo sfregamento del materiale d'attrito della pastiglia. Questa è costituita da una o più superfici di contatto a forma di corona circolare, le quali sono separate da elementi metallici noti col nome di alette. Grazie alla loro particolare disposizione e forma, si realizzano i canali interni di ventilazione.

La gamma di dischi freno presente sul mercato abbraccia a 360° gradi l'intero mondo dell'autovettura, con caratteristiche geometriche e dimensionali che variano da modello a modello, in funzione della missione del veicolo su cui vengono impiegati.
La tipologia di prodotto maggiormente utilizzata su city car, legata soprattutto ai bassi costi di produzione, è denominata come **dischi freno integrali.** Questa tipologia può a sua volta essere classificata in due tipi: dischi freni pieni e ventilati.
I **dischi freni pieni** sono realizzati in un pezzo unico attraverso processi di fonderia. La realizzazione in un unico pezzo in ghisa garantisce elevata resistenza meccanica e alti punti di fusione. A ciò si aggiunge un'elevata resistenza agli shock termici e un'ottima capacità termica.
Come evidenziato, durante il processo di frenatura, il contatto parziale tra pastiglia e fascia frenante genera una forza d'attrito che rallenta la vettura. Circa il 90% dell'energia cinetica viene quindi convertita in calore portando ad un incremento localizzato delle temperature, le quali superano anche i 500°C. Il calore va quindi smaltito attraverso convezione per evitare un deterioramento delle caratteristiche frenanti.
Per comprendere a pieno quale ruolo giochi il fattore termico sulle prestazioni dell'impianto freno, risulta essenziale conoscere i livelli termici che i componenti potrebbero raggiungere durante il loro utilizzo. La scelta del materiale e della geometria assumono quindi un ruolo fondamentale, influenzando direttamente la capacità di assorbimento e di smaltimento del calore.

L'elevata esposizione superficiale all'aria della fascia frenante favorisce la dissipazione di calore per convenzione; per migliorare il processo di raffreddamento vanno dunque incrementate le superfici di scambio termico. Questo principio viene quindi sfruttato sui **dischi freno ventilati.**
Essi integrano due fasce frenanti simmetriche, tra le quali sono interposte dei ponti metallici a forme di pioli, chiamate *alette.* L'utilizzo delle alette ha un duplice scopo: supportare le due fasce, permettendone la coesione, e realizzare al loro interno i canali di raffreddamento.
La geometria delle alette può variare, a seconda dei livelli termici raggiunti durante la missione per cui è stato dimensionato e progettato il disco. Ogni tipologia di vettura può, quindi, disporre di un esclusivo sistema di ventilazione, i quali spaziano dalle forme più esasperate. Le forme più utilizzate, mostrate in *Figura 1.11*, risultano avere strutture a pioli, ad alette radiali o alette curve.

Figura 1.11: Tipologie di alette.

L'ottimizzazione della capacità di raffreddamento permette di minimizzare le deformazioni del disco e le distorsioni termiche in condizioni d'uso severo.
Tuttavia nello specifico è possibile affermare che l'eccessiva dilatazione termica impatta comunque negativamente sui dischi freno ventilati. Per migliorare lo smaltimento del calore, è quindi possibile realizzare, mediante lavorazioni meccaniche di baffatura, fori o scanalatura lungo la fascia frenante, favorendo il fenomeno di convenzione. L'integrazione tra i processi di fonderia e le lavorazioni meccaniche assicurano una riduzione delle masse non sospese influenzando in maniera positiva consumi e comfort.
La foratura favorisce la pulizia della superficie frenante evitando che residui ferrosi vadano a sedimentarsi nel materiale d'attrito della pastiglia. In aggiunta a ciò, la presenza di fori evita problemi di formazione di film d'acqua lungo la fascia frenante, durante il funzionamento sul bagnato, migliorando lo smaltimento dei gas intrappolati sulla superficie frenante.
Conseguentemente alla lavorazione e alla diminuzione delle masse, la foratura produce un indebolimento strutturale, causa principale di criccature del disco.
Vetture compatte, berline o suv sono solo alcune delle applicazioni finali di questa tipologia di dischi. Difatti numero, dimensione e posizione di ogni foro varia per ciascun disco a secondo dell'applicazione finale. L'elevato livello di affidabilità, comfort e durata ha comunque consentito ai dischi ventilati di diventare la tipologia di dischi freno più utilizzati nel mondo delle auto.

Alcuni produttori forniscono soluzioni dedicate per chi ricerca maggiori prestazioni, progettate esclusivamente per l'utilizzo su vetture sportive o premium. Un chiaro esempio sono i **dischi flottanti**, formati da una fascia frenante in ghisa e una campana realizzata in alluminio.
La giunzione tra la superficie frenante e il mozzo del disco avviene attraverso bussole di fissaggio in alluminio (*Figura 1.12 (a)*), che permettono la traslazione in direzione assiale della fascia frenante. Durante le frenate, sulla fascia frenante si possono raggiungere altissime temperature che portano il disco a deformarsi sia radialmente sia assialmente. Nei dischi integrali, causa realizzazione in un unico componente con la campana, l'unica zona della fascia frenante libera di espandersi assialmente è la zona esterna del disco. Il risultato è, dunque, una fascia frenante che si deforma irreversibilmente ottenendo una forma curva a cono.
Viceversa, sui dischi flottanti il metodo di fissaggio permette ai due componenti soggetti a stress termico di dilatarsi elasticamente in maniera differente, riducendo le deformazioni laterali del disco, che ritorna alla posizione d'origine senza conseguenze, ed evitando il manifestarsi di cricche superficiali.
La coesistenza di due materiali differenti comporta una minor inerzia e maggior resistenza alle alte temperature. L'effetto sulle masse, se confrontato con la massa della vettura, può sembrare irrilevante; in realtà, essendo il disco uno degli elementi delle masse non sospese del veicolo, esso impatta in maniera decisa sui consumi e sulle prestazioni del veicolo.

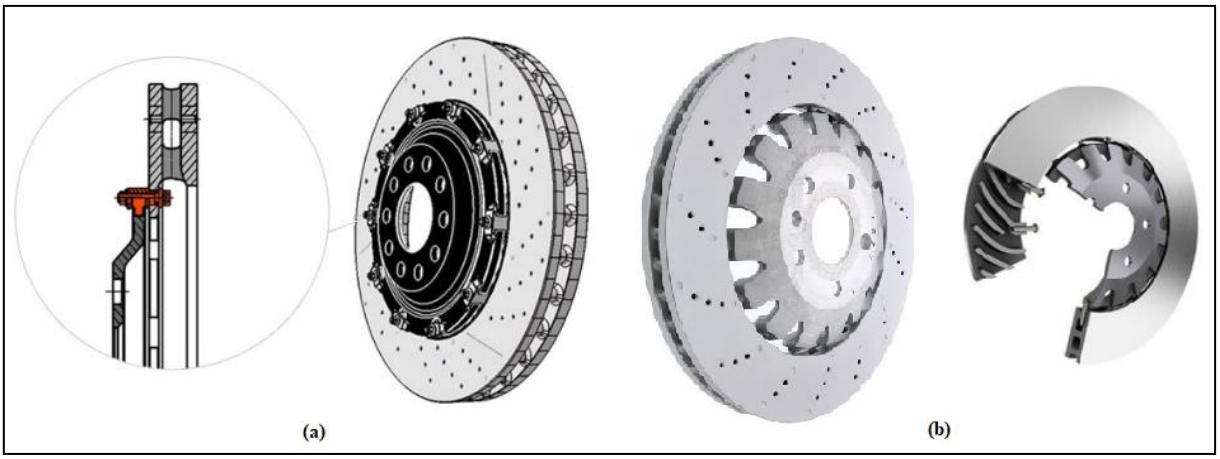


Figura 1.12: Dettaglio bussole di fissaggio dei dischi flottanti (a) e dei dischi co-fusi (b).

Di simile concezione ma realizzati in pezzo unico sono i **dischi co-fusi**. Il disco coniuga i vantaggi dei due diversi materiali con cui viene realizzato: la leggerezza, garantita dalla campana in alluminio, e l'elevate caratteristiche termiche, garantite dalla superficie frenante in ghisa.
Esistono diverse tipologie di processi che permettono la realizzazione di questo pezzo unico; la metodologia maggiormente utilizzata sfrutta un collegamento mediante pioli in acciaio, visibili in *Figura 1.12 (b)*. Il processo prende il via con la realizzazione della fascia frenante mediante colata in ghisa sulla quale, terminato il processo di solidificazione, si fissano gli spinotti per interferenza. La coesione tra i materiali viene garantita giacché i pioli vengono successivamente fusi con la campana. Il processo termina con le lavorazioni meccaniche di rifinitura e verniciatura.
I due materiali vengono fusi in un unico pezzo, ottenendo un comportamento pressoché identico ai dischi integrali, alle basse temperature, e come ai dischi flottanti alle temperature più elevate.
Il vantaggio principale è legato alla deformabilità del disco poiché il sistema presenta una libertà di movimento in direzione radiale. Lo scorrimento del corpo evita lo sfarfallamento della fascia frenante, riducendo così la possibilità di introdurre un regime vibratorio all'intero della struttura.

Per un utilizzo prettamente sportivo, su cui è richiesto il massimo in termini di prestazioni, vengono realizzati **dischi flottanti in carbo-ceramica (CCM)**. La fascia frenante viene ottenuta attraverso complessi processi di sinterizzazione da un mix di polveri di resina e filamenti di fibra di carbonio.
L'utilizzo di materiale ceramico contribuisce all'incremento della resistenza all'usura e alla corrosione, garantendo una maggior vita utile del componente. Essi combinano alte resistenze meccaniche a elevati punti di fusione (temperature maggiori di 1000°C); ciò garantisce resistenze agli shock termici e durezze superficiali maggiori rispetto ai classici dischi. A ciò si aggiunge un coefficiente d'attrito che aumenta al crescere della temperatura; al contrario della ghisa, infatti, il carbonio garantisce maggiori forze frenanti quando il disco risulta estremamente caldo.
L'eccezionale capacità di dissipare calore e l'elevata resistenza forniscono livelli di efficienza e affidabilità unici. Come se non bastasse, la riduzione dei pesi si traduce in un notevole migliorano del comfort, della guidabilità e del feeling sul pedale freno.
D'altro canto, il principale svantaggio che ne limita l'utilizzo alle sole vetture più esclusive è l'elevato costo di produzione oltre che all'accurato controllo dell'usura richiesto.
Ad oggi dunque, la ghisa risulta il materiale maggiormente utilizzato in ambito automotive per la realizzazione dei dischi freno.

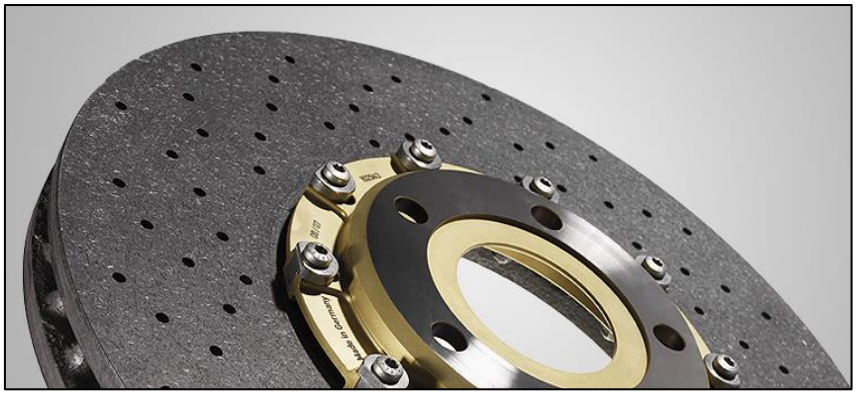


Figura 1.13: Dettaglio di un disco freno in carbon-ceramica.

1.4.2. La pinza

La pinza freno rappresenta l'elemento dei freni che viene fissato alla sospensione del veicolo; essa ha il compito di esercitare la forza frenante sul disco azionando idraulicamente le pastiglie. Ciò si traduce in un rallentamento del moto della ruota, e la derivante decelerazione del veicolo.
Come per il disco, le dimensioni variando in funzione del campo applicativo per cui viene dimensionata; resta vincolante la richiesta di un impianto freno maggiore montato sull'assale anteriore rispetto a quello in uso sul posteriore.

Figura 1.14: Esempi di pinze freno fisse e flottanti.

Le principali funzionalità richieste alle pinze freno sono:

- favorire l'accostamento della pastiglia al disco attraverso l'azionamento di uno o più pistoni idraulici;
- garantire il rientro del pistone, e quindi della pastiglia, evitando che quest'ultima resti incollata al disco;
- imprimere sul lato interno ed esterno del disco, due forze frenanti di egual intensità;
- garantire lo smaltimento di calore per evitare il deterioramento del fluido freno.

Le tipologie di pinze freno utilizzate nel settore dell'automotive e dei veicoli commerciali possono essere raggruppate in due categorie, le *pinze freno fisse* e le *pinze freno flottanti*; esse differiscono principalmente per il loro principio di funzionamento, modo che influenza direttamente le caratteristiche prestazionali del sistema. La scelta della tipologia di pinza è dettata da una serie di fattori quali dimensioni dell'impianto, prestazioni richieste e costi di produzione; resta comunque fondamentale garantire il più alto livello d'integrazione tra i vari sistemi costituenti la sospensione e l'impianto frenante del veicolo.

Figura 1.15: Esploso di una pinza freno fissa.

Come già implica il nome, le **pinze fisse** presentano un monoblocco montato solidalmente alla sospensione. La realizzazione del corpo pinza in alluminio, visibile nella *Figura 1.15*, conferisce al sistema una notevole leggerezza; inoltre l'elevata conducibilità termica del materiale migliora ulteriormente lo smaltimento del calore, prodotto durante le manovra di frenata.
Particolare attenzione viene dedicata al design del corpo pinza; ciò permette di rendere più compatto il sistema, riducendone le dimensioni e, al tempo stesso, massimizzandone la rigidezza strutturale. In aggiunta a ciò, questo permette di migliorare la ventilazione del disco.
La maggior rigidezza dell'elemento si traduce in un minor assorbimento volumetrico della pinza freno, migliorando così la sensazione pedale; difatti, i principali contributi che determinano la corsa in uscita del pistone sono la compressibilità della pastiglia, il clearence tra disco e pastiglia e la rigidezza del corpo pinza. Va di contro che la maggior rigidezza del corpo pinza comporta una maggior capacità a generare vibrazione.
Questa tipologia di pinza assicura la piena integrazione con l'intero impianto frenante, e ciò non comporta problematiche inerenti alle fasi di arresto della vettura; va di contro che il sistema non si sposa bene con l'impianto di stazionamento elettrico. Ciò si traduce nella realizzazione di due pinze separate al posteriore, un'adibita alla manovra di frenatura, e l'altra utilizzata per il freno di stazionamento.
Per le vetture più esclusive, esiste una tecnologia denominata **ECM**, sigla derivate da Electric Combined Monobloc, soluzione che integra in un unico corpo pinza entrambi i sistemi frenanti. Risultato è una pinza con dimensioni circonferenziali elevate e conseguente incremento dei costi produttivi.

La semplicità di funzionamento è la principale caratteristica delle pinze fisse. All'interno del corpo pinza vengono alloggiati due o più **organi di spinta** in acciaio i quali hanno la possibilità di traslare in direzione perpendicolare rispetto alla superficie di contatto del disco. Il numero e le loro dimensioni variano secondo le prestazioni richieste all'impianto.
L'alloggiamento dei pistoni avviene in contrapposizione tra di loro, e ciò permette di applicare una forza frenante su entrambe le facce della fascia frenante. I pistoni risultano indipendenti nonostante siano comandati dallo stesso circuito idraulico.
La disposizione dei pistoni su entrambi i lati del corpo pinza comporta un maggior numero di componenti utilizzati, con conseguente incremento degli ingombri in direzione assiale.

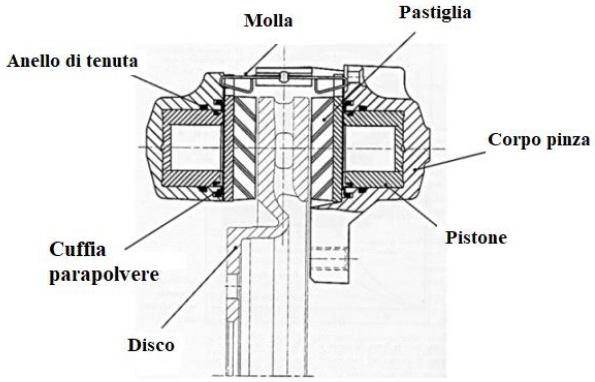


Figura 1.16: Sezione di una pinza freno fissa.

Delle **cuffie parapolvere,** realizzate in gomma, vengono interposte tra la superficie posteriore delle pastiglie e gli organi di spinta. Questo elemento protegge il pistone da eventuali detriti indesiderati; l'intrusione di materiale estraneo potrebbe, infatti, inquinare il liquido freno o inibire il movimento dei pistoni. Come se non bastasse, questa assicura la tenuta stagna del sistema evitando trafilamenti di olio dalla pinza.

Il liquido freno, attraverso i fori di alimentazione, raggiunge la camera posta alle spalle degli organi di spinta; la pressione generata dalla pompa spinge i pistoni verso l'esterno, permettendo così alle pastiglie di entrare in contatto col disco. L'accoppiamento tra pastiglia e rotore genera simultaneamente, su entrambe le fasce frenanti del disco, due forze d attrito che si oppongono al moto.
Questo tipo di azionamento comporta una richiesta maggiore di liquido freno, poiché il fluido, entrando dal lato interno deve attraversare il ponte per raggiungere i pistoni alloggiati sul lato opposto. Il conseguente incremento dei tempi di mantenimento del contatto tra liquido e le superfici calde della pinza, comporta un maggior rischio di evaporazione e surriscaldamento del fluido. Il rischio è dunque la formazione di bolle d'aria all'interno delle tubazioni.
La fase di rientro del pistone alla sua posizione di partenza è gestita da un **anello di tenuta**; quest'organo, realizzato interamente in gomma, è interposto tra il pistone e la sua sede, al fine di impedire eventuali fuoriuscite del liquido freno.
In condizioni di riposo, come mostra a sinistra nella *Figura 1.17*, l'anello abbraccia l'organo di spinta lungo tutta la sua circonferenza.
Una volta avviata la fase di frenatura, il pistone viene spinto verso l'esterno dal liquido in pressione. Lo scorrimento genera una forza d'attrito tra pistone e anello di tenuta, la quale deforma quest'ultimo. Essendo di natura elastica, l'anello immagazzina energia che verrà successivamente rilasciata non appena terminata l'applicazione frenante. Di conseguenza, il pistone sarà riportato alla sua posizione di riposo.

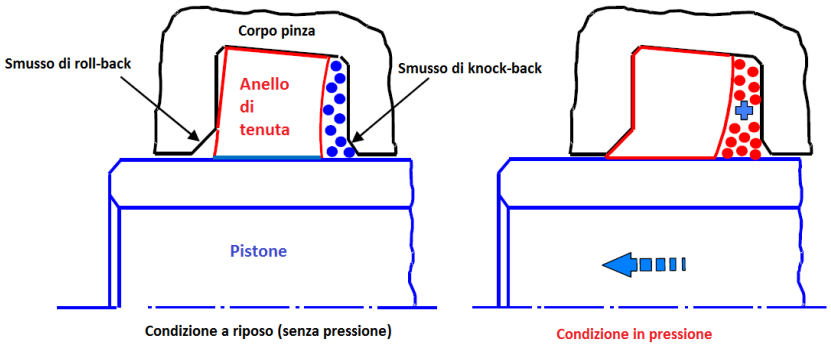
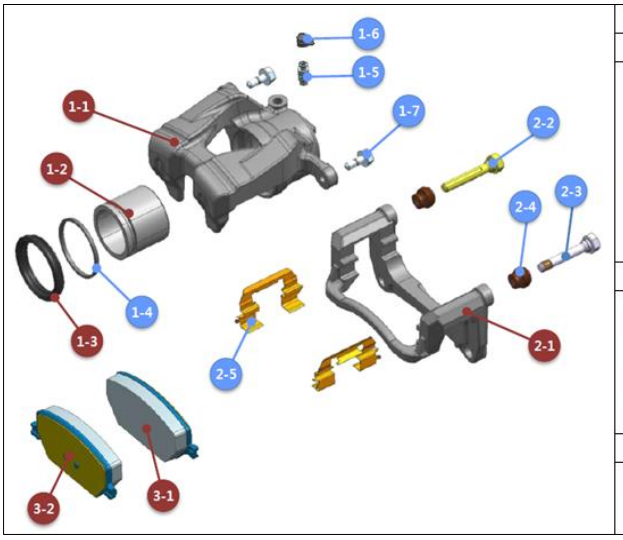


Figura 1.17: Anello di tenuta del pistone.

L'elemento elastico evita quindi che il pistone resti a contatto con la pastiglia, assicurando il mantenimento della distanza minima tra elemento frenante e quello frenato. Il disco può quindi ruotare liberamente quando il pistone non è in pressione, riducendo così il rischio di usura.
Ulteriore effetto contrastato dall'anello di tenuta è l'eccessivo rientro del pistone. A seguito di frenate che richiedono pressioni di applicazione elevate, l'organo di spinta potrebbe rientrare eccessivamente rispetto alla condizione di riposo. Questa situazione comporterebbe una maggior richiesta di liquido freno durante le applicazioni frenanti successive, con la conseguente riduzione dell'affidabilità del sistema.
Durante la fase di rientro, le pastiglie potrebbero urtare accidentalmente contro la superficie del corpo pinza, situazione che agevolerebbe l'insorgere di vibrazioni che si trasferirebbero su tutta la struttura; è dunque necessario utilizzare delle mollette di ritegno in acciaio. Questi organi tensionano e trattengono le pastiglie, migliorando lo smorzamento e assicurando il mantenimento dei giochi dimensionali. Il precarico della molla gioca quindi un ruolo fondamentale sulla scelta della stessa, poiché incide direttamente sulla coppia residua della pinza.
L'utilizzo di questa tipologia di pinze si predilige su vetture sportive ad elevate prestazioni; la scelta è dettata da una minore deformabilità del corpo pinza con conseguente riduzione del rischio di

criccatura legato a shock termici. A questo si aggiunga l'utilizzo di specifiche tecnologie e di materiali leggeri che ne riducono i pesi, ma ne incrementano i costi di produzione.

Come intuibile da quest'ultima affermazione, oggigiorno le **pinze flottanti** sono la tipologia maggiormente in uso sulle più comuni vetture di media e piccola taglia adibite al trasporto di passeggeri, oltre che su alcuni veicoli commerciali.
Esteticamente la pinza presenta un design molto diverso da una tipica pinza fissa. Questa tipologia, infatti, è costituita da un elemento fisso solidale al montante, detto s**taffa**, e da una parte mobile, nota come **corpo pinza**, come visibile in *Figura 1.18*.



N°	Elemento
CORPO	
1-1	Corpo pinza
1-2	Pistone
1-3	Soffietto parapolvere
1-4	Anello di tenuta
1-5	Vite di spurgo
1-6	Cappuccio
1-7	Fissaggio colonnetta
STAFFA	
2-1	Staffa
2-2	Colonnetta di scorrimento
2-3	Colonnetta con boccola
2-4	Soffietto e guida colonnetta
2-5	Molletta ritegno pastiglie
PASTIGLIE	
3-1	Pastiglia interna con shim
3-2	Pastiglia esterna con shim

Figura 1.18: Esploso di una pinza freno flottante.

Il corpo pinza ha libertà di movimento grazie ad un sistema di slittamento laterale. Sulla staffa sono ricavate le sedi per le **colonnette di scorrimento**, ovvero gli organi di fissaggio che permettono lo spostamento in direzione assiale del corpo pinza. Le guide richiedono una lubrificazione periodica, allo scopo di minimizzare l'attrito durante il processo di frenatura.
In aggiunta, due *soffietti parapolvere* in materiale gommoso vengono frapposti tra le colonnette e la staffa. Essi presentano una duplice funzionalità: fungono da smorzatori delle vibrazioni indotte durante la frenata, e garantiscono l'isolamento del sistema evitando intrusione da parte di materiale esterno.
Tra la pastiglia e la sua sede viene interposto un elemento smorzante in acciaio che prende il nome di **molletta di ritegno**, componente che permette di ancorare le pastiglie alla pinza. Contributo aggiuntivo alla riduzione delle rumorosità è dato dalla presenza di *alette di richiamo* realizzate sulle mollette stesse.
La disposizione laterale degli organi di spinta viene determinata dall'alloggiamento di uno o più pistoni sul solo corpo pinza, disposizione su lato interno vettura. Come per le pinze fisse, la dimensione e il numero degli organi di spinta è funzione delle prestazioni richieste all'impianto.
Questo tipo di struttura comporta la realizzazione di due prolungamenti dette **dita di reazione**, le quali hanno il compito di sostenere e richiamare verso il disco la pastiglia esterne.
Tipicamente corpo e staffa pinza vengono realizzati in ghisa a grafite sferoidale o nodulare, comunemente conosciuta come ghisa duttile. Causa differente composizione chimica rispetto a una classica ghisa grigia, questa tipologia presenta particelle di grafite sotto forma di noduli o particelle sferoidali. Quest'ultima fornisce al materiale un'elevata resistenza termo-meccanica e una migliora duttilità rispetto alla ghisa di partenza. In aggiunta a ciò, queste ghise presentano un'eccellente capacità nello smorzare l'energia vibrazionale sviluppata durante la frenata.
Ciò garantire una maggior rigidezza del sistema che si traduce in basse deformazioni del componente durante il normale funzionamento. Non è escluso però la possibilità d'interazione tra

materiali differenti per la realizzazione dei singoli componenti. Esistono sul mercato, infatti, tipologie di pinze flottanti in cui staffa e corpo realizzate con materiali diversi.
Oltre al normale utilizzo come freno di servizio, su alcune auto di lusso le pinze flottanti possono essere impiegate per il solo freno di stazionamento. L'obiettivo è il disaccoppiamento del freno di servizio da quello di stazionamento e ciò porta alla realizzazione di due pinze differenti, una fissa utilizzata per rallentare la vettura, e una flottante con corpo in alluminio per lo stazionamento. Si separa così l'azionamento idraulico, usato per il freno di servizio, da quello meccanico, usato per lo stazionamento. L'uso dell'alluminio è dettato dalla richiesta di una maggior leggerezza e miglior risposta del sistema, accoppiata a un basso costo di produzione.

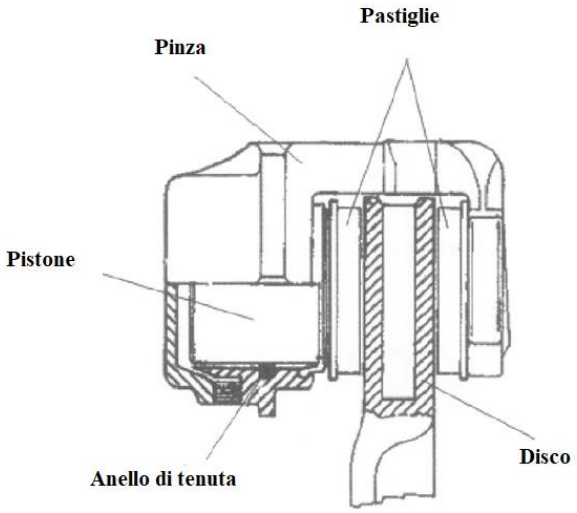


Figura 1.19: Sezione di una pinza freno flottante.

Il funzionamento della pinza flottante sfrutta il fenomeno di azione-reazione: come già noto, la forza esercitata per l'azionamento del pedale freno viene trasformata in pressione idraulica dal gruppo di potenza; il liquido freno viene quindi mandando in pressione all'interno del circuito idraulico. Una volta raggiunta la camera del pistone, il liquido mette in movimento l'organo di spinta verso l'esterno.
La pressione generata spinge il pistone mandandolo a contatto con la pastiglia interna, la quale a sua volta viene messa in movimento. La traslazione lungo la direzione assiale portata, dunque, la pastiglia a entrare in contatto con il disco. Nello stesso istante in cui si ha l'accostamento tra pastiglia e disco, si genera una forza di uguale intensità, nella stessa direzione, ma in verso opposto; il corpo pinza quindi scorre in direzione assiale lungo le colonnette. Le due dita della struttura che abbracciano la pastiglia esterna agiscono su di essa, facendola traslare verso il disco. Una volta a contatto con la fascia frenante esterna, la forza frenante viene applicata simmetricamente sul disco, favorendo così la decelerazione della vettura.
Il design della pinza, con gli organi di spinta sul solo lato interno permette una significativa riduzione degli ingombri in direzione assiale. Di contro, la realizzazione di due elementi distinti comporta maggiori ingombri in direzione radiale rispetto a una pinza fissa.

Principale svantaggio delle pinze flottanti è rappresentato dalla possibilità di avere usura anomala delle pastiglie. Il fenomeno si manifesta principalmente durante applicazioni frenanti lievi o durante un malfunzionamento del sistema di scorrimento. Durante applicazioni a basse pressioni, la forza di reazione generata dal contatto tra disco e pastiglia interna potrebbe risultare inferiore della forza d'attrito generata sulle colonnette di scorrimento; se così fosse il movimento del corpo pinza sarebbe impedito. L'inibizione della traslazione comporta la generazione di una forza frenante solo dalla pastiglia interna, con conseguente usura asimmetrica. Nonostante ciò, molte city car utilizzano

questa tipologia di pinze per i suoi molteplici vantaggi, tra il quale il più importante risulta sicuramente essere il basso costo di produzione.
Dunque, nei seguenti capitoli si farà riferimento solo alle pinze flottanti, giacché, come già accennato, è il sistema maggiormente in uso sulle più comuni utilitarie sul mercato.

1.4.3. La pastiglia freno

La pastiglia frenante consiste in un organo meccanico che trasforma l'azione idraulica in forza frenante. Quando il pedale freno è azionato dal conducente, la pinza freno aziona gli organi di spinta mettendo in moto le pastiglie. Di conseguenze, il materiale d'attrito con cui viene realizzata la mescola della pastiglia è responsabile della risposta frenante generata dal contatto col disco.

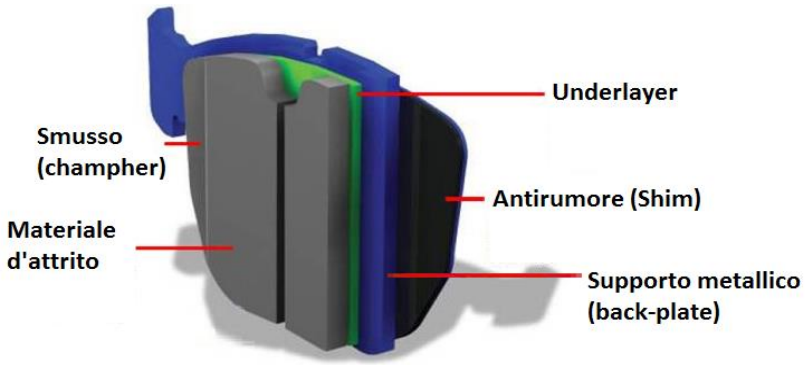


Figura 1.20: Principali elementi che costituiscono una pastiglia freno.

La struttura della pastiglia, come evidente dalla *Figura 1.20*, è costituita dai seguenti elementi:

- *Supporto metallico*, detto anche backplate, è l'elemento di supporto della pastiglia, sul quale viene stampato il materiale d'attrito; realizzato principalmente in acciaio ad alta resistenza, esso garantisce la rigidezza del sistema;
- *Materiale d'attrito*, è l'elemento che genera la forza frenante entrando a contatto col disco. È costituito da un insieme di materiali organici e non, i quali gli conferiscono consistenza, rigidezza e resistenza alle alte temperature;
- *Underlayer,* rappresenta l'elemento di giunzione tra il materiale d'attrito e il supporto metallico; ha lo scopo di ridurre il trasferimento di calore verso la pinza, migliorare il comfort acustico e favorire la coesione tra i due materiali;
- *Antirumore*, meglio conosciuto come shim, è costituito da un lamierino in acciaio e da più strati di gomma; viene incollato nel lato del supporto metallico affacciato al corpo pinza e ai pistoni col compito di ridurre le vibrazioni del sistema, e quindi le rumorosità prodotte dal contatto.

Il materiale d'attrito è costituito da un insieme di elementi i quali possono essere classificati secondo le loro funzionalità. La coesione tra i vari materiali viene garantita da materiali organici detti **leganti**. Il conferimento delle caratteristiche meccaniche e tribologiche del materiale è assicurato dall'utilizzo di **fibre organiche** ed **inorganiche**; quest'ultime possono essere composte da fibre metalliche o fibre naturali. Nonostante la differenza di materiale, le due tipologie di fibre presentano caratteristiche pressoché analoghe.
Per incrementare il coefficiente d'attrito, vengono impiegati una serie di materiali **abrasivi**; questi prodotti minerali, spesso di natura ceramica, sono caratterizzati da un'elevata durezza superficiale, buona conducibilità termica e alta resistenza agli shock termici. Ciò favorisce l'ottenimento di un elevato coefficiente d'attrito, al quale si aggiunge la capacità di mantenere pulita la superficie della controparte metallica frenata.
Per infondere alla mescola una notevole durata, sono adoperati dei **lubrificanti** i quali concorrono nella stabilità complessiva della frenata, migliorando il comfort acustico. Tali materiali, inoltre, favoriscono la generazione di un film protettivo caratterizzato da una buona elasticità. Il risultato è una minor sensibilità all'usura con conseguente mantenimento delle caratteristiche tribologiche anche dopo ripetute applicazioni frenanti.

Infine, la mescola viene completata con l'aggiunta di **riempitivi**. Generalmente questi sono costituiti da inibitori della corrosione, stabilizzati e coloranti come ossidi o solfati, i quali conferiscono determinate caratteristiche a seconda del tipo di mescola su cui sono impiegati.
Come logico che sia, la composizione chimica del materiale d'attrito in uso varia da fornitore a fornitore; è possibile comunque classificare la mescola delle pastiglie in due macro famiglie di materiali: le pastiglie *sinterizzate* e le pastiglie *organiche*.
Come esplicato già dal nome, le **pastiglie sinterizzate** sono costituite da polveri metalliche agglomerate tra loro attraverso processi di sinterizzazione. L'utilizzo di questa tecnologia permette alla mescola di fissarsi al supporto metallico senza l'aggiunta di collanti. Difatti, la predisposizione del materiale alla coesione viene garantita attraverso l'applicazione di elevate pressioni, a temperature prossime a quell'ambiente.
Se non si ha a disposizione questa tipologia di processo, la coesione tra i materiali può essere garantita da un processo di brasatura. Questa tecnica di saldatura prevede l'utilizzo di un materiale aggiuntivo quale il rame, il quale precedentemente viene anodizzato sul supporto metallico e successivamente portato a fusione.
Le polveri metalliche svolgono un ruolo primario nell'attribuzione delle caratteristiche meccaniche, facendo contraddistinguere questa tipologia di mescola per l'elevato potere d'attrito garantito.

Viceversa, **le pastiglie organiche** sono composte da un mix di materiali quali metalli, lubrificanti, abrasivi, resine e fibre organiche, tenuti insieme attraverso l'uso di leganti.
In questo caso, i metalli e le resine garantiscono l'ottenimento del coefficiente d'attrito. Lo scarso impiego di fibre metalliche migliora la duttilità del materiale a scapito di un minore valore d'attrito. Di conseguenza questa tipologia di mescola predilige il comfort acustico a discapito delle prestazioni. In aggiunta a ciò, la minor resistenza alle elevate temperature può portare a un decadimento delle prestazioni.
La sostanziale differenza rispetto alle pastiglie sinterizzate è il processo produttivo, la cui la tipologia varia a seconda delle fibre utilizzate.
L'inizio di un qualunque processo produttivo di una miscela prevede la preparazione di un mix di polveri mediante macinatura; questo mix può essere costituito anche da 20 elementi differenti tra di loro. Al mix realizzato, vengono in seguito aggiunte le fibre sotto forma di granuli di varie geometrie e dimensioni. Il materiale subisce quindi un processo di mescolamento a secco, ottenendo una miscela la più omogenea possibile.
In parallelo alla realizzazione del mix si procede con la preparazione del supporto metallico. Questo subisce un processo di sabbiatura, assicurando la rimozione di eventuali ossidi superficiali, e la successiva applicazione dell'adesivo.
Ottenuto il mix desiderato, la mescola viene compattata attraverso un processo di stampaggio a caldo, mediante l'utilizzo di presse idrauliche. Se richiesto, durante questa fase viene interposto anche l'underlayer. Durante lo stampaggio la pressione applicata può essere fatta variare, favorendo lo smaltimento di acqua o materiali volatili rilasciati durante la compattazione. Questa fase richiede un eccesso di materiale d'attrito per assicurare il raggiungimento delle caratteristiche geometriche volute.
Il materiale d'attrito, una volta stampato sulla pastiglia, è sottoposto a specifici trattamenti termici. La cottura in forno, a temperature prossime ai 700°C, conferisce alla struttura le caratteristiche desiderate. Infine, la pastiglia viene rettificata e verniciata; questa fase risulta necessaria per ottenere un film protettivo dall'azione di eventuali agenti corrosivi.

In definitiva, l'utilizzo di pastiglie sinterizzate assicura un potere d'attrito superiore a quelle organiche, garantendo una maggior durata. Di contro, l'eccessiva durezza influenza notevolmente l'usura del disco. Al contrario, una mescola organica risulta essere un prodotto meno aggressivo sul disco, assicurando una maggior vita utile dello stesso, riducendo, o evitano del tutto, problemi di usura anomala.

Altre tipologie di mescole specifiche vengono realizzate per soddisfare i requisiti più severi richiesti nelle applicazioni sportive. (5)
Il principale contributo che influenza la scelta del materiale è quindi la tipologia di vettura di destinazione. Per una scelta ponderata della mescola è, infatti, necessario conoscere le condizioni termiche che si raggiungeranno durante il suo normale utilizzo. Al di là delle caratteristiche fisiche e chimiche, la scelta del materiale resta comunque legata ad ulteriori fattori quali comfort acustico e costi di produzione.
Per il miglioramento del comportamento acustico dell'intero sistema, è possibile realizzare degli smussi sul materiale d'attrito, denominati **chamfer**. La realizzazione di una superficie di transizione tra due spigoli vivi ha molteplici effetti. In primo luogo, questo intervento permette di ovviare a problematiche legate all'urto del disco col bordo anteriore della mescola, o al sollevamento della pastiglia stessa durante la frenata.
Il secondo effetto è la variazione della distribuzione di pressione generata dal contatto tra disco e pastiglia. La riduzione della superficie di contatto porta a una redistribuzione della pressione lungo la pastiglia, con la conseguente riduzione delle vibrazioni che influenzerebbero negativamente il comfort acustico all'interno dell'abitacolo.
Gli smussi possono essere presenti solo su un lato del bordo anteriore della pastiglia o su entrambi. Se vi è solo uno smusso, questo è presente sul bordo d'ingresso della pastiglia, dove si ha il primo contatto col disco. L'ottimizzazione della forma dello smusso è funzione di ogni specifica applicazione delle pastiglie.

Figura 1.21: Tipologie di smussi realizzati sulla mescola.

Le tipologie di smussi più utilizzati sono rappresentate nella *Figura 1.21* e, in ordine di rappresentazione, sono:

- *Radiali*: l'angolo cui si fa riferimento per la realizzazione degli smussi è la curvatura della pastiglia freno. Questa tipologia viene comunemente progettata e realizzate per pastiglie molto lunghe che seguono la curvatura del raggio del disco.
- *Paralleli*: Gli smussi vengono realizzati con intagli paralleli, partendo dalla superficie superiore fino alla parte inferiore. L'angolatura dal bordo può variare dai 15 ai 25°. L'obiettivo è la riduzione delle aree ad alta vibrazione attorno ai bordi della pastiglia causati dal contatto col disco.
- *Diamond o Compound*: La pastiglia si presenta con due smussi, sullo stesso bordo, realizzati con angolature differenti. Solitamente gli smussi sulla superficie alta sono paralleli tra di loro mentre quelli bassi risultano radiali. Vengono comunemente utilizzati su pastiglie quasi rettangolari, garantendo la massima superficie di contatto.
- *Radiali a J*: la pastiglia si presenta con un intaglio parallelo o radiale e la parte terminale raccordata. Come già indicato dal nome, lo smusso presenta una forma a J garantendo la rimozione delle zone ad alta deformabilità. Inoltre, con questa forma si preserva lo smusso anche durante l'usura della pastiglia.
- *Doppio Radiale*: questa tipologia presenta un aspetto simile agli smussi Diamond ma con la variante che l'angolo degli smussi segue la curvatura della pastiglia.
- *V – Chamfer*: non presente nella figura, questo smusso viene collocato al centro della pastiglia generando degli intagli a forma di V. Assicura la rimozione e la riduzione delle

zone ad alte vibrazioni al centro della pastiglia. Comunemente viene accoppiato o combinato con smussi paralleli o radiali.

Si ha inoltre la possibilità di realizzare un center slot, o intaglio di tipo radiale effettuato al centro della mescola. La sua funzionalità è praticamente identica a quella dello smusso a V.
L'utilizzo di uno spigolo di transizione tra due vertici, dunque, ha un impatto notevole sulla diminuzione delle vibrazioni e del rumore. Chiaramente, una riduzione della superficie di contatto della pastiglia influenza negativamente le prestazioni del sistema, con la conseguente diminuzione della forza di attrito generata.

Tra mescola e supporto metallico viene interposto un materiale smorzante di spessore molto ridotto, detto **underlayer**. Questo elemento di giunzione ha molteplici effetti: innanzitutto influenza la comprimibilità e lo smorzamento della pastiglia, condizionando direttamente l'assorbimento della pinza. In secondo luogo, funge da isolante termico minimizzando il trasferimento di calore verso gli organi di spinta della pinza e verso il fluido idraulico. In aggiunta a ciò, assicura l'adesione tra i due materiali, condizione necessaria per l'ottenimento delle caratteristiche meccaniche richieste.

Come in precedenza accennato, la generazione del rumore viene prodotta dalla vibrazione dei componenti che costituiscono il sistema frenante. L'utilizzo di un **antirumore** è quindi necessario per prevenire e contrastare la trasmissione delle forze vibrazionali. Questo si ottiene incollando un lamierino in acciaio e del materiale smorzante sulla parte posteriore del supporto.
L'utilizzo del dispositivo antirumore ha un duplice effetto. Innanzitutto riduce l'ampiezza e previene la trasmissione delle vibrazioni, poiché la gomma funge da smorzatore dinamico. Il risultato è la dissipazione dell'energia prodotta durante il processo di frenatura.
In secondo luogo, essendo l'elemento isolante un conduttore termico, esso assorbe calore garantendo una distribuzione uniforme della temperatura sulla pastiglia, evitando così l'insorgere di gradienti termici localizzati.
I materiali maggiormente utilizzati sono lacche base e gomma, lamelle a base cellulosa, lamelle gomma e fiberglass o lamelle in strati di gomma e acciaio armonico alternativi.
Lo spessore del materiale varia a seconda della funzionalità richiesta; i valori tipici vanno da 0,5 mm a circa 1 mm. Come mostra la *Figura 1.22*, l'adesione dell'antirumore sulla faccia posteriore del supporto può essere garantita mediante l'uso di adesivi in base acriliche o di silicone.

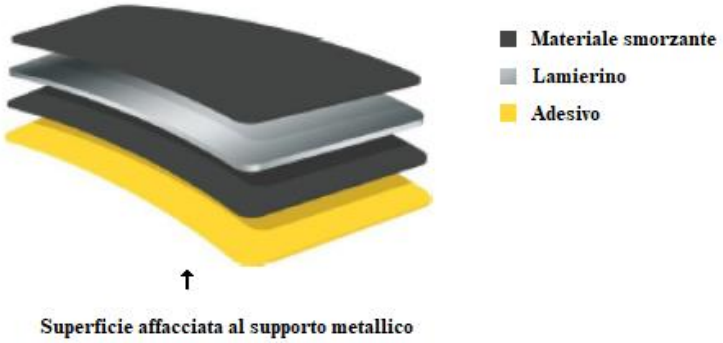


Figura 1.22: Elementi costituenti un antirumore.

Per questioni di sicurezza, l'usura delle pastiglie viene limitata ad un valore massimo di circa 1 cm. Allo scopo di generare un segnale acustico una volta che la mescola si è consumata, un *segnalatore di usura* viene istallato sulla pastiglia. Esso è composto da un elemento meccanico o elettronico che, entrando a contatto con la controparte mobile, induce la generazione di un fischio.
Il segnalatore d'usura meccanico, o anche detto **MWI** dall'inglese Mechanical Wear Indicator, è costituito da una placca in acciaio fissata su un lato della pastiglia (*Figura 1.23 (a)*). Una volta a contatto col disco, il segnalatore inizierà a strisciare producendo un suono che avviserà il guidatore.

I principali vantaggi che caratterizzano questo elemento sono il basso costo di produzione e la semplicità di funzionamento. La bassa resistenza a fatica può, però, portare a una prematura rottura del componente.
Il sistema elettronico detto **EWI,** dall'inglese Electric Wear Indicator, (*Figura 1.23 (b)*) consiste in un connettore e un cavo elettrico; una volta raggiunto il valore massimo di usura della pastiglia si ha l'accoppiamento tra connettore e disco. Il contatto chiude il circuito elettrico generando così, attraverso l'ausilio della centralina, un segnale luminoso che avverte il guidatore.
Questa rappresenta, in termini di comfort, la miglior soluzione per l'utilizzatore poiché il segnale viene semplicemente dato dall'accensione di una spia sul pannello di controllo. La richiesta di un'elettronica dedicata comporta maggiori costi di produzione rispetto al sistema meccanico.

In entrambi i casi, il segnale informa il conducente dello stato della pastiglia, imponendone la sostituzione ed evitando ulteriori problemi di usura del disco.

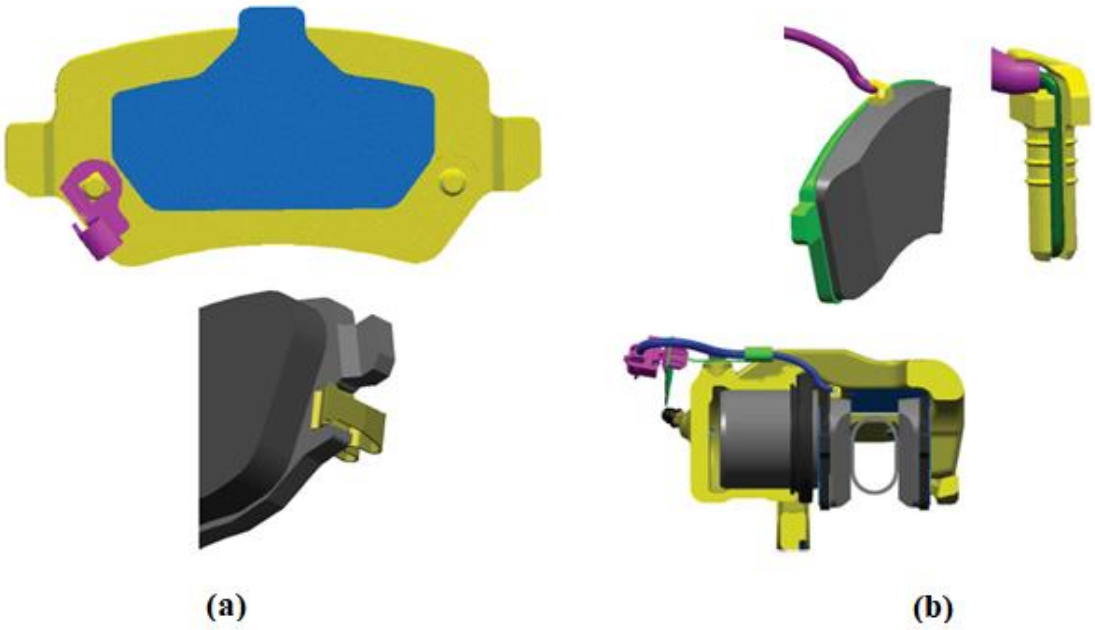


Figura 1.23: Segnalatore di usura meccanico (a) ed elettrico (b)

Caratteristiche del materiale d'attrito

Il materiale d'attrito utilizzato deve garantire determinate caratteristiche meccaniche, termiche e tribologiche; E' chiaro che il conferimento di tali peculiarità viene assicurato dalla gamma di materiali utilizzi nella realizzazione della mescola. Ma per comprendere pienamente le funzionalità della pastiglia, è fondamentale definire alcune delle principali proprietà che caratterizzano la mescola.

Il *coefficiente d'attrito* rappresenta il primo fattore che gioca un ruolo fondamentale sulla determinazione della decelerazione che porta all'arresto di una vettura. Indicato come μ, esso rappresenta un indicatore della qualità della forza d'attrito generata. Con riferimento ad un'applicazione frenante, esso è definito come rapporto tra la forza tangenziale F_{tg} generata dal contatto tra disco e pastiglia, e la forza idraulica F_n generata dal pistone sulla pastiglia per tenerli premuti insieme.

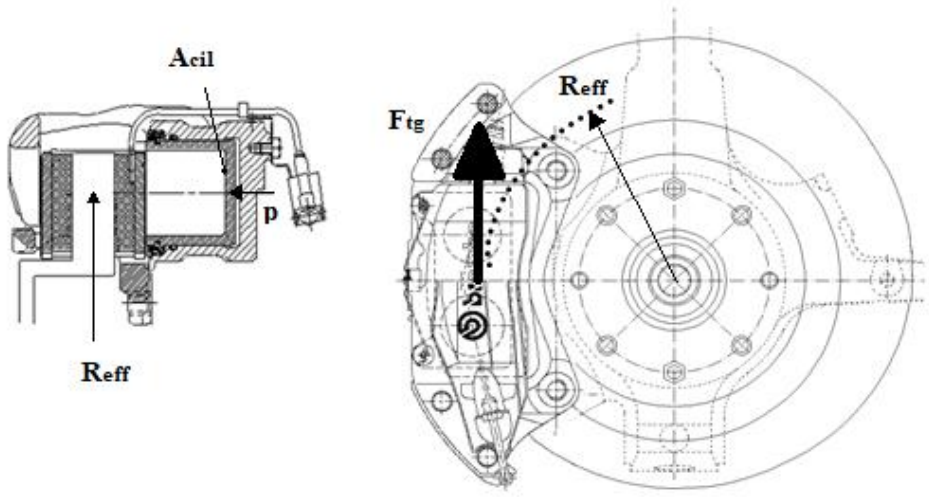


Figura 1.24: Rappresentazione della forza frenante generata.

Il coefficiente d'attrito come mostra *equazione 1.3*, vale quindi:

$$\mu = \frac{F_{tg}}{2 * F_n} \tag{1.3}$$

$$F_n = (p * A_{cil} - F_{sc}) \tag{1.4}$$

dove p rappresenta la pressione esercitata dal liquido in pressione, A_{cil} è l'area del pistone, F_{sc} rappresenta la forza d'attrito che si oppone allo scorrimento della pinza, e Re_{ff} descrive il raggio efficace del disco, calcolabile mediante l'*equazione. 1.5*:

$$R_{eff} = \frac{R_{ext} + R_{int}}{2} \tag{1.5}$$

Preso come riferimento l'assale anteriore, i valori tipici del coefficiente d'attrito che caratterizzano le pastiglie si aggirando tra lo 0.3 e 0.5. La fluttuazione del valore è dovuta alle condizioni operative cui l'impianto frenante si trova a operare.
Confrontiamo due pastiglie freno geometricamente identiche, la cui unica differenza sia rappresentata dal coefficiente d'attrito; a parità di forza frenante generata, maggiore sarà il valore del coefficiente d'attrito, minore sarà la pressione richiesta all'impianto. Di contro, un valore troppo

elevato corrisponde a un'elevata rigidezza della mescola. Come comprensibile che sia, il rischio che si generi una vibrazione cresce, con la possibilità di generazione di un fenomeno acustico fastidioso. Resta comunque di fondamentale importanza che la mescola sia in grado di garantire il massimo valore del coefficiente d'attrito non appena venga richiesta coppia frenante.
Ulteriore caratteristica fisica richiesta al materiale d'attrito è la *stabilità operativa*; la mescola deve assicurare lo stesso valore del coefficiente d'attrito al variare delle condizioni operative.
Durante il normale utilizzo, il valore del coefficiente d'attrito si aggira attorno a valori standard; la dipendenza dalla temperatura può però indurre alla variazione delle caratteristiche meccaniche. In determinate situazioni, infatti, l'incremento eccessivo della temperatura genera un fenomeno irreversibile di decadimento delle prestazioni, noto con il nome di *fading* (6).
Il fading è un fenomeno di natura chimica il quale si manifesta sotto forma di decadimento prestazionale legato alla diminuzione del valore del coefficiente d'attrito.
Esso avviene a causa di frenate intense e prolungate, durante le quali si possono raggiungere temperature superiori a 450 °C. L'esposizione della superficie di contatto a tali condizioni induce all'evaporazione delle resine, minimizzando la capacità di generazione della forza d'attrito.
Durante la fase frenante, infatti, avviante una reazione chimica detta *outgassing*, dove i materiali più volatili possono sublimare o evaporare, creando una patina scivolosa sulla superficie di contatto. Le sostanze derivanti dall'outgassing condensano sulle superfici esposte abbattendo così il valore d'attrito. Il risultato è una sensazione del pedale fermo, con conseguente allungamento degli spazi di frenatura. Questo fenomeno, inoltre, condiziona direttamente l'usura delle pastiglie freno; per questa ragione il fenomeno va evidentemente limitato il più possibile. (7)
Per ovviare a tale problema, durante la fase di produzione delle pastiglie è stato introdotto un trattamento termico detto *scorching*. Questo processo consiste nel portare la superficie delle pastiglie a 600/700°C attraverso il contatto della mescola con una superficie rovente.
Per effetto delle temperature, i gas e le resine incluse nel materiale d'attrito vengono bruciati artificialmente, provocando così una carbonizzazione della superficie della pastiglia. Questo processo favorisce così l'ottenimento di un valore costante del coefficiente d'attrito. (8) (9)

Le prestazioni del materiale d'attrito possono essere influenzate anche dalla *velocità di scorrimento*. Sussiste una zona di transito tra coefficiente d'attrito statico e coefficiente d'attrito dinamico, dove il valore diminuisce all'aumentare della velocità relativa fino a stabilizzarsi: a ogni tipologia di resina è associata una sua curva caratteristica.
In determinate condizioni, l'instabilità indotta nel materiale porterebbe all'attenuazione delle sue caratteristiche tribologiche. Alte velocità di rotazione del disco implicano alte velocità di scorrimento e quindi elevate energie da dissipare; ciò porta all'incremento della temperatura e alla conseguente riduzione del coefficiente d'attrito, influenzando direttamente le prestazioni. Tale fenomeno viene indicato come "speed sensitivity". La stabilità del coefficiente d'attrito al variare della velocità deve quindi essere sempre garantita (10).
A livello omologativo, sono dunque richiesti specifici test identificati come test di dispersione d'attrito; questa tipologia di prove prevede una sequenza di frenante eseguite a temperatura costante. Definite le velocità di rotazione della ruota d'inizio e fine prova, vengono effettuate una serie di applicazioni frenanti variando la pressione di applicazione sulla pastiglia. Il risultato permette la valutazione dell'efficienza del singolo componente mettendo in evidenza eventuali decadimenti prestazionali.

Dato il conseguente effetto sulla sensazione restituita al guidatore, la *comprimibilità* assume un ruolo di fondamentale importanza nelle caratteristiche richieste alla mescola; l'assorbimento della pinza è, difatti, direttamente condizionato da quest'ultima proprietà.
La compressibilità è la resistenza che un materiale oppone se sottoposto a una specifica pressione.

Il valore della compressibilità può essere misurato sia a caldo sia a freddo, attraverso una procedura standardizzata (11).
Una pastiglia, in condizioni ideali, mantiene il suo valore costante al variare delle condizioni operative. La dipendenza da diversi fattori quali temperatura, pressione e tipologia di materiale induce, in condizioni reali, alla variazione delle caratteristiche. I valori tipicamente misurati risultano essere compresi tra i 160 μm e 250 μm, misurati rispettivamente a 5 e 8 MPa.
Infine, merita particolare attenzione la *resistenza al taglio*. In condizioni ottimali, maggiore sarà il valore della resistenza al taglio, maggiore sarà il valore del coefficiente d'attrito.

Durante il normale utilizzo, l'impianto freno è sottoposto a lavorare in varie condizioni ambientali; la pastiglia può quindi essere soggetta a fenomeni corrosivi causati dalle intemperie che le condizioni meteorologiche impongono. La presenza d'acqua o sporcizia può portare alla formazione di un film superficiale che comporta la diminuzione del coefficiente d'attrito.
Diventa dunque necessario che il materiale mantenga costante le proprie caratteristiche fisiche e meccaniche, assicurando l'arresto della vettura nonostante eventuali processi corrosivi. E' possibile quindi monitorare la variazione delle caratteristiche meccaniche al variare delle condizioni operative mediante prove a banco specifiche, dove la pastiglia è sottoposta a un flusso d'acqua salata per un tempo definito in precedenza.
Nonostante ciò, va considerato l'effetto positivo che l'acqua ha sul trasferimento di calore. In condizioni di bagnato, le particelle d'acqua presenti sulla superficie sopprimono l'aumento di temperatura di disco e pastiglia poiché assorbono una quantità di calore tale da evaporare.
Questo fenomeno migliora la dissipazione di calore riducendo la temperatura sulla superficie di contatto, motivo per il quale l'iniezione di acqua sulla fascia frenante è utilizzata su alcuni veicoli commerciali e camion.
Altra caratteristica molto importante è la *conducibilità termica* della pastiglia poiché influenza direttamente lo smaltimento di calore del sistema frenante.
Durante la frenata, la pastiglia tende a riscaldarsi a causa del calore dissipato durante il contatto col disco. Se la mescola presenta una conducibilità termica bassa, la superficie potrebbe presentare zone più calde rispetto ad altre. Tali gradienti di temperatura localizzati innescano un fenomeno di deformazione in cui la parte più fredda tende a comprimersi, e quella calda a dilatarsi. Il risultato è uno stato di sollecitazione interna che potrebbe causare la rottura della pastiglia.
Favorire la dissipazione di calore permette, dunque, di ridurre lo stress termico cui è soggetta la pastiglia, allungandone la vita utile. In aggiunta a ciò, una buona conducibilità termica evita che il liquido freno tenda ad andare in ebollizione, prevenendo così un incremento della corsa pedale.
Come per il disco e la pinza freno, anche sulla pastiglia vengono effettuati dei trattamenti superficiali per garantire un'elevata *resistenza alla corrosione*; la protezione della mescola da agenti contaminanti viene assicurata mediante l'aggiunta di metalli come lo zinco, i quali ne limitano il deterioramento.
La *porosità* è un'altra caratteristica richiesta alla mescola. Le tipologie e le dimensioni dei pori, infatti, sono i principali fattori che influenzano il meccanismo di assorbimento (12). Un'eccessiva porosità favorisce il fenomeno del fading, in quanto i gas prodotti dalla vaporizzazione delle resine s'insediano all'interno delle porosità; questo porta ad un incremento della compressibilità, con conseguenze negative descritte precedentemente. (13) (14) (15)

Ad oggi una delle caratteristiche maggiormente richiesta alla pastiglia è l'elevata proprietà antirumore. Come sarà spiegato nel capitolo successivo, i fenomeni rumorosi sono causati dalle vibrazioni prodotte dagli elementi costituenti il sistema frenante.

Nello specifico, le vibrazioni della pastiglia sono prodotte durante il contatto con il disco, dove l'ampiezza delle oscillazioni è funzione della rigidezza del sistema. Maggiore è la rigidezza del sistema, maggiori saranno le oscillazioni prodotte dal contatto; è quindi comprensibile la richiesta di minimizzare le eccitazioni indotte. Per far ciò, materiali additivi come grafite o sulforo di molibdeno vengono aggiunti alla mescola cambiando la rigidezza del sistema e riducendo il coefficiente d'attrito; questa procedura cambia le frequenze di vibrazione del sistema, con un conseguente effetto sul comfort acustico.

Qualsiasi conducente vuole che le pastiglie freno durino il più a lungo possibile e senza che debba cambiarle frequentemente. L'utilizzo frequente del sistema frenante implica, però, l'usura delle pastiglie, con la conseguente compromissione della durata delle stesse. La vita utile è, quindi, un'altra importante caratteristica richiesta alla mescola.
Per non compromettere l'efficienza frenante, alle pastiglie viene richiesto il mantenimento della forma nonostante l'utilizzo continuo; ciò si traduce in una richiesta di usura simmetrica anche al variare della temperatura. L'usura irregolare condiziona in modo netto la risposta del sistema, con conseguente incremento degli spazi di arresto.
Ulteriore effetto sull'usura della pastiglia viene dato dalla distribuzione delle pressioni. Sebbene il materiale sia rigido, la geometria della pastiglia varia sotto l'azione dell'attuazione idraulica. Tirovic e Day (16) rappresentarono la distribuzione della pressione sulla pastiglia mediante analisi FE a elementi finiti.

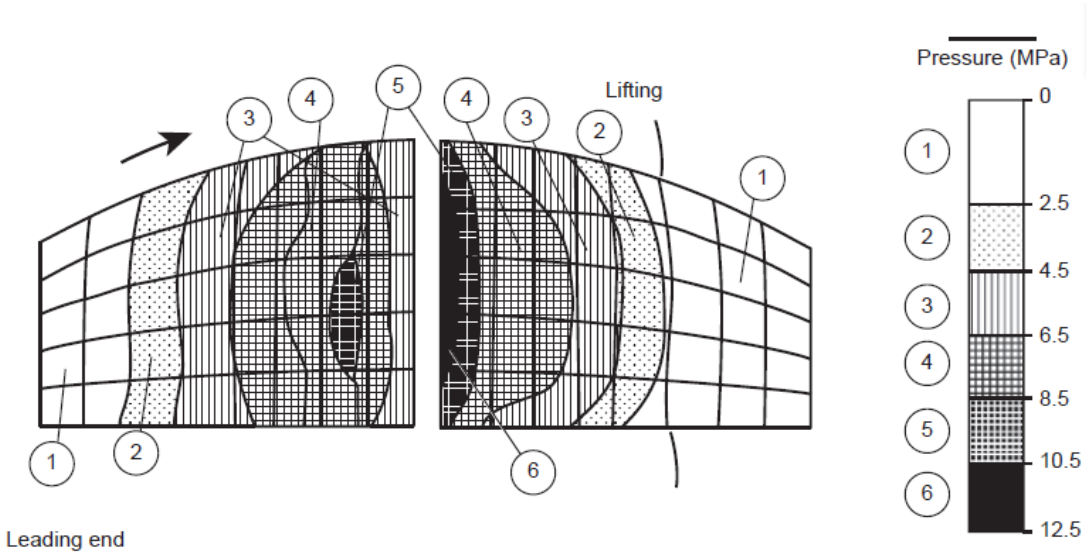


Figura 1.25: Distribuzione della pressione sulla pastiglia simulata mediante analisi FE.

Esaminando attentamente la *Figura 1.25* è evidente come il picco di pressione non si trovi esattamente al centro della pastiglia ma si posiziona verso il bordo di ingresso disco. I bordi della pastiglia risultano essenzialmente scarichi, situazione che delinea una distorsione eterogenea.
La coppia frenante, dunque, dipende dalla distribuzione di pressione e, in particolar modo, dal centro di pressione. Che la causa sia un disallineamento del pistone, una geometria della pastiglia errata o gradienti termici tra lato ingresso e uscita della pastiglia, il centro di pressione cambia drasticamente, influenzando così la risposta frenante.

Ad oggi, la maggioranza dei costruttori di autovetture commissiona la realizzazione dei componenti costituenti l'impianto frenante ad aziende specializzate. In seguito, i prodotti vengono inviati al car maker che li assembla sulle vetture. A livello di sperimentazione, la delibera dei prodotti viene

effettuata mediante l'esecuzione di prove tecniche specifiche, assicurando al costruttore un componente di qualità che soddisfi le specifiche richieste. Comunque prima della validazione, sia il componente sia l'assieme devono superare un certo numero di prove che ne deliberi la piena conformità e i livelli di sicurezza imposti dalle normative vigenti.

2. Problematiche di comfort acustico nei freni

Le emissioni acustiche prodotte dai sistemi frenanti rappresentano uno dei problemi maggiormente sentiti nell'industria automobilistica. L'introduzione di rumorosità nell'ambiente causa, soprattutto nelle aree urbane, il famoso inquinamento acustico. Questa problematica deve essere affrontata e risolta dai costruttori di automobili, i quali investono milioni nella ricerca e nell'innovazione.
Le lamentele da parte dei clienti, riguardanti il comfort acustico delle vetture, riducono notevolmente l'apprezzamento nei confronti del veicolo e della casa costruttrice. Negli ultimi decenni sono state svolte numerose attività di ricerca che hanno permesso di descrivere i fenomeni che portano alla formazione delle rumorosità, ma, a oggi, non tutti i fenomeni risultano controllabili.

Questo capitolo mira a descrivere, avvalendosi delle numerose ricerche già condotte, i principali fenomeni che portano alla formazione del regime vibratorio.
Come logico che sia, non tutti i fenomeni potranno essere descritti; si cercherà quindi di dare una panoramica dei principali fenomeni e dei parametri che giocano un ruolo fondamentale sulla generazione dei fischi. Saranno forniti elementi teorici sul comportamento vibro-acustico dei vari componenti, al fine ultimo di procedere con una successiva ottimizzazione del sistema.

2.1. Generalità e cause

Il fenomeno del fischio freno, o anche detto *brake squeal noise*, è un comportamento d'instabilità dinamica causato da fenomeni vibratori che si generano durante le fasi di arresto di una vettura. Il fenomeno tende a propagarsi sottoforma di rumore molto fastidioso, il quale incide negativamente sul comfort dei passeggeri e del guidatore.

Da osservazioni sperimentali si è riscontrato che il fenomeno si manifesta a qualunque condizione operativa, caratterizzandosi di un'elevata imprevedibilità e scarsa riproducibilità.
Questo tende a verificarsi in qualsiasi range di frequenza, compreso tra 100 e i 20000 Hz, pienamente compreso nel campo dell'udibile. A causa dei moltissimi fattori che influenzano la generazione di un suono, per avere pieno controllo del fenomeno vanno analizzati e compresi tutti i meccanismi che stanno all'origine di un rumore.
Qualunque emissione sonora, indipendentemente dalla frequenza in cui si genera, necessità di due elementi:

- l'*eccitatore*, ovvero la sorgente sonora che fornisce energia al sistema così da indurre l'elemento alla vibrazione;
- il *risuonatore*, il componente che entra in risonanza con l'elemento eccitante.

La natura fisica del suono è, dunque, di tipo ondulatoria, trattandosi di onde che trasportano energia lontano dalla propria sorgente sonora. Ogni volta che un sistema subisce una perturbazione dalla sua condizione di equilibrio, infatti, si generano delle onde che tendono a propagarsi in qualunque direzione attraverso un mezzo di trasmissione, per esempio l'aria circostante. Il passaggio dell'onda mette in vibrazione qualunque elemento che si trovi lungo la sua traiettoria, il quale ritorna alla propria posizione d'equilibrio una volta terminato il transitorio. Qualsiasi evento rumoroso generato, dunque, non è nient'altro che una vibrazione.
Una prima classificazione delle onde prevede l'identificazione di due tipologie: onde longitudinali e trasversali. Le prime sono caratterizzate dal proprio asse di vibrazione coincidente con la direzione di propagazione; un esempio classico è rappresentato da una molla che viene compressa lungo il suo asse. Nel secondo caso, le onde presentano un asse di vibrazione perpendicolare alla direzione

di propagazione dell'onda, come accade per una corda libera di muoversi a un'estremità, e fissa dall'altra.

Per comprendere appieno il fenomeno vibratorio consideriamo il movimento di una particella che viene perturbata dalla sua condizione iniziale. Questa condizione di equilibrio viene detta posizione zero. Se la perturbazione consiste nell'imposizione di un movimento mediante un impulso iniziale, la particella inizia a muoversi lungo una direzione definita. Raggiunta la distanza massima percorribile rispetto alla posizione zero, la particella subirà un'inversione di direzione; la particela verrà quindi riportata alla posizione iniziale. Superata la posizione iniziale, la particella continuerà il suo cammino nella direzione imposta fino al raggiungimento della distanza massima. La particella subirà nuovamente una perturbazione, invertendo nuovamente la direzione di propagazione e tutto si ripeterà. La particella realizzerà quindi un ciclo che si ripete nel tempo (17). Il ciclo viene caratterizzato da una lunghezza d'onda, ovvero la frequenza con cui si ripetono i cicli elementari.
La descrizione viene effettuata lungo l'asse del tempo; è quindi possibile riprodurre la posizione della particella nel tempo, ottenendo così le principali caratteristiche dell'oscillazione.

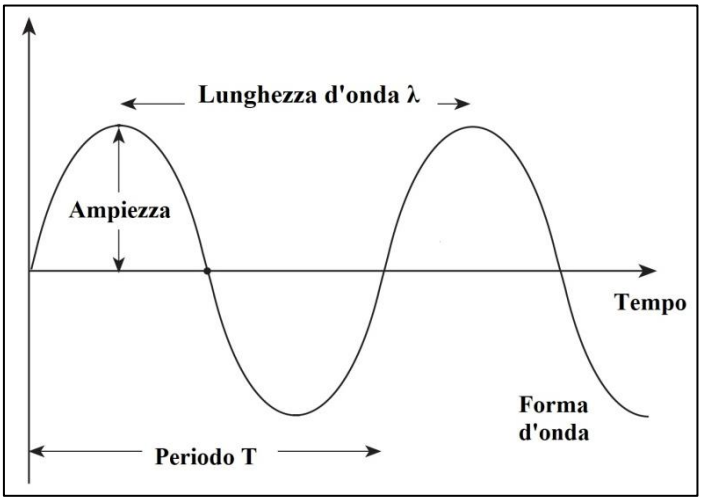


Figura 2.1: Caratteristiche principali di un'onda.

Esaminiamo un caso molto importante di onda piana, meglio nota come onda armonica, ovvero una funzione periodica nel tempo.
Il parametro più significativo per esprimere l'energia trasportata dall'onda prende il nome di **ampiezza dell'oscillazione**; essa rappresenta la distanza massima dalla propria posizione di equilibrio, raggiunta dall'oscillatore.
Il numero di oscillazioni compiute da una particella attorno alla posizione di equilibrio, nell'unità di tempo, viene identificata dalla **frequenza di vibrazione**. Identificata con *f*, ed espressa in Hertz, tale grandezza risulta fondamentale in quanto permette di confrontare due suoni provenienti dalla stessa sorgente. Il reciproco della frequenza rappresenta il tempo che una particella impiega a compiere un ciclo completo, ed è indicato come periodo *T*.

$$T = \frac{1}{f} \tag{2.1}$$

Un'onda tende a propagarsi in una direzione con una data velocità *v*, nota come **velocità di propagazione**. Nell'unità di tempo, essa esprime la distanza alla quale le oscillazioni si sono propagate.

Fissato un istante di tempo, è possibile definire la posizione occupata da un punto nell'onda. Data la natura periodica dell'onda armonica in esame, a un dato istante di tempo, la stessa particella occuperà la medesima posizione rispetto a quella di equilibrio. La distanza tra due punti identici tra due cicli adiacenti, quindi, è indicata come **lunghezza d'onda λ**. L'unità di misura della lunghezza d'onda è il metro.
Lunghezza d'onda e frequenza di oscillazione sono strettamente legate tra loro secondo la seguente equazione:

$$\lambda f = v \tag{2.2}$$

L'espressione mostra come le tre grandezze siano tra di loro dipendenti. Esiste un'ulteriore relazione tra frequenza e la pulsazione dell'onda ω, espressa dall'*equazione 2.3*:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \qquad oppure \qquad \omega = 2\pi f \tag{2.3}$$

Infine, l'ultima caratteristica di un'onda da citare è la **forma d'onda**. Essa mostra il profilo dell'onda riprodotto su di un piano cartesiano, determinando così quale sia l'andamento dell'onda. L'andamento sinusoidale è la forma più rappresentata per la sua semplicità.

La comprensione dei parametri coinvolti è chiaramente necessaria per capire cosa generi un suono. Il primo parametro che richiede approfondimenti è l'ampiezza sonora. Se consideriamo un suono, l'ampiezza viene misurata in un determinato punto nello spazio in cui si ha il passaggio dell'onda, poiché, come anticipato, essa rappresenta la distanza percorsa da una particella. Tuttavia, alcuni suoni ordinari percorrono spazi ridotti tali da risultare difficili da percepire. E' dunque richiesta una rappresentazione più semplice e intuitiva, che utilizzi come punti di riferimento il valore della soglia d'udibilità. Si correla, così, l'ampiezza sonora ad altre due grandezze, una legata all'energia trasportata dall'onda e l'altra legata alla pressione dell'aria indotta dalla compressione e rarefazione delle particelle.
Facendo riferimento all'energia trasportata, viene introdotta l'**intensità sonora**. Essa è definita come rapporto tra la potenza del suono e la superficie attraversata. Indicata come *SIL*, tale grandezza assume il nome di Livello d'Intensità Sonora:

$$SIL = 10 \log(\frac{\mathrm{I}}{\mathrm{I_0}}) \tag{2.4}$$

dove *I* rappresenta l'intensità sonora e I_0 esprime la soglia di udibilità dell'orecchio umano, espresse in W/m^2. Fissata la frequenza a 1000 Hz, il valore I_0 è pari a 10^{-12} W/m^2.
Numericamente simile ma concettualmente differente, la **pressione sonora** rappresenta la differenza di pressione *p* causato da un suono, rispetto alla pressione atmosferica p_0 pari a $2{,}5*10^{-5}$ Pa. Anche in questo caso, la soglia è determinata rispetto un suono caratterizzato da una frequenza di 1000 Hz. Indicata come *SPL*, tale grandezza viene misurata in decibel, o dB.

$$SPL = 20 \log\left(\frac{\mathrm{p}}{\mathrm{p_0}}\right) \tag{2.5}$$

Le due grandezze risultano pressoché identiche in quanto esiste una relazione tra intensità e pressione. L'energia di un'onda sonora è, infatti, proporzionale al quadrato della pressione, e dunque, al quadrato dello spostamento. Il fattore moltiplicativo 2 è dunque legato all'esponente del logaritmo. Il confronto viene comunque sempre effettuato in relazione alla soglia di udibilità, quindi

i valori risultano pressoché identici. L'utilizzo di uno o di un altro resta quindi a discrezione dell'operatore che ne determina l'ascolto.

2.2. Differenza tra un suono e un rumore

I fenomeni acustici sono dunque energia meccanica che si propaga attraverso onde elastiche, producendo una sensazione particolare sull'orecchio umano. Il mezzo di trasmissione elastico è solo una delle condizioni necessarie per la generazione di un suono, infatti, rispetto a un'onda elettromagnetica che può propagarsi anche nel vuoto, un'onda elastica richiede un mezzo per potersi propagare. La proprietà di elasticità è obbligatoria affinché il mezzo ritorni alla posizione di partenza. In aggiunta a ciò, per ottenere un'onda elastica, il mezzo di trasmissione deve avere una massa non nulla. Tale condizione permette di avere il trasferimento della quantità di moto tra le particelle adiacenti.
La percezione del suono è correlata all'eccitazione del timpano dell'orecchio il quale, causa la variazione della pressione nell'aria, tende a vibrare. La conseguenza è una percezione del suono differente a seconda di tale variazione. Il nostro sistema uditivo, infatti, è in grado di elaborare il segnale ricevuto determinando se si tratti di un suono o di un rumore. Il tipo di suono dipende dalla frequenza e dall'ampiezza delle vibrazioni, poiché incidono sulla percezione del suono. Maggiore sarà la frequenza, più acuto sarà il suono.
Ma per comprendere quale sia la differenza tra suono e rumore iniziamo col differenziare le onde periodiche da quelle aperiodiche.

Un segnale **periodico** è un tipo di onda costituito da una sequenza di oscillazioni che si ripetono in modo regolare, dove l'intervallo di tempo è definito dal periodo T. Come già intuibile dal nome, in un segnale **aperiodico** non è possibile identificare una regolarità nelle oscillazioni.
In precedenza è stato detto che un'onda sonora è una perturbazione della pressione e delle densità dal proprio stato d'equilibrio, che si propaga in un mezzo di trasmissione, ad esempio l'aria. Un suono è quindi un'onda di pressione caratterizzato da un profilo d'intensità periodica, che si ripete con regolarità. Viceversa, un rumore è un segnale di disturbo che corrisponde a un'onda di pressione irregolare, non periodica, caratterizzato da una forma d'onda irregolare che oscilla con molte frequenze diverse tra di loro.

Osservazioni sperimentali hanno permesso di dimostrare come i segnali prodotti durante le fasi di frenatura di un veicolo siano caratterizzate da un andamento di pressione privo di regolarità. La percezione prodotta è, dunque, quella di un rumore molto fastidioso.
Tali rumorosità sono percepite in maniera differente a seconda la sensazione prodotta sul nostro sistema uditivo. Nel corso degli anni sono state sviluppate una serie di teorie su come fosse generato il fischio freno, alcune confermate sperimentalmente, altre sono oggetto ancora di discussione. Non è possibile, d'altro canto, descrivere tutti i modelli proposti per spiegare il fenomeno.
In letteratura, nel corso degli anni, sono state definite una serie di classificazioni delle rumorosità caratteristiche dei freni, basata sulle frequenze d'eccitazione (18); si è partiti da North nel 1976 (18), passando per Papinniemi nel 2002 (19), fino ad arrivare nel 2008, anno in cui Dai and Lim (20) classificarono le rumorosità freno in tre principali categorie:

- **Low Frequency Noise:** sono rumorosità caratterizzate da basse frequenze d'oscillazione con un intervallo di frequenza compreso tra zero e 1000 Hz. La principale causa di tale rumorosità è il contatto tra le superfici frenanti. L'energia prodotta viene trasferita al telaio sotto forma di vibrazione, mediante le sospensioni (21). Grazie a osservazioni sperimentali si è visto che questa tipologia di rumorosità si manifesta tipicamente a basse velocità.
- **Low Frequency Squeal Noise:** contrariamente a quello precedente, questa tipologia di rumorosità può essere associata all'accoppiamento delle frequenze di due o più corpi in

moto relativo tra di loro. Caratterizzata da una banda di frequenza molto bassa (1 ~ 3 kHz), risulta essere la tipologia di rumore più fastidiosa che si può generare. La causa principale sembrerebbe essere l'accoppiamento tra i modi di vibrare dei vari elementi costituenti il gruppo ruota. Prove sperimentali hanno dimostrato che la causa principale di questi fischi sono i modi di vibrare del disco, principalmente quelli diametrali, i quali tendono ad accoppiarsi tra di loro (22) (18) (23).

- **High Frequency Squeal Noise**: In questa classificazione vengono tipicamente raggruppati tutti quei rumori che si generano ad una frequenza superiore di 3 kHz (con valori che vanno da 3 kHz a 15 kHz). Molte attività dimostrano come il fischio sia causato dall'eccitazione indotta dall'accoppiamento dei modi di vibrare del disco (tipicamente da 5 a 10 nodi diametrali) con se stesso o con altri componenti dell'impianto frenante come pastiglia o pinza.

Risulta evidente come, nonostante l'intervallo delle frequenze delle principali categorie descritte è molto ampio, tali rumorosità sono caratterizzate da bande di frequenze che cadono all'interno del campo uditivo dell'uomo. L'utente è, dunque, in grado di percepire qualunque tipo di rumore prodotto durante le frenate.
Malgrado non esistano dei valori standardizzati per definire una tipologia di rumore, un'ulteriore classificazione può essere effettuata per quanto riguarda le rumorosità a bassa frequenza, ottenendo in dettaglio tre tipologie di rumorosità: judder, groan e howl

2.2.1. Judder

Il judder è una vibrazione non risonante che si sviluppa principalmente a frequenze minori di 100 Hz, influenzata direttamente della velocità di rotazione della ruota. Essendo la vibrazione non risonante, il suono può generarsi a qualsiasi frequenza.
Causato dalla deformazione del disco, le oscillazioni tendono a trasferirsi lungo tutta la struttura oltre che sull'impianto idraulico. Il risultato sono vibrazioni avvertite dal pilota anche sullo sterzo e sul pedale del freno.
In funzione delle condizioni alle quali si manifesta il fenomeno, si possono classificare due tipi di rumorosità: judder a freddo e judder a caldo.
Il judder a freddo, o *cold judder* dall'inglese, si manifesta a bassissime frequenze; la causa principale è la variazione di spessore del disco, indicata come DTV o Disc Thickness Variation. Le deformazioni indotte dalla variazione di spessore provocano un contatto a intermittenza tra disco e pastiglia, condizione che porta il fenomeno ad autoalimentarsi.
Un'ulteriore causa del contatto ad intermittenza è la formazione di zone con elevante differenze di temperatura; la presenza di zone più fredde inducono la struttura a deformarsi in maniera differente con conseguente decadimento del coefficiente d'attrito.
A differenza del primo, l'*hot judder* è prodotto principalmente da un fenomeno termico. La presenza di elevati gradienti termici superficiali localizzati induce al cambiamento di fase la ghisa. Il passaggio da perlite a martensite introduce regioni a differenti caratteristiche meccaniche con la conseguente deformazione asimmetrica. In aggiunta a ciò, l'elevata durezza superficiale della martensite introduce il fenomeno di usura anomala del disco e della pastiglia. (24)

2.2.2. Groan noise

Il *Groan noise*, o letteralmente tradotto come lamento, identifica una rumorosità a frequenze tra 100 Hz e 0.5 kHz, legata principalmente alle vibrazioni indotte dalle deformazioni del sistema frenante

che si trasmettono al gruppo sospensione. Prevalentemente si sviluppa a basse velocità o in condizioni di alta umidità e basse temperature; a differenza del judder, questo fenomeno risulta indipendente dalla velocità di rotazione.
A esso è associata un'altra rumorosità chiamata *moan*, o muggito. Questo fenomeno di solito appare a frequenze prossime ai 500 Hz ed è caratterizzato, come per il lamento, da un'eccitazione di tipo non lineare. (25)
Altra rumorosità, prodotta a frequenze comprese tra 500 Hz e 1000 Hz, è nota come *howl*, o rumore urlante. Tale rumore si genera principalmente sugli impianti con freni a tamburo, a dell'attrito tra la mescola e il tamburo che, durante la fase di frenatura, eccita i componenti costituenti il sistema frenante. (26)

2.2.3. Squeal noise

Il fischio freni, o *squeal noise*, rappresenta una delle problematiche maggiormente sentite nel settore automobilistico poiché, durante una manovra di frenatura, la generazione di un fischio a media o alta frequenza infastidisce conducente e passeggeri.
La natura del fenomeno rende difficoltosa identificare una soluzione al problema; il fenomeno difatti non sempre può essere riprodotto (27) (28) e questo incide negativamente sull'identificazione di una soluzione. Numerose ricerche sono state eseguite negli ultimi decenni da vari ricercatori, allo scopo di trovare una spiegazione univoca del fenomeno. Merita una citazione North M.R. (29), che nel 1969 raggiunge alla conclusione che il fenomeno è indipendente dalla velocità di rotazione. Inoltre aggiunse che la formazione del fischio è favorita alle alte temperature e alle elevate pressioni. La continua evoluzione tecnologica nel settore della ricerca ha portato, mediante l'utilizzo di strumenti di calcolo, alla simulazione di modelli fedelmente rappresentativi del contatto tra rotore e statore. La conclusione alla quale si è arrivati è che il fischio freni non è prodotto da un singolo fenomeno. (27) A ogni tipologia di rumorosità, infatti, è possibile associare dei differenti fenomeni di produzione che portano il sistema a eccitarsi. I principali approcci sviluppati verranno dunque analizzati con attenzione, con l'obiettivo di evidenziare la natura e le caratteristiche delle vibrazioni alle quali è possibile associare il fenomeno rumoroso.

2.3. Il fischio freni

Il fenomeno del fischio freni risulta essere un evento rumoroso che si manifesta in maniera casuale, e nonostante le tantissime ricerche svolte non tutte le cause sono tutt'oggi conosciute. Si presuppone che il rumore sia caratterizzato da una forma d'onda nella maggior parte dei casi non periodica, in altre parole che non si ripete con costanza.
La causa che induce suddetta rumorosità resta comunque l'eccitazione del sistema indotta dal contatto tra le due superfici frenanti. Lo studio del moto vibratorio dei singoli elementi è, quindi, il primo passo verso l'identificazione della sorgente sonora.

Se un corpo subisce un'eccitazione, la vibrazione indotta porterà l'elemento a deformarsi elasticamente, variando la sua forma e la sua dimensione. La deformazione scompare una volta cessata la sollecitazione. Data la possibilità di movimento lungo tre direzioni, è possibile identificare due piani, classificati in funzione della direzione lungo cui si sviluppa la vibrazione:

- **In plane mode**: l'effetto vibratorio si verifica nel piano della superficie d'attrito, manifestandosi sotto forma di tensionamenti di trazione e compressione dell'elemento;
- **Out of plane mode**: il componente subisce una deformazione lungo la direzione normale alla superficie di contatto, curvandosi e piegandosi rispetto alla superficie d'attrito.

La descrizione del fenomeno è stata trattata da diversi ricercatori; attraverso interferometria ottica laser, Talbot (30) (31) mostrò le vibrazioni fuori piano del sistema frenante durante la generazione di un fischio. Dalla combinazione di una serie d'informazioni, fu possibile dimostrare l'evoluzione temporale del moto vibratorio degli elementi coinvolti. Le animazioni fornirono chiarimenti riguardanti l'ampiezza della vibrazione, la direzione del movimento e sui meccanismi responsabili all'autoeccitazione.

In generale esistono tre tipi di approcci che permettono di studiare i meccanismi che portano alla formazione di un fischio: l'approccio teorico, numerico e l'approccio sperimentale. Ognuno di questi gioca un ruolo fondamentale nell'identificazione delle cause che portano il sistema a diventare instabile.
L'approccio teorico è la base di partenza per comprendere tali instabilità; questa modalità permette, infatti, di comprendere i fenomeni che stanno alla base delle rumorosità. L'utilizzo di tale approccio è comunque limitato dal numero di parametri disponibili. In aggiunta a ciò, non permette la piena comprensione del modo di deformarsi dei vari componenti.
Al contrario, un approccio numerico è capace di descrivere in modo accurato e preciso come ogni singolo elemento tende a deformarsi. Oggigiorno, modelli di calcolo accurati permettono di simulare in modo chiaro e preciso il funzionamento dei vari sistemi. Va di contro che i tempi di calcolo richiesti per l'ottenimento di risultati attendibili sono lunghi. Inoltre, le logiche di controllo della mole di dati richiesta risultano particolarmente complesse. Il risultato è un'approssimazione precisa ma limitata, del moto dell'intero sistema.
Resta di primaria importanza la conferma delle assunzioni teoriche fatte attraverso l'approccio sperimentale. L'esecuzione di specifiche prove, difatti, ha il compito di confermare o meno le varie teorie e assunzioni ipotizzate. A ciò si aggiunge la necessità di dover caratterizzare ogni singolo elemento mediante prove ad hoc, operazione necessaria per la caratterizzazione dei singoli componenti sui modelli di calcolo.

Data le evidenti difficoltà di esporre in un unico elaborato la totalità delle tipologie di approccio presenti, verranno esaminati solo alcune delle principali teorie che descrivono il fenomeno della

rumorosità. Ci si focalizzerà solo sui principali meccanismi utilizzati per la comprensione delle sorgenti che inducono al fischio i freni.
In dettaglio, i quattro meccanismi possono essere elencati come segue: meccanismo dello stick-slip meccanismo sprang-slip, accoppiamento modale, meccanismo del martellamento o hammering. (27) (32)

2.3.1. Meccanismo dello Stick-Slip

Uno dei primi meccanismi studiati viene fatto risalire al teorico Mills (33). Mills condusse un insieme di test allo scopo di investigare il fenomeno del fischio freno. L'ipotesi semplificativa utilizzata fu attribuire alla variazione coefficiente d'attrito tra pastiglia e disco freno la generazione del fischio. In particolare questo fenomeno si manifesta ciclicamente alle basse velocità, dove il coefficiente d'attrito μ assume un valore decrescente in relazione della velocità.
Ipoteticamente, all'aumentare della velocità di scorrimento tra disco e pastiglia il coefficiente d'attrito dinamico decresce; ciò comporta la variazione della forza d'attrito tra pastiglia e disco generando una vibrazione auto eccitante.

Per dare una spiegazione del fenomeno, è possibile descrivere il sistema disco-pastiglia attraverso un modello a un grado di libertà, visto come una pastiglia di massa *m*, tenuta in posizione fissa da una molla di rigidezza *k* e uno smorzatore *c*, posta a contatto con un disco che ruota a una velocità *v*, come mostrato in *Figura 2.2:*

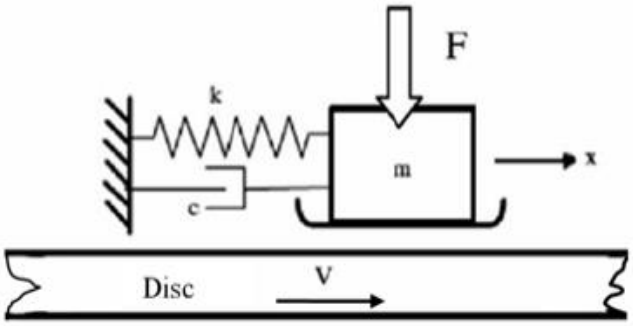


Figura 2.2: Modello a un grado di libertà del meccanismo di stick-slip.

Il fattore *c* rappresenta il coefficiente di smorzamento, μ il coefficiente d'attrito che varia con la velocità secondo l'*equazione 2.6:*

$$\mu = \mu_s - \alpha v \tag{2.6}$$

dove μ_s identifica il coefficiente d'attrito statico ed α rappresenta un coefficiente di proporzionalità.
L'equazione che descrive il moto della pastiglia risulta quindi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = (\mu_s - \alpha(v - \dot{x}))F \tag{2.7}$$

$$m\ddot{x} + (c - \alpha F)\dot{x} + kx = (\mu_s - \alpha v)F \tag{2.8}$$

dove *F* rappresenta la forza esercitata sulla pastiglia dal pistone.
Se si risolve l'equazione, si osserva che per valori di $\alpha F > c$ il coefficiente di smorzamento diventa negativo. Il risultato è, quindi, che le oscillazioni della pastiglia non vengono smorzate, ma anzi amplificate. L'autoeccitazione del sistema porta alla propagazione di onde di pressione nel mezzo circostante, generando così il fischio.

Sfortunatamente Mills non arrivò alla dimostrazione di ciò che ipotizzò, ma negli anni successivi diversi studi di approfondimento furono portati a termine da Fosberry and Holubecki (34), che nel 1961 conclusero che "il fischio freno è caratterizzato da una vibrazione indotta da un materiale d'attrito con coefficiente d'attrito statico maggiore del coefficiente d'attrito dinamico, con un coefficiente dinamico che diminuisce con l'incremento della velocità".

Negli ultimi anni questa teoria fu lentamente soppiantata da altre molto più convincenti; nel 1983 infatti Lang and Smales (35) conclusero che questa tipologia di meccanismo non è trascurabile per il rumore caratterizzato da frequenze sotto i 100 Hz. Successivamente Eriksson and Jacobson (36) effettuarono ulteriori studi alla ricerca di una correlazione tra le rumorosità e il materiale d'attrito del disco combinato a questo fenomeno. Sfortunatamente per loro, i loro sforzi furono invani.

2.3.2. Meccanismo dello Sprag-Slip

Questo meccanismo fu introdotto successivamente da Spurr (37). Egli ipotizzò che la causa principale della vibrazione fosse riconducibile a un'instabilità geometrica del sistema. La teoria fu applicata ipotizzando che il coefficiente d'attrito fosse costante durante l'uso.

Secondo Spurr, una variazione dei vincoli geometrici e cinematici indurrebbe alla formazione di fenomeno di natura ciclica a coefficiente d'attrito costante; a causa della geometria, infatti, il sistema tenderebbe a deformarsi. In contemporanea alla deformazione, si ha la generazione di un suono molto fastidioso. Il modello del contatto tra di disco e pastiglia venne rappresentato come una struttura rigida, vincolata ad un estremo con una cerniera, e dall'altro a contatto con un piatto rigido in movimento, come mostrato in *Figura 2.3:*

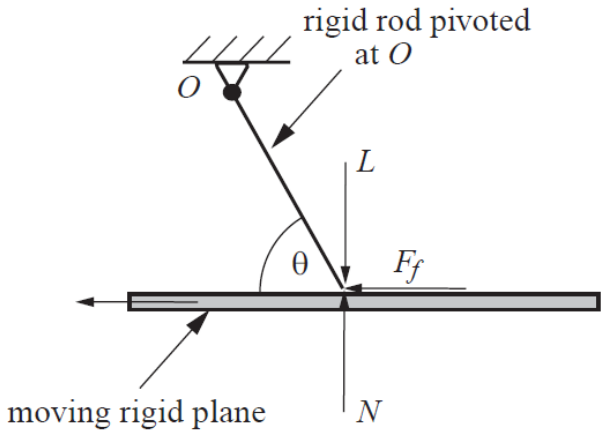


Figura 2.3: Modello rappresentativo del fenomeno di sprag-slip.

Spurr considerò, assunta $T = \mu N$ la forza tangenziale generata durante il contatto, il sistema in equilibrio, ottenendo le *equazioni 2.9 e 2.10* seguenti:

$$T = \frac{\mu L}{(1 - \mu \tan \theta)} \tag{2.9}$$

$$N = \frac{L}{(1 - \mu \tan \theta)} \tag{2.10}$$

dove N rappresenta la forza normale che viene esercitata per mantenere a contatto la pastiglia, μ il coefficiente d'attrito e θ l'angolo di inclinazione della superficie rigida.

Spurr riuscì a dimostrare che, per valori di $tan\theta = 1/\mu$ la forza tangenziale tende a infinito, bloccandone il movimento. La flessibilità del sistema e dei singoli componenti permette però al sistema di svincolarsi tornando a muoversi. La struttura, infatti, tende a deformarsi elasticamente, staccandosi dal punto di contatto e rimettendo in moto il disco; si ritorna così alla condizione di partenza, condizione che porta alla ripetizione ciclica del fenomeno. Questa condizione genera, secondo Spurr, un suono a intermittenza. Negli anni a venire, questa teoria venne spesso ripresa, analizzata e confermata da ulteriori studi, che non staremo qui ad approfondire (38). Per questa tipologia d'instabilità fu successivamente coniato il termine di *induzione geometrica* o *kinematic constraint* (39). Recentemente fu anche ipotizzato che i due meccanismi sopracitati potessero essere in correlazione tra di loro (40).

2.3.3. Meccanismo del Martellamento

Il primo a proporre un meccanismo basato sull'impatto tra disco e pastiglia furono Rhee et al nel 1989 (41). Attraverso l'esecuzione di test su alcuni veicoli, si notò che la frequenza di eccitazione del sistema coincideva con quella d'eccitazione del disco se sottoposto a un test di martellamento.
Il meccanismo era quindi causato principalmente dalle irregolarità della superficie del rotore. La spiegazione che fu data presupponeva che questa condizione d'imperfezione localizzata sul disco portasse la pastiglia a urtare su di esso, generando quindi una condizione di eccitazione sul sistema. In contrapposizione al fenomeno dello sprang-slip, questo modello impone che le due superfici non siano sempre in contatto tra di loro. In aggiunta, ulteriori analisi furono portate a termine da Chen et al. (42) dove dimostrarono che le frequenze d'eccitazione coincidevano, o erano molto vicine, alle frequenze naturali del sistema.
Un'ulteriore causa alla formazione d'impulsi che eccitano i componenti è l'interazione tra il meccanismo di stick-slip e le onde di Schallamach (43). Durante il suo lavoro su di una gomma sottoposta a scorrimento, Schallamach notò come l'instabilità superficiale fosse funzione della giacitura e della direzione della forza scambiate durante il contatto. L'instabilità tende a rivelarsi come rughe e onde superficiali di distacco, instaurando un fenomeno vibratorio dei vari elementi del sistema.

2.3.4. Accoppiamento Modale

In concomitanza con le teorie esposte in precedenza, Jarvis and Mills (44) dimostrarono come la variazione del coefficiente d'attrito fosse insufficiente a provocare il fenomeno vibratorio. Questo indusse a pensare che un'altra causa della rumorosità potesse essere l'accoppiamento modale tra gli elementi del sistema. Il fenomeno si manifesta principalmente a causa dell'accoppiamento tra i diversi moti vibrazionali di due elementi o sistemi, in moto relativo; ciò significa che i modi propri di vibrare di uno ricoprono lo stesso intervallo di frequenza dei modi propri di vibrare dell'altro; non è da escludere, però, che il rumore sia indotto dall'accoppiamento di modi propri di vibrare dello stesso elemento.

L'analisi effettuata dai due, prevedeva l'utilizzo di un sistema a tre gradi di libertà, basato sulla teoria introdotta da Spurr. Col passare degli anni, i modelli utilizzati nelle varie attività di ricerca sono cambiati. Si è difatti incrementato sempre di più il numero dei gradi di libertà, con l'obiettivo di rendere il più realistico possibile il modello. L'evoluzione tecnologica ha, infatti, permesso di consolidare le conoscenze attraverso l'ausilio di procedure di calcolo sempre più complesse, favorendo una maggior comprensione del fenomeno. D'altro canto, un incremento del numero di variabili da considerare ha portato a una maggior complessità dei modelli.
Nonostante ciò, la continua ricerca è una costante dimostrazione di come il fenomeno non sia ancora del tutto chiaro, e sia, anzi, ancora oggi oggetto di discussioni.

3. Metodologie di analisi

La stabilità dinamica dell'intero sistema frenante deve essere accuratamente esaminata per identificarne le frequenze alle quali diventa instabile; di conseguenza, diventa necessaria la determinazione e la realizzazione di un ciclo di lavoro, con il quale si simulano le condizioni climatiche e operative che si possono riscontrare durante il reale utilizzo della vettura su strada. L'esigenza di ricreare esattamente le reali condizioni di lavoro rende indispensabile l'utilizzo di uno strumento di misura dedicato; pratica comune nell'industria dell'automobile prevede, dunque, l'utilizzo di banchi dinamometrici a rulli per l'esecuzione di prove che restituiscano risultati affidabili e accurati.

Questo capitolato traccerà una descrizione della tipologia di banco dinamometrico utilizzato per le prove, con una panoramica dettagliata sui cicli e sull'elettronica usata per l'acquisizione dei vari segnali.

3.1. Banco a rulli dinamometrico

La metodologia di supporto più comune in ambito sperimentale NVH prevede l'esecuzione di prove svolte in laboratori dedicati. Il banco dinamometrico a rulli rappresenta un sistema tecnologico all'avanguardia per la valutazione e l'analisi del comfort degli occupanti del veicolo. Attraverso un accurato sistema di controllo, il banco permette di riprodurre specifiche condizioni di guida.

Queste tipologie di banchi sono in grado di controllare e acquisire un'enorme mole d'informazioni, gestendo il pieno controllo delle principali funzioni operative come il rilevamento, il salvataggio e l'esportazione dei dati; inoltre, essi dispongono di logiche di controllo ad hoc per tutti i vari parametri di settaggio, nonché dei parametri di funzionamento del macchinario.

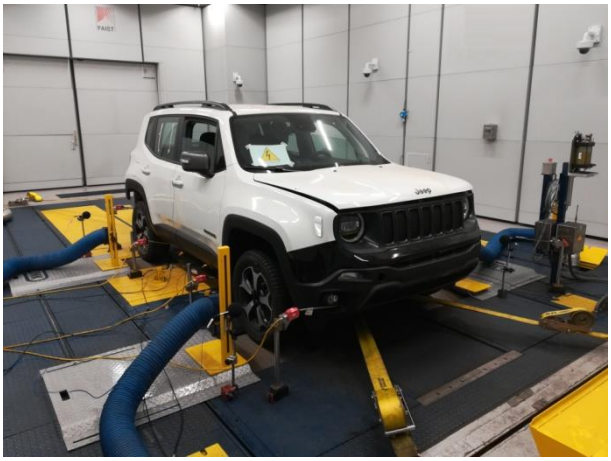


Figura 3.1: Banco dinamometrico a rulli.

Il banco utilizzato è costituito da una camera semianecoica climatizzata con rivestimento insonorizzante e un impianto di climatizzazione e raffreddamento della camera detto *ECU*, o *Enviromental Condition Unit.*
L'insonorizzazione della struttura permette di minimizzare la riflessione delle onde sulle pareti; ciò permette di realizzare condizioni di silenzio quasi assoluto al suo interno, assicurando un rumore di fondo sufficientemente basso.
L'abbattimento delle riflessioni del suono viene assicurato grazie all'utilizzo di materiale fonoassorbenti, cosicché non possono aver luogo fenomeni di eco. La particolarità della semianecoicità sta nell'insonorizzazione delle sole pareti laterali e del tetto, ma non del pavimento, utilizzato come alloggiamento per i rulli.

L'unità di condizionamento, attraverso il controllo della temperatura e dell'umidità, permette di variare le condizioni ambientali. Il flusso d'aria viene fatto circolare all'interno della camera mediante un circuito chiuso; passando attraverso un deumidificatore, l'ECU genera vapore così da aggiungere umidità al flusso.
Il range di temperatura controllato va da un minimo di -20 °C, a un massimo di 40 °C. L'umidità che il sistema riesce a controllare varia in funzione della temperatura in cui ci si trova: l'umidità minima controllabile con T superiore di -12°C è pari al 40%, mentre con temperature superiori ai 20 °C l'umidità minima controllabile è del 15%. L'unità è comunque in grado di assicurare un controllo massimo dell'umidità pari al 95%.

Tabella 1: Parametri controllati dalla ECU.

Parametro	Range	Unità di misura
Temperatura controllata	-20 a 40	°C
Umidità controllata (±15% RH)	40% a 95% da -12°C a 0°C	RH
Umidità controllata (±5% RH)	40% a 95% da 0°C a 40°C	RH
Umidità controllata (±5% RH)	15% a 95% da 20°C a4 0°C	RH

La simulazione di una manovra di frenatura del veicolo avviene mediante l'utilizzo di 4 rulli indipendenti, ovvero azionati da 4 motori elettrici alimentati a corrente alternata. Celle di carico assemblate sulla carcassa dei motori permettono di misurare la coppia motrice prodotta durante la rotazione. Il monitoraggio della posizione dell'albero motore viene commissionato ad un encoder posizionato in prossimità dei rulli.
Il banco è equipaggiato con rulli anteriori fissi e rulli posteriori mobili; quest'allestimento permette di accogliere e valutare un'ampia gamma di vetture, partendo da veicoli leggeri fino a veicoli commerciali. Un sistema di scorrimento automatizzato dei rulli posteriori permette, infatti, di variare il passo in funzione della tipologia di veicolo da testare. Il parziale isolamento dei rulli, ad eccezione della superficie di corsa, permette di ridurre i livelli di rumore di fondo prodotti dal rotolamento degli stessi.
Allo scopo di prevenire corrosione e abrasione della superficie di corsa, i rulli subiscono un trattamento superficiale di metallizzazione. Tale processo prevede l'utilizzo di una polvere di particelle al carburo di tungsteno, che viene spruzzata sul substrato del rullo.
Il risultato è un film protettivo duro e con un'elevata resistenza, migliorando ed allungando la vita utile dei rulli. Le proprietà del rivestimento dipendono dalla granulometria e dalla frazione di particelle utilizzate.
Ulteriore peculiarità di una superficie ruvida è la capacità di garantire il raggiungimento del grip ottimale tra rullo e pneumatico, assicurando stabilità e omogeneità nel contatto. Grazie a questo tipo di equipaggiamento, è possibile movimentare la vettura come se si trovasse su strada, durante le normali condizioni d'uso.

Tabella 2: Specifiche del banco.

Parametro	Range	Unità di misura
Potenza motori	149 (200)	kW (CV)
Velocità massima raggiungibile	250	km/h
Range di velocità	0 a 725	rpm
Massima pressione applicabile	200	bar
Diametro Rulli	1,83	m
Passo vettura (variabile)	2290 a 5640	mm

Per una corretta simulazione delle condizioni stradali, il banco lavora effettuando due differenti controlli, a seconda delle condizioni da riprodurre.

Il primo loop di controllo prevede la verifica della velocità di rotazione dei rulli attraverso la misura della loro posizione a mezzo di encoder; tali sensori sono posizionati in prossimità dei rulli per assicurare una maggior precisione della misura.
Il secondo loop prevede il controllo della coppia ai rulli, rispetto ad un valore target, agendo sulla corrente elettrica fornita o sottratta ai motori di azionamento dei rulli.

La simulazione delle reali condizioni della vettura durante la frenatura viene effettuata attraverso la simulazione delle inerzia del veicolo (45). I moderni banchi dinamometrici simulano l'inerzia mediante l'utilizzo di motori elettrici montati sui rulli; mediante l'aggiunta o l'assorbimento di potenza al sistema, il motore simula l'inerzia del veicolo. Variando determinati parametri come l'angolo di rotolamento o il peso della vettura, il drive del motore ha la capacità di operare in un ampio range di funzionamento. Esistono, però, sistemi che, attraverso il montaggio di dischi in acciaio direttamente sull'albero del banco, riproducono l'inerzia del veicolo. La scelta della tipologia non cambia l'obiettivo di simulare in maniera attendibile l'inerzia del veicolo durante una frenata.
Altra importante caratteristica di questi banchi è la modalità d'applicazione frenante; avendo a disposizione l'intera vettura funzionante si ha la possibilità di effettuare la manovra di frenatura in tre differenti modalità:

- **Driving mode**, procedura che prevede la generazione di pressione nell'impianto frenante attraverso il pilota, il quale, esercitando una forza sul comando pedale, agisce direttamente sull'impianto della vettura;
- **pedal applier mode**, prevede l'utilizzo di un sistema automatizzato costituito da un attuatore idraulico, il quale aziona il pedale freno generando pressione nell'impianto della vettura;
- **brake apply mode,** nel quale l'applicazione frenante viene gestita direttamente dal banco a mezzo di un sistema di generazione di pressione idraulica collegato direttamente alle pinze freno. Con questa modalità si ha la possibilità di gestire la frenata su singolo assale, in quanto si dispone di due gruppi di alimentazione indipendenti; l'operazione viene però evitata poiché un ritardo sulla risposta del sistema potrebbe portare la vettura ad avere un comportamento instabile.

Il sistema brake apply prevede un controllo ad anello chiuso di tipo PDI, dall'inglese Proportional Integral Derivative Controller. Attraverso un accurato controllo del software, il sistema è in grado di controllare le attuazioni di tipo pneumatico, elettrico e idraulico, necessarie per effettuare le manovre di frenatura. Difatti, il sistema è dotato di una pompa, azionata elettricamente, la quale è in grado di trasformare aria compressa in un'applicazione idraulica mandando l'olio in pressione direttamente in pinza.

3.2. Strumenti di misura

Per la corretta identificazione del rumore e un'esaustiva analisi dei dati, è richiesto l'utilizzo di sistemi elettronici per l'acquisizione dei dati. L'identificazione del rumore passa attraverso l'utilizzo di sistema di acquisizione e controllo del banco a 12 canali NVH e 8 canali per le misure relative alle termocoppie.

L'acquisizione dei segnali acustici avviene attraverso l'utilizzo di 5 microfoni, di cui 4 utilizzati per ogni lato ruota e 1 installato all'interno dell'abitacolo; questi sono collegati ad un modulo di condizionamento del segnale, ovvero un acquisitore multisegnale elettronico che converte il segnale analogico in un segnale digitale.
I microfoni sono strumenti in grado di convertire un suono in un segnale elettrico. Il principio di funzionamento di questi microfoni si basa sulla variazione della tensione ai capi di un condensatore. A una variazione della distanza tra le armature che costituiscono il condensatore corrisponde una variazione della capacità. Poiché la tensione ai capi delle armature è funzione della capacità del condensatore, allora ogni piccola variazione della capacità comporta una variazione di tensione. Questa tipologia è caratterizzata da elevata sensitività e un ampio range di misura, difatti il microfono si presta bene per la misura a grandi distanze. Risultato è un ampio campo applicativo caratterizzato da elevata accuratezza delle misure.
In dettaglio ogni microfono presenta una carcassa in acciaio, la quale assicura la protezione della membrana interna da urti accidentali. All'interno della struttura portante viene, inoltre, alloggiato il preamplificatore, necessario per portare al valore desiderato l'ampiezza del segnale.

Tabella 3: Principali caratteristiche dei microfoni utilizzati.

Parametro	Valore	Unità di misura
Temperatura controllata	-40 a 80	°C
Sensitività	50	mV/Pa
Range di frequenza	3,75 a 20000	Hz
Tensione di eccitazione	20 a 30	VDC
Peso	45,8	gm
Dimensioni (Diametro x Altezza)	13,2 x 91,9	mm

In aggiunta, il microfono viene protetto mediante una spugnetta antivento; l'obiettivo è quello di limitare distorsioni del suono impedendo al vento, o ad ulteriori disturbi esterni, di alterarlo.

Ai fini della determinazione delle entità vibrazionali durante il regime vibratorio, vengono utilizzati 4 **accelerometri** monodirezionali. Il rilievo delle accelerazioni di un componente è sinonimo di vibrazione da parte del sistema.
Gli accelerometri piezoelettrici sono sensori monoassiali a forma di cubo; utilizzati per il rilievo delle accelerazioni longitudinali, essi dispongono di una custodia realizzata in titanio. La tenuta ermetica della carcassa evita interferenze elettriche assicurando pieno isolamento alla presenza di sporcizia, polvere, umidità o di ulteriori agenti inquinanti.

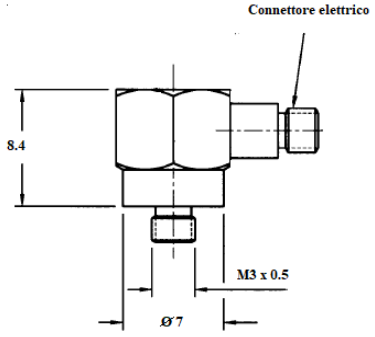


Figura 3.2: Esempio di accelerometro utilizzato.

L'elevata rigidezza e resistenza della struttura dell'accelerometro protegge l'elemento piezoelettrico da urti accidentali. L'elettronica esterna impedisce che eventuali incrementi eccessivi della temperatura dei freni danneggino la componentistica. Dispone inoltre di un connettore coassiale per la giunzione al cavo flessibile.
Il principio di funzionamento di questi accelerometri si basa sulle proprietà dei materiali piezoelettrici; se si sottopone questo materiale a sollecitazione, esso risponde caricandosi elettricamente. La proprietà è reversibile, ovvero è possibile far dilatare o comprimere questo elemento sottoponendolo ad una sollecitazione elettrica.
L'utilità di un misuratore di vibrazioni come questo si rivela fondamentale nelle situazioni in cui la sola percezione umana non risulta sufficiente ad identificare il responsabile dell'eccitazione.

Tabella 4: Principali caratteristiche degli accelerometri utilizzati.

Parametro	Valore	Unità di misura
Temperatura controllata	-71 a 260	°C
Sensitività (± 10 %)	0,31	pC/(m/s^2)
Range di misura	± 22600	m/s^2 pk
Capacità	485	pF
Peso	2,0	gm
Dimensioni (Base x Altezza)	7,1 x 8,4	mm

Sensori di pressione remoti vengono utilizzati per il rilievo e la misura, in tempo reale, della pressione delle gomme. L'istallazione dei sensori avviene su ogni valvola della ruota.
Il sensore dispone di un'elettronica capace di valutare le fluttuazioni di pressione nel tempo. La trasmissione del valore avviene ogni minuto attraverso un segnale bluethoot al monitor di riferimento; se il segnale viene perso il sensore genera un segnale di allarme. Il banco riconosce il segnale come possibile pericolo bloccando la prova.
La carcassa in materiale plastico isola e protegge l'elettronica da corpi estranei assicurando maggior vita utile del componente.
Il monitoraggio della pressione è necessario per assicurare un adeguato livello di sicurezza; il sistema, infatti, entra in funzione bloccando il banco nel caso in cui sia rilevata una perdita di pressione nelle ruote o in caso di scoppio di uno pneumatico. Si evitano così possibili danni al cerchi delle ruote o ai rulli.

Tabella 5: Principali caratteristiche dei sensori di pressione.

Parametro	Valore	Unità di misura
Temperatura controllata	-20 a 70	°C
Distanza massima di trasmissione	100	m
Range di misura	0,5 a 15	bar
Frequenza di trasmissione	434	MHz
Peso	20	gm
Dimensioni (Diametro x Altezza)	28,2 x 25,7	mm

Il rilievo dei profili di temperatura viene effettuato mediante sensori di temperatura denominati **termocoppie.** Per mezzo dell'unione alle loro estremità di due materiali conduttori, è possibile misurare la temperatura di un giunto.
Il funzionamento di questi sensori di temperatura è il risultato di tre effetti (46):

- l'effetto Seebeck afferma che: "in presenza di una gradiente di temperatura tra le giunzioni, si genera una differenza di potenziale, proporzionale alla differenza di temperatura tra i due estremi";
- l'effetto Peltier il quale risulta essere opposto all'effetto Seebeck; esso afferma che "se una corrente elettrica attraversa una coppia termoelettrica, si avrà un differente riscaldamento dei due materiali, con una cessione di calore da una delle due giunzioni, che tende a

raffreddarsi, e una produzione di calore dell'altra, con conseguente riscaldamento di quest'ultima";

- l'effetto Thomson, il quale dichiara che "quando una corrente elettrica attraversa un materiale omogeneo nel quale è presente un gradiente di temperatura tra i due estremi, allora si avrà un flusso di calore proporzionale al differenza di temperatura e alla corrente che scorre".

Essendo la termocoppia, un sensore che misura la temperatura alla giunzione, gli ultimi due effetti possono essere trascurati; per ottenere ciò, la corrente che attraversa i materiali deve risultare nulla.
Le tipologie di termocoppie vengono classificate in funzione dei metalli utilizzati per realizzare; di nel nostro caso è stata utilizzata una termocoppia di **tipo k,** tipologia di sensori costituita da due differenti conduttori metallici quali cromo e alluminio (Cr-A) uniti alle loro estremità. Nella tipologia in questione, a isolamento minerale, la giunzione avviene mediante l'utilizzo di ossido minerale. La giunzione è costituita dal giunto caldo, esposto alla temperatura da misurare, e il giunto freddo, ovvero la connessione tra i conduttori e il circuito di misura.
Oltre alla giunzione e al circuito di misura è presente uno speciale connettore per il trasferimento dei dati.
L'impiego delle termocoppie k è favorito dalla particolarità dei materiali costituenti i conduttori, i quali li rendono particolarmente indicati per le misure in ambienti caratterizzati da atmosfere ossidanti. I fili delle termocoppie vengono posti all'interno di una guaina con isolamento standardizzato in ossido di magnesio; questo materiale è indicato per la protezione del cavo da agenti corrosivi. Il campo di temperatura controllato va da -270 °C a 1370 °C. Se le temperature raggiunte durante il normale funzionamento sono molto elevate, è opportuno utilizzare guaine in materiale ceramico.

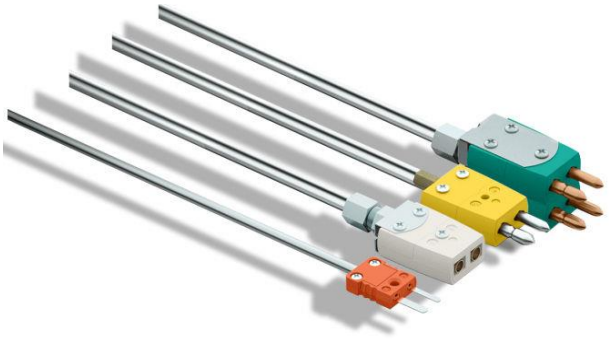


Figura 3.3: Esempio di termocoppie.

3.3. Cicli di prova (SAE J2521)

La definizione di un ciclo di lavoro, il quale riproduca in modo attendibile le reali condizioni operative, risulta necessario per la corretta determinazione di eventuali eventi rumorosi. La dipendenza del rumore da velocità, pressione e temperatura va, quindi, esaminata attraverso l'esecuzione di una procedura standardizzata.

Nell'industria dei freni, un approccio comune prevede l'utilizzo della normativa di riferimento *SAE J2521*. (47) Questa specifica procedura definisce una sequenza di applicazioni frenanti in cui sono fatte variare le condizioni operative. Al variare delle condizioni di prova, è possibile valutare l'effetto dei singoli parametri controllati, quali:

- la velocità di avanzamento del veicolo, gestita attraverso il controllo della velocità rotazione del rullo;
- la temperatura della pastiglia, misurata attraverso l'utilizzo di termocoppie e regolata attraverso un appropriato sistema di ventilazione indirizzato sull'impianto frenante;
- la pressione di applicazione frenante, comandata dal sistema brake applier del banco.

L'obiettivo della SAE J2521 è realizzare un ciclo di prova unico, multifunzionale, costituito da una successione di operazioni comune per tutti i produttori di automobili, armonizzando così la procedura di test per l'identificazione delle rumorosità su banchi dinamometrici. Fu quindi sviluppata una matrice contenente le sequenze e il numero di applicazioni frenanti, attraverso la combinazione di operazioni a velocità costanti e decelerazioni. La normativa prevede l'esecuzione delle prove in condizioni climatiche controllate, permettendo così la valutazione della dipendenza dalla temperatura e dall'umidità. Nello specifico, sono previste un totale di 2321 di cui 1917 applicazioni frenanti a caldo, eseguite a temperatura ambiente, e 404 applicazioni frenanti in cui vengono riprodotte condizioni climatiche a temperature sotto lo zero.

Esaminando in dettaglio le varie sezioni, i cicli caldi prevedono applicazioni in cui la temperatura della camera è di circa 25°C; durante il test viene effettuato il monitoraggio della temperatura delle pastiglie mediante termocoppie, operazione necessaria poiché le applicazioni frenanti hanno luogo nel momento in cui viene raggiunta in pastiglia la temperatura di inizio ciclo. Il range di temperatura è compreso tra i 50 ed i 300 °C.
Le operazioni prevedono tre principali moduli:

- Moduli in Drag, caratterizzati da applicazioni frenanti a velocità costante tra i 3 e i 10 km/h;
- Moduli in Decel, sequenza in decelerazione caratterizzate da una velocità iniziale di 80 km/h; l'applicazione frenante termina al raggiungimento di una velocità di 30 km/h;
- Moduli in Backward/Forward, in altre parole una serie di applicazioni frenanti a velocità costante in cui viene fatto variare il senso di rotazione dei quattro rulli, simulando il funzionamento della vettura in marcia avanti e retromarcia;

I cicli caldi prevedono inoltre una successione di 15 frenate, eseguite in decelerazione, allo scopo di ottenere il fenomeno del fading; applicando la pressione massima esercitabile, la vettura viene arrestata passando da 100 km/h a zero km/h, subendo una decelerazione di 0.4 g. La ripetizione della manovra portando la pastiglia a una temperatura di 450°C. Quest'operazione rende possibile la valutazione della propensione al fischio dell'impianto freno nelle fasi successive al fenomeno del fading.

I cicli freddi prevedono, invece, la realizzazione di tre differenti moduli eseguiti in Drag, in altre parole eseguiti tutti a velocità costante, in cui viene mantenuta una temperatura in camera prossima a 0°C:

- Moduli Low Speed, applicazioni frenanti durante le quali la velocità è mantenuta fissa a 5 km/h, e si fa variare le pressioni di applicazione;
- Moduli Moderate Speed, presentano una logica operativa identica alla sezione precedente, con la differenza che la velocità viene mantenuta costante a 30 km/h;
- Moduli Backward/Forward, caratterizzati da applicazioni frenanti a una velocità prossima ai 5 km/h in cui, alternativamente, viene invertito il senso di rotazione dei rulli allo scopo di riprodurre sia manovre in marcia avanti sia in retromarcia; anche in questo caso, l'unico parametro a cambiare e la pressione di applicazione frenante.

Il campo operativo della temperatura delle pastiglie varia da 0°C a 50°C. La sequenza, il numero e le condizioni di lavoro cambiano a seconda che si operi su di un freno a disco o su di un freno a tamburo. Il fine ultimo di questa procedura standard è quindi quello di considerare le condizioni peggiori che si possono generare nel normale utilizzo della vettura; si è così semplificata la misura e l'analisi delle performance acustiche dei freni, favorendo così una comparazione tra più modelli o dati della stessa vettura.
Definita quindi la matrice della successione di operazioni, si procede con la realizzazione del ciclo di prova. L'assemblaggio della sequenza operativa è definito all'interno dell'azienda, attraverso la realizzazione di una normativa di qualifica del componente. (48)
I tipi di allestimento e le configurazioni dei veicoli variano secondo la tipologia di mercato di riferimento della vettura, ragion per cui vengono realizzati due cicli di prova differenti con diversi profili di temperatura. Come riportano la *Figura 3.4* e la *Figura 3.5*, la classificazione dei cicli avviene, dunque, in funzione della regione:

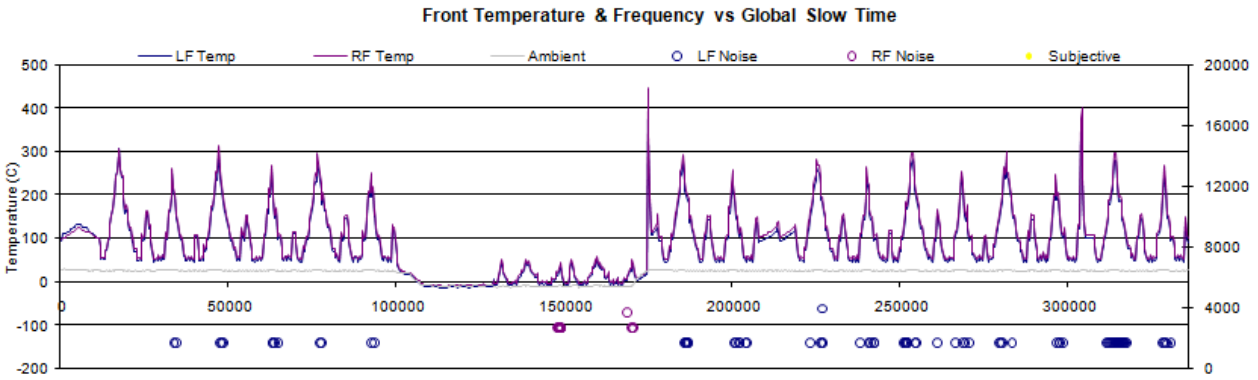


Figura 3.4: Profilo di temperatura del ciclo A.

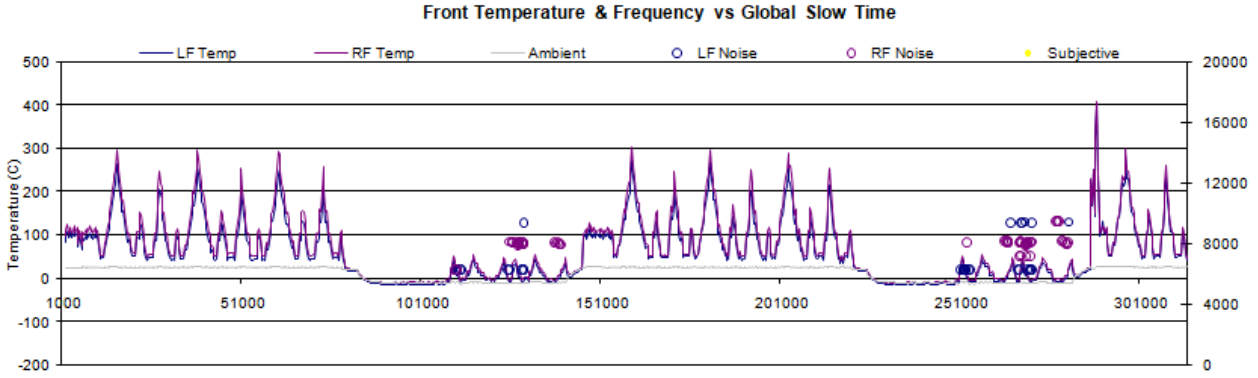


Figura 3.5: Profilo di temperatura del ciclo B.

I profili di temperatura fanno riferimento alla temperatura interna della pastiglia, monitorata mediante l'uso di apposite termocoppie installate direttamente sulla mescola.

Osservando attentamente i profili di temperatura riportati nelle *Figure 3.5* e *3.6*, risulta evidente una sostanziale differenza tra i due cicli eseguiti.
Tale differenza risiede nella differenzazione e segmentazione delle vetture che ogni costruttore di automobili effettua sulla propria gamma prodotto. Questo concetto di differenziazione mira a realizzare un prodotto esclusivo attraverso un processo di suddivisione del cliente secondo la propria localizzazione geografica.
Viene naturale immaginare che una vettura venduta in Europa sarà diversa da una progettata per il mercato cinese, o per quello americano. In questo caso, le vetture si contraddistinguono non solo per il design, ma anche i contenuti tecnici. I requisiti che ogni componente deve possedere sono frutto di una diversa visione della mobilità, di un diverso utilizzo oltre che delle legislature in vigore. Insomma, a fronte di una diversa regione di mercato, i vari componenti potrebbero essere soggetti a processi di validazione differenti. La conseguenza è la realizzazione di due cicli differenti, che riproducono condizioni climatiche diverse, figlie della localizzazione geografica di riferimento.
Alla luce di un'attenta valutazione, il ciclo A si differenzia dal secondo per la presenza di due cicli di surriscaldamento identificati come fade. Il motivo di tale scelta è legato alla volontà di sottoporre a un maggiore stress termico la mescola della pastiglia. Poiché il fenomeno del fading comporta una perdita di efficienza e la diminuzione della forza frenante, è necessario sottoporre a fatica termica il materiale d'attrito per analizzare l'effetto che il fenomeno ha sulla produzione di eventuali suoni.
Viceversa, il ciclo B sostituisce il ciclo di surriscaldamento finale con uno a freddo.
Durante l'inverno possono, infatti, verificarsi condizioni di lavoro affaticanti e dannose per gli elementi del freno. Questa ripetizione del ciclo mira, dunque, a testare l'effetto che avverse condizioni meteorologiche possono avere sull'impianto frenante.
Un riepilogo della sequenza delle operazioni viene presentata nella *tabella 6*:

Tabella 6: Sequenza dei profili di temperatura dei cicli operativi.

A	B
Caldo	Caldo
Freddo	Freddo
Fade	Caldo
Caldo	Freddo
Fade	Fade

Come già detto, le sequenze riportate nella normativa interna fanno riferimento alla SAE J2521; nonostante ciò esistono delle piccole differenze tra le condizioni operative. Il motivo è legato alle prestazioni permesse dai banchi dinamometrici in dotazione dell'area di sperimentazione; l'equipaggiamento mediante apposita unità di condizionamento permette di condizionare la camera a temperature più basse di quelle specificate. Il raggiungimento di una temperatura in camera di -12°C permette di simulare condizioni operative particolari, stressando maggiormente i vari elementi dell'impianto.
Nonostante ciò, la matrice definita dalla normativa SAE J rappresenta solo una serie di operazioni e applicazioni, l'utente detiene, dunque, una certa libertà di gestire la sequenza a suo piacimento, al fine di realizzare un ciclo di sviluppo tale più adatto alle proprie esigenze.
Comunque, un elenco completo della sequenza resta a disposizione dei lettori nell'appendice A, con l'obiettivo di fornire ulteriori chiarimenti sui cicli eseguiti.

4. Attività svolte attorno al banco

La sequenza operativa da eseguire ha un ruolo di fondamentale importanza nella riuscita di un qualunque test. Non di minor importanza è comunque la caratterizzazione del banco e della vettura mediante opportuna catena di misura delle grandezze fondamentali. Lo scopo di questo capitolo è, quindi, spiegare in modo chiaro ed esaustivo la procedura eseguita durante tutta la fase antecedente all'esecuzione della prova.

In dettaglio verranno fornite indicazioni sulle operazioni eseguite durante la fase di allestimento della vettura e del banco; l'aspetto della sicurezza non deve mai essere trascurato, ragione per cui tutte le operazioni sono state eseguite da operatori specializzati, in modo da attestare e assicurare la piena conformità dei requisiti essenziali di sicurezza.

4.1. Allestimento del veicolo

Prima dell'esecuzione di un qualsiasi test di carattere dinamico, è necessario procedere con l'allestimento della vettura con la relativa strumentazione elettronica; questa fase risulta necessaria per poter effettuare una corretta acquisizione di tutti i segnali necessari.

Definito il modello su cui eseguire le prove, si procede con la definizione della nuova configurazione del sistema frenante da testare. La geometria della pastiglia, il materiale della mescola o del disco, la tipologia di pinza sono solo alcune delle caratteristiche da scegliere in fase di allestimento; l'obiettivo è la definizione di una configurazione che migliori le proprietà acustiche dell'impianto mantenendo inalterate, o quasi, le caratteristiche prestazionali. A prescindere dei risultati ottenuti, la scelta della configurazione finale resta influenzata da tempi e costi di produzione degli interventi testati, motivo per il quale ogni singolo intervento viene validato ed approvato solo dopo un'attenta analisi dei costi.
Nel caso in esame, la versione di partenza della vettura testate è dotata di un impianto frenante a H, precedentemente descritto; la configurazione prevede freni a disco integrali e ventilati all'anteriore, e freni a disco integrali di taglia più piccola al posteriore. I dischi ventilati vengono realizzati in ghisa ad alto tenore di carbonio, materiale maggiormente utilizzato per applicazioni standard in cui si hanno basse sollecitazioni termiche.
Un riepilogo delle caratteristiche dei dischi è riportato nella *tabella 2*.

Tabella 7: Caratteristiche della configurazione base in esame.

Elemento	Dimensioni [mm]	Materiale	Note
Disco Anteriore	330 x 28	Ghisa ad alto tenore di C	Ventilato
Disco Posteriore	305 x 22	Ghisa a basso tenore di C	Pieno

Definita la configurazione da testare, si procede con il montaggio dei vari componenti sulla vettura. Mediante l'utilizzo di un ponte meccanico è possibile sollevare da terra il veicolo; l'operazione semplifica l'installazione di ogni singolo pezzo sulla vettura agevolando tutte le operazioni manuali. Una volta sollevato il veicolo è, infatti, assicurato l'accesso al sottoscocca della vettura permettendo all'operatore di poter procedere con la prima operazione, ovvero lo smontaggio dei paraurti. La rimozione dei sistemi di sicurezza per l'urto frontale e posteriore favorisce la successiva fase di ancoraggio della vettura.
Una volta rimossi i paraurti, l'operatore rimuove pinze, pastiglie e dischi freno, sostituendoli con la nuova configurazione da testare.
In seguito, si procede con lo scollegamento dell'impianto frenante della vettura e col collegamento degli **innesti rapidi idraulici**. Costituiti da due raccordi, il sistema di bloccaggio a baionetta conferisce al connettore una buona semplicità di manipolazione permettendo all'utente di velocizzare le operazioni di accoppiamento tra l'impianto frenante della vettura e il sistema di

applicazione frenante del banco. L'operatore ha dunque la possibilità di definire i parametri necessari per gestire le manovre di frenatura direttamente dal banco.
La struttura degl'innesti, realizzata in acciaio a elevata resistenza, combina l'elevata resistenza alle alte pressioni alla leggerezza, rendendo il connettore adatto alle applicazioni in ambienti di lavoro aggressivi.
La chiusura ermetica, realizzata con valvola a otturatore a faccia piana, evita la contaminazione del liquido freno. In aggiunta a ciò, una piccola guarnizione in gomma previene l'insorgere di problemi di gocciolamento durante il normale utilizzo. L'installazione degli innesti avviene su tutti i lati ruota del veicolo.

Figura 4.1: Innesti rapidi idraulici.

Su vetture in cui il freno di stazionamento è azionato elettronicamente, per questioni di sicurezza si procede con lo scollegamento dei connettori dell'impianto EPB. L'obiettivo primario è quello di evitare che eventuali assorbimenti non voluti della pinza portino al bloccaggio della stessa.

Come introdotto in precedenza, l'identificare del regime vibratorio del sistema passa attraverso l'utilizzo di una catena di misura costituita da quattro accelerometri monodirezionali. Dotato di basetta a forma di dado, il sensore può essere collocato nei punti chiave di rilievo, e orientato nella direzione di misura. L'installazione sulla pinza freno avviene attraverso l'utilizzo di un collante epossidico, o cianoacrilico, applicato sulla base del sensore; l'incollaggio assicura la tenuta evitando che l'accelerometro si stacchi durante l'esecuzione della prova.
Trattandosi di una vettura dotata di pinze freno flottanti, l'accelerometro viene incollato sulla parte interna della staffa. L'installazione avviene sulla parte fissa della pinza a circa 35 mm dalla vite di fissaggio, e a circa 15 mm dal bordo inferiore della pinza. Il montaggio sulla parte fissa della pinza evita che, durante il normale funzionamento della stessa, lo scorrimento del corpo provochi un contatto tra il sensore e altri organi del sistema frenante.
Discorso analogo riguarda l'installazione dei sensori nella pinza posteriore, dove l'unica differenza è rappresentata dalla posizione di montaggio. Gli accelerometri, in questo caso, vengono incollati sulla faccia superiore del lato interno della staffa pinza. Tale differenza è giustificabile dalla presenza, sulle pinze posteriori, del freno di stazionamento ad azionamento elettrico. La posizione sul lato posteriore del motorino elettrico per l'azionamento del sistema MOC non permette, infatti, di alloggiare lo strumento di misura nella stessa posizione.
La posizione degli strumenti di misura è definita con l'obiettivo di rendere la misura il più ripetibile possibile; da esperienze pregresse, si è comunque notato che la determinazione delle vibrazioni della pinza sono indipendenti dalla posizione dell'accelerometro. Il risultato è che se la pinza o qualunque altro sistema tende a vibrare, l'accelerometro registra il regime vibratorio, qualunque sia la sua posizione.

Figura 4.2: Gruppo ruota anteriore con semiassi scollegati.

Il monitoraggio e il rilievo dei profili di temperatura viene effettuato mediante l'utilizzo di termocoppie installate all'interno della pastiglia; il posizionamento avviene al centro della pastiglia, a una distanza che va dai 3 ai 4 millimetri dalla superficie di contatto. Il motivo per cui il sensore non viene installato direttamente sul bordo di contatto è molto semplice. Se la termocoppia fosse installata a ridosso della superficie di contatto, in caso di eccessiva usura della mescola si avrebbe il contatto indesiderato tra disco e il sensore. Il contatto puntuale porterebbe a un incremento eccessivo della temperatura del sensore, con il conseguente danneggiamento irreversibile della termocoppia. Di contro, un'installazione a ridosso del backplate porterebbe all'ottenimento di una misura di temperatura diversa da quella reale della superficie esterna della pastiglia.
La misura della temperatura viene effettuata solo sulla pastiglia lato interno vettura; ciò è giustificabile dal fatto che conoscere i profili di entrambe le pastiglie non fornirebbe un valore aggiunto all'elaborazione dei dati. In aggiunta a ciò, c'è da considerare che la distribuzione della temperatura sulla pastiglia è funzione della distribuzione della pressione. Maggior pressione implica un coefficiente d'attrito più elevato, ciò si traduce in una maggiore energia dissipata e dunque una maggiore temperatura sviluppata. Essendo la misura puntuale, è possibile che localmente si raggiungano temperature maggiori rispetto a quelle misurate.

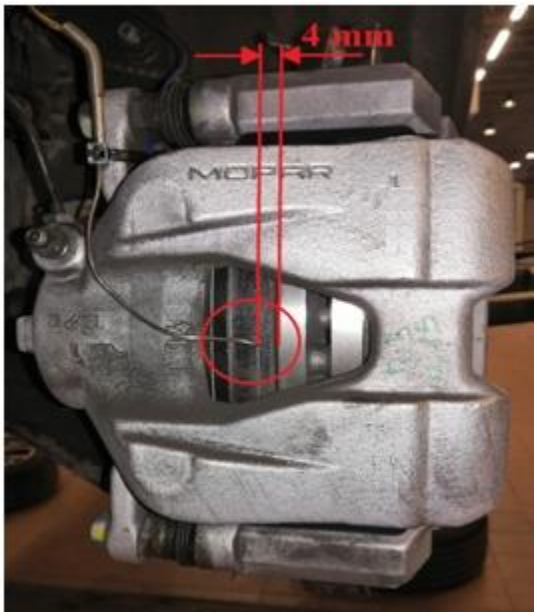


Figura 4.3: Installazione della termocoppia sulla pastiglia.

Il funzionamento della strumentazione elettronica è garantito dal un sistema di alimentazione tramite cavi collegati tra di loro per realizzare un circuito primario. Il sistema di cablaggio scorre lungo tutto il corpo del veicolo. Per assicurare l'isolamento, i cavi sono rivestiti con una guaina

protettiva di colore differente a seconda che si tratti dei cablaggi degli accelerometri o delle termocoppie. La dimensione del diametro differisce in funzione della corrente elettrica che scorre all'interno dei cavi.

In seguito è necessario isolare la scatola del cambio dalle ruote; il motivo di questa operazione è quello di evitare la rotazione degli organi meccanici all'interno del cambio.
La procedura, come accennato nel capitolo precedente, prevede che l'esecuzione del test venga effettuato con vettura in trascinato; l'avvio della prova a motore spento implica la messa in opera del cambio in assenza di olio lubrificante. La rotazione degli organi meccanici induce a un riscaldamento degli stessi elementi, che, in assenza di lubrificazione, non riescono a dissipare l'energia termica sviluppata. La difficoltà di smaltimento del calore prodotto porta a un eccessivo surriscaldamento del sistema, con la conseguente deformazione degli elementi mobili. Il risultato è l'inevitabile fusione di alcuni organi meccanici o la netta rottura dell'intero cambio.
A seconda la tipologia di cambio con cui è configurata la vettura, esistono due metodi per isolare le ruote dal cambio. Se la vettura dispone di un cambio manuale, la procedura non prevede lo smontaggio di alcun organo mobile; il disaccoppiamento è infatti possibile semplicemente disinserendo la marcia. L'azionamento del pedale della frizione, e il posizionamento del cambio in folle, rende indipendente la trasmissione dal movimento delle ruote.
Viceversa, se la vettura è dotata di un sistema di trasmissione a cambio automatico, l'operazione richiede maggior cura e tempo; è necessario, infatti, scollegare e rimuovere i semiassi, ovvero gli organi di trasmissione che collegano la scatola del cambio alle ruote; è inoltre richiesta la rimozione dei rulli di scorrimento all'interno del giunto omocinetico. Il motivo di questa seconda operazione è facilmente giustificabile. Rimuovendo le sferette dalla campana di collegamento al giunto omocinetico (come visibile in *Figura 4.2*) si evita che il grasso, presente per la lubrificazione dei cuscinetti, venga proiettato all'esterno dalla sua sede durante la rotazione delle ruote.

4.2. Controlli preliminari e allestimento del banco

Prima di procedere con la descrizione delle altre attività svolte attorno al banco, è necessario identificare un sistema di riferimento univoco, che permette di comprendere l'orientazione della vettura sul banco. Identifichiamo come x l'asse di avanzamento della vettura e con y l'asse perpendicolare a x, che individua lo spostamento laterale della vettura. Infine con l'asse z, perpendicolare sia a x sia a y, è possibile descrivere lo spostamento in direzione verticale della vettura.

In seguito all'allestimento della vettura con la strumentazione di misura, il veicolo è pronto per essere spostato e posizionato sul banco.
L'allineamento e la disposizione della vettura sui rulli sono le prime operazioni previste durante tale fase. Un attento centraggio del veicolo è indispensabile per evitare eventuali instabilità della vettura, specie a velocità elevate. Nonostante l'ancoraggio, durante il normale utilizzo la vettura ha una piccola libertà di movimento sia in direzione longitudinale sia trasversalmente. Un eventuale squilibrio di coppia frenante potrebbe indurre un momento imbardante con conseguente rotazione della vettura attorno all'asse verticale. Un'eccessiva traslazione o una leggera rotazione potrebbe portare la macchina a urtare accidentalmente le pareti della passerella mobile, portando allo scoppio uno o più pneumatici, con danni irreparabili per i cerchioni e per il banco. Questa fase molto delicata richiede, dunque, particolare attenzione.

Figura 4.4: Posizionamento ed ancoraggio di una vettura.

Una volta centrata la vettura sui rulli, si procede con l'ancoraggio del veicolo mediante l'utilizzo di **funi di ritenuta**. Questo sistema garantisce la ritenuta del veicolo sia in direzione laterale che longitudinale. Il movimento viene ridotto al minimo, ma mai completamente inibito. Durante le manovre di frenatura, le funi tendono a tensionarsi, per scaricarsi a fine frenata. L'ancoraggio della vettura avviene sia anteriormente sia posteriormente; in dettaglio, all'anteriore il fissaggio avviene sulla traversa meccanica della vettura mentre al posteriore le funi vengono fissate sulla traversa di crash del veicolo.
Il motivo di tale scelta sta nel differente tensionamento delle funi poiché, durante l'applicazione frenante, le sollecitazioni maggiori si sviluppano sulle cinghie anteriori.
La traversa di crash, a differenza della traversa meccanica che viene realizzata da lamiere in acciaio saldate tra di loro o per fusione, è costituita da una trave scanalata saldata su delle superfici di supporto. Il fissaggio della traversa alla carrozzeria avviene mediante l'utilizzo di viti e bulloni. Le eccessive sollecitazioni di trazione prodotte dal tensionamento delle funi anteriori potrebbero deformare plasticamente la traversa o, nel caso peggiore, portare a rottura le saldature di giunzione. E' dunque necessario fissare il sistema di ancoraggio a un elemento che assicuri maggior rigidezza e resistenza alle sollecitazioni.

Il sistema di ancoraggio mediante funi non è il solo sistema presente sul mercato; ad oggi, infatti, i meccanismi per inibire il movimento della vettura durante le prove su banchi a rulli sono molti. Esistono, ad esempio, sistemi che adoperano travi rigide ancorate alla struttura del banco, dove la connessione con la vettura avviene mediante il montaggio sul sistema del gancio traino o sulla traversa di crash. La scelta di utilizzare un sistema rispetto un altro è legato ai costi del sistema. Naturalmente un sistema con barre rigide ha costi produttivi molto più alti rispetto un sistema a funi; per contro la minor rigidezza delle funi implica una minor vita utile del sistema, con inaspettate rotture delle cinghie se il precarico risulta eccessivo.

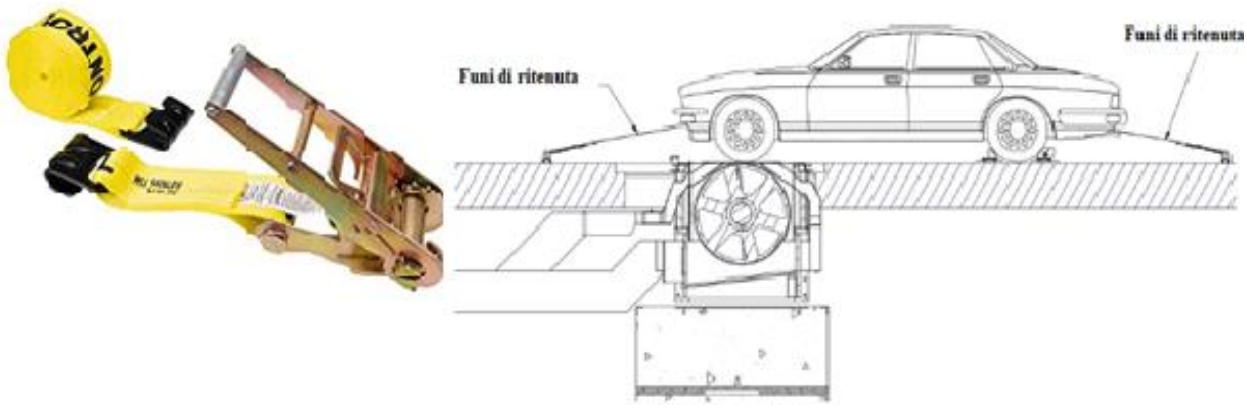


Figura 4.5: Esempio di funi elastiche di ritenuta e sistema di ancoraggio.

Una volta terminata la fase di ancoraggio della vettura, si procede con la connessione delle tubature per l'attuazione diretta in pinza della frenata tramite innesti rapidi. Come logico, gli innesti sono costituiti da due raccordi, uno dei quali installato in precedenza sull'impianto della vettura, mentre l'altro viene installato sulle tubazioni costituenti il brake apply del banco. L'operazione di collegamento viene facilitato dall'utilizzo della pedana mobile interposta tra i rulli. La possibilità di movimentazione della struttura facilita l'accesso all'utente al sottoscocca della vettura per eseguire tutte le fasi di istallazione e controllo.

La pressione di gonfiaggio degli pneumatici ha influenza sulle vibrazioni ruota oltre che sulla resistenza al rotolamento e sull'usura della gomma. Per il monitoraggio della pressione, si procede con l'istallazione dei sensori di pressione, avvitandoli direttamente sulle valvole ruota. La procedura richiede pochi secondi: basta rimuovere il tappo e installare sulla valvola il sensore di pressione, come mostra la *Figura 4.6*.
Una volta avvitato, la lettura del valore di pressione verrà eseguita ciclicamente, con intervalli di trasmissione del segnale ogni 5 minuti circa e riportata al software di controllo del banco. E' comunque opportuno, prima di avviare il test, controllare le pressioni di gonfiaggio ruota impostandole ai valori richiesti dalla specifica veicolo.

Figura 4.6: Installazione del sensore di pressione sulla valvola ruota.

Successivamente all'ancoraggio, si procede con il posizionamento di tutti i sensori di posizione attorno alla vettura. Una classificazione può essere fatta secondo la tipologia di movimento rilevato. La gamma di sensori per l'acquisizione dello spostamento verticale della vettura vengono indicati come **tire burst detector**. Costituiti da un'astina mobile in acciaio, hanno il compito di interrompere la prova in caso di un eccessivo spostamento del veicolo.
Durante l'esecuzione della prova, in caso di un'eccessiva escursione della vettura lungo l'asse z, si ha l'interazione tra il sensore e la macchina; il malfunzionamento porta la vettura a contatto con l'asta mobile, azionando il sensore e arrestando istantaneamente il banco.
La loro principale funzionalità è quindi quella di rilevare un eventuale scoppio di uno pneumatico, con il conseguente arresto del banco. Vengono dunque installati 4 sensori di posizione, uno per ogni lato ruota. Come se non bastasse, l'alloggiamento in prossimità delle fiancate del veicolo consente al sensore d'intervenire anche in caso di un eccessivo spostamento laterale della macchina.
Per il rilievo dello spostamento longitudinale della vettura si utilizzano i sensori di posizione detti **car restrains.** Il principio di funzionamento è identico a quello dei tire burst detectors, con la differenza che tali dispositivi intervengono arrestando il banco solo in caso di un movimento lungo la direzione d'avanzamento della vettura. Vengono dunque richiesti solamente due sensori, posizionati in prossimità dei paraurti dell'automobile.

Figura 4.7: Sensori di posizione posizionati attorno alla vettura.

E' noto come il controllo e la misura delle temperature delle pastiglie risulta necessaria per la comprensione delle cause che inducono alla formazione di un rumore. Il posizionamento e l'allineamento di un sistema di raffreddamento dei freni è un'operazione essenziale per la gestione e il controllo della temperatura dell'impianto frenante. Noto come **spot cooling**, questo sistema di ventilazione è costituito da ventilatori i quali convogliano, all'interno di specifici bocchettoni, una portata d'aria nota. Mediante quest'apposita carenatura è possibile direzionare il flusso d'aria dove necessario, favorendo così lo smaltimento del calore prodotto durante la frenata. Il sistema permette

di velocizzare il processo di raffreddamento dei freni, riducendo i tempi ciclo. Come se non bastasse, il controllo delle condizioni termiche dei freni evita che un surriscaldamento eccessivo dei componenti porti alla compromissione dell'oggetto di prova, o al danneggiamento della strumentazione di misura.
L'azionamento delle ventole viene gestito direttamente dal software del banco; l'utente ha quindi la possibilità di modulare la potenza dei ventilatori, determinando la portata d'aria da inviare.
L'impianto è inoltre dotato di un sistema di aspirazione dei gas di scarico. In caso di esecuzione della prova con motore acceso, la combustione prodotta dal motore termico porta alla formazione di emissioni inquinanti. Data la necessità di espellere l'aria inquinata dalla camera, è possibile collocare in prossimità dei tubi di scarico del veicolo uno o più canalizzazioni flessibili in acciaio. L'azionamento e la regolazione degli aspiratori permette di incanalare nei bocchettoni tutti i fumi prodotti dal motore, assicurandone l'espulsione.

Figura 4.8: Posizionamento del sistema di ventilazione dell'impianto frenante.

Come già accennato, la misura delle performance acustiche della macchina passa attraverso i microfoni posizionati attorno e all'interno della vettura. In dettaglio, 4 microfoni vengono fissati su dei supporti metallici, posizionandoli in prossimità delle ruote. Il microfono si trova a un'altezza da terra di circa 50 centimetri, ad una distanza dal centro del rullo di 55 cm. Ad oggi, ogni supporto viene appoggiato esternamente al rullo, in prossimità delle barriere di sicurezza degli stessi; il microfono si trova, quindi, affiancato alle coperture dei rulli e alle proprie sedi di scorrimento.
La base magnetica del supporto permette di mantenere fisso la struttura, evitando, in caso di urti accidentali, la caduta del microfono. Un altro microfono viene, invece, posizionato all'interno dell'abitacolo per il rilievo dei rumori udibili dal guidatore. Lo strumento viene installato sul poggiatesta del pilota, ad un'altezza corrispondente alla posizione dell'orecchio sinistro del guidatore.
In seguito alla procedura di posizionamento, è richiesta la connessione dei vari cablaggi alla strumentazione, per consentire la comunicazione tra strumenti di misura e banco. Vengono quindi collegati al sistema di acquisizione del banco i cavi dei microfoni, degli accelerometri e delle termocoppie.

Figura 4.9: Microfoni utilizzati per le misure acustiche.

Infine si procede con lo scollegamento dei connettori della batteria; quest'operazione di sicurezza è necessaria per ottenere l'inattività di tutti i sistemi elettronici della vettura. Il fine ultimo è inibire elettricamente il veicolo, riducendo il rischio d'incendio indotti da eventuali cortocircuiti della componentistica elettronica.

4.3. Software Launch & Calibrazione degli strumenti di misura

Qualsiasi tipo di macchinario adibito all'esecuzione di una procedura di test, dispone di un ambiente di monitoraggio esterno alla macchina. L'interfaccia ottimizzata sulla base degli operatori, permette all'utente di visionare tutti i dati rilevati su alcuni monitor. Mediante l'uso di un software semplice e intuitivo, si ha la possibilità di personalizzare l'ambiente di lavoro, riportando sotto forma di grafici e confrontando un numero illimitato di dati. Una volta acquisiti e memorizzati, i risultati possono essere esportati o utilizzati per la generazione di report. Il software difatti, ha la capacità di archiviare in un database tutte le prove eseguite.

Figura 4.10: Sala di controllo del banco.

Il principale responsabile per il controllo logico di tutte le operazioni eseguite dal banco è il Configuration Manager, applicativo prodotto e sviluppato interamente da costruttore del banco. Questo programma garantisce la comunicazione tra il banco e il sistema di acquisizione dei dati. Il sistema dispone, infatti, di un accurato apparato di acquisizione che assicura una misura precisa e di qualità. L'interazione tra macchina e hardware viene interamente gestita dal Configuration Manager, motivo per il quale un suo malfunzionamento implica la perdita della connessione, con la conseguenza di un arresto immediato del banco.
L'interfaccia tra utente e macchina viene gestita da un applicativo del software, chiamato DynoView. Il programma si presenta dunque con una modalità grafica semplificata attraverso la quale l'operatore ha la possibilità di monitorare in tempo reale una grossa mole di dati, che si tratti di funzioni operative, istruzioni per l'utente, o informazioni di sintesi. In aggiunta a ciò, si ha la possibilità di visualizzare i risultati della prova compiendo una diagnosi istantanea sull'avanzamento della prova.
La scelta della tipologia di test da eseguire e il monitoraggio della sezione in esecuzione è assicurato da un applicativo aggiuntivo, che prende il nome di RevDataPlus. Questo permette di revisionare tutti i dati del test, sia che si presentino in formato grafico che tabellare.
Infine, la definizione ed eventuali modifiche dei programmi di controllo del banco sono assicurate dall'utilizzo di uno compilatore integrato detto ScriptEdit. Questo particolare linguaggio di programmazione consente il totale controllo su tutti gli aspetti della macchina, incluso l'accesso diretto a tutti i punti di connessione fisici I/O d'input e output. Ciò garantisce un ambiente di controllo della macchina flessibile e potente, in grado di adattarsi ai requisiti in continua evoluzione della strumentazione di prova.

Per assicurare l'operatività della macchina, oltre a dover garantire la connessione tra i vari applicativi, è richiesto all'operatore l'esecuzione di una serie di calibrazioni e controlli sui singoli sistemi. Queste operazioni risultano essenziali per garantire una precisione nella misura, evitando l'invalidazione della prova.

La calibrazione è un'operazione di regolazione dello strumento di misura, al fine di assicurare precisione e affidabilità dei risultati di misura. Questa procedura consiste nel confrontare l'indicazione prodotta dal dispositivo con uno standard di precisione noto, con l'obiettivo di ridurre al minimo gli errori d'accuratezza e migliorarne la sua incertezza. Durante una misura, qualsiasi dimensione o proprietà fisica può variare entro dei limiti stabiliti; qualunque componente di natura meccanica o elettronica presenta, dunque, uno scostamento dalla sue dimensioni di progetto o dal valore misurato, detta tolleranza. Una volta assemblati in un sistema, queste si sommerebbero incrementando l'errore durante la misura. Tale problema può essere evitato attraverso una regolazione sui circuiti elettrici mirata alla correzione degli errori di sistema.
La prima calibrazione viene eseguita attraverso il calibratore digitale. Il cuore di questo sistema è costituito da un circuito primario al quale è collegata in parallelo una resistenza. Attraverso questi deviatori di corrente, detti resistori shunt, è possibile ripartire una parte della corrente, che circola sul circuito primario, su un ramo a bassa resistenza. Quest'operazione permette di introdurre una scala di proporzionalità tra valore misurato e la corrente deviata.
Come mostra la *figura 4.11*, la griglia indica, in tempo reale, lo stato di elaborazione del canale selezionato, segnalando un errore nel caso in cui i valori regolati siano fuori dai limiti specificati.

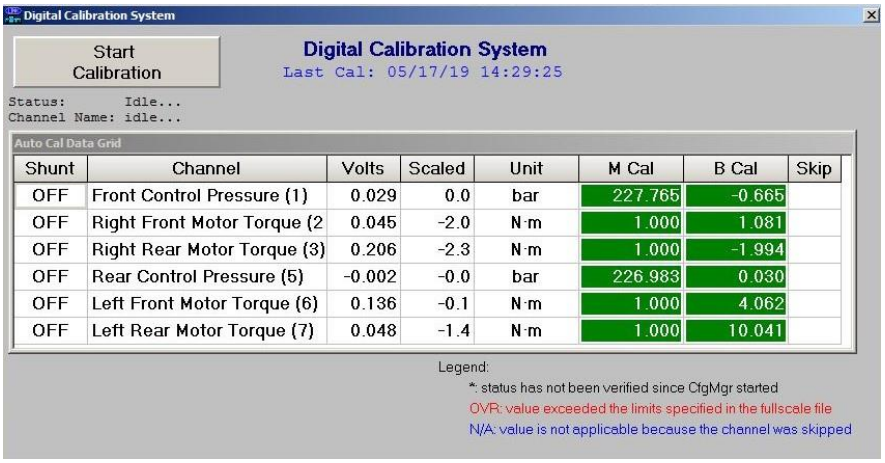


Figura 4.11: Sistema di calibrazione digitale.

Allo scopo di individuare il legame tra il segnale d'uscita dello strumento di misura e il parametro misurato, la calibrazione è un'operazione cruciale; tale azione assicura l'ottenimento di dati efficaci e non solo numeri. Per procedere è richiesto che la macchina venga resettata. Il reset rappresenta un indicatore del funzionamento del circuito; se il sistema è disabilitato, il movimento del banco viene inibito.
La calibrazione dei microfoni richiede particolare attenzione al fine di verificare l'affidabilità della strumentazione. L'ottenimento di una misura precisa e ripetibile è decisivo per la comprensione del fenomeno all'origine di ogni tipologia di rumorosità. Per evitare ciò è dunque richiesta una verifica periodica delle performance dello strumento.
La prima operazione richiesta è la verifica dello zero. L'operazione richiede l'uso di un calibratore di riferimento, il quale impone una grandezza fisica nota. Ponendo i due strumenti in comunicazione e alle stesse condizioni, si applica un suono con ampiezza pari a 94 dB, emessa a 1000 Hz, e si attende affinché non si raggiunge la condizione di regime. Terminato il transitorio temporale, lo strumento si sarà stabilizzando e il valore reale verrà mostrato sulla schermata.
La fase successiva prevede la ripetizione dell'operazione descritta in precedenza, determinando così il fondo scala. In questo caso, il segnale imposto viene mantenuto finché non è raggiunto l'altro estremo della misura. Al raggiungimento delle condizioni di regime, può succedere che la misura oscilli attorno al valore impostato; se richiesto, il valore rilevato può essere ritoccato manualmente.
Infine, è possibile effettuare una verifica della linearità tra il valore ottenuto e quello imposto; è richiesto accertare la presenza di isteresi mediante una reiterazione da un estremo all'altro del range

di misura, minimizzando così l'errore durante la misura. L'operazione di calibrazione viene dunque ripetuta per tutta la gamma di misura.

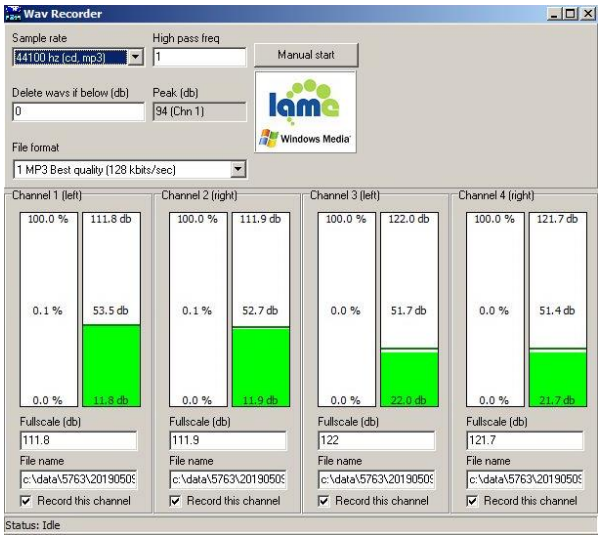


Figura 4.12: Calibrazione del fondo scala della misura del microfono.

In seguito si procede con la scelta dei canali di riferimento relativo alle termocoppie. L'interazione tra banco e strumento di misura rende disponibile il valore corrente della temperatura della pastiglia. Oltre all'acquisizione della temperatura, questo monitoraggio in tempo reale permette d'identificare un eventuale malfunzionamento del sensore, dando all'utente la possibilità d'intervenire con la sostituzione della termocoppia danneggiata. Il sistema di acquisizione gestisce e corregge i dati, eseguendo le linearizzazioni e le compensazioni necessarie.

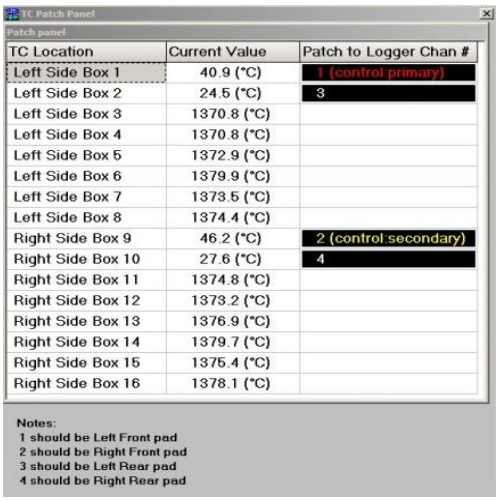


Figura 4.13: Canali di riferimento delle termocoppie.

Per assicurare all'operatore che i dati acquisiti non siano solo una serie di numeri inutili, è necessario che tutta la strumentazione venga sottoposta a calibrazione periodiche allo scopo di certificare il corretto funzionamento dei vari strumenti.
Le operazioni necessarie vengono effettuate da un centro qualificato di calibrazione e taratura esterno. Si ottiene così una catena di misura certificata, con la sicurezza di ottenere informazioni corrette e di qualità

5. Acquisizione di segnali acustici su banco a rulli

5.1. Il principio della scomposizione delle onde e dell'interferenza

Nei precedenti capitoli è stato individuato in un'onda armonica semplice la soluzione all'analisi di onde complesse; è infatti possibile decomporre un segnale periodico come somma di segnali di tipo sinusoidali. Tale teoria può essere avvalorata attraverso l'applicazione del principio di sovrapposizione delle onde; ma per validare tale principio è necessario definire alcune condizioni di partenza.

L'ipotesi più restrittiva per applicare il principio della sovrapposizione si limita alla ricerca di un modello dinamico lineare, in altre parole, un sistema la cui evoluzione è governata da un'equazione lineare. Se verificata, la risposta del sistema sarà una combinazione lineare delle singole perturbazioni indipendenti tra di loro; ciò permette di trovare soluzioni a complessi problemi lineari. La proprietà di linearità permette di scomporre e analizzare il problema separatamente, ottenendo una buona approssimazione del sistema.
Altra condizione richiesta è che l'onda sia caratterizzata da un'ampiezza della perturbazione lontana dai limiti di elasticità del mezzo di propagazione. Ciò significa soddisfare la legge lineare di Hooke, ovvero che la risposta del sistema è direttamente proporzionale all'eccitazione. Se la condizione è verificata, il principio può essere applicato. Anche se gli impulsi si susseguono continuamente, il principio continua a essere valido. (49)
Il principio di sovrapposizione dice che: quando due onde della stessa natura si propagano nello stesso mezzo, se le due onde si sovrappongono in un punto qualunque, il risultato è una perturbazione, dove il valore, in ogni punto nel tempo e nello spazio, è pari alla somma algebrica delle due onde. Questo dimostra perché è possibile udire due suoni differenti senza che si perturbino a vicenda. Grazie a ciò, le onde tendono a proseguire il proprio percorso senza cambiare la loro direzione o la loro forma. Non viene alterata, dunque, la natura delle onde, le quali restano indipendenti tra di loro.
Questa conseguenza può essere dedotta e dimostrata dal teorema di Fourier poiché, come ripetuta per l'ennesima volta, una qualunque onda può essere rappresentata come composizione di più onde armoniche semplici.

Quando due onde armoniche piane si sovrappongono in un punto o in una determinata regione dello spazio, si genera un particolare fenomeno che prende il nome d'interferenza. In funzione delle caratteristiche dell'onda, si può avere un'interferenza costruttiva o distruttiva.
L'assunzione principale da fare è che le onde considerate siano di tipo armoniche semplici, caratterizzate dalla stessa frequenza e ampiezza, ma sfasate tra di loro. Prese due perturbazioni y_1 e y_2:

$$y_1(x,t) = Asin(kx - \omega t) \tag{5.1}$$

$$y_2(x,t) = Asin(kx - \omega t + \theta) \tag{5.2}$$

dove A è l'ampiezza d'oscillazione, *kx-ωt* esprime la dipendenza dell'onda dalla direzione di propagazione e dal tempo. Si ricorda che tutte le funzioni si propagano lungo una direzione nota conservando la propria forma, con una velocità dipendente solo dalle caratteristiche del mezzo attraverso cui si propagano.

Applicando il principio della sovrapposizione, il risultato sarà ancora un'onda di tipo armonica Y, con la stessa frequenza e lunghezza d'onda, e con la stessa direzione di propagazione delle due onde:

$$Y(x,t) = y_1(x,t) + y_2(x,t) = 2Acos(\frac{\theta}{2})sin(kx - \omega t + \frac{\theta}{2}) \tag{5.3}$$

Il principio dimostra come le caratteristiche dell'onda risultante dipendono dalla direzione di propagazione e dalla differenza di fase. Essendo la prima onda caratterizzata da una fase nulla, il risultato sarà differente a seconda la fase che caratterizza l'onda numero due.
Nel caso in cui la differenza di fase è nulla, avremo la cosiddetta onda costruttiva (*Figura 5.1 (a)*), in cui l'ampiezza dell'onda risultante sarà il doppio dell'ampiezza di partenza:

$$A_r = 2Acos(0) = 2A \tag{5.4}$$

Nel caso in cui la differenza di fase è pari a 180°, le creste delle onde sono sfasate; il risultato è un'onda distruttiva, dove le onde tendono ad annullarsi (*Figura 5.1 (b)*).

$$A_r = 2Acos(\pi) = 0 \tag{5.5}$$

L'ampiezza dell'onda risultante varia, dunque, a seconda le coordinate del punto, spaziando da un massimo di due volte l'ampiezza di partenza, a un minimo di zero. Grazie a questa definizione, è possibile identificare i nodi e gli antinodi delle onde. I nodi sono frutto dell'interferenza distruttiva, viceversa gli antinodi sono frutto d'interferenze costruttive.

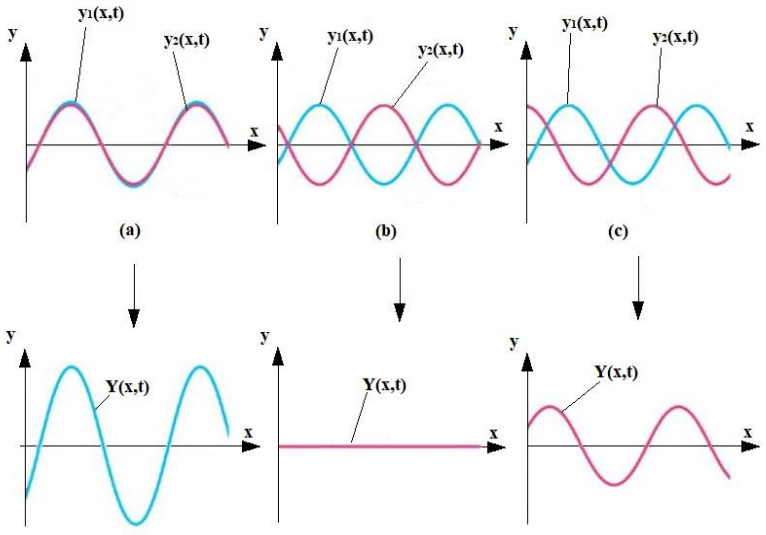


Figura 5.1: Fenomeno dell'interferenza tra onde armoniche.

Un'attenta analisi dell'*equazione 5.3* mostra come la risultante contenga il termine *kx-ωt*, che descrive la dipendenza dalla posizione e dal tempo. Nel caso in cui la forma dell'onda variasse solo al cambiare delle coordinate dei punti, ovvero si avesse uno stato indipendente dal tempo, si otterrebbe la cosiddetta onda stazionaria.

$$Y(x,t) = 2Acos(\frac{\theta}{2})sin(kx + \frac{\theta}{2}) \tag{5.6}$$

La particolarità di questo tipo di onda è l'oscillazione attorno ad un punto fisso; ciò si traduce in un'interferenza tra due onde che si muovono in direzione opposta. Il risultato è un'onda

caratterizzata da punti che non si sovrappongono mai, o che si accavallano sempre nello stesso punto. La peculiarità delle onde stazionarie è quella di non trasferire energia.
I nodi sono, dunque, punti sempre fissi nella stessa configurazione e corrispondono ai punti d'interferenza distruttiva. Considerando l'*equazione 5.6*, il nodo corrisponde al punto in cui si ha ampiezza nulla; questa condizione è verificata se il *sin(kx)* è pari a zero, ovvero:

$$kx = \frac{2\pi}{\lambda}x = m\pi \;\rightarrow\; x = m\frac{\lambda}{2} \qquad con\ m = 0,1,2\ldots; \quad (5.7)$$

Per tutti i valori di *kx* pari a π o suoi multipli si ottiene un nodo. Viceversa, i punti di due onde alla stessa frequenza ma valore di ampiezza opposta, corrispondono agli antinodi; mentre i nodi sono fissi, gli antinodi oscillano in una sola direzione verticale, ricoprendo un movimento completo attorno alla propria posizione di equilibrio. Si deduce che all'antinodo corrisponde alla distanza massima tra le ampiezze. Questa condizione si verifica quando il *sin(kx)* è uguale ad uno, ovvero:

$$kx = \frac{2\pi}{\lambda}x = (2m+1)\pi \;\rightarrow\; x = (2m+1)\frac{\lambda}{4} \qquad con\ m = 0,1,2\ldots; \quad (5.8)$$

Gli antinodi, dunque, sono tutti quei valori compresi tra π e i suoi multipli; tutti i punti oscillano in fase tra di loro, alternando fasi identiche con fasi opposte tra di loro.

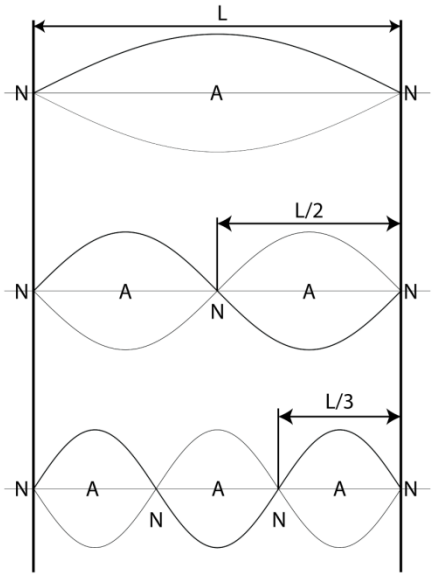


Figura 5.2: Rappresentazione dei nodi e degl'antinodi.

5.2. Analisi di Fourier

Precedentemente è stato affermato che l'analisi di Fourier permette di esprimere una funzione nel dominio del tempo, a partire dal dominio della frequenza o viceversa, mediante scomposizione in segnali di tipo sinusoidali e cosinusoidali semplici, ciascuno caratterizzato da una propria frequenza. La serie di Fourier può essere espressa come segue:

$$f(t) = \sum_{k\to 0}^{\infty} (a_k \cos(k\omega t) + b_k \sin(k\omega t)) \qquad con\ \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (5.9)$$

$$a_k = \frac{2}{T}\int_0^t f(t)\cos(k\omega t)\,dt \quad (5.10)$$

$$b_k = \frac{2}{T}\int_0^t f(t)\sin(k\omega t)\,dt \quad (5.11)$$

dove a_k e b_k rappresentano i coefficienti della serie di Fourier.
La condizione da soddisfare per applicare il teorema è che l'onda da scomporre *f(t)* sia divisibile, nel suo periodo T, in un numero finito di tratti monotoni e continui. Lo sviluppo della serie di Fourier descrive il passaggio dall'andamento temporale di un certo segnale al suo andamento nel dominio delle frequenze. Il risultato è quindi rappresentato mediante un grafico noto come spetto delle frequenze. Comunemente, sull'asse delle ascisse vengono riportate le frequenze, espresse in Hertz, e sull'asse delle ordinate vengono rappresentate le ampiezze delle armoniche, espresse in deciBel;
Lo spettro in frequenza fornisce utili informazioni che aiutano a comprendere la natura del suono o le caratteristiche di un rumore. In altre parole, è possibile determinare come le frequenze incidano sulla forma d'onda del segnale e quindi come tende a distribuirsi l'energia; la frequenza alla quale si registra il picco di ampiezza corrisponde al più alto contenuto di energia racchiuso nel segnale. L'elemento con il maggior contenuto energetico contribuisce maggiormente alla formazione di un suono.
Essendo rappresentabile per qualunque tipo di segnale l'andamento dell'ampiezza in funzione della frequenza, è possibile confrontare più segnali tra di loro. In parole povere la differenza tra due onde è visibile confrontando i loro spettri. Preso come riferimento un'onda sinusoidale, questa verrà rappresentata con un unico picco di ampiezza ad una frequenza che sarà quella *fondamentale*. Allo stesso modo, un'onda periodica può essere rappresentata attraverso uno spettro nel quale sono riportate tante linee verticali quante sono le onde sinusoidali semplici che costituiscono il segnale. Non ci saranno frequenze minori di quella fondamentale ma tutte le frequenze riportate saranno multipli interi della fondamentale. Questo è il motivo per cui le frequenze costituenti il segnale vengono dette *armoniche*. L'intervallo tra due linee è descrivibile da una relazione tra le frequenze delle onde sinusoidali.

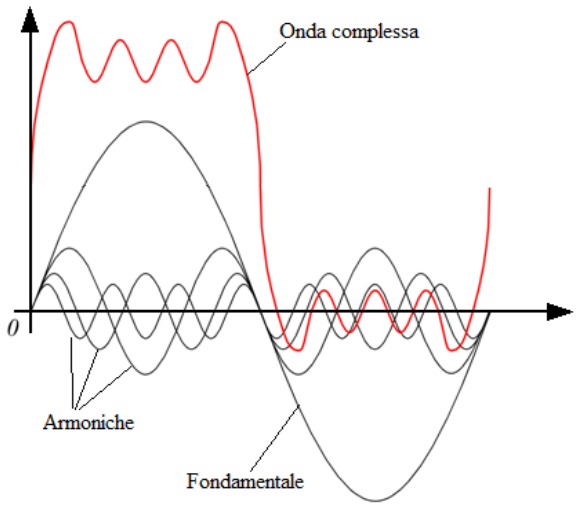


Figura 5.3: Scomposizione di un'onda col teorema di Fourier.

Discorso analogo è applicabile per funzioni periodiche rispetto a una variabile x che indichi una posizione di equilibrio. In casi come questi, la grandezza ω non esprime una pulsazione bensì viene vista come numero d'onda. E' quindi riportata la grandezza ω in funzione del periodo spaziale.
In questo caso, la serie di Fourier ha la forma:

$$f(x) = \sum_{k\to 0}^{\infty} (a_k \cos(k\omega x) + b_k \sin(k\omega x)) \tag{5.12}$$

Lo sviluppo di Fourier può essere esteso anche alle funzioni aperiodiche, ottenendo uno spettro continuo di pulsazioni. Se consideriamo che il periodo sia l'intervallo più piccolo con cui si ripete un'onda periodica, è possibile assumere che una funzione non periodica è una funzione periodica con periodo infinito. A differenza di uno spettro discreto, la variabile ω diventa indipendente dal periodo, poiché la funzione non è più periodica.
Nonostante l'obiettivo sia il medesimo, ossia quello di scomporre un segnale complesso in una somma di segnali elementari, c'è una notevole differenza tra la trasformata e la serie di Fourier; mentre la prima permette di scomporre tutti i segnali, la serie di Fourier limita la trattazione ai soli segnali periodici.
La *trasformata di Fourier* permette di passare dal dominio del tempo al dominio delle frequenze. Presa una qualunque onda, è possibile calcolarne i valori delle frequenze e delle ampiezze effettive.
E' ammissibile percorrere la strada inversa mediante la *trasformata inversa; c*onoscendo la trasformata, infatti, è possibile ricostruire il segnale mediante l'*equazione 5.14*:

$$F[f(t)](\omega) = \frac{1}{(2\pi)} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-i\omega t} dt \tag{5.13}$$

$$F^{-1}[f(t)](\omega) = \frac{1}{(2\pi)} \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{i\omega t} dt \tag{5.14}$$

Come logico che sia, non tutti i segnali rumorosi sono sempre periodici. La rappresentazione di un'onda non periodica passa comunque dall'applicazione del teorema di Fourier. Per avvalorare questa tesi è necessario eliminare la condizione di armonicità tra le frequenze. Il risultato è un segnale costituito da onde, ciascuna con frequenze indipendenti dalle altre. Si ottiene così una continua distribuzione della frequenza, che prende il nome di spettro continuo.
E' quindi intuibile che un rumore possa essere scomposto in un infinito numero di onde sinusoidali dove la rappresentazione non può essere fatta solo attraverso linee verticali separate, ma sarà

formato da una distribuzione continua. L'energia contenuta può quindi liberarsi a qualunque frequenza, generando un picco sul diagramma. Risulta possibile, quindi, identificare un range di frequenze attorno ai picchi, evidenziando così le principali frequenze che contribuiscono alla formazione del rumore.

A oggi, comunque, esistono algoritmi molto più semplici per il calcolo dello spettro in frequenza di un segnale. A causa dei lunghi tempi di calcolo che caratterizzano la trasformata di Fourier, è stato necessario avvalersi di algoritmi meno complessi per della trasformata; si è così sviluppato un metodo chiamato *trasformata veloce di Fourier*, noto con l'acronimo FFT.
Partendo da un qualunque dominio del segnale, che sia tempo o spazio, l'algoritmo permette di rappresentare il suono nel dominio delle frequenze. La base di partenza di questa metodologia resta comunque la trasformata discreta.

5.3. Spettro nel dominio delle frequenze e del tempo

L'uso dell'analisi di Fourier è essenziale per decomporre un suono complesso. Oltre ad informazioni sulle frequenze di un segnale, questa offre indicazioni importanti durante lo studio del comportamento delle strutture. Tali informazioni possono essere rappresentate in forma grafica attraverso gli spettro di frequenza.
Questa rappresentazione è caratterizzata da un segnale contenuto all'interno di un campo finito di frequenze, compreso tra 0 e 20 kHz; ciò è valido in quanto frequenze superiori a tale soglia sono trascurabili, poiché non percepibili dall'orecchio umano.
Le frequenze rumorose identificate sullo spettro possono esprimere due concetti differenti. Nel primo caso, l'utilizzo dello spettro mira a identificare quale sia la componente dominante nella genesi di un fenomeno acustico. In precedenza, infatti, è stato affermato che il rumore è un disturbo descritto da un'onda aperiodica alla quale si associa una serie di onde sinusoidali semplici. Questo grafico sembra svelare come l'energia tende a distribuirsi nel segnale. I picchi di ampiezza registrati dai microfoni simboleggiano le componenti armoniche che contribuiscono principalmente alla formazione del rumore.

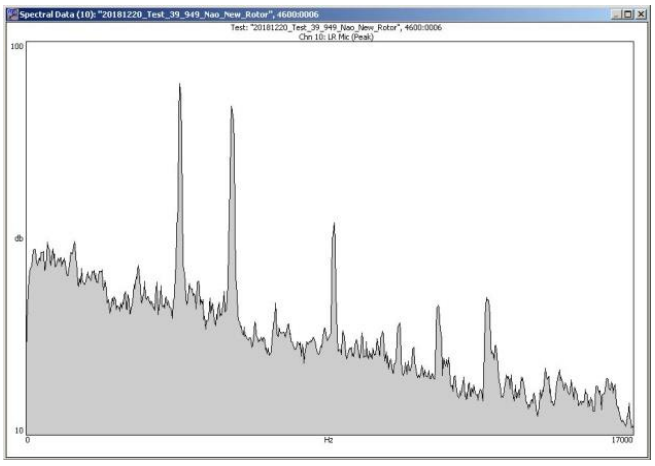


Figura 5.4: Spettro in frequenza di un rumore.

In secondo luogo, lo spettro può risultare estremamente utile per la definizione delle proprietà dinamiche di un corpo o di un sistema. E' possibile, infatti, determinare la risposta in frequenza di un corpo osservando dove si dispongono i picchi dei grafici, giacché questi esprimono informazioni utili quali la frequenza naturale dell'elemento e le relative armoniche.
Parlando di risposta in frequenza di un sistema dinamico, infatti, bisogna focalizzare l'attenzione anche sullo spettro del segnale accelerometrico. Oltre al segnale acustico, infatti, l'interfaccia grafica permette all'utente di visualizzare lo spettro in frequenza del segnale dell'accelerometro.
L'indagine è volta a ricercare una correlazione tra i due grafici, necessaria per costatare le cause della generazione di un fenomeno acustico.
Come in precedenza accennato, il rumore è un trasferimento di energia da un punto all'altro nello spazio. L'energia rilasciata dall'eccitatore si trasforma in una vibrazione dello stesso elemento, a una frequenza nota, tradotta in un'accelerazione misurabile mediante accelerometri. La lettura dei trasduttori confluisce in un unico grafico che permette di quantificare l'entità del fenomeno vibratorio, riportando le frequenze sull'asse delle ascisse, e il livello delle vibrazioni sull'asse delle ordinate.

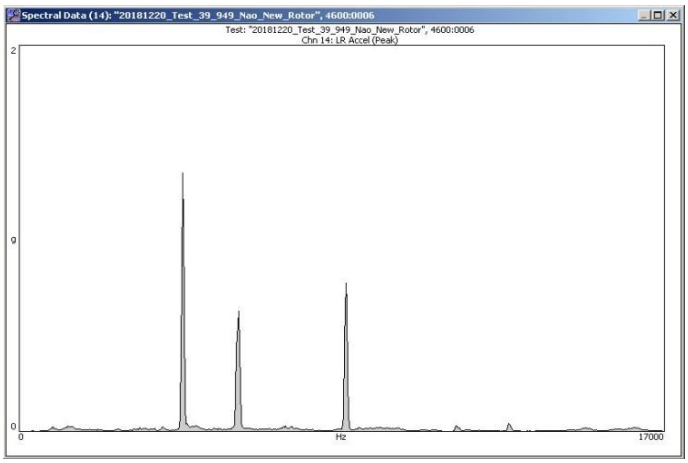


Figura 5.5: Spettro in frequenza dell'accelerazione.

Attraverso il confronto dei due grafici si ha la possibilità di verificare l'eventuale presenza di eventi rumore prodotti durante le fasi di arresto della vettura.
Consideriamo una manovra di frenatura di una vettura che viaggia lungo un rettilineo. Durante un normale utilizzo, se il sistema non vibra, gli spettri non presenteranno anomalie. Se però, il contatto tra statore e rotore induce il sistema a vibrare, l'accelerometro registra la vibrazione facendo comparire dei picchi non presenti in condizioni normali. La conseguenza al movimento è la generazione di un rumore, il quale è catturato dal microfono. Essendo la vibrazione e il rumore due fenomeni correlati, i grafici presenteranno due picchi alla stessa frequenza. Il vantaggio è quindi legato all'identificazione di un evento rumoroso grazie al solo confronto tra gli spettri.
I due spettri nel dominio delle frequenze rappresentano un primo e importante campanello d'allarme riguardo qualcosa di negativo che si è verificato durante la frenata.

Se invece si è interessati allo studio della componente transitoria, è possibile utilizzare una rappresentazione temporale del segnale. Questa rappresentazione tridimensionale prevede la visualizzazione in serie di spettri del segnale, acquisiti a intervalli regolari. I vantaggi di non operare sulla componente spettrale sono molteplici. Grazie a una rappresentazione grafica nel dominio del tempo si ha la possibilità di valutare l'evoluzione temporale del rumore generato, oltre a ricavare parametri come l'ampiezza sonora massima, o quanto a lungo il rumore si sia propagato.

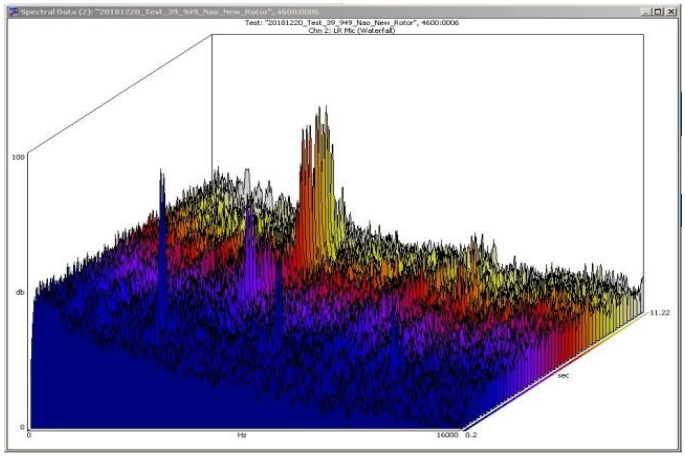


Figura 5.6: Multispettro del segnale acustico.

Nell'ipotesi di analizzare il segnale accelerometrico, il grafico mostra la storia temporale misurata dall'accelerometro. In questo caso, l'informazione sulla lunghezza permette di descrivere quanto a lungo il sistema abbia vibrato.
Dato che l'ampiezza delle vibrazioni può variare molto, anche i valori ottenuti sono un indicatore importante sullo stato del sistema; più il valore misurato è elevato, più la rumorosità sarà percepita dal guidatore. Vibrazioni ad alta ampiezza potrebbero essere percepite anche dal pilota, sotto forma di formicolio o spostamento del volante.

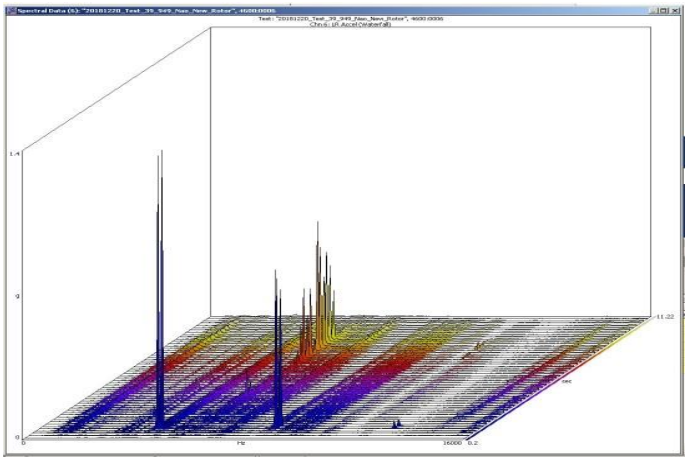


Figura 5.7: Multiseptttro del segnale accelerometrico.

Dunque, per la verifica e il paragone tra i dati ottenuti, si predilige adoperare i due spettri nel tempo, poiché facilmente consultabili oltre a permettere di stabile se, in date condizioni, siano insorte o meno fenomeni acustici.

5.4. Noise Acquisition Logic

Il sistema di acquisizione dei segnali ha il compito di acquisire e memorizzare tutti i dati prodotti durante l'esecuzione della prova. Una volta registrati, l'elaborazione delle misure è affidata a uno specifico software, capace d'identificare quando sia stato generato un evento rumoroso.
Calcolo e controllo dei dati sono gestiti interamente da questo dispositivo, il quale adopera i segnali ottenuti dalla catena di misura. Servendosi di un'opportuna logica di controllo, il sistema riesce a riconoscere quali frenate abbiano prodotto un rumore.
Nota come noise logic, il controllo si basa sull'elaborazione di un numero limitato di dati. L'algoritmo esegue un numero finito di passaggi logici così da ottenere risultati precisi e affidabili. Ma quali sono, in dettaglio, i controlli che il software esegue?
Facciamo una premessa, la noise logic è indipendente dalle condizioni ambientali e operative del banco; ciò significa che il software gestisce solo le informazioni riguardanti i microfoni e gli accelerometri, riducendo così la complessità del controllo.

Per comprendere la logica di elaborazione dei dati, focalizziamo l'attenzione su una singola applicazione frenante. Come appena detto, le condizioni del banco sono note ma superflue. L'elettronica utilizzata per la di misura dei suoni e delle vibrazioni, rileva tutte le informazioni necessarie per la corretta analisi dei risultati. Una volta terminata l'applicazione frenante, i dati vengono elaborati riportando in uscita i risultati sottoforma di spettri in frequenza e multispettri.
La tipologia di diagnosi si basa sulle indicazioni fornite dalla componente transitoria del segnale del microfono e dell'accelerometro. I grafici sono costituiti da un insieme di spettri in frequenza acquisiti a istanti di tempo diversi. L'acquisizione, infatti, parte all'istante in cui il sistema applica pressione idraulica e termina nel momento in cui questa viene rimossa. I tempi di applicazione della forza frenante possono, dunque, variare in range di misurazione che compreso tra 4 e 12 secondi, in funzione della tipologia di modulo utilizzato. Dato l'intervallo di acquisizione molto ampio, la rappresentazione tridimensionale si ottiene con un numero elevato di spettri acquisiti.

Fondamentali per la corretta analisi dei dati, le misure devono essere paragonate a limiti di accettabilità, al fine di stabilire se si tratti solo di rumore di fondo, o di rumorosità prodotte dalla frenata.
L'identificazione dei tagli in frequenza rappresenta la prima condizione da imporre per evitare di acquisire dati inutilmente, appesantendo in maniera esagerata la memoria del computer. I limiti di acquisizione imposti limitano il range di frequenza ai valori contenuti tra 0 e 20000 Hz. Il motivo di tale scelta è molto semplice: in primo luogo, lo zero rappresenta un valore critico oltre il quale la misura non avrebbe senso fisico. Viceversa, suoni costituiti da onde con frequenze superiori ai 20 kHz non rientrano nel campo dell'udibile dell'orecchio umano; eventuali rumorosità non sarebbero, dunque, identificabili dalle persone presenti all'interno dell'abitacolo.
In seguito, il campo di controllo è ulteriormente limitato da una soglia critica minima, fissata a 1500 Hz, e una frequenza massima di 16000 Hz. La scelta di un limite così basso è riconducibile al rumore di fondo poiché, a basse frequenze la gioca da padrone. Ciò significa che, in condizioni di marcia ad alte velocità, il rumore prodotto dal trascinamento delle ruote potrebbe coprire eventuali rumori prodotti a basse frequenze.
La soglia limite superiore è invece motivabile dal fatto che l'utente medio non possiede capacità uditive tali da rilevare rumori con frequenze superiori a tale valore. Il risultato è un taglio in frequenza che focalizza ulteriormente l'attenzione sul segnale d'interesse.
Altro limite da impostare riguarda la soglia minima di ampiezza, limite oltre la quale si può definire se si tratti di un rumore o no. Per i microfoni in prossimità dei lati ruota, la soglia è fissata a un valore pari a 70 dB-A, mentre, per il microfono all'interno dell'abitacolo la soglia di accettabilità viene fissata a 30 dB-A.

Questa differenza di valori è riconducibile al filtraggio del segnale da parte del veicolo. Una qualsiasi vettura possiede una struttura rigida, accoppiata a un sistema di copertura insonorizzante che mitiga qualunque segnale. Il fine ultimo di tale insonorizzazione è filtrare qualunque rumore proveniente dal contatto ruote e strada, dal motore o da qualunque altra fonte sonora, migliorando il comfort interno. Il rumore udibile all'interno dell'abitacolo è dunque minore rispetto a quello percepibile dall'esterno, ed è per questo motivo che la soglia va abbassata ulteriormente.

Per una giusta correlazione con il segnale restituito dal microfono, è importante che venga controllato anche il segnale ottenuto dall'accelerometro.
Durante il normale utilizzo, tutte le vetture presentano una varia entità di vibrazioni ma non tutte sono percepibili allo stesso modo. Alcune sono lievemente avvertibili dall'utilizzatore, altre sono ritenute inaccettabili. Quando una di queste s'intensifica in maniera anomala, è possibile che sul sistema si sia generato un problema. Monitorando costantemente i livelli vibratori del sistema frenante, è dunque possibile determinare se un elemento sia stato eccitato oppure no.
Va però evitato che il sistema identifichi e riporti un fenomeno rumoroso, anche se l'effettiva produzione non c'è stata.
Per comprendere meglio la logica di controllo, prendiamo in esame la fase di accelerazione del veicolo. La rotazione dei rulli mette in moto gli pneumatici, simulando un funzionamento su rettilineo o in marcia avanti o in retromarcia. La rotazione rappresenta una delle principali fonti di vibrazioni dell'intero gruppo ruota che l'accelerometro è in grado di misurare. S'imposta, dunque, un valore d'allarme, a oggi fissato a 0.5 g, da confrontare con i valori istantanei misurati; in questa maniera si rende semplice la verifica, quando una vibrazione diventa rilevante.
Ogni livello d'accelerazione misurato sotto tale soglia indica che il valore è indotto dal movimento del veicolo. Se dal confronto emergesse che l'accelerazione rilevata fosse superiore allo 0.5 g, questo potrebbe indicare una vibrazione del sistema frenante. L'utilizzo del condizionale è d'obbligo, poiché esiste la possibilità che un malfunzionamento della strumentazione riporti un valore errato della misura. In aggiunta a un picco anomalo, non è detto che la vibrazione misurata dall'accelerometro su una pinza identifichi una vibrazione dello stesso lato ruota.
Occorre molto di frequente, sulle vetture dotate di ponte rigido, un fenomeno noto con il nome di rumore di riporto, o carryover. Il fenomeno è definito come un evento di eccitazione su un'estremità dell'accelerometro di un veicolo che si trasferisce, attraverso il ponte, a un altro accelerometro situato sul lato opposto. Il risultato è la misura di un'accelerazione che non corrisponde a un effettivo fenomeno vibratorio.
L'algoritmo è in grado di stabilire quando la misura sia soddisfacente o no; definita una percentuale di allarme dall'utente, il software non tiene conto del fenomeno sull'accelerometro che presenta il valore inferiore a quello impostato. I perfetti candidati per la comprensione della logica di verifica sono due lati ruota che condividono lo stesso assale, come nel caso delle ruote posteriori. Prendiamo in esame un caso, dove la percentuale è impostata a 50%. Se alla stessa frequenza si registrano sulla ruota sinistra posteriore accelerazioni pari a 4g , e sul lato opposto accelerazioni di 1g, allora il rumore su quest'ultima verrà scartato.

E' chiaro che il sistema focalizza l'attenzione su due parametri essenziali, l'intensità sonora e la vibrazione; quantificati e fatta chiarezza sui livelli di allarme su cui si basa la noise logic, è necessaria indicare la sequenza delle operazioni effettuate dall'algoritmo. Prima di procedere va fatta una premessa, l'algoritmo esegue una serie di controlli identici, indipendentemente dal lato ruota o dal tipo di frenata eseguita, per questa ragione da adesso si farà riferimento su un solo lato ruota.

Per ogni applicazione frenante, il modello esamina la componente transitoria del segnale del microfono. Il software controlla per intero il multispettro, analizzando tutti gli spettri in frequenza acquisiti.
Definito con t_0 l'istante di tempo del primo spettro acquisito, il software è in grado d'identificare l'eventuale presenza di un picco anomalo. Verificata la presenza o meno di un valore atipico, si

memorizza il valore massimo dell'ampiezza e la relativa frequenza. Se la frequenza risiede all'interno del range di misura, si confronta il valore dell'ampiezza con la soglia critica, scartando il dato se il valore si pone sotto di essa; in caso contrario si procede con l'analisi del segnale dell'accelerometro. La sequenza di controllo è analoga a quella descritta in precedenza; verificato, allo stesso istante di tempo, l'eventuale presenza di un valore anomalo, il sistema salva il dato inerente all'ampiezza della vibrazione, e la corrispettiva frequenza. Se la frequenza del segnale accelerometrico coincide con quella del segnale sonoro, l'algoritmo paragona l'accelerazione misurata con il valore standard della soglia critica. Se l'accelerazione indotta dal fenomeno vibratorio è superiore a 0.5 g, il sistema battezza l'applicazione frenante come una rumorosa.
Il controllo si ripete per l'intera frenata, andando a identificare quale sia il valore massimo d'intensità sonora che caratterizza il fischio. In aggiunta a ciò, l'algoritmo tiene traccia dell'informazione temporale, riportando in uscita la lunghezza del fenomeno acustico.

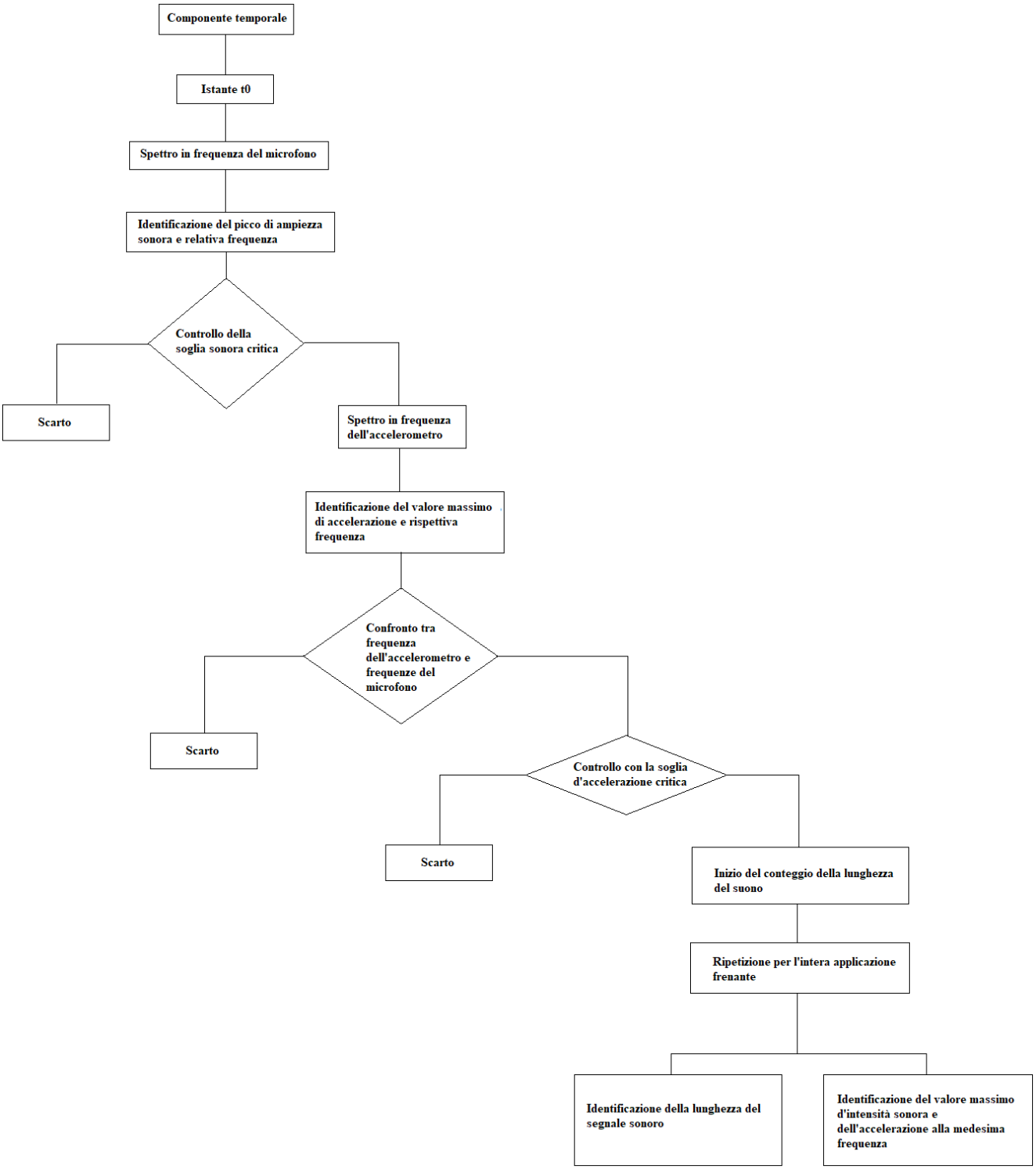


Figura 5.8: Diagramma a blocchi della noise logic

6. Analisi dati e identificazione degli eventi dominanti

In questo studio, si pone sotto esame una vettura di medie dimensioni, dotata di motore a combustione interna, e destinata al trasporto di passeggeri. Molti veicoli di recente produzione, come quello sotto indagine, sono equipaggiati da un impianto frenante dotato di pinze freno flottanti, montate su entrambi gli assali.
Come già riportato in precedenza nella *tabella 2*, l'assale anteriore è dotato di un disco a alto tenore di carbonio, di diametro pari a 330 mm e uno spessore di 28 mm. L'assale posteriore dispone di un disco a basso tenore di carbonio di dimensioni ridotte; la differente composizione chimica conferisce all'elemento minor rigidezza a favore di una maggior flessibilità.
Anche le caratteristiche e le dimensioni delle pastiglie freno cambiano a seconda l'assale da rallentare. Data la natura del veicolo, la quale si colloca nella fascia di vetture per uso cittadino, le mescole sono realizzate con materiali sinterizzati.
A differenza del posteriore, le pastiglie montate sui freni anteriori presentano una superficie frenante asimmetrica. La geometria della mescola viene ottimizzata mediante la realizzazione di uno specifico smusso radiale a J, prodotto sul bordo affacciato in ingresso disco. In aggiunta a ciò, le pastiglie sono provviste di un antirumore fissato sul supporto metallico. L'antirumore abbraccia la pastiglia mediante un collante a base acrilica semplicemente applicato sulla piastrina, senza richiedere particolari processi per il montaggio. Dotato di una superficie distintiva, questa tipologia di shim è munita di un lamierino in acciaio galvanizzato, interfacciato tra due strati gommosi e l'adesivo acrilico.
Dato la minor richiesta di potenza frenante al posteriore, le pastiglie presentano geometria e forma totalmente diverse dalle altre. La prima differenza che sicuramente è possibile identificare riguarda le dimensioni; difatti le pastiglie si presentano molto più piccole e più leggere rispetto alle altre. Basata sulla metallurgia del rotore, sulla dimensione e sulle prestazioni richieste, la superficie d'attrito è costituita da una mescola a base organica, dove vengono intagliati due smussi. La tipologia di smusso in uso presenta un intaglio lungo l'asse di simmetria della pastiglia, slot che copre l'intera altezza della pastiglia. In aggiunta a ciò, le pastiglie presentano due smussi radiali sul lato inferiore della superficie di contatto, come mostrato nella *Figura 6.1*.
Il dispositivo di antirumore si differenzia per la presenza di un solo strato in gomma rispetto a quelli in uso sull'anteriore, affacciato al lato esterno della pastiglia. L'assenza di un elemento in gomma comporta la riduzione dello spessore totale del materiale, riducendo la resistenza alla penetrazione da parte del'organo di spinta. Come se non bastasse, l'adesivo utilizzato, a base di silicone, influenza le caratteristica di adesività, coesione e adesione, consentendo di realizzare un fissaggio adeguato. Il risultato è il conferimento alla pastiglia di una buona capacità di smorzamento delle basse frequenze a temperature prossime i 100 °C.
Questa tipologia di veicolo è dotato di pinze freno provviste di mollette di ritenuta, elementi elastici realizzate in acciaio inox e in seguito verniciati. Il gruppo pastiglia è, infatti, vincolato alla piastra di supporto attraverso questi elementi, i quali consentono lo scorrimento durante l'azionamento e il rilascio. Caratteristica particolare delle mollette sono le alette di richiamo, elementi di ritenuta che riportano la pastiglia nella loro posizione di partenza.
Lungo la sede delle pastiglie, su entrambi gli assali, viene interposto un sottile strato di grasso per ridurre l'attrito, favorendo la lubrificazione durante lo scorrimento. Il grasso utilizzato per i test è concepito tenendo conto delle condizioni ambientali di utilizzo, con l'obiettivo di ridurre le rumorosità prodotte durante il contatto. La particolare struttura a base minerale conferisce alta viscosità e ottima resistenza all'acqua, oltre ad una buona stabilità chimica. Viene evitato così che il grasso reagisca in presenza di altri reagenti, conservando la propria composizione chimica. In aggiunta, le buone proprietà termiche evitano che il materiale si degradi alle alte temperature, assicurando così un'elevata vita utile dell'elemento.

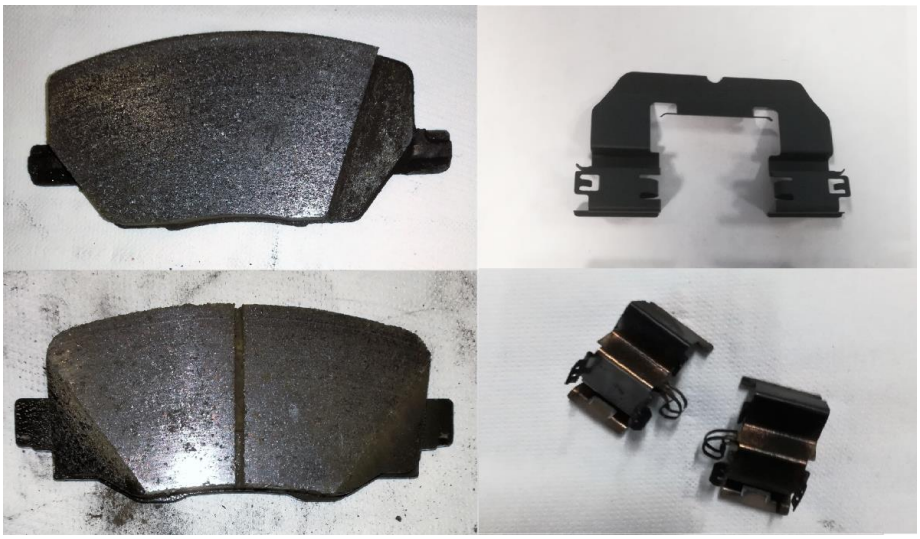


Figura 6.1: Tipologie di pastiglie (sx) e mollette di richiamo (dx) usate nella configurazione A.

Nella *Figura 6.2* vengono riportate le ampiezze di ogni evento rumoroso, in funzione della frequenza alla quale viene generata la vibrazione, a seguito dell'esecuzione dei test sulla configurazione originale appena descritta. Ogni punto sul grafico corrisponde a un'applicazione frenante che ha generato un fischio. Grazie alla diversa colorazione, è facilmente intuibile quale lato ruota abbia originato un rumore.
Prima di procedere con l'analisi dei dati, va precisato che il ciclo di prova utilizzato, noto come *ciclo A*, ha subito una variazione rispetto alla procedura descritta nei capitoli precedenti.

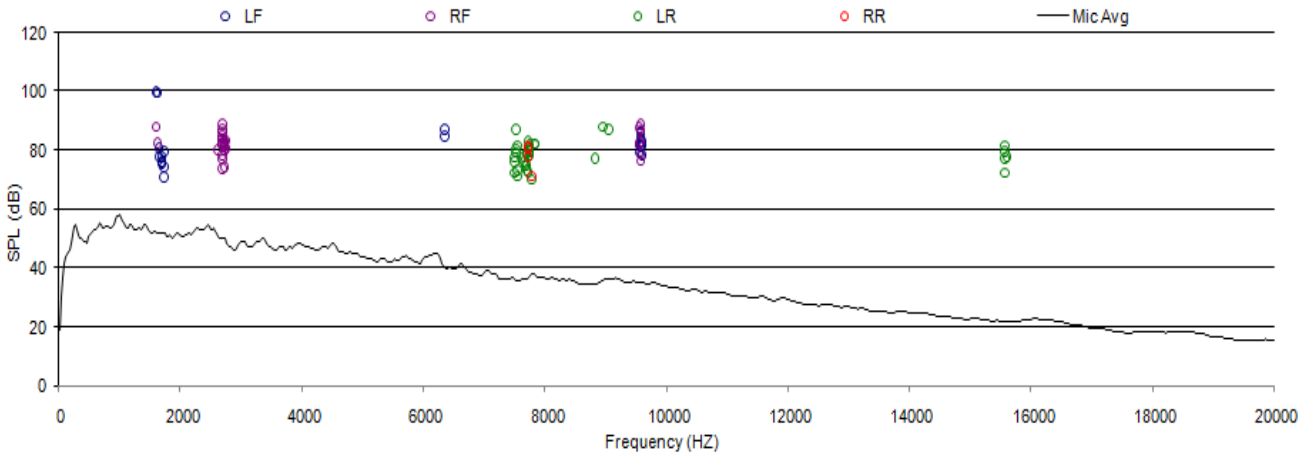


Figura 6.2: Eventi rumorosi presenti con la configurazione base.

In precedenza è stato descritto un ciclo costituito da circa 4300 applicazioni frenanti, eseguite a varie condizioni climatiche. Data la richiesta di testare vetture differenti tra di loro, oltre alla richiesta di 5 giorni operativi per portare a termine ogni singolo test, si è deciso di accorciare la procedura alla sola esecuzione di 3/5 del ciclo intero. Tale decisione ha permesso di portare a completamente un maggior numero di prove sul veicolo in prova, riuscendo a esaminare un maggior numero di configurazioni. La realizzazione di un ciclo coerente per tutte le configurazioni, in assenza di contraddittorietà o incompatibilità tra le procedure, ha reso possibile un'analisi statistica dei dati.
In sequenza, la vettura è stata sottoposta a una sequenza di frenante a caldo, per poi subire un condizionamento climatico fino a una temperatura di -12°C. Tutto è volto al termine con l'affaticamento termico della pastiglia per la valutazione del fenomeno del fading.

La prova consiste in un totale di 2387 frenate, di cui 1917 eseguite a temperatura ambiente, e 470 eseguite a freddo, durante la quale si sono riscontrati un totale di 93 eventi rumorosi. Non si commetta l'errore di considerare che le applicazioni rumorose siano 93, in quanto il valore rappresenta la somma degli eventi rumorosi registrati sui quattro lati ruoti. Esiste la possibilità che, durante una singola applicazione frenante, su più di un sistema s'inneschi un fenomeno vibratorio che porti alla formazione di più rumorosità. In aggiunta a quanto detto, se nel sistema entrano in risonanza più elementi a varie frequenze, avremo la memorizzazione di più eventi rumorosi prodotti durante la stessa frenata.

La sfida imposta dall'esecutore delle prove passa attraverso la definizione di un target limite di occorrenze per ciclo, oltre il quale la configurazione in uso non è accettabile. Se il valore delle occorrenze supera la soglia limite, individuata al 5%, è negata la validazione della configurazione.
Va quindi definito un fattore che metta in relazione gli eventi rumorosi, son SPL oltre la soglia limite, e il numero totale delle frenate.
Il numero di occorrenze *O* viene identificato come somma degli eventi rumorosi, classificati per fase calda o fredda. Note le occorrenze, è possibile calcolare la percentuale delle occorrenze in funzione del numero di applicazioni eseguite ad ogni fase *N*.

$$\%O_{hot} = \frac{O_{hot}}{N_{hot}} * 100 \tag{6.1}$$

$$\%O_{cold} = \frac{O_{cold}}{N_{cold}} * 100 \tag{6.2}$$

dove $\%O_{hot}$ e $\%O_{cold}$ individuano rispettivamente le percentuali di occorrenze per fase calda e fredda.
I dati concernenti la misura acustica, vengono confrontati con la soglia limite imposta a 70 dB, registrando il rumore ogni qualvolta il livello d'intensità sonora del picco risulta superiore di tale valore. Per ogni evento, in aggiunta, vengono riportate tutte le informazioni inerenti le condizioni operative come temperature, velocità, pressioni e così via.
Il numero di occorrenze totale, classificato per lato ruota e suddiviso per range d'intensità sonora, è riportato nella *tabella 8*:

Tabella 8: Occorrenze per lato ruota con configurazione A.

Lato	70 ≤ SPL ≤ 80	80 ≤ SPL ≤ 90	SPL > 90	Totali
Anteriore Sinistro	10	13	2	25
Anteriore Destro	7	23	15	30
Posteriore Sinistro	22	12	0	34
Posteriore Destro	2	2	0	4

Per questo veicolo, la configurazione di base mostra il lato anteriore destro leggermente più rumoroso rispetto al lato opposto. Viceversa il posteriore sinistro esibisce occorrenze acute e superiori in numero rispetto al destro. Queste differenze potrebbero essere legata a un'usura differente tra i lati ruota; non è comunque oggetto di studio di questa tesi dimostrare quali siano le cause di tale differenza.
Il massimo livello sonoro misurato è pari a 99.8 dB, registrato sulla ruota anteriore destra, durante una frenata a freddo. Nonostante il numero di eventi rumorosi non sia estremamente elevato, i livelli d'intensità sonora misurata hanno valori medi che si aggirano attorno agli 80 dB. E' evidente come il fenomeno vada ridotto al fine di migliorare il comfort acustico all'interno dell'abitacolo.

Prima di procedere con l'esposizione delle implementazioni adoperate, focalizziamo l'attenzione sulle condizioni operative e ambientali alle quali si sono verificate le rumorosità registrate. Per

evitare di generare confusione ai lettori, la seguente esposizione prevede una trattazione separata per assale. Tale trattazione verrà dapprima condotta sull'assale anteriore, per poi proseguire su quello posteriore. Questa metodologia permetterà di determinare le principali frequenze rumorose che caratterizzano i due assali, portando alla luce le condizioni che originano i fischi.

6.1. Eventi rumorosi sull'assale anteriore

Come specificato nel capitolo precedente, la configurazione dell'assale anteriore prevede l'uso di:

- pinze freno flottanti in ghisa a singolo pistoncino, con organo di spinta del diametro di 60mm;
- dischi in ghisa ad alto tenore di carbonio, provenienti da un singolo lotto di fonderia;
- pastiglie con superficie di contatto pari a 58 cm^2, proveniente dallo stesso lotto per minimizzare la variabilità. Il materiale d'attrito con cui è realizzata la mescola è quello di serie della vettura, su cui viene realizzato uno smusso radiale a J. Il taglio viene effettuato solo ad ingresso disco, rendendo la superficie di contatto asimmetrica;
- antirumori multistrato, denominato come *Config. A*.

Il disco in ghisa ad alto tenore di carbonio presenta una percentuale superiore al 3.5%; questa fornisce al disco una durezza superficiale molto elevata e un'alta rigidezza. Il motivo per cui vengono utilizzati dischi in ghisa è stato discusso in precedenza. Il disco, grazie alla struttura sferoidale, presenterà elevate caratteristiche smorzanti ma una maggior fragilità. In aggiunta a ciò, la ghisa fornisce allo stesso una temperatura di fusione superiore ai 1300°C.
La vettura presenta un dispositivo antirumore costituito da uno spessore multistrato realizzato con materiali diversi. Lo strato in acciaio inox galvanizzato viene interposto tra due spessori in gomma rivestita e un adesivo in materiale acrilico. Caratteristica degli antirumori è avere un fattore di smorzamento variabile con la temperatura e con la frequenza. Questa tipologia si contraddistingue per un fattore di smorzamento funzione della temperatura e della frequenza.

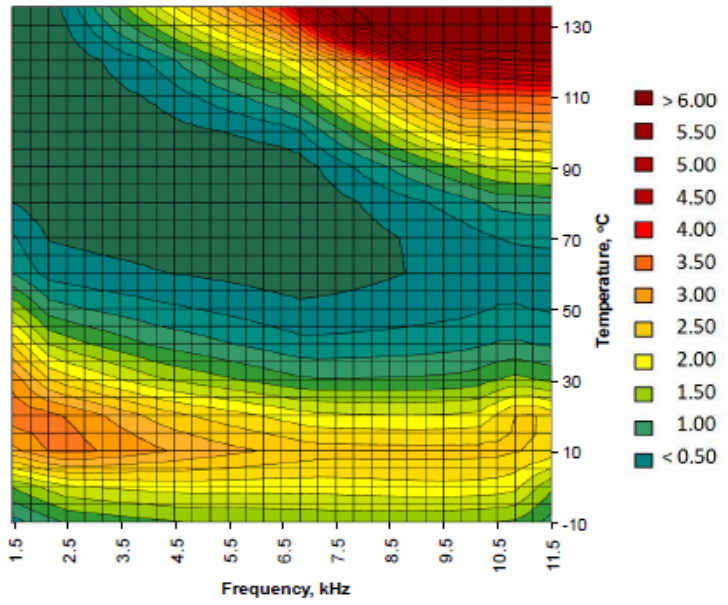


Figura 6.3: Fattore di smorzamento dello shim Config. A.

Dal grafico in *Figura 6.3* è evidente la grande capacità di smorzamento delle alte frequenze, a temperature superiori ai 100°C. Inoltre, garantisce un buon smorzamento anche a basse temperature.
Il risultato della prova, relativo all'assale anteriore della vettura, viene dunque riportato sulla *Figura 6.4*:

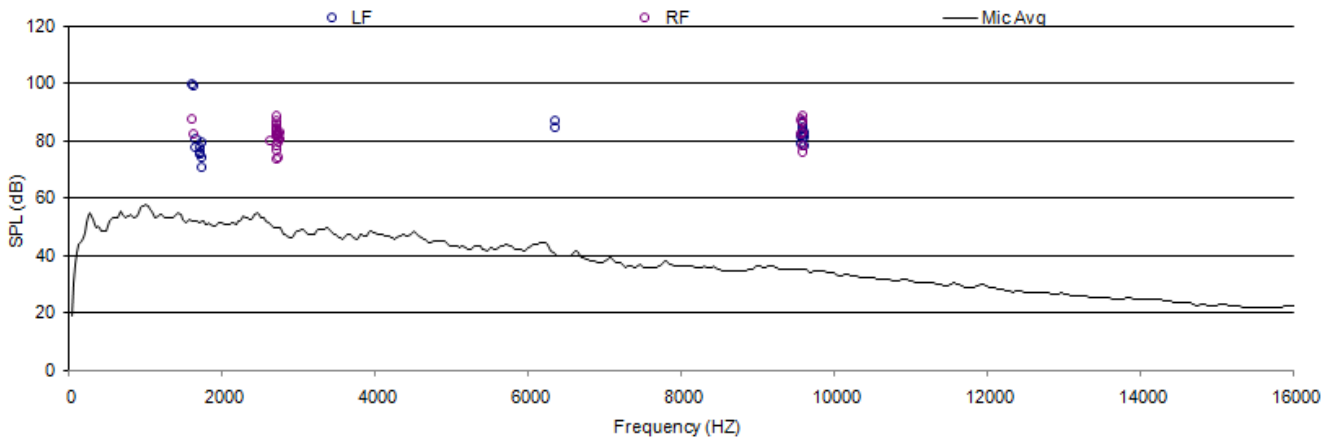


Figura 6.4: Eventi rumorosi sull'assale anteriore.

Attraverso la rappresentazione delle occorrenze in funzione della frequenza, è possibile identificare le principali frequenze rumorose presenti sull'assale anteriore, raggruppate attorno a 1.7, 2.7 e 9.5 kHz. Osservando la figura, salta all'occhio la presenza di un numero molto limitato di eventi rumorosi caratterizzati da una frequenza prossima ai 6.7 kHz. Al contrario, un'intensiva presenza si registra attorno alle altre frequenze, per cui è ragionevole ricercare una soluzione per intervenire sulle frequenze più critiche.
Come specificato in precedenza, il ciclo è caratterizzato da una serie di applicazioni frenanti durante le quali sono fatte variare le condizioni operative. Su un totale di 1917 frenate a caldo, solo lo 0.4% sono risultati eventi rumorosi; da questo dato si deduce come il sistema risponda bene nel funzionamento a temperatura ambiente. Differente è stata risposta del sistema durante l'esecuzione di cicli a freddo; su un ciclo basato su 470 frenate, si è registrato una percentuale di occorrenze pari al 10,21%. Ciò induce a pensare che i fenomeni vibratori autoeccitanti che portano al rumore si manifestano più facilmente durante le condizioni operative a freddo. Osservando il profilo di temperatura in *Figura 6.5*, si ottiene la conferma di ciò appena descritto:

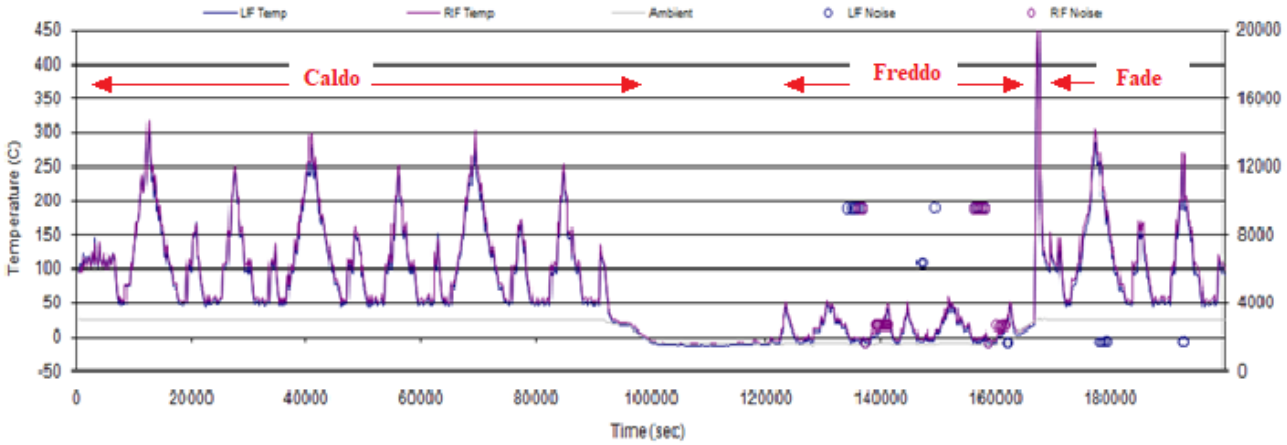


Figura 6.5: Eventi rumorosi in funzione del profilo di temperatura della configurazione A.

Da un'attenta analisi del grafico è evidente come le frequenze 2.7 e 9.5 kHz si sviluppino principalmente durante le frenate imposte nel ciclo a freddo; diversamente, la maggior parte degli eventi rumorosi caratterizzati da una frequenza prossima a 1.7 kHz si generano dopo il condizionamento della pastiglia subito dal fenomeno del fading.

Da un'attenta analisi delle condizioni operative, mostrate in *Figura 6.6*, è evidente che, tutte le occorrenze a frequenza minori di 7 kHz vengono prodotte con velocità comprese tra i 0 e 10 km/h; la bassa velocità conferma come il sistema, durante le fasi di arresto, tenda ad entrare in risonanza

producendo un fischio sgradevole. Fanno eccezione gli eventi che si manifestano a una velocità di 30 km/h per gli eventi alle frequenze di 9.5 kHz.

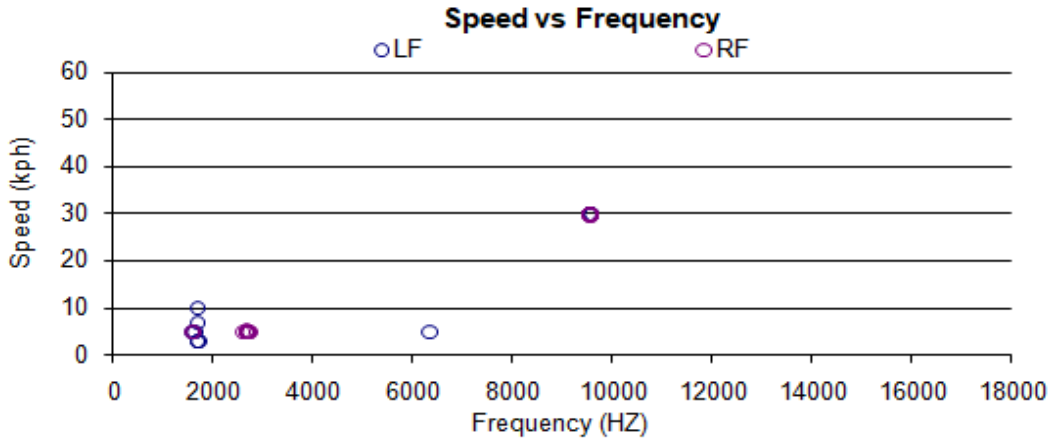


Figura 6.6: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di velocità e frequenza.

Osservando il grafico, in *Figura 6.7*, concernente le pressioni in gioco è possibile trarre le seguenti considerazioni: gli eventi rumorosi alle alte frequenze (9.5 kHz) sono indotti da pressioni prossime ai 20 bar che, in concomitanza alla condizione di marcia a velocità costante di 30 km/h, rappresentano una condizione di guida insolita. Ciò si traduce in una situazione inconsueta da riprodurre durante un normale uso su strada.

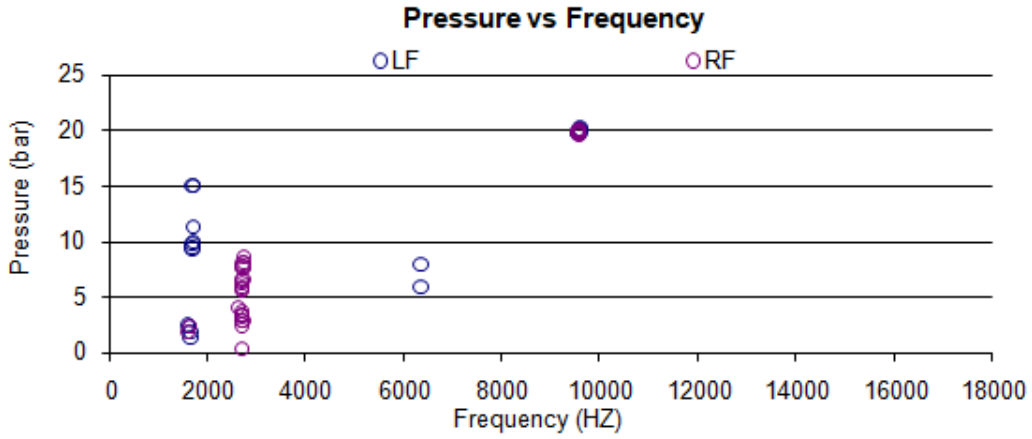


Figura 6.7: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di pressione e frequenza.

Per quanto riguarda le basse frequenze, tuttavia, il discorso è diverso; gli eventi rumorosi alla frequenza primaria di 1.7 Hz, si generano a pressioni che vanno da 0 a 15 bar coprendo un intero range operativo. Le rumorosità si presentano sia durante la marcia a velocità costante che durante i moduli in decelerazione. Ne consegue che le vibrazioni che portano al fischio si potrebbero originare durante un normale utilizzo su strada. Stesse considerazioni sono valide per le occorrenze prodotte a 2.7 kHz, le quali si generano a basse pressioni.
Analizzando la rappresentazione delle occorrenze in funzione della decelerazione, mostrata in *Figura 6.8*, è evidente come la maggioranza degli eventi rumore si manifesta durante i moduli in decelerazione, con una percentuale vicina al 96.5%. Solo 3 frenate, infatti, sono state registrate durante applicazioni frenanti eseguite in decelerazione.

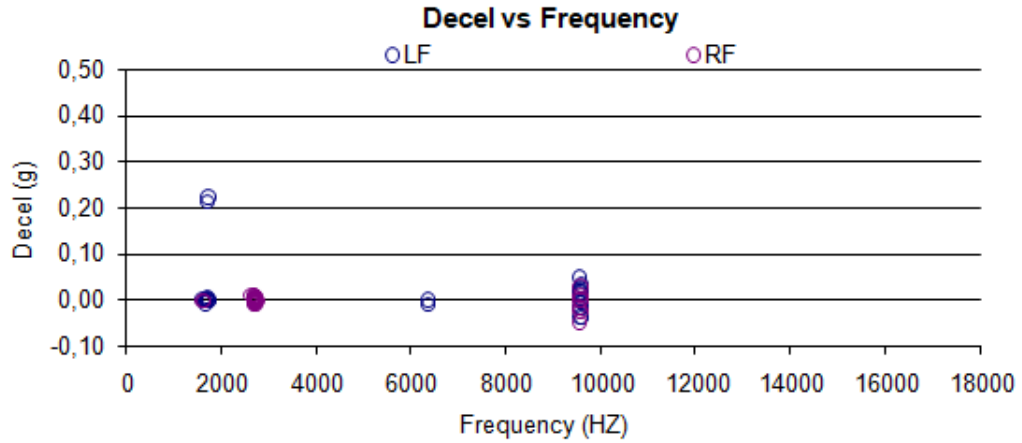


Figura 6.8: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di decelerazione e frequenza.

Come accennato, l'insorgere delle varie tipologie di fischi è funzione delle condizioni climatiche. Le rumorosità alle medie e alte frequenze si sviluppano principalmente a temperature prossime allo 0°C, confermando che tali frequenze si manifestano principalmente durante i cicli freddi. Viceversa, gli eventi rumorosi a bassa frequenza 2.7 kHz si manifestano con temperature in pastiglia che vanno da un minimo di -4 °C a un massimo di 50 °C.
L'altra bassa frequenza rumorosa è l'1.7 kHz che presenta un range di temperatura più ampio; tali eventi rumorosi tendono a originarsi prevalentemente a caldo, con temperature in pastiglia comprese tra 150°C e 275°C, quindi in situazioni che più si avvicinano ad un utilizzo normale del veicolo su strada.

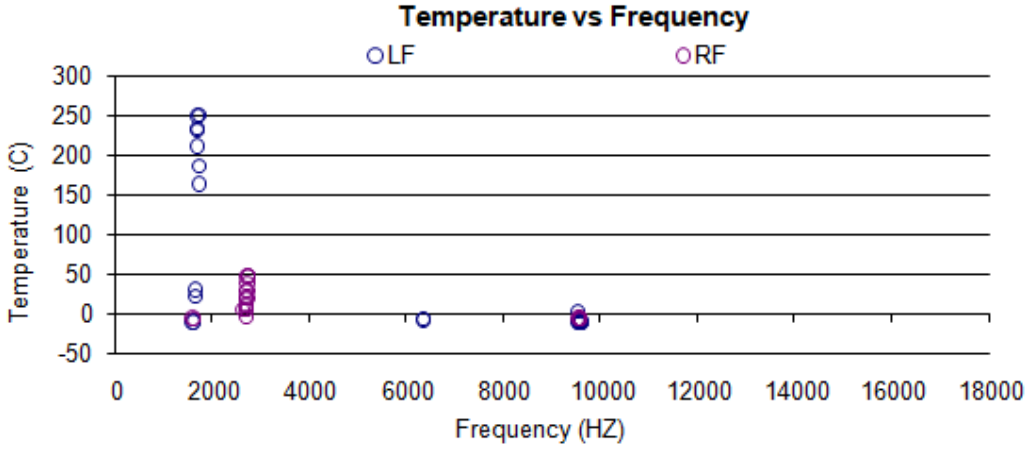


Figura 6.9: Occorrenze sull'assale anteriore, al variare di temperatura e frequenza.

Dall'analisi, dunque, risulta che le frequenze principali sulle quali si dovrà agire sono le basse frequenze, poiché rappresentano una situazione più fastidiosa per il guidatore e i passeggeri rispetto a quella caratterizzata da eventi rumore alle alte frequenze.

6.2. Eventi rumorosi sull'assale posteriore

Al fine di focalizzare l'attenzione sulla dotazione delle ruote posteriori, si procede con un riepilogo delle informazioni principali riguardanti la configurazione di partenza utilizzata:

- pinze freno flottanti in ghisa sferoidale a singolo pistone dal diametro di 38mm;
- dischi in ghisa a basso tenore di carbonio di taglia minore rispetto all'anteriore, provenienti da un lotto produttivo diverso dall'anteriore;
- pastiglie freno con superficie di contatto simmetrica, dotate di un ritaglio centrale lungo tutta l'altezza della pastiglia, integrato a due smussi radiali bassi. Le pastiglie provengono dallo stesso lotto produttivo, così da ridurre la variabilità;
- elementi antirumore costituiti da uno solo strato in gomma, lamierino in acciaio e collante acrilico.

I dischi in utilizzo sono caratterizzati da una percentuale di carbonio compreso tra 3 e 3.5%; la differente composizione rispetto a quelli in uso all'anteriore assicura all'elemento un maggior carico alla rottura. Di conseguenza, i rotori presentano maggiore resistenza alle criccature e agli shock termici. Inoltre, la composizione incide sulle caratteristiche fisiche dei dischi; i rotori, infatti, presentano una densità di poco superiore rispetto ai dischi ad alto tenore di carbonio; ciò nonostante, date le ridotte dimensioni del disco, una piccola variazione sulla densità non impatta eccessivamente sul peso del disco. Nonostante la differente composizione, la temperatura di fusione non varia.
L'antirumore in utilizzato si differenzia da quello all'anteriore per le proprietà geometriche e strutturali, caratteristiche che ne influenzano le proprietà meccaniche e termiche.
Osservando la *Figura 6.10* si nota come l'elemento assicura alti smorzamenti a basse frequenze, con temperature comprese tra i 10 e i 90 °C.
Non vengono fornite informazioni utili sul materiale costituente la pastiglia, in quanto lo scopo dell'elaborato non è valutare l'effetto di diverse mescole.

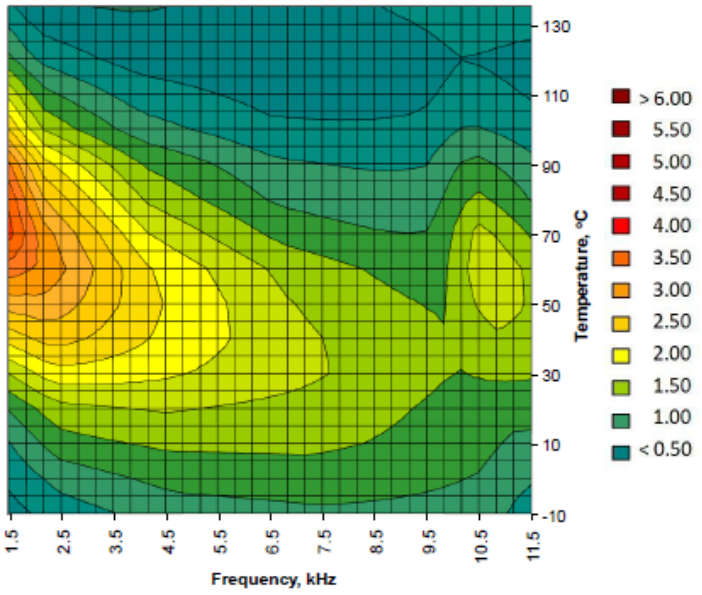


Figura 6.10: Fattore di smorzamento dello shim Config. a.

Dato l'esecuzione della prova su vettura, anche l'investigazione delle proprietà acustiche dell'assale posteriore viene condotta attraverso l'esecuzione del ciclo di riferimento identificato in precedenza. L'esecuzione del ciclo ha previsto un totale di 2387 applicazioni, escluse le operazioni di preriscaldo per portare la pastiglia alla temperatura corretta di inizio test. La prova condotta sulla configurazione di base della vettura ha dato origine al seguente risultato, riportato in *Figura 6.11*:

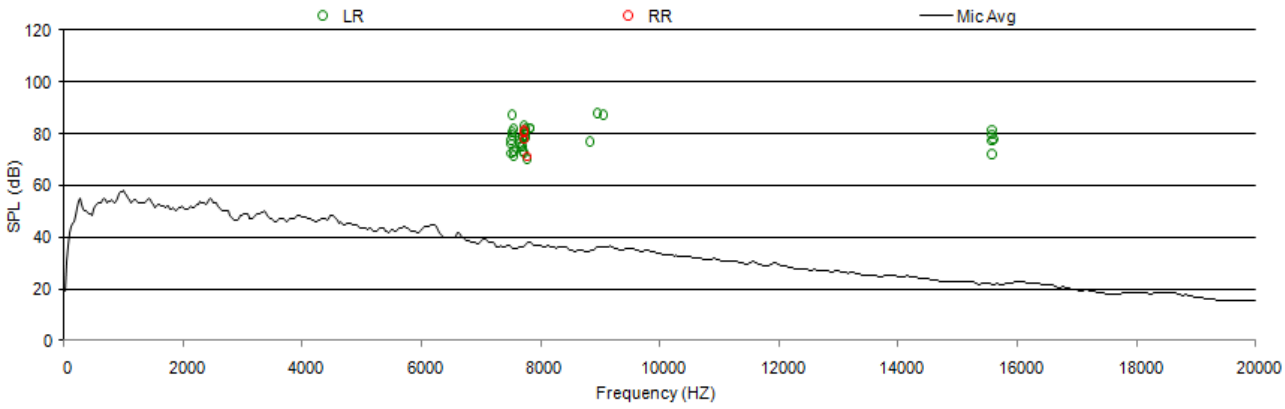


Figura 6.11: Eventi rumorosi identificati sull'assale posteriore.

Il grafico riportato mette in luce come le principali rumorosità registrate risiedono a una frequenza attorno al 7.7 kHz. Osservando la *Figura 6.11* si nota la presenza di un numero limitato di eventi rumorosi caratterizzati da una frequenza prossima ai 16 kHz. Nello studio non si terrà conto di queste rumorosità poiché, come più volte specificato, l'utente medio non è in grado di udire rumori a frequenze molto alte.
Osservando la posizione delle occorrenze, si evidenzia come il livello dell'ampiezza sonora vada da un minimo di 70 ad un massimo di 88 dB, registrato sulla ruota sinistra.
Sul totale delle 1917 frenate eseguite a temperatura di 25°C, su entrambi i lati sono stati registrati degli eventi rumorosi, con una percentuale di occorrenze totale pari all' 1%; essendo il valore al di sotto della soglia critica, significa che gli elementi del sistema hanno una bassa propensione a generare rumori durante il funzionamento a temperatura ambiente. Al contrario, durante il compimento delle frenate a bassa temperatura, i sistemi presentano una maggiore tendenza a vibrare. Sulla ruota sinistra si sono generate condizioni tali da portare il sistema a vibrare, con l'ottenimento di una percentuale di occorrenze del 4%. Viceversa, le frenate eseguite durante i cicli freddo non hanno indotto a vibrazione il lato opposto. Questa discordanza tra i lati ruota potrebbe essere giustificata da una differenza di usura sulle pastiglie, da una differenza di proprietà fisiche e composizioni chimiche delle pastiglie, oltre alle diverse condizioni termiche sviluppatesi durante il contatto. Va considerato, inoltre, che il fenomeno del fischio freno presenta una bassa ripetibilità e riproducibilità.
Il profilo di temperatura delle pastiglie, ottenuto dalla misura delle termocoppie, è evidente in *Figura 6.12*. La differenza tra le temperature registrate tra anteriore e posteriore è facilmente comprensibile; il ciclo, infatti, impone una temperatura d'inizio dell'applicazione frenante sulla pastiglia primaria, individuata in una delle pastiglie anteriori. Raggiunta tale temperatura, il banco applicherà una pressione direttamente in pinza, non preoccupandosi delle temperature delle altre pastiglie. Ne consegue che il profilo di temperature al posteriore sarà una conseguenza dell'applicazione frenante. La scelta di controllare l'assale anteriore, invece del posteriore, è dettata dal livello di stress termico maggiore al quale i pezzi sono sottoposti durante una frenata.

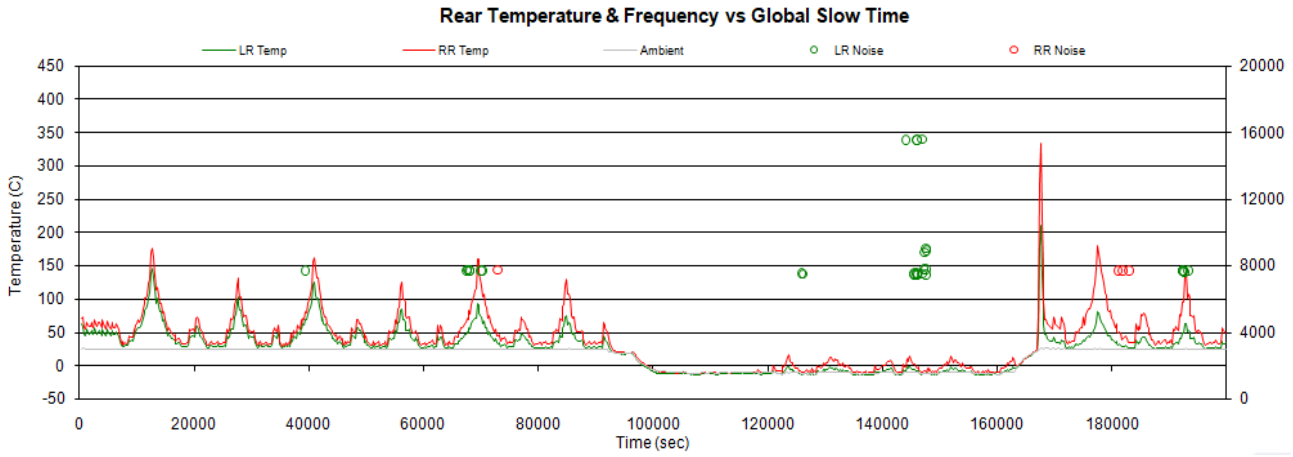


Figura 6.12: Eventi rumorosi sull'assale posteriore della configurazione A.

Osservando con attenzione il grafico, è percepibile come i fenomeni acustici vengono registrati durante l'intera procedura, avendo inizio durante la fase calda, ripetendosi durante il freddo, per poi verificarsi anche durante il condizionamento per ottenimento del fenomeno di fading.
Definite le fasi, si procede con l'analisi delle condizioni operative alle quali si sono generati i fischi. Il primo grafico a essere esaminato, in *Figura 6.13*, mostra le occorrenze in funzione della velocità del veicolo. Osservando attentamente la disposizione degli eventi rumore in funzione della frequenza, si evidenzia come la maggior parte degli eventi rumorosi si manifesti a basse velocità, con valori compresi tra un minimo di 1 km/h e un massimo di 10 km/h. Questa dimostrazione rappresenta un'ulteriore conferma di come i fischi freno si manifestino soprattutto durante le fasi di arresto delle vetture.

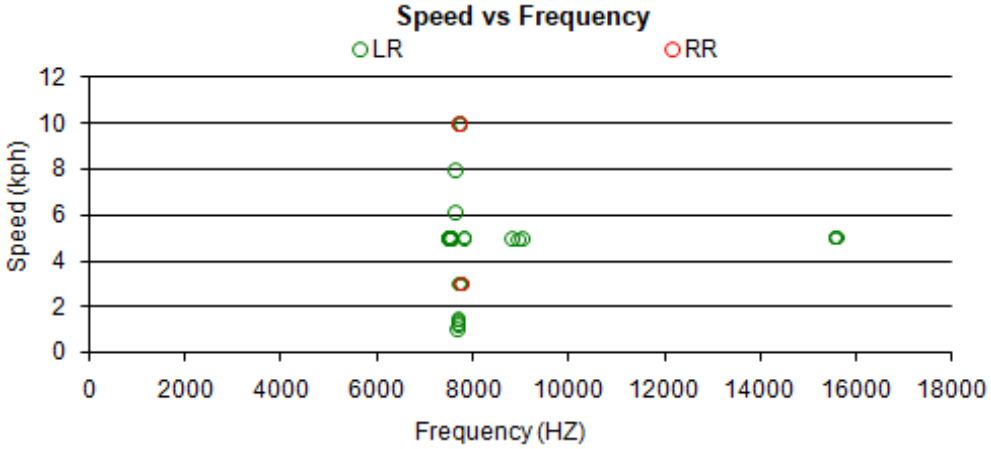


Figura 6.13: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di velocità e frequenza.

L'analisi prosegue con lo studio delle condizioni di carico che introducono il fenomeno vibratorio. Le pressioni alle quali si manifestano i rumori spaziano in un intervallo molto ampio, con pressioni comprese tra 3 e 32 bar, di cui più del 32% delle occorrenze si manifestano a circa 12 bar. Le occorrenze a circa 9 kHz non vengono considerate in quanto rappresentano solo il 13% degli eventi rumorosi, su di un totale di 38 eventi registrati sull'assale.

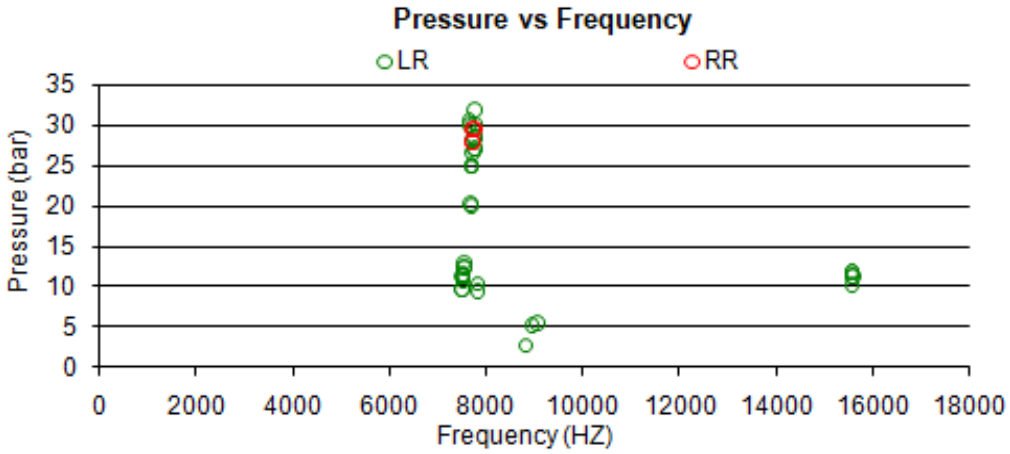


Figura 6.14: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di pressione e frequenza.

Mediante la rappresentazione delle occorrenze in funzione della decelerazione, mostrata in *Figura 6.15*, è osservabile un'intensificazione degli eventi rumorosi a decelerazione pari a zero, evidenziando come i fischi sono originati prevalentemente durante le applicazioni a velocità costante. Risulta che, infatti, solo una piccola percentuale delle rumorosità totali sia generata durante le manovre in decelerazione. Le massime decelerazioni che si generano durante i moduli caldo sono caratterizzate da valori prossimi allo 0.43 g.

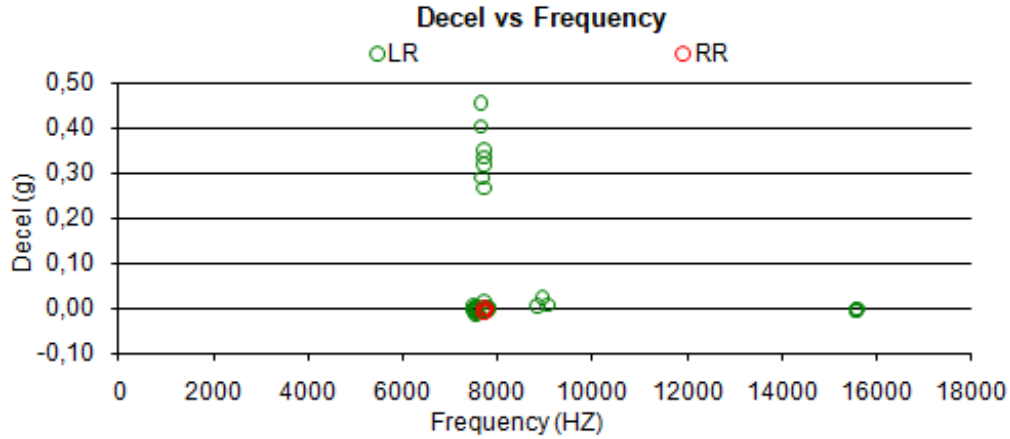


Figura 6.15: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di decelerazione e frequenza.

Diversamente dall'anteriore, le misurazioni acustiche effettuate sull'assale posteriore dimostrano come gli eventi rumorosi si siano tutti registrati con temperature in pastiglia minori di 75°C.
In precedenza è stato dichiarato che la maggior parte delle occorrenze sono state registrati durante i cicli a freddo. Non si faccia, però, l'errore di confondere la temperatura ambiente con quella all'interno della pastiglia. Durante le fasi a freddo sono previste una serie di frenate con varie temperature iniziali delle pastiglie, le quali vanno da -5 a 50 °C; viceversa, la temperatura ambiente viene mantenuta costante a -12°C dall'impianto di condizionamento.
Ciò significa che alcuni degli eventi riportati sul grafico fanno riferimento ad applicazioni frenanti compiute in condizioni climatiche a freddo. Le alte frequenze si manifestano principalmente a temperature prossime allo 0°C, evidenziando una propensione alla generazione del fischio quando il materiale subisce un condizionamento climatico estremo.

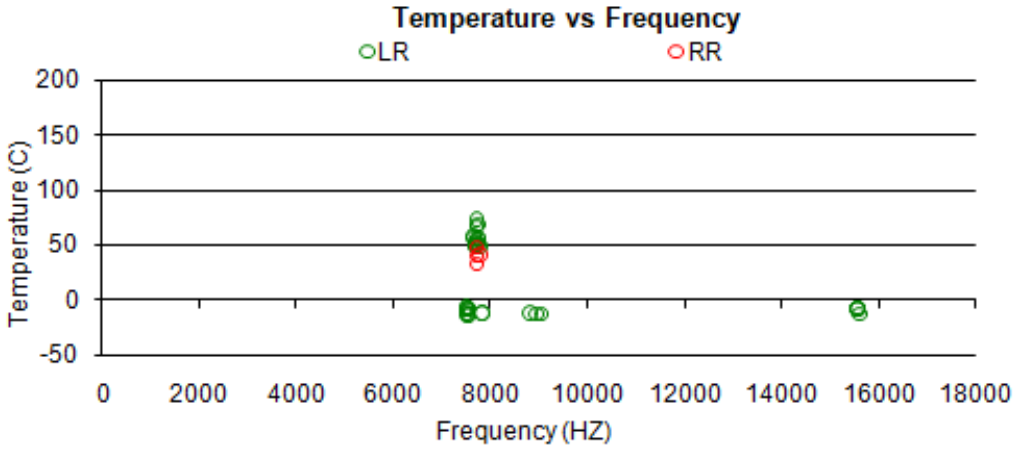


Figura 6.16: Occorrenze sull'assale posteriore, al variare di pressione e frequenza.

Identificata a un valore di 7.7 kHz la frequenza primaria dei fischi generati, si cercherà di adoperare le soluzioni più consone per attenuare o annullare tale rumorosità. La variazione della superficie d'attrito o della composizione chimica della mescola, variazioni geometriche o delle caratteristiche fisiche dell'antirumore, sono solo alcune delle possibili scelte da impiegare per minimizzare l'effetto vibratorio indotto durante il contatto tra rotore e statore. L'adozione di una soluzione rispetto ad altre è giustificabile dall'impatto economico che questa avrà sul costo del singolo componente e sul prezzo finale della vettura. Alcune delle soluzioni risultano maggiormente costose, altre necessitano di un dispendio minore di costo, in quanto meno invasive e complesse da realizzare. Si darà un chiarimento sulla precedente affermazione nel prossimo capitolo, col quale si mira a fornire gli elementi chiave sulle variazioni da testare e il motivo di tali scelte.

7. Implementazione degl'interventi acustici per l'abbattimento o l'azzeramento del rumore

Una volta identificato le principali frequenze rumorose, si procede con la messa a punto di una serie d'interventi di mitigazione acustici da valutare sperimentalmente. La finalità del percorso è la valutazione degli effetti indotti sulle rumorosità dai vari interventi acustici.

Come già detto, questo fenomeno acustico del fischio freno non presenta una buona riproducibilità, oltre al fatto che per sistemi diversi esistono rumorosità diverse. Una tipologia di vettura può essere più propensa alla formazione di rumorosità rispetto a un'altra, per questa ragione gl'interventi che presenteremo non rappresentano soluzioni assolute. La metodologia del "try & error" giustifica tale affermazione; nell'ambito della ricerca e dello sviluppo di un prodotto, si procede, infatti, all'identificazione di possibili soluzioni al problema che richiedono una reale verifica e conferma sperimentale.

Questo capitolato si pone come traguardo quello di presentare le principali modifiche che i costruttori apportano al sistema frenante per migliorare il comfort acustico. Seguirà una presentazione degl'interventi adoperati sulla vettura in esame. La premessa che si fa, prima di iniziare il confronto e lo studio dei dati ottenuti, è che in questa tesi si valuterà l'effetto che modifiche geometriche del materiale d'attrito e che varie tipologie di antirumore hanno sulla formazione dei fischi.

7.1. Sistemi per la riduzione delle rumorosità alla sorgente

Abbiamo visto come le varie rumorosità prodotte dai freni possano essere classificate secondo il principio di formazione e gli elementi che inducono il sistema ad auto eccitarsi. Ma quali sono gli interventi che si potrebbero applicare per attenuare o neutralizzare l'innesco di eventi rumore?
Iniziamo con una precisazione, gl'interventi che andremo ad esporre rappresentano, per la loro natura, soluzioni innovative ed efficienti a seconda della frequenza rumorosa da abbattere; da non trascurare, comunque, l'impatto economico che ogni intervento ha sul costo finale del sistema.
Le soluzioni introdotte avranno l'obiettivo di ridurre ed evitare l'eccitazione del sistema, evitando l'accoppiamento modale tra le frequenze proprie dei componenti poiché, come affermato in precedenza, una delle cause principali della formazione di un rumore è l'accoppiamento dei modi di vibrare di due o più elementi.

L'elemento che, prima di qualunque altro, subisce eventuali modifiche è sicuramente la pastiglia freno. La più comune soluzione sviluppata, che impatta in maniera positiva sulla mitigazione delle rumorosità, è l'introduzione di un dispositivo antirumore.
Questi elementi sono multistrati costituita da acciaio, materiali visco-elastici e gomme. Esistono diverse tipologie di shim da poter applicare, i quali si differenziano secondo la natura dell'elemento in gomma, dello spessore del lamierino, dell'ordine d'impilamento dei materiali o ancora, del sistema di fissaggio. Oltre al classico collegamento alla pastiglia tramite collante, infatti, esistono in commercio agganci mediante bughe situate sulla piastra di supporto, o mediante linguette, agganciate ai bordi del supporto. L'utilizzo di un elemento smorzante, applicato sul backplate, incrementa le caratteristiche smorzanti della pastiglia, minimizzando la vibrazione.
Il principio di funzionamento di tale smorzatore è molto semplice; durante la vibrazione, l'antirumore vibra insieme alla pastiglia, dilatandosi e comprimendosi, dissipando energia sotto forma di calore. Ne risulta che la risposta libera del sistema varia, con la conseguenza del disaccoppiamento delle frequenze dei modi di vibrare della pastiglia.
Per migliorare le performance acustiche del sistema alle basse frequenze, è possibile intervenire sullo spessore del backplate, o mediante ritagli dalle forme più esasperate, quali a mezzaluna o tagli

paralleli. Questi interventi sono la conseguenza al fenomeno noto piston cap, il quale rappresenta una delle principali cause del fischio a bassa frequenza. Il ritaglio consente alla pastiglia di muoversi con un'angolazione desiderata, modificando la distribuzione della pressione di contatto e migliorando le prestazioni acustiche del sistema. In aggiunta a ciò, il ritaglio funge da sede di accumulo per il grasso.
Altra modifica possibile da attuare prevede la variazione geometrica, mediante la realizzazione di un intaglio a forma di smusso o raccordo. Data la semplicità realizzativa, eventuali modifiche della superficie d'attrito della mescola rappresentano un'operazione poco dispendiosa in termini di liquidità, avendo un effetto diretto sia sulle basse frequenze (inferiore a 3.5 - 4 kHz) che sulle alte (superiori a 10 kHz). Una variazione geometrica migliora e riduce i regimi transitori vibrazionali poiché ha un effetto diretto sulla distribuzione di pressione di contatto. La modifica della forma della pastiglia comporta però una riduzione della superficie d'attrito. Ciò si traduce in una minor superficie di contatto, con la conseguente riduzione dell'attrito tra disco e pastiglia.
In alternativa è possibile alterare la composizione della mescola della pastiglia. Attraverso quest'operazione si ricerca la riduzione della compressibilità della mescola, con la conseguente diminuzione della rigidezza di tutta la pastiglia; l'impatto sulla frequenza propria di vibrare del sistema è dunque netto.

In precedenza, è stato detto che alcune rumorosità a basse frequenze possono essere indotte dalla formazione di gradienti termici eccessivi sulla superficie frenante degli elementi a contatto. Un tipico esempio è rappresentato dal rumore noto come judder. La presenza di zone a differenti temperature induce il rotore o la pastiglia a deformarsi, urtando così l'elemento adiacente. L'urto eccita il sistema, dando origine a un fenomeno vibratorio e acustico indesiderato. Per ovviare a questo problema è quindi indispensabile migliorare le proprietà termiche e dissipative degli elementi del freno. Il miglioramento di tali caratteristiche passa attraverso vari interventi quali la riprogettazione di elementi quali disco e pinza.
La dimensione, il numero e la forma dei canali di ventilazione sono solo alcuni delle variazioni da poter adoperare per migliorare il sistema di ventilazione del disco.
Altre soluzioni allo scopo di migliorare il raffreddamento potrebbero essere cambiare la dimensione del disco, alterando diametro o spessore, o realizzando dei fori di ventilazione sulla fascia frenante. E' facilmente intuibile che intervenire in corso d'opera con azioni di questo tipo non sono al quanto fattibile, giacché operazioni così invasive richiedono un incremento eccessivo dei costi di produzione. In alternativa, è possibile cambiare le frequenze proprie del disco variandone la composizione chimica. Riducendo o incrementando la percentuale di carbonio presente in lega, si ottiene una variazione della densità del rotore che, a pari dimensioni, presenterà una massa differente rispetto a quella di partenza, influenzando direttamente la risposta libera del sistema. In aggiunta a ciò si ottiene una modifica delle proprietà fisiche e termiche del rotore.

Misure estremamente costose e da evitare riguardano gl'interventi sulle pinze freno.
Le forze in gioco durante una frenata possono introdurre un fenomeno vibratorio sulla pinza; il contatto tra disco e pastiglia introduce una deformazione del corpo pinza e della staffa, che iniziano a vibrare generando delle rumorosità fastidiose. L'elemento va quindi riprogettato, attraverso interventi che prevedono variazioni geometriche e dimensionali della staffa o del corpo, al fine di eliminare le aree ad alta vibrazione.
A volte però, il design degli elementi del freno non presenta spazio di modifiche. E' ragionevole, dunque, incrementare la capacità di smorzamento del sistema attraverso l'aggiunta di elementi smorzanti o di masse aggiuntive. L'effetto ricercato consiste nella variazione delle caratteristiche principali della pinza quali massa, rigidezza e fattore di smorzamento. Un esempio è dato dall'inserimento di elementi in gomma lungo le colonnette di scorrimento.
Modifiche strutturali sulla pinza hanno un impatto notevole in termini di costi e tempi di sviluppo; l'effetto ottenuto sulle proprietà vibrazionali del sistema sarà notevole, ma economicamente non

giustificabile, a causa di questo tali modifiche sono applicate raramente, rimandandole a meno di non trovare ulteriori soluzioni.

In casi estremi, la riduzione delle vibrazioni in gioco passa attraverso la modifica degli organi delle sospensioni. Come logico che sia, durante una manovra di arresto, quando il sistema entra in moto vibratorio, si ha il trasferimento delle vibrazioni alla scocca del veicolo mediante le sospensioni. Anche gli elementi delle sospensioni possono, dunque, entrare in risonanza dando origine a nuovi rumori. In questi casi, è necessario intervenire sul gruppo sospensione con modifiche strutturali invasive e costose. In questo caso, essendo la sospensione costituita da più elementi, gli interventi da applicare sono molti; si fa dunque un elenco delle principali operazioni che si possono eseguire.
Il primo tentativo prevede l'aggiunta o la modifica geometrica degli organi dissipativi ed elastici, posti lungo le zone d'interfaccia tra il gruppo ammortizzatore e gli altri elementi del veicolo. E' pratica comune aggiungere degli elementi smorzanti in gomma sui punti di connessione dei bracci delle sospensioni con la scocca, al fine di minimizzare il trasferimento delle vibrazioni alla carcassa. Il motivo di tale modifica è la ricerca di un compromesso tra la richiesta di elevate prestazioni smorzanti e un basso costo d'intervento.
In alternativa è possibile variare la composizione chimica degli organi meccanici ed elastici, lasciando inalterata la geometria della struttura. Agendo così, si modificano solo le proprietà fisiche dei singoli elementi, lasciando invariato il controllo della geometria della sospensione nell'arco della propria escursione.
Dato l'effetto diretto che hanno sulla rigidezza, e dunque sulle vibrazioni del sistema, le modifiche geometriche degli elementi strutturali rappresentano l'ultima possibile modifica del sistema. Essi consistono in una modifica degli organi portanti della sospensione, quali bracci e montanti. Interventi così invasivi si presentano estremamente dispendiosi dal punto di vista economico, in quanto, oltre ad allungare i tempi di progettazioni, richiedono ulteriori verifiche di collaudo. Il sistema dovrà, infatti, essere sottoposto a nuove prove di affidabilità, funzionali e strutturali.

Compreso le tipologie d'implementazioni attuabili, è necessario definire, per il range di frequenza da migliorare, quali interventi assicurino il miglior risultato al costo minore.
Va tenuto conto che esiste l'eventualità che le modifiche non portino ai risultati sperati. Un sistema smorzante è dotato di una capacità limitata di dissipare energia; esiste la possibilità che, durante il contatto, si abbia un rilascio di energia maggiore rispetto a quello che si possa dissipare. Il risultato è che il sistema viene comunque eccitato, generando una rumorosità indesiderata. Va dunque accettato che, nonostante le modifiche, una minima percentuale di rumorosità prodotta dalla frenata potrebbe restare.

7.2. Configurazioni in prova

Compreso le innumerevoli operazioni possibili da attuare, si procede con la definizione di un piano sperimentale; s'individuando, quindi, una serie d'interventi da applicare su vettura e, in seguito verificare a banco. I risultati verranno confrontati e analizzati attentamente, con l'obiettivo di riconoscere quale sia la soluzione migliore da applicare alla vettura per ridurre o quasi annullare le rumorosità prodotte.
Per eseguire un'analisi statistica dei dati ottenuti dalle varie prove, tutte le configurazioni sono testate sullo stesso veicolo. Il motivo di tale scelta è molto semplice: nonostante due vetture si possano presentare esteticamente identiche l'una all'altra, non è detto che le vetture siano perfettamente uguali. In quest'affermazione entra in gioco la tipologia di allestimento del veicolo, concetto nel quale rientrano dati tecnici della vettura, e non solo. Informazioni come tipologia di motore, assetti e tanto altro, giocano un ruolo fondamentale su masse e rigidezze dell'intero sistema. L'esecuzione delle prove sulla stessa vettura sono necessarie affinché venga evitato l'introduzione di una o più variabili che influenzino i risultati.
A ogni prova è previsto la sostituzione degli organi meccanici a diretto contatto tra di loro, quali rotore e pastiglie; l'intento è quello di evitare che l'usura degli elementi frenanti influenzi la misura.
Per un maggior chiarimento concentriamoci un attimo solo sulla pastiglia. Un'usura anomala si traduce in uno spessore non uniforme della mescola, oltre ad alterare la distribuzione di pressione superficiale; il contatto disomogeneo tra disco e pastiglia potrebbe, infatti, portare il componente a vibrare, con conseguente produzione di suoni sgradevoli.
Come se non bastasse, c'è da considerare anche un aspetto di natura chimica. Il contatto tra disco e pastiglia porta alla dissipazione di energia sotto forma di calore; se fosse presente affinità chimica tra disco e pastiglia, le eccessive temperature potrebbero portare a una reazione chimica spontanea tra gli elementi. Ne risulterebbe un trasferimento di particelle da un corpo all'altro, dando vita ad agglomerati di particelle dure lungo tutta la superficie di contatto. Gli effetti di tale fenomeno sono, dunque, la variazione delle proprietà fisiche e meccaniche della pastiglia contaminata. Di conseguenza, la pastiglia potrebbe presentare una maggior rigidezza e maggior durezza superficiale, caratteristiche che incidono direttamente sulla generazione di vibrazioni.
Discorso analogo è valido per il rotore. L'eventuale usura della fascia frenante si manifesta sottoforma di una superficie disomogenea. Una superficie di contatto anomala porta la pastiglia a urtare con il disco, dando origine a un fenomeno di autoeccitazione del sistema; si manifesta, così, una vibrazione che da origine a nuove forme di una rumorosità. Per questo motivo, va evitato che l'usura introduca nuove rumorosità, escluse quelle caratteristiche dell'impianto.

Date le differenti condizioni operative che si generano sull'assale posteriore, il criterio logico adoperato per la scelta della configurazione da testare sull'assale posteriore merita una spiegazione a parte. In precedenza è stato affermato che, durante qualunque manovra di frenatura, l'operazione di rallentamento della vettura è commissionata principalmente ai freni anteriori. Ciò non significa che i freni posteriori non vengono utilizzati del tutto, ma solo che questi realizzano coppie frenanti ridotte. Rotore e statore dei freni posteriori sono, dunque, soggetti a minor usura rispetto a quelli all'anteriore. A rigor di logica, a meno di malfunzionamento dell'impianto posteriore, il consumo di dischi e pastiglie durante una prova è minimo. La scelta di non sostituire i dischi riutilizzandoli, dunque, potrebbe rappresentare una scelta ragionevole in termini di costi di materiali e di tempi di allestimento. Nonostante questa premessa, a ogni prova si procederà con il rimpiazzo dei rotori usati con dischi nuovi, certificati e caratterizzati precedentemente dal fornitore.
Per quanto concerne le pastiglie, queste saranno comunque sostituite al fine di evitare che fenomeni chimici, e non solo, diano origine ad avvenimenti indesiderati, alterando e invalidando la prova.

Per evitare che pinze freno introducano variazioni sulle misure, tutte le prove verranno effettuate adoperando quelle di vettura. L'obiettivo è lasciare invariato il sistema, evitando che l'utilizzo di un nuovo componente introduca una nuova grandezza che alteri i risultati.

Terminata ogni prova la pinza verrà smontata e aperta per procedere con la sostituzione delle pastiglie. In contemporanea verranno rimpiazzate anche le mollette elastiche di ritegno usate con quelle nuove, ripristinando inoltre lo strato di grasso lungo l'interfaccia tra pastiglie e pinza.
Sulla fase di montaggio, è richiesta particolare attenzione sulla coppia di serraggio sulle viti di fissaggio. L'operazione, eseguita mediante l'uso di una chiave dinamometrica, mira a ristabilire perfettamente la condizione di partenza, evitando d'introdurre una nuova variabile legata alla componente umana che possa influenzare la misura.
Dato l'effetto diretto sui tempi e costi di produzione non verranno valutate modifiche costruttive sul sistema sospensione. In aggiunta a ciò, in seguito a ogni operazione di rimozione delle ruote saranno ripristinate le condizioni iniziali di precarico della sospensione e verrà ricontrollata la convergenza di tutti gli pneumatici.
Operando opportunamente con le giuste cautele e attenzioni, si evita che i risultati ottenuti siano influenzati da grandezze introdotte accidentalmente o erroneamente.

Con riferimento sull'assale anteriore, da adesso in poi la configurazione di partenza verrà denominata come *Config. A*. S'inizierà con la valutazione di una modifica geometrica effettuata sulle pastiglie, nominata come *Config. B*.
A parità di veicolo di prova, delle pinze freno e dell'elemento antirumore, sarà giudicato l'effetto di uno smusso di dimensioni differenti da quello di partenza. Tale modifica mira a cambiare la risposta dinamica dell'intero sistema frenante
Come più volte detto, la configurazione A prevede uno smusso unicamente realizzato sul lato ingresso disco. Diversamente, la pastiglia utilizzata nella configurazione B presenta due smussi radiali simmetrici a forma di J, realizzati lungo i bordi della superficie di contatto. In questo caso, però, la differenza non è solo legata alla presenza di uno smusso anche sul lato uscita disco, ma anche dalle diverse dimensioni dei tagli effettuati; la nuova pastiglia, infatti, presenta angoli di apertura maggiori rispetto a quelli iniziali, con la conseguente riduzione della superficie di contatto.
Per comprendere meglio quali siano le differenze geometriche, si riportano le due pastiglie in *Figura 7.1:*

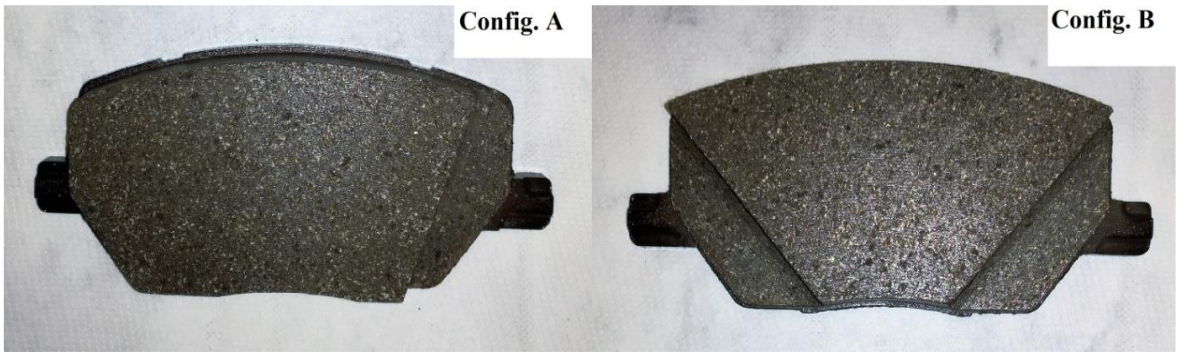


Figura 7.1: Tipologie di smussi adoperati nel confronto tra Config. A e B.

In seguito alla scelta della configurazione che restituirà l'esito migliore, si procederà con l'applicare due differenti elementi smorzanti al backplate. L'obiettivo è comprendere quale sia l'effetto che ogni variante ha sulle rumorosità prodotte alle frequenze principali. Identificati come *Config. C* e *Config. D*, essi si differenziano dalla configurazione iniziale per la struttura, per la sequenza d'impilamento e per lo spessore dell'elemento antirumore.
L'utilizzo degli antirumori è dettato dalla facilità di progettazione e fabbricazione rispetto ad altre operazioni. Come se non bastasse, l'applicazione non richiede utensili particolari o modifiche al supporto metallico.
Lo shim noto come *Config. C* è realizzato da due strati di gomma, all'interno dei quali viene posizionato una piastrina in acciaio di differente spessore. L'elemento presenta ottime proprietà smorzanti sia a temperature superiori ai 100 °C, che per temperature minori dello zero. A

differenza, lo shim della *Config. D* è realizzato da un solo strato di gomma di differente natura e dimensione, più una placchetta in acciaio zincato. Questa conformazione dona al dispositivo una buona capacità di smorzamento delle basse frequenze a temperatura ambienta. I valori tipici delle proprietà smorzanti, come funzione della temperatura, sono riportati in *Figura 7.2*.

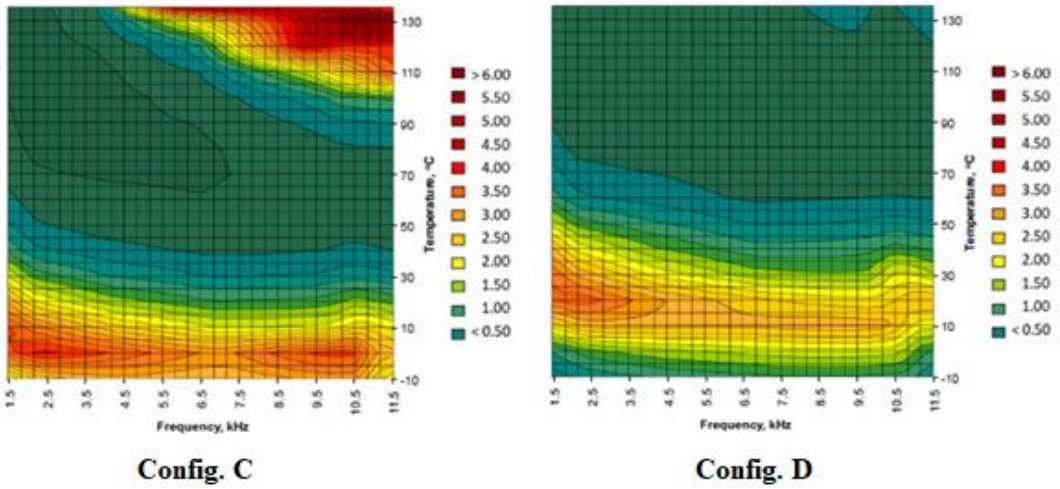


Figura 7.2: Fattori di smorzamento per la configurazione C e D.

Entrambi gli antirumori sono applicati alla pastiglia mediante collante a base acrilica.
Solitamente l'antirumore segue l'intera struttura della pastiglia, ricoprendo la maggior superficie possibile del backplate. In questo studio, su tutti gli smorzatori in uso sulle pastiglie lato reazione, è stata realizzata una variazione geometrica rispetto all'elemento originale, modifica nota con il nome di upper cut. L'alterazione, come mostrato in *Figura 7.3*, consiste nell'esportazione di una parte dell'antirumore mediante un ritaglio effettuato lungo il bordo superiore dello shim, con taglio orizzontale distante 5 mm dal bordo superiore della pastiglia.
L'obiettivo del ritaglio è lasciare la zona superiore del supporto libera di vibrare, compensando altri spostamenti della pastiglia in altre direzioni.
Ogni antirumore possiede una serie di proprietà fisiche e meccaniche diverse dall'altro. S'ipotizza che, a causa della differenza del fattore di smorzamento tra uno shim e l'altro, si abbia un effetto sulla risposta dinamica della pastiglia. Il dispositivo, infatti, dovrebbe assorbire parte dell'energia sviluppata dal contatto tra disco e pastiglia, creando una barriera al fenomeno vibro-acustico che porta alla formazione dei fischi. Ci si aspetta, dunque, che l'aggiunta o la modifica di uno smorzatore arresti la trasmissione delle vibrazioni alla pinza, riducendo il numero degli eventi rumorosi, e la relativa ampiezza sonora.

Figura 7.3: Tipologie di antirumore utilizzati sulle pastiglie anteriori.

Infine, si eseguirà un test con una pastiglia freno caratterizzata da una nuova geometria. Partendo dalla configurazione iniziale, sono state sviluppate delle pastiglie sulle quali la superficie è smussata anche lungo il bordo di uscita disco, ottenendo una superficie d'attrito simmetrica. L'angolo di apertura degli smussi, visibile dalla *Figura 7.4*, è analogo a quella della configurazione di partenza.
Basato su un aspetto prettamente economico, ovvero legata alla presenza già sul mercato della soluzione, il dispositivo antirumore utilizzato sarà identico a quello adoperato nella configurazione D.

Figura 7.4: Variante geometrica testata nella Config. E.

Descritte le configurazioni da testare sui freni anteriori, facciamo riferimento alla sequenza delle configurazioni da provare sull'assale posteriore.
La metodologia operativa è analoga a quella usata per l'assale anteriore, ma l'ordine subisce una leggera variazione.
Inizialmente si procederà valutando l'impatto di due nuovi antirumori sulla frequenza primaria individuata. Il confronto dei dati è valido dato che, durante i test, verrà mantenuto invariata la geometria della pastiglia.
Come accennato, partendo dalla configurazione già in produzione nota come *Config. a*, si procederà sostituendo l'antirumore di partenza con altre due versioni. La prima variante, indicata come C*onfig. b* è realizzata con una piastra molto sottile di acciaio. L'aggiunta di due strati in gomme di dimensioni minori rispetto alla piastra, assicurano l'ottenimento di un fattore di smorzamento alto soprattutto alle alte temperature.
Causa dimensioni degli spessori completamente diversi, la *Config. c* rappresenta un buon compromesso anche per le basse frequenze a basse temperature. Dotato di una lamella in acciaio più spesso, questa tipologia garantisce un range si smorzamento più ampio alle alte temperature.
L'introduzione di un nuovo antirumore non ha causato alcuna difficoltà nell'installazione.
Rispetto a quelli in uso sull'anteriore, gli antirumori al posteriore non sono dotati di ritagli particolari, ma anzi lo smorzatore si adatta all'intera forma della pastiglia. Su entrambe le pastiglie, dunque, gli isolatori sono a contatto con la piastra di supporto per una superficie vicina al 95% della superficie totale.
I fattori di smorzamento dei due antirumori testati, funzione della frequenza e della temperatura, sono riportati in *Figura 7.5*.

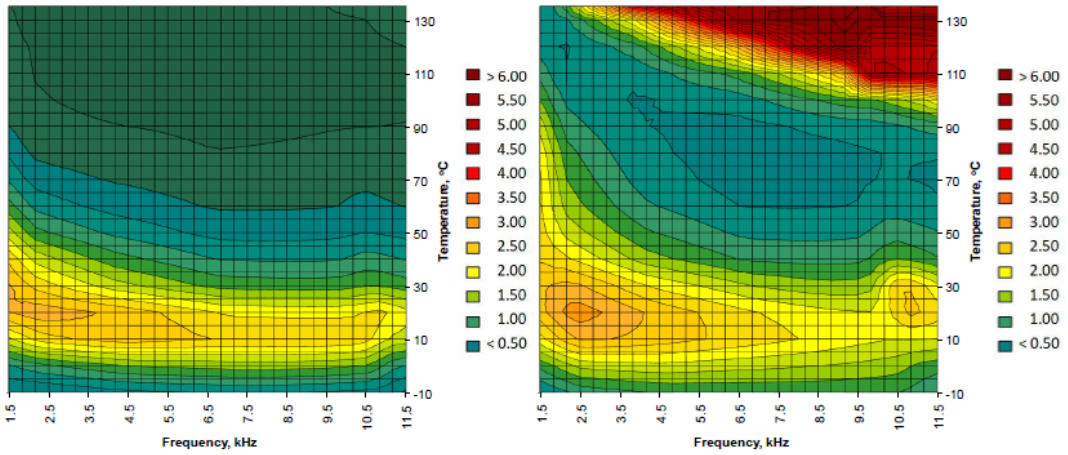


Figura 7.5: Fattori di smorzamento per la configurazione b e c.

L'obiettivo è identificare una soluzione al problema, così da poterla confrontare con una nuova variante del sistema. Per comprendere meglio la geometria degli elementi smorzanti usati, si riportano in *Figura 7.6* le due pastiglie, lato dita di reazione e lato pistone:

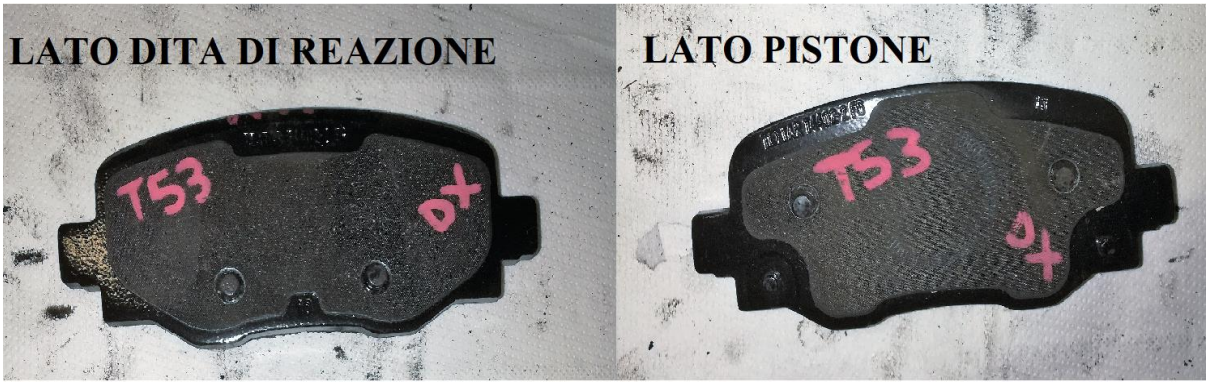


Figura 7.6: Tipologie di antirumori utilizzati sulle pastiglie posteriori.

Seguirà un confronto degli esiti ottenuti dalla configurazione migliore con quelli ottenuti variando sia la superficie della mescola sia la tipologia di shim. S'introdurrà, dunque, una nuova pastiglia al posteriore, contraddistinta da una nuova geometria.
La forma della pastiglia originale verrà alterata in maniera considerevole, attraverso una variazione della superficie della mescola. La modifica include due smussi paralleli applicati lungo il bordo superiore della pastiglia, con spessore di 10 mm dal bordo esterno della pastiglia. L'obiettivo è variare la distribuzione di pressione sulla pastiglia, alterando e variando la risposta della pastiglia all'eccitazione.

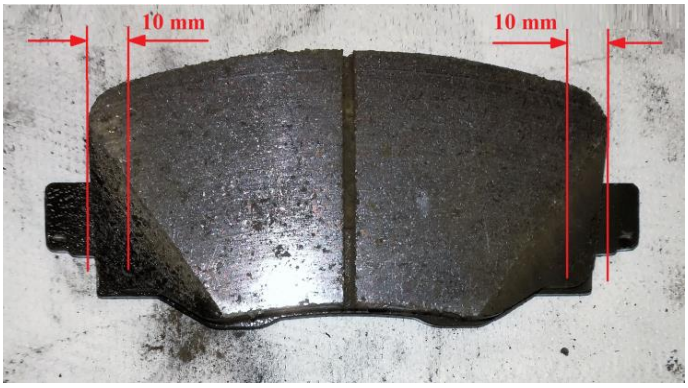


Figura 7.7: Ottimizzazione della geometria della mescola usata in Config. d.

In contemporanea alla ridefinizione della superficie di contatto, verranno provati due differenti elementi antirumore. La prima soluzione, identificata come *Config. d* consiste nello sfruttare lo stesso antirumore utilizzato nella configurazione b.
Costituito solamente da uno strato in gomma, uno in acciaio e l'adesivo in silicone, la *Config. e* rappresenta un'ulteriore variante da testate. Questa tipologia di smorzatore gode di un range operativo limitato, con fattori di smorzamento alti a basse frequenze e per temperature inferiori a 100°C.

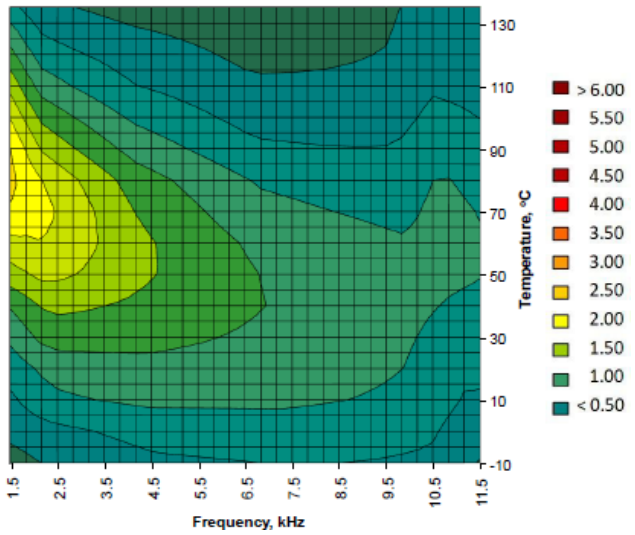


Figura 7.8: Fattori di smorzamento dello shim - Config. e.

Come per l'anteriore, si è scelto di operare con queste due configurazioni, in quanto rappresentino soluzioni già presenti sul catalogo del fornitore, e non in fase di sviluppo. L'obiettivo e ottenere una significativa riduzione dei livelli di rumore, minimizzando costi aggiuntivi per nuovi materiali o altro.

8. Analisi dei risultati

Con le righe che seguiranno, si cercherà di fornire chiarimenti utili sull'analisi dei risultati ottenuti durante le prove. Alla ricerca di una trattazione chiara e pratica, i dati verranno analizzati separatamente per i due assali. S'inizierà con il confronto dei risultati ottenuti sull'assale anteriore, così da definire, in modo chiaro, quale sia stata la soluzione migliore in termini di riduzione degli eventi rumorosi. Si proseguirà, infine, con il paragone dei risultati ottenuti sull'assale posteriore.

8.1. Risultati ottenuti sull'assale anteriore

Partiamo col paragonare i risultati ottenuti variando solamente la geometria degli smussi, ovvero confrontando la *Config. A* e la *Config. B* (*Figura 8.1*).

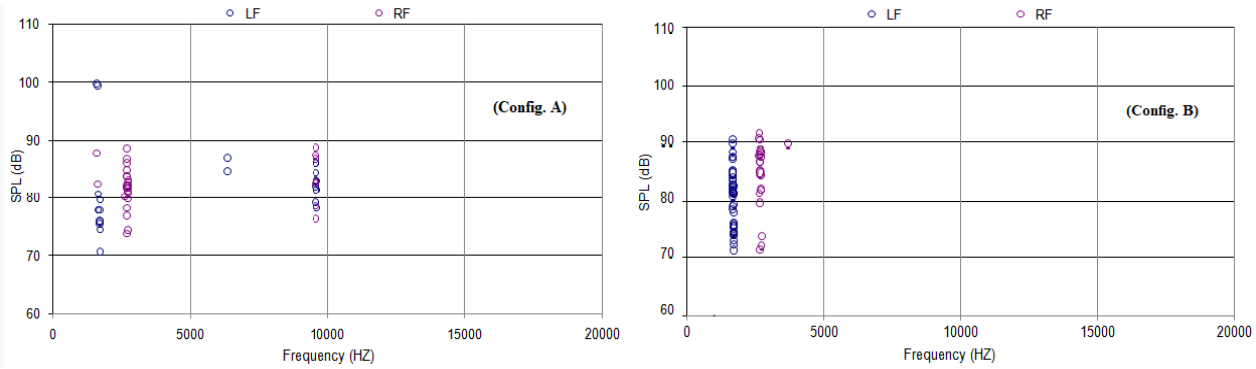


Figura 8.1: Confronto degli eventi rumorosi ottenuti sull'assale anteriore.

I risultati di questi test evidenziano un incremento degli eventi totali, in aumento del 7% rispetto al numero di occorrenze iniziali, principalmente legate a fenomeni vibratori che risiedono a basse frequenze.
Analizzando il comportamento avuto durante le fasi a caldo, sulla nuova configurazione si registra un aumento significativo delle occorrenze, dove l'incremento ha prodotto un valore 5 volte superiore rispetto al dato iniziale. Nonostante ciò, su un totale di 1917 frenate effettuate a caldo, la percentuale delle occorrenze globali resta ridotta, ponendosi sotto la soglia critica di accettabilità.
Viceversa, confrontando i dati ottenuti dalle acquisizioni fatte a freddo, si registra una situazione differente. La nuova configurazione esibisce una diminuzione degli eventi rumorosi, i quali si dimezzano. La percentuale delle occorrenze globali si riduce, passando dal 10.2% al 4.7%, ponendosi sotto la soglia critica di accettabilità.
Da questo momento indicheremo le occorrenze globali come GO, termine coniato dall'inglese di Global Occurrences. Le percentuali di GO vengono riportate nella *Figura 8.2* :

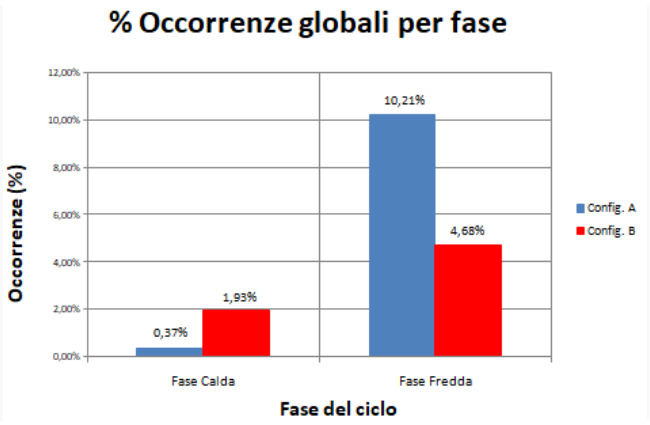


Figura 8.2: Percentuale di GO per fase per la Config. A e B.

Va aggiunto un commento riguardante la misura del suono prodotto durante le due prove. Durante ogni test, la risposta acustica del sistema in esame varia a seconda la configurazione utilizzata. I dati processati sono confrontati sotto forma di livello d'intensità sonora. Analizzando solo i valori di massima e minima intensità sonora registrata, sembrerebbe che il sistema abbia ridotto di gran lunga l'ampiezza dei rumori. In realtà, confrontando il valor medio della SPL, è evidente come la variazione geometrica non abbia avuto l'effetto desiderato sull'ampiezza media di oscillazione del suono. Si riportano in *tabella 9*, alcune informazioni utili al confronto.

Tabella 9: Confronto dei risultati ottenuti all'anteriore variando tipologia di smusso.

Caratteristica	Configurazione A	Configurazione B
N° totale occorrenze	55	59
SPL max (dB)	99.79	91.71
SPL min (dB)	70.69	71.27
SPL media (dB)	82.14	82.55

I risultati ottenuti con la *Config. B*, indicano una tendenza negativa del sistema a produrre i fischi durante le fasi calde, compensata dall'ottima risposta del sistema alle condizioni a freddo. Tuttavia è richiesto un approfondimento dei dati per valutare l'effettivo comportamento del sistema alle frequenze principali. Partiamo dunque con l'analisi dell'effetto della configurazione B sulle basse frequenze.
Nel precedente capitolo era stata confermata la presenza di tre principali frequenze rumorose, identificate a 1.7, 2.7 e 9.5 kHz. Delle tre frequenze è stato anche detto che quelle più critiche, sulle quali è necessario intervenire, sono rappresentate dalle frequenze sotto i 3000 Hz. Il motivo sta nel fatto che, una rumorosità a bassa frequenza rappresenta un effetto di disturbo maggiore rispetto a quella ad alta, poiché producono un rumore più cupo e meno acuto, quindi facilmente percepibile. Questo è il motivo per cui deve essere data massima priorità alla prevenzione delle rumorosità a bassa frequenza.
Gli eventi condizionati da rumorosità a una frequenza a 2.7 kHz, sono apparsi solamente durante il ciclo a freddo, a differenza della bassa frequenza, comparsa sia durante il freddo sia a caldo.

In primo luogo, procediamo con l'analizzare le occorrenze a 1.7 kHz. Con la nuova configurazione, gli eventi rumorosi a caldo crescono del 530%, passando da soli 7 eventi a un totale di 37.
Viceversa, quando il banco condiziona la camera simulando condizioni climatiche invernali, il sistema risponde in maniera diversa, mostrando un miglioramento del comportamento vibratorio. Non risultano, infatti, eventi rumorosi a quella frequenza. Questo risultato potrebbe indicare che, se sottoposto a climi invernali, questo tipo d'intaglio migliora il comportamento vibro acustico dell'intero sistema.
Analizzando i risultati ottenuti a 2.7 kHz, il discorso cambia. A parità di applicazioni frenanti, si evidenzia come il numero delle occorrenze sia rimasto invariato, condizione che rappresenta una risposta del sistema analoga a quella della configurazione base.
Infine, il sistema caratterizzato dal nuovo smusso sembra migliorare la risposta del sistema alle alte frequenze. Il confronto dimostra, infatti, la scomparsa degli eventi rumorosi generatosi alla frequenza di 9.7 kHz durante la fase a freddo.

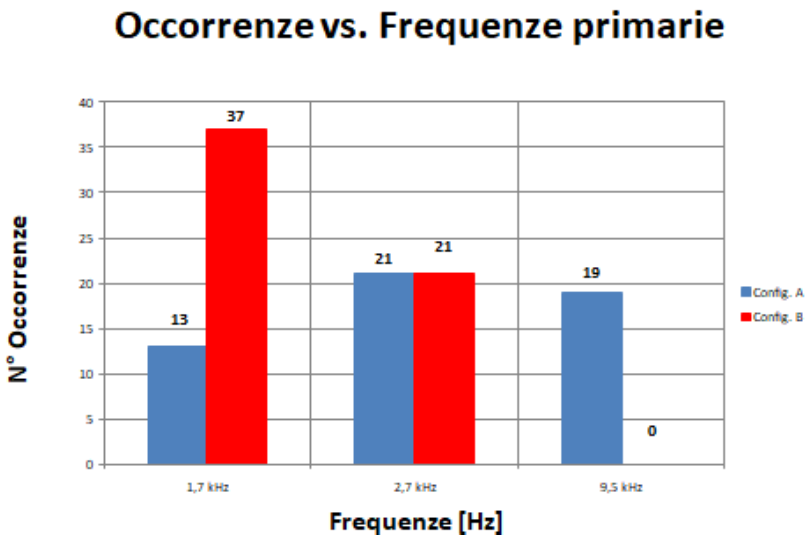


Figura 8.3: Confronto delle occorrenze per le frequenze principali della Config. A e B.

Analizziamo adesso le condizioni operative alle quali sono generate le occorrenze. Nella *Figura 8.4* sono riportati i range di temperatura e di pressione al cui interno risiedono i fenomeni acustici generati a 1.7 kHz.
Come per la condizione iniziale, anche nella variante B il contatto a basse pressioni tende a introdurre un moto vibratorio a bassa frequenza, generando così fischi fastidiosi. Con lo smusso originale, il range delle pressioni sembrerebbe amplificato. Il motivo è la presenza di due soli eventi rumorosi a 15 bar che, rendono l'intervallo più ampio. In realtà, la maggior parte delle frequenze viene prodotta a pressioni tra i 5 e i 10 bar, condizione che si ripete anche con la variante dello smusso.

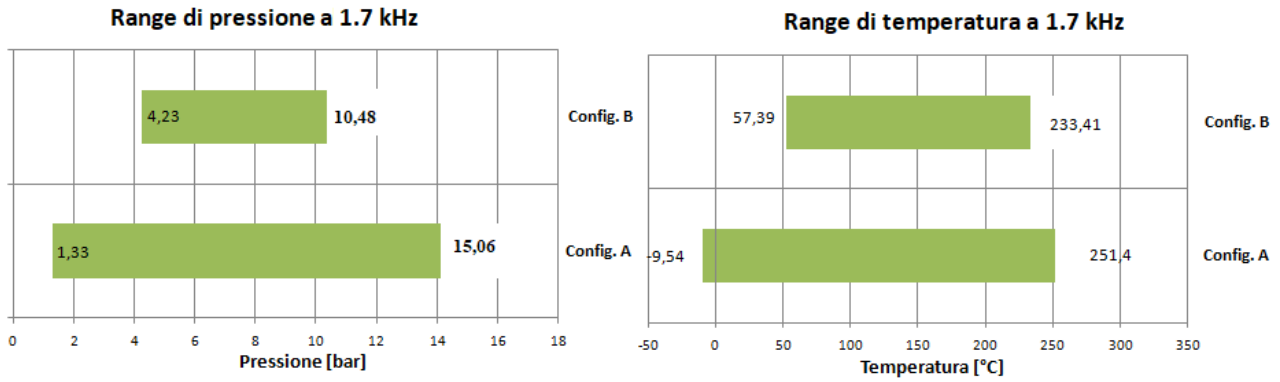


Figura 8.4: Range operativo delle occorrenze a 1,7 kHz per le Config. A e B.

Il range di temperatura viene consolidato, dimostrando come il fenomeno venga indotto soprattutto ad alte temperature. Con la nuova configurazione, l'intervallo si riduce giacché scompaiono le occorrenze a freddo; viceversa, si ricorda la propensione del sistema a vibrare durante il caldo.
Risulta chiaro, dunque, quale sia l'effetto che il nuovo chamfer abbia sulle basse frequenze; nel caso esaminato, il sistema non risponde in maniera positiva come si presupponeva. Nonostante abbia ridotto le percentuali di occorrenze globali, lo smusso non ha spostato le frequenze della pastiglia verso una condizione di accoppiamento stabile. Il risultato, anzi, è stato l'incremento delle occorrenze a bassa frequenza, con la conseguenza bocciatura della soluzione.
Analizzando le occorrenze ottenute a 2.7 kHz, è evidente come, in entrambi i casi, l'intervallo delle pressioni resti limitato a valori inferiori ai 10 bar, con un temperature inferiori a 50°C.

Dato che tutti gli eventi a tale frequenza sono pervenuti durante il ciclo a freddo, le rumorosità si presentano durante la marcia a velocità costante. Ne consegue che la condizione di eccitazione originatasi rappresenta una circostanza operativa particolare, associabile a una situazione di discesa lungo una rampa inclinata, in cui il pilota sfiora leggermente il pedale freno.

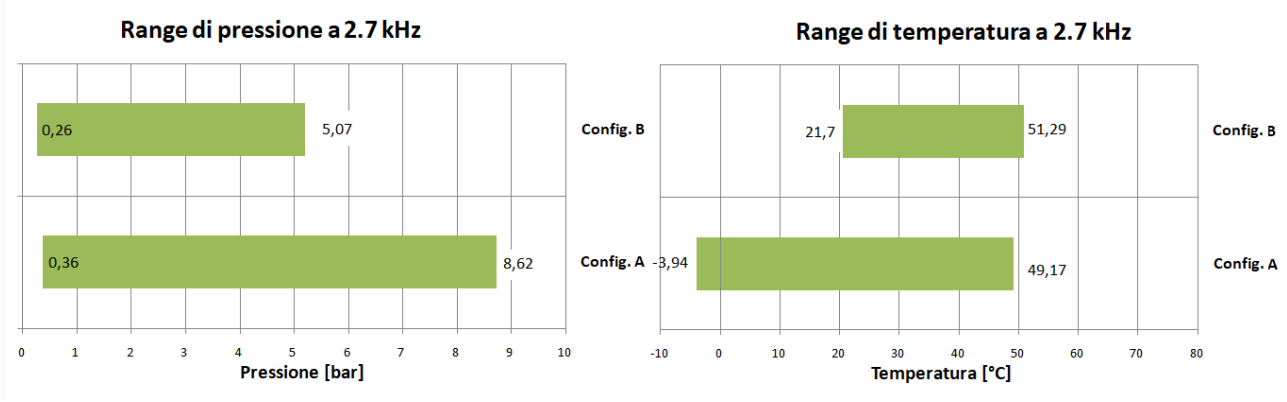


Figura 8.5: Range operativo delle occorrenze a 2,7 kHz per le Config. A e B.

A rigor di logica, data l'assenza di rumorosità a 9.6 kHz, è inutile riportare il confronto per le condizioni operative.

Identificata, nella configurazione A, quale sia la geometria dello smusso migliore da adoperare, si è proceduto esplorando l'effetto che differenti smorzatori hanno sull'attenuazione del fischio freno.
Essendo lo shim un materiale multistrato costituito da più elementi impilati con una certa sequenza, si valuterà il comportamento del sistema a variazioni dimensionali dello spessore, oltre ai differenti tipi di materiale.
Confrontando i risultati ottenuti dalle nuove configurazioni con quella di partenza, evidenziati nella *Figura 8.6*, si evincono subito delle importanti differenze.

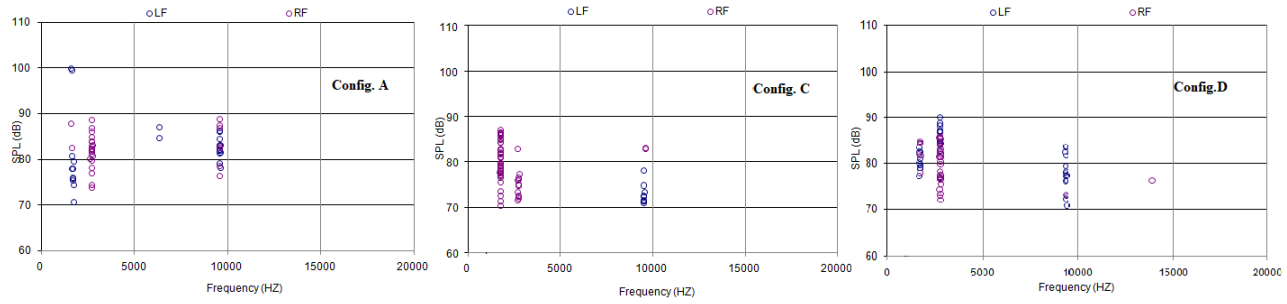


Figura 8.6: Livelli d'intensità sonora per la configurazione A, C e D

L'immagine mostra l'ampiezza sonora delle occorrenze, come funzione della frequenza alla quale si generano.
Con l'utilizzo dello shim C, le tre principali frequenze rumorose restano; migliorano però le condizioni acustiche, con una leggera diminuzione del livello medio di ampiezza sonora, che si stabilizza attorno a 76 dB. Globalmente, il numero di eventi totali ha subito una crescita, in aumento del 24%, passando da 55 a 68 occorrenze.
Con l'ausilio dell'antirumore indicato come D, il discorso non cambia. La struttura dell'antirumore non permette di rimuovere le basse frequenze, evidenziano come il comportamento vibrazione del sistema resti invariato. Rispetto alla configurazione C, la peculiarità della gomma utilizzata sta nella capacità di assorbire maggior energia a frequenze minori di 2 kHz e temperature prossime a quella ambiente. Aumentando il coefficiente di smorzamento della pastiglia, difatti, si ottiene un cambio della risposta in frequenza del sistema. Il risultato è lo spostamento della frequenza natura della

pastiglia, con la conseguente riduzione del numero di occorrenze. Questa nuova condizione evita l'accoppiamento dei modi della pastiglia alle basse frequenze, ma peggiore le altre. L'esito è un incremento delle occorrenze sia a 2.7 kHz sia a 9.5 kHz.
In questo caso, rispetto alla condizione di partenza, si registra una lieve riduzione dell'intensità sonora media sulla totalità delle occorrenze trovate, fermandosi a un valore prossimo a 81 dB. Anche se limitata, la diminuzione è giustificata dal fatto che, nonostante siano incrementati gli eventi totali trovati, il valore è rimasto basso, segno che il sistema evita il trasferimento delle vibrazioni ad alta intensità. Sono stati registrati un totale di 70 fischi, con un incremento del 27% rispetto alla configurazione base. Tutto ciò porta a ipotizzare che il sistema risponda in maniera negativa alle vibrazioni indotte dal contatto, o che le frequenze rumorose non siano originate dalla pastiglia.

Per comprendere realmente se le nuove configurazioni abbiano realmente migliorato o no la situazione, è comunque necessario confrontare i risultati ottenuti per le varie fasi del ciclo.

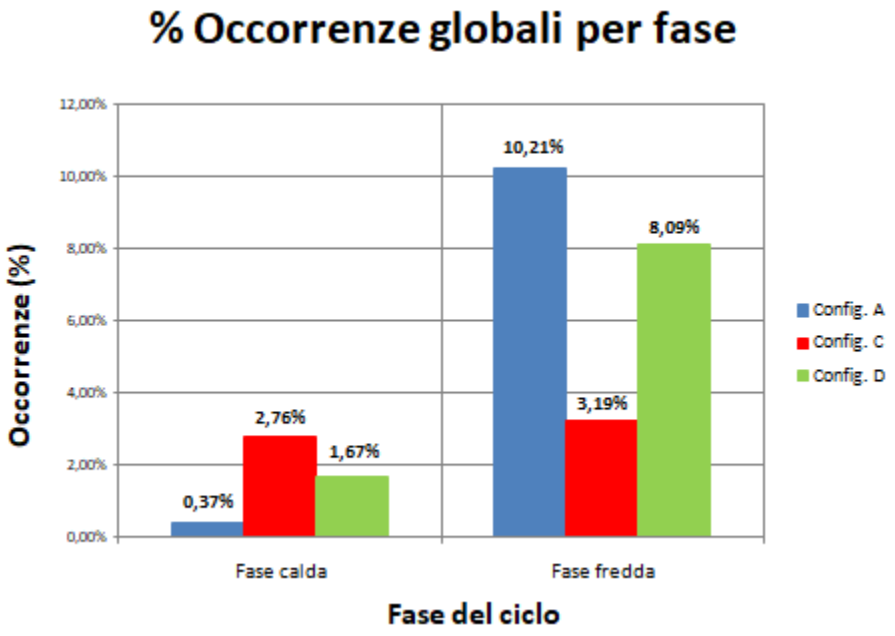


Figura 8.7: Percentuale di GO per fase per la Config. A, C e D.

Come mostrato in *Figura 8.7*, gli eventi rumorosi trovati sono riportati come funzione della fase alla quale si sono originati.
Per la configurazione A, la percentuale delle occorrenze si posizionava sotto la soglia critica durante la fase a caldo. Viceversa, per le occorrenze trovate a freddo, il valore ottenuto si collocava sopra tale soglia limite, fissata al 5%. La configurazione C mostra una riduzione del numero di eventi a freddo, ottenendo una percentuale del 3.2%; a caldo il sistema tende a fischiare molto più frequentemente, passando da 7 eventi rumorosi su 1917 applicazioni, a ben 53 eventi rumorosi.
Discorso analogo per la configurazione D, dove si evidenzia un calo delle occorrenze a freddo; nonostante la riduzione però, il valore della GO resta sopra tale limite di accettabile. Viceversa, nonostante un leggero incremento degli eventi fino a 1.67%, a caldo il valore resta abbondantemente sotto la soglia. Dunque, delle configurazioni C e D, solo la prima presenta delle GO che si consolidano sotto la soglia di accettabilità.
Per completezza, prendiamo in esame l'effetto delle nuove configurazioni sulle frequenze.
Da un'attenta analisi dei grafici in *Figura 8.8*, si ha la conferma di quanto già anticipato. Utilizzando la configurazione C, l'instabilità alla frequenza di 1.7 kHz tende a peggiore, passando da 13 a 43 eventi totali. A differenza, il sistema risponde in modo positivo sulle altre frequenze, riducendo rispettivamente del 38% e del 37% le occorrenze a 2.7 kHz e 9.5 kHz.

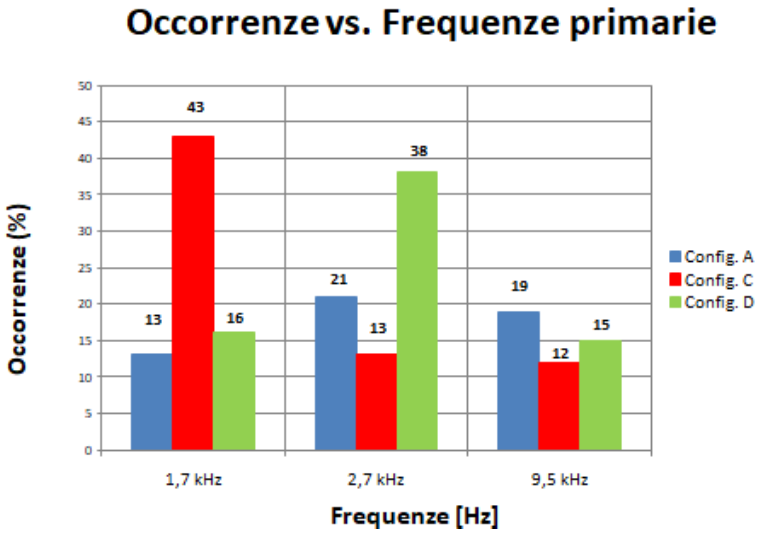


Figura 8.8: Confronto delle occorrenze per le frequenze principali della Config. A, C e D.

La valutazione negativa della configurazione D è giustificata dall'incremento degli eventi rumorosi alle medie frequenze. La *Figura 8.8*, infatti, mostra il peggioramento del comportamento vibratorio dove occorrono gli eventi a 2.7 kHz. Ciò è la dimostrazione che il contatto durante la frenata introduce fenomeni vibratori soprattutto a freddo. Per quanto riguarda l'alta frequenza il discorso è diverso, poiché il numero di occorrenze resta quasi invariato. Ciò descrivendo uno stato d'instabilità che non si è stato in grado di controllare.
Analizziamo le condizioni operative alle quali sono generate le occorrenze. Nella *Figura 8.9* vengono delineati gl'intervalli di pressione e temperatura al cui interno sussistono tutti i rumori originati a 1.7 kHz. Si manifestano con immediata evidenza delle sostanziali differenze tra le varie configurazioni testate.
Era stato detto che, i 13 eventi rumorosi a 1.7 kHz della configurazione di partenza, si fossero generati con pressioni comprese tra 1 e 15 bar. Viceversa, osservando i dati della *Config. C*, il contatto a basse pressioni non introduce moti vibratori a bassa frequenza. I fischi si manifestano tutte ad alte pressioni, con valori massimi attorno a 27 bar. La *Config. D*, invece, presenta un intervallo molto più stretto con valori di pressione attorno a 7/8 bar.

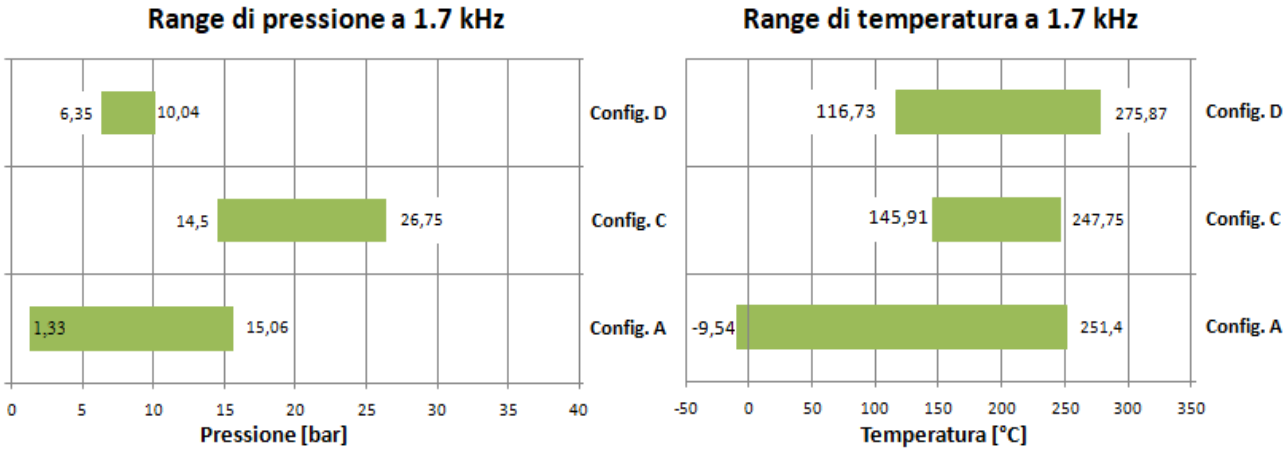


Figura 8.9: Range operativo delle occorrenze a 1,7 kHz per le Config. A,C e D.

Come si può vedere, non esiste una correlazione generale per tutti i casi. In altre parole il rumore del fischio può verificarsi sia a basse sia ad alte pressioni. All'apparenza sembrerebbe che le nuove varianti testate siano inutili, non portando a benefici acustici. In realtà bisogna domandarsi quali situazioni rappresentino questi dati.

Dal punto di vista del ciclo, la maggior parte dei fischi prodotti dalla configurazione C, sono realizzati durante manovre in modalità drag. Ciò significa trascinare la vettura a 3, o 10 km/h, e applicare pressione direttamente in pinza, mantenendo la velocità costante. Durante il normale utilizzo su strada, condizioni in cui la velocità viene mantenuta costante e si applicano pressioni superiori ai 20 bar, sono praticamente impossibili da riprodurre. Ciò significa che più della metà delle occorrenze registrate con la *Config. C* possono essere trascurate, data la difficoltà a replicare tale condizione.
Facciamo adesso riferimento agl'intervalli di temperatura. Come si può vedere il fenomeno acustico a 1.7 kHz si manifesta principalmente a elevate temperature. Nel caso della *Config. D*, il range è più ampio rispetto alla *Config. C.* Ciò risulta incoerente con il numero delle occorrenze, in quanto ci si sarebbe aspettato un intervallo più piccolo dato il minor numero di eventi rumore.
Entrambe le soluzioni, comunque, risultano più silenziose nelle sezioni a freddo, poiché scompaiono le occorrenze. Sembrerebbe, dunque, che i nuovi antirumori lavorino bene a basse temperature.

Confrontando i dati concernenti i fischi a 2.7 kHz, mostrati in Figura 8.10, è possibile fare diverse osservazioni.

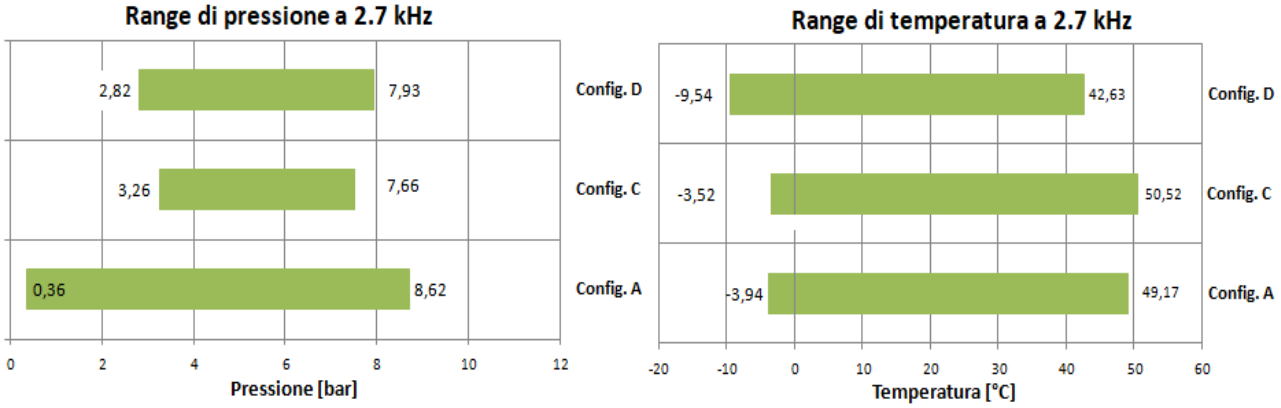


Figura 8.10: Range operativo delle occorrenze a 2,7 kHz per le Config. A,C e D.

Nel caso degli intervalli di pressione, con le nuove configurazioni viene confermata che i fischi tendono a generarsi a basse pressioni. Valutando invece l'effetto della temperatura, tra le configurazioni dominano le somiglianze. Per la *Config. C* è evidente di come il fenomeno del fischio tenda a generarsi a basse temperature, d'altro canto tutte le occorrenze sono state registrate durante i cicli a freddo. Stessa tendenza si trova per la *Config. D*.
Va notato che, essendo gli eventi pervenuti durante le fasi a freddo, tutti i fischi si presentano durante una condizione di marcia a velocità costante. Arresti a basse pressioni e basse velocità implicano trasferimenti di energia tali da eccitare localmente la superficie di contatto.
Il processo di generazione del rumore può coinvolgere molti fattori, ma la temperatura instaurata, come la distribuzione della pressione, sembrano rappresentare due fattori significativi.

Nella *Figura 8.11* si evidenzia l'intervallo di temperatura e pressione dei segnali acustici a frequenze di 9.5 kHz. I risultati suggeriscono che, fissate le condizioni di frenatura, un dato sistema frenante risponde in maniera differente rispetto a un altro.
Gli esiti risultano piuttosto contro-intuitivi e bisogna chiedersi perché. Osservando gli esiti ottenuti con la pastiglia di partenza, la comparsa dei fischi avviene solo ad alte pressioni durante i cicli a freddo, quindi con manovre a velocità costante.

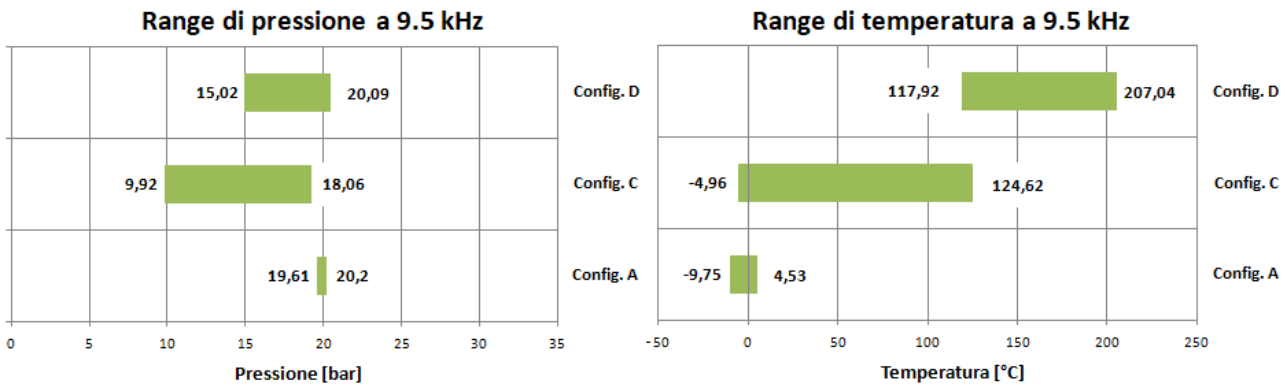


Figura 8.11: Range operativo delle occorrenze a 9,5 kHz per le Config. A,C e D.

L'antirumore utilizzato nella configurazione C è in grado di assorbire maggiore energia a basse temperature, peculiarità che permette di ridurre le occorrenze a freddo. L'elemento è dotato di un range di smorzamento ridotto alle alte temperature, motivo per il quale si registra un incremento dei fischi a temperature più alte.
Anche dal confronto coi risultati della *Config. D*, si osserva come gl'intervalli di temperatura siano molto differenti. Si giustifica questa discordanza con la differenza delle proprietà fisiche del dispositivo antirumore utilizzato. Difatti, la scarsa capacità di smorzare le vibrazioni a temperatura elevate induce il sistema a vibrare maggiormente durante le fasi a caldo, annotando occorrenze sia in moduli in decelerazione sia a velocità costante.
E' possibile concludere che l'elemento che assicura uno smorzamento più elevato, grazie alle proprietà fisiche e meccaniche dell'isolante e della piastra, è quello della configurazione C.
Sebbene la ricorrenza dei segnali acustici a basse frequenze sia aumentata, è stato dimostrato che le rumorosità si manifestano durante situazioni lontane dalle tipiche condizioni di guida per originare reclami da parte degli utilizzatori.
Va inoltre considerato che, col nuovo sistema la percentuale delle GO a freddo si è ridotta sotto la soglia limite di accettabilità, condizione che rende la soluzione accettabile.

Il passo successivo ha visto mettere sotto investigazione una nuova configurazione, al fine di valutarne l'effetto prodotto sulle rumorosità dalla combinazione di una nuova geometria con un diverso shim.
Paragoniamo i risultati ottenuti con la soluzione scelta e la nuova configurazione, riportando in *Figura 8.12*, si evincono subito delle importanti differenze.

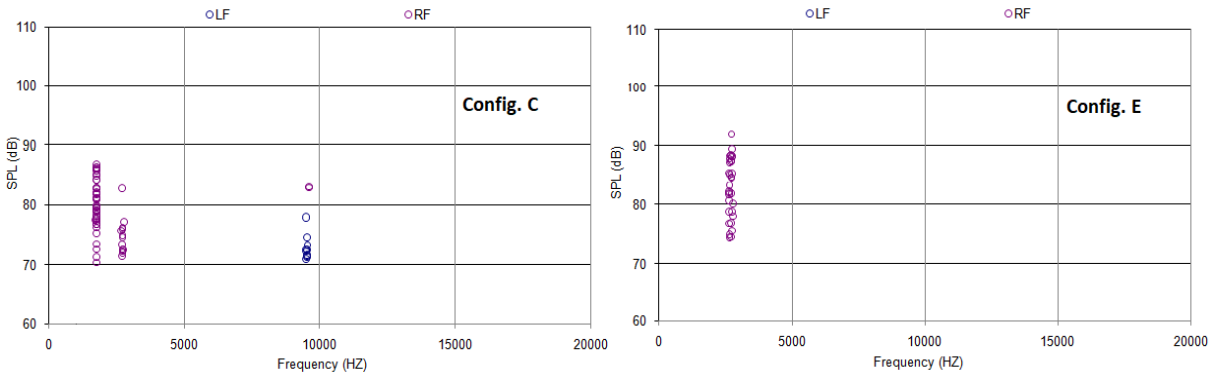


Figura 8.12: Livelli d'intensità sonora per la configurazione C ed E.

Ovviamente le due tipologie di superficie non si comportano alla stessa maniera, giacché, Come ci si attendeva, l'alterazione delle condizioni di contatto ha modificato la risposta in frequenza della pastiglia.
Come si può vedere, l'utilizzo dell'accoppiata shim e smusso elimina le occorrenze a 1.7 kHz.
La spiegazione di tale risultato sta nella riduzione della superficie d'attrito, la quale ha spostato i modi propri di vibrare della pastiglia. Per contro, sul sistema si nota un incremento delle occorrenze a 2.7 kHz, condizione che porta all'ipotesi di aver peggiorato la risponda del sistema a freddo.
Peggiorano, inoltre, le condizioni acustiche, con un incremento del livello sonoro medio, registrando valori attorno a 83 dB, mentre il numero di eventi totali ha subito una discesa, in calo del 54%.
Queste discrepanze potrebbero derivare dai differenti antirumori usati nelle rispettive procedure di prova. Sembrerebbe, dunque, che lo smorzatore nella *Config. E* lavora male alle basse temperature, lasciando passare le vibrazioni ad alta intensità.
Va aggiunto che la nuova configurazione sembra eliminare anche l'alta frequenza, in quanto non si registrano eventi rumorosi.

Ma procediamo con calma, e continuiamo con l'analisi dettagliata dei risultati ottenuti.
Mettendo sotto esame le occorrenze prodotte durante le varie fasi, si conferma quanto appena detto, ovvero che la nuova variante ha lavorato bene a caldo, peggiorando il comportamento del sistema a freddo. Come mostrato in *Figura 8.13*, la nuova configurazione presenta eventi rumorosi solo nella fase fredda.

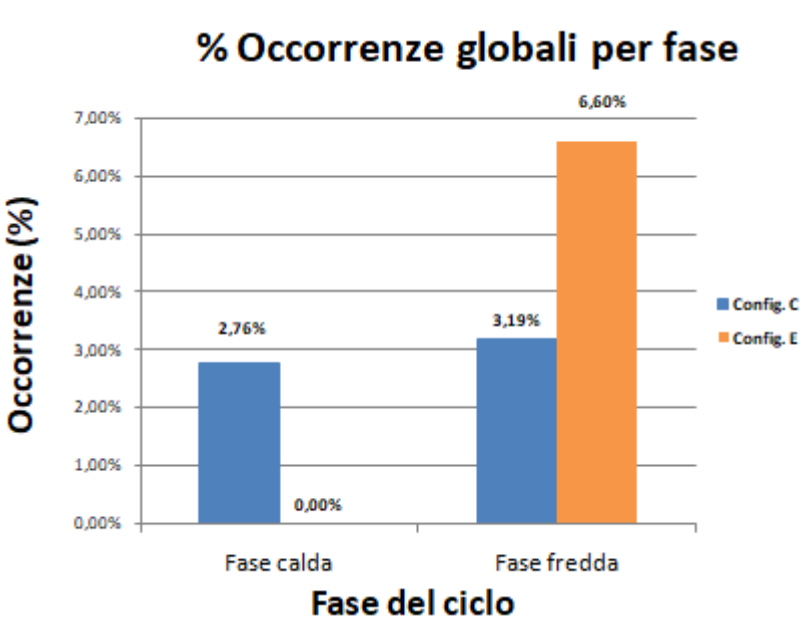


Figura 8.13: Percentuale di GO per fase per la Config. C e E.

Nonostante la Config. E non esibisca fischi a caldo, la percentuale delle occorrenze a freddo supera la soglia di accettabilità, con un valore del 6.6%. Difatti, dei 31 eventi totali misurati, le rumorosità sono tutte prodotte a 2.7 kHz. L'esito è una classe d'instabilità che non si è stati in grado di controllare.
Analizzando le condizioni di lavoro alle quali sono originate le occorrenze, è possibile fare alcune osservazioni. La *Figura 8.14* delinea gl'intervalli di pressione e temperatura al cui interno risiedono i segnali acustici a 2.7 kHz. A livello di pressioni, la nuova configurazione traccia un range più ampio rispetto alla *Config. C*. Il motivo di tale differenza è ricercabile nel numero maggiore di eventi totali misurati. Probabilmente questi dati apparentemente differenti e contraddittori sono il

risultato di altri ingredienti che interferiscono sul range operativo. In altre parole, non tutta l'energia che si sviluppa durante la frenata viene smorzata dal sistema, e ciò introduce nuove rumorosità. Nonostante ciò, resta evidente che il sistema frenante è più propenso a generare il fischio a basse pressioni.

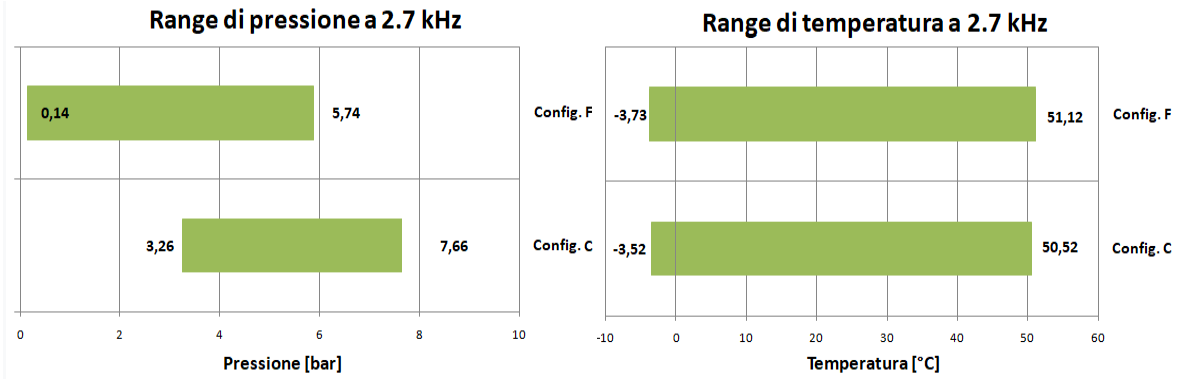


Figura 8.14: Range operativo delle occorrenze a 1,7 kHz per le Config. C ed E.

Altro fattore che risulta significativo è la temperatura. Tutti i moti vibratori a frequenze di 2.7 kHz, indotti dal contatto tra disco e pastiglia, si manifestano a temperature della mescola inferiori a 50°C. Non vi è praticamente alcun fischio oltre tale valore, segno che questo tipo rumorosità può essere attribuito alle fasi fredde.
Questo è la dimostrazione di come le condizioni di lavoro hanno un'influenza significativa sull'attrito e quindi sul fischio freni, spingendo a pensare che esiste una correlazione generale tra le condizioni operative e il fenomeno acustico a tale frequenza.

E' possibile terminare la trattazione con l'affermazione che, dal confronto tra la *Config. C* e la *Config. E*, quest'ultima sembra la migliorare tra le due. La dimostrazione passa attraverso l'annullamento delle rumorosità che si manifestano a 1700 Hz, oltre a quelle ad alta frequenza.
Sebbene i fenomeni acustici si siano annullati alle basse e alle alte frequenze, la configurazione non può essere accettata. Nonostante la vettura non presenti eventi rumorosi a caldo, l'occorrenza in percentuale a freddo è del 6.6%, valore superiore rispetto l'obiettivo fissato al 5%.

Per completezza, nella *tabella 10*, si fa un resoconto degli effetti introdotti sulle occorrenze da parte delle varie configurazioni.

Tabella 10: Riepilogo delle configurazioni testate all'anteriore.

Criteri	Configurazioni				
	A	B	C	D	E
1.7 kHz	13	+24	+30	+3	-13
2.7 kHz	21	0	-8	+17	+10
9.7 kHz	19	-19	-7	-4	-19
Totale	55	+5	+13	+15	-14
GO caldo [%]	0.37	2.76	1.93	1.67	0.00
GO freddo [%]	10.21	3.19	4.68	8.09	6.60
SPL media[dB]	82.14	+0.41	-6	-4.66	+0.76

8.2. Risultati ottenuti sull'assale posteriore

Rispetto all'ordine temporale seguito in precedenza, sull'assale posteriore si è deciso di verificare alcune soluzioni in maniera diversa. Inizialmente, si è deciso di esplorare l'effetto nell'attenuazione dei fischi di tre differenti smorzatori, a parità di geometria della pastiglia. In seguito si è, invece, valutato l'effetto di un nuovo design della pastiglia.

La rappresentazione grafica in *Figura 8.15* si presta bene alla comparazione dei risultati ottenuti. Ci si rende conto subito di come le modifiche adottate non vadano a contrastare la frequenza rumorosa principale, in precedenza identificata in 7.5 kHz. Da un'indagine più accurata si nota un incremento degli eventi rumorosi totali, i quali diventano 99 con la *Config. b*, e ben 125 con la *Config. c*. In aggiunta a ciò, il grafico mostra un impatto negativo anche sui livelli d'intensità sonora registrati. Con entrambe le nuove configurazioni, i valori di SPL aumentano, riportando valori medi superiori a 81 dB. L'immagine al centro mostra picchi rumorosi attorno ai 102 dB, e ciò equivale a dire che l'antirumore non è in grado di attenuare tutta l'energia liberatasi durante la frenata.

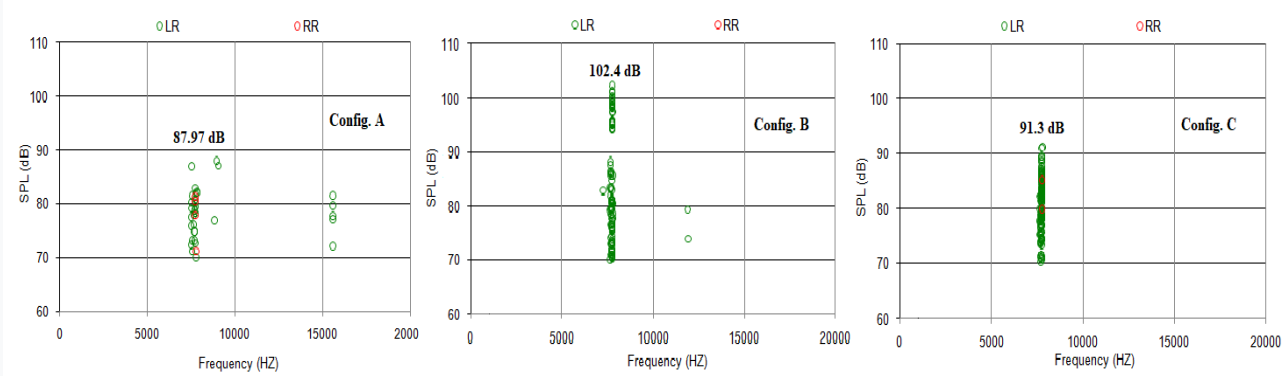


Figura 8.15: Livelli d'intensità sonora ottenuti con le configurazioni a,b e c.

Osservando i dati ottenuti, è possibile effettuare un confronto del comportamento che il sistema ha avuto durante tutto il ciclo. Rispetto alla configurazione di partenza, le soluzioni adoperate non hanno portato i risultati sperati. Durante le fasi a caldo, le occorrenze misurate hanno subito un aumento significativo, con un incremento superiore al 200%, per la *config. b*, e oltre il 530%, per l'altra. Si ha che, su di un totale di 1917, la percentuale delle occorrenze globali passa, nel primo caso, da 1% al 3.23%. Con una percentuale del 6.31%, la *config. c* si pone sopra la soglia limite di accettabilità, fissa sempre a 5%.
I dati ottenuti durante le fasi a freddo mostrano un andamento leggermente diverso. Con la prima variante, gli eventi rumorosi rilevati sono più che triplicati. La percentuale delle occorrenze globali passa, dunque, dal 4% al 7.87%. Ne consegue che, con il nuovo antirumore, la risposta del sistema sia peggiorata sulle fasi a caldo. La situazione migliora leggermente con la *config. c* che, con soli 4 eventi totali a freddo, determina una percentuale inferiore al 1%.

I risultati delle percentuali di GO sono riportati nella *Figura 8.16*.

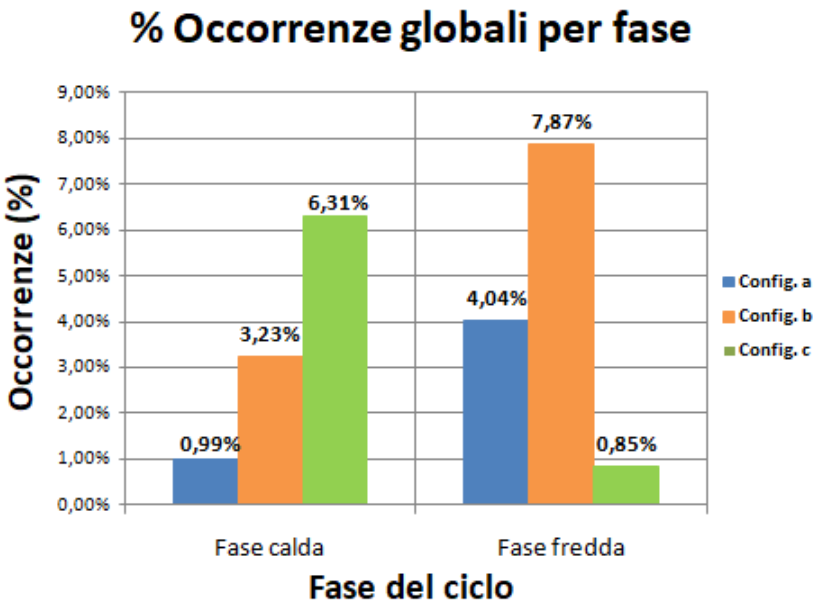


Figura 8.16: Percentuale delle GO per fase, ottenute per la Config. a,b e c.

Globalmente, nonostante la variazione degli antirumori, la frequenza principale dei fischi resta 7.5 kHz per tutti i campioni. E' intuibile, dunque, che la modifica degli smorzatori non abbia causato disallineamenti modali tra pastiglia e disco ma anzi, ne abbia peggiorato la situazione, causando maggiori interferenze.
I dati ottenuti mostrano un peggioramento globale delle prestazioni acustiche del sistema; tuttavia, come nel caso dell'assale anteriore, per confermare questa tesi è necessario esplorare con maggior attenzione i risultati ottenuti.

Inizialmente procediamo con l'analisi dell'effetto delle due varianti sulla frequenza principale.
Durante le fasi a caldo, la configurazione di partenza presentava 19 fischi a 7.7kHz su altrettanti eventi rumorosi; viceversa, circa il 58% sulle 19 totali, sono state identificate durante manovre di frenatura a bassa temperatura. La situazione peggiora con le nuove configurazioni, facendo registrare a caldo rispettivamente 62 eventi a 7.7 kHz, per la variante b, e 121, per la variante c.
L'unico vantaggio delle nuove configurazioni è la scomparsa delle poche occorrenze ad alta frequenza presenti inizialmente.
E' facile comprendere quale sia l'effetto che i nuovi smorzatori hanno sulla frequenza principale. Nei casi esaminati, il sistema non ha risposto come ci si attendeva; nonostante le differenti proprietà dei materiali, i nuovi shim hanno incrementato le percentuali di occorrenze globali, registrando valori superiori della soglia di accettabilità.

Come fatto per l'assale anteriore, è preferibile analizzare con attenzione le condizioni di lavoro alle quali sono stati originati i fischi. La *Figura 8.17* mostra i range all'interno dei quali si sono originati i fischi.

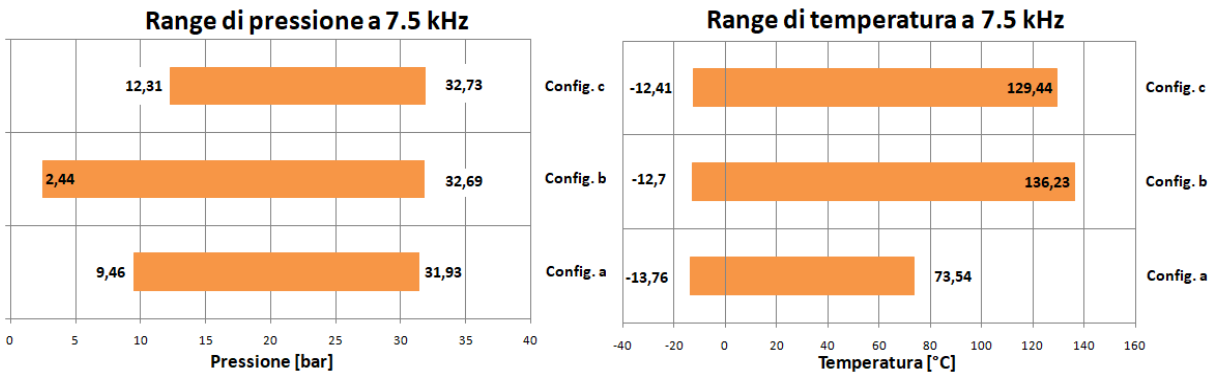


Figura 8.17: Range operativo delle occorrenze a 7.5 kHz per le Config. a,b e c.

Come si può vedere, gli eventi a 7.5 kHz si originano con valori di pressione variabili, spaziando da valori prossimi a 5 bar sino a raggiungere pressioni di 35 bar. Dato l'ampiezza degli intervalli, e la presenza di un numero elevato di eventi a freddo, come per l'anteriore va fatto un ragionamento particolare sulle effettive condizioni che innescano la vibrazione.
Alcune condizioni durante il contatto contribuiscono ai meccanismi d'eccitazione che generano la vibrazione del sistema e portano ai segnali acustici. Situazioni a velocità ridotta mantenuta costante, in cui vengono applicate pressioni superiori a 20 bar, rappresentano situazioni lontane dal contesto di normale utilizzo di una vettura. Diventa ragionevole, dunque, ipotizzare che queste condizioni siano difficilmente riproducibili su strada, per questo motivo possono essere trascurate.
Nello specifico, una volta rimosse le frenate di poca rilevanza, solo la *Config. b* presenta un numero limitato di occorrenze a freddo con pressioni superiori a 20 bar e ciò sta a indicare che questo tipo di fenomeno vibro acustico sia indotto a qualunque pressione.
Anche la temperatura copre un ruolo di notevole importanza. Con la configurazione di partenza, i segnali acustici si sono maggiormente verificati in due intervalli di temperature separati. Per i cicli caldi le occorrenze si sono generate intorno a 50 e 75°C, per poi non presentare praticamente alcun fischio fino a 0°C. Raggiunto tale valore, le occorrenze sono aumentate rapidamente.
Ciò può essere correlato ai valori del coefficiente di smorzamento dell'antirumore; lo shim presenta, a 7500 Hz, valori elevati di smorzamento tra 10 e i 60 °C, per poi decrescere allontanandoci da tale intervallo. Il risultato è una ridotta capacità di dissipare energia a tali condizioni.
Con la *Config. b*, a freddo la situazione resta invariata, dimostrando che il nuovo antirumore non interviene a basse temperature. Viceversa, considerando le fasi calde il discorso cambia. Questa tipologia di antirumore garantisce ottime capacità smorzanti fino a una temperatura di 40 °C. Superata tale soglia, i materiali tendono a degradarsi, riducendo o perdendo le proprietà smorzanti. Il sistema, perciò, non è più in grado di assicurare lo smorzamento delle vibrazioni indotto dal contatto ad alte temperature, con la conseguenza dell'incremento delle occorrenze totali.
La *Config. c* segue chiaramente la stessa tendenza della precedente. Si nota una leggera inflessione del range alle alte temperature, ragionevolmente associabile alla capacità smorzante migliorata a temperature superiori i 100°C.
Valutato l'impatto dei vari spessori, la configurazione di partenza resta la migliore. Nonostante siano cambiate le caratteristiche termiche e meccaniche del sistema, non si è stati in grado di contrastare il fenomeno vibro acustico, peggiorando solo la situazione.

Si è, dunque, proceduto con la valutazione dell'impatto di una nuova pastiglia con due differenti shim. Mediante l'ausilio della *Figura 8.18* è possibile comparare i risultati ottenuti.
A eccezione di pochi eventi a 16 kHz, durante l'esecuzione della prova sulla configurazione di base erano presenti solo fischi con una frequenza attorno a 7.7 kHz. Con le nuove configurazioni si osserva subito un peggioramento della situazione iniziale, con una presenza intensiva di eventi rumorosi alla tale frequenza. In aggiunta a ciò, le due varianti sotto esame introducono nuovi

fenomeni vibratori, con la conseguenza di un aumento delle occorrenze registrate. Si passa dai 38 eventi registrati inizialmente a 138, per la *Config. d*, e a 248, per la *Config. e.* Sui risultati della variante *d* è evidente come gli eventi non si siano ridotti, ma si siano spostati leggermente. I nuovi accoppiamenti tra i vari modi di vibrare della pastiglia si siano spostati ad una frequenza pari a 7.4 kHz. Viceversa, la *Config. e* introduce nuove rumorosità, caratterizzate da frequenze a 2 e a 3 kHz.
Come se non bastasse, i grafici mostrano un impatto negativo anche sull'ampiezza sonora.
Su entrambe le nuove proposte, i valori d'intensità sonora subiscono un incremento. Nel primo caso il valor medio staziona attorno a 78 dB, con picchi d'intensità pari a 98 dB. La seconda configurazione, invece, mostra picchi rumorosi con livelli sonori superiori a 103 dB, con un valor medio prossimo a 91 dB.
In altre parole, la nuova geometria sembra promuovere i fischi, in quanto, durante la frenata, l'energia rilasciata dal contatto ha livelli talmente elevati che il sistema non è in grado di smorzarli.

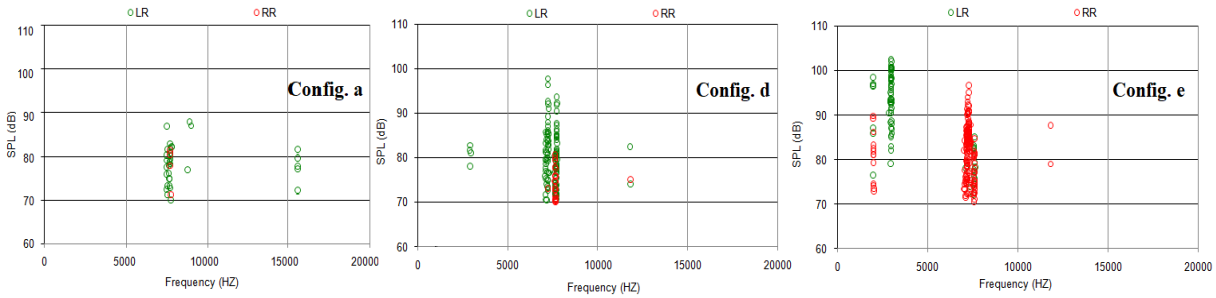


Figura 8.18: Livelli d'intensità sonora ottenuti con le configurazioni a,d ed e.

Concordi alle osservazioni fatte sopra, anche il numero delle occorrenze dimostra che le soluzioni adoperate hanno solo peggiorato il comportamento vibro acustico del sistema.
La prima variante ha portato a un incremento delle occorrenze a caldo del 170% rispetto alla condizione iniziale. La *Config. e* ha, invece, indotto il sistema a fischiare solo 42 volte, con un aumento pari al 121%. Su entrambe le configurazioni, le occorrenze in più registrate a caldo sono state scaturite alla frequenza di 7.5 kHz.
A freddo la musica non cambia. La *Config. d* ha fatto registrare per 85 eventi rumorosi su un totale di 470 applicazioni frenanti, di cui il 92% alla frequenza primaria.
La seconda variante ha ulteriormente peggiorato la situazione, andando a originare 206 fischi freno, di cui il 63% a 7.5 kHz. Il restante 37% è prodotto dalla combinazione di fischi a 3 kHz, per il 26%, e fischi a 2 kHz, per 11%. I risultati indicano una tendenza negativa a vibrare degli accoppiamenti provati su banco. Ne consegue che la percentuale delle occorrenze globali aumenta.
Nonostante l'incremento, a caldo la GO resta inferiore alla soglia limite di accettabilità. La situazione peggiora drasticamente a freddo, dove l'aumento delle occorrenze porta la GO a raggiungere valori ben oltre sopra la soglia critica.
Per completezza, i risultati vengono riportati nella *Figura 8.19*.

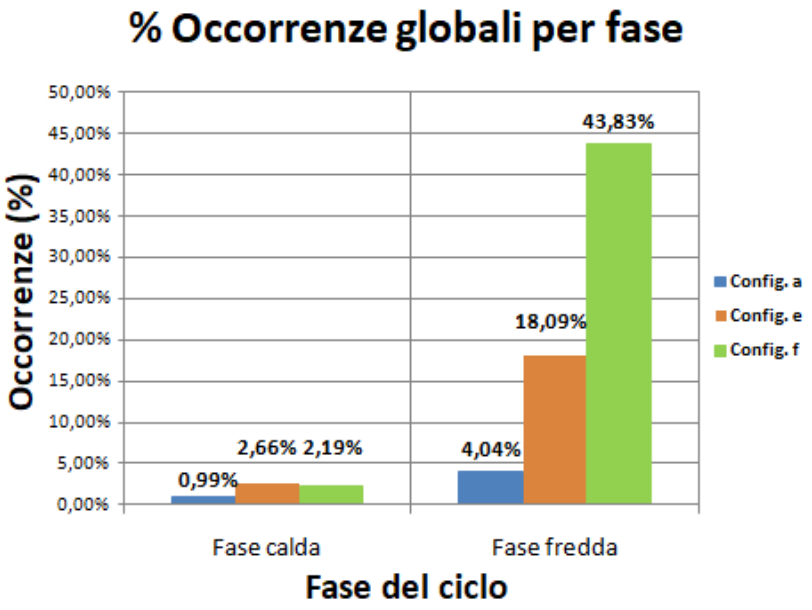


Figura 8.19: Percentuale delle GO per fase, ottenute per la Config. a,d ed e.

Mettendo a confronto questi dati, è possibile trarre già una conclusione, ovvero che le due varianti sono da bocciare. Nonostante le variazioni introdotte, su tutti i campioni gli eventi rumore si manifestano principalmente a 7.5 kHz. L'intensificazione delle occorrenze dimostra che il fenomeno a tale frequenza non sia stato contrastato come si sperava. In aggiunta a ciò, sembrerebbe che le due varianti non smorzino le vibrazioni a bassa frequenza, dando luogo a nuove rumorosità.
Nonostante ciò, è utile, come fatto in precedenza, definire e comparare le condizioni operative alle quali il sistema ha iniziato a vibrare.

Si procede, dunque, con un'analisi dettagliata delle condizioni di lavoro alle quali si sono originati i fischi.

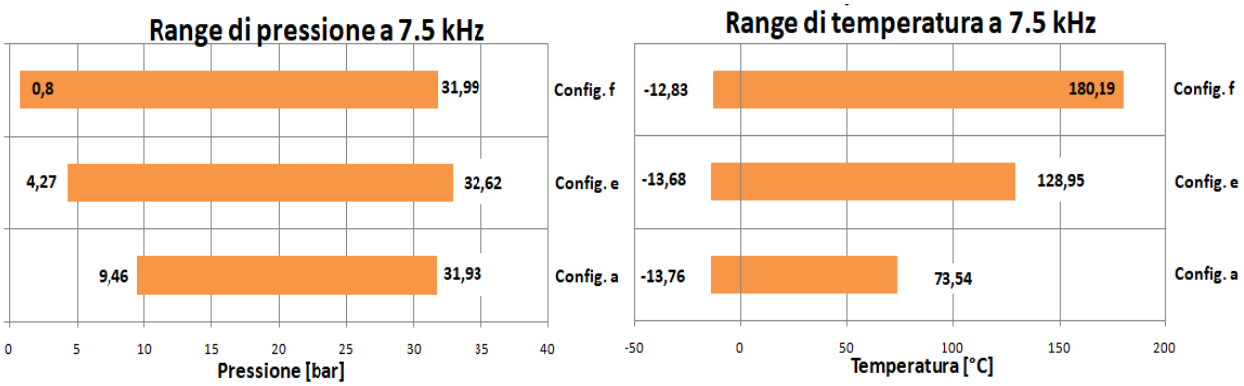


Figura 8.20: Range operativo delle occorrenze a 7.5 kHz per le Config. a,d ed e.

La *Figura 8.20* da un'indicazione sulle condizioni operative che hanno originato i fenomeni acustici. Risulta evidente come le occorrenze si manifestano in range operativo molto ampio, con valori di pressione estremamente variabili.
E' probabile che, la nuova geometria accoppiata ai due antirumori, non contrasta il fenomeno vibratorio alle basse pressione.
Appena s'impone una pressione idraulica, la pastiglia tende ad avvicinarsi al disco per rallentare la corsa della vettura. Ciò porta l'intero sistema frenante a vibrare appena avviene l'accostamento

della pastiglia col disco. Ne risulta un rilascio di energia che non si è in grado di smorzare, portano alla generazione di nuovi fischi.
Analizzando gli intervalli di temperatura il discorso non cambia. Come detto in precedenza, la configurazione di partenza presentava segnali acustici in due intervalli di temperature separati, ovvero tra 50 e 75°C, per le occorrenze a caldo, e da 0°C in giù, per il freddo.
Nonostante le nuove configurazioni, a freddo la situazione non cambia. In entrambi i casi, infatti, le occorrenze non si manifestano a temperature superiore a 0°C, per poi aumentare a temperature più basse.
Viceversa, le occorrenze a caldo sono aumentate parecchio. L'incremento dei fischi, e inevitabilmente dell'intervallo di temperatura, è associabile all'effetto degli smorzatori utilizzati. L'aumento è evidente soprattutto nel confronto tra la *Config. a* e *Config. e*. L'antirumore usato in quest'ultima presentava un fattore di smorzamento alto per le basse frequenze, ma non per le altre. Il sistema non è, dunque, stato in grado di smorzare le vibrazioni prodotte ad alte temperature, portando con sé l'incremento delle occorrenze.

Anche da questo confronto vi è la conferma che le nuove pastiglie sono più inclini a fischiare alla frequenza primaria, portando il sistema a vibrare molto più frequentemente rispetto alle altre configurazioni. L'impatto negativo di queste varianti porta a confermare, anche in questo caso, che la configurazione di partenza resta la migliore.
A dare conferma di quanto appena detto, non vi è solo la percentuale delle occorrenze globali, configurazione per la quale è l'unica a stabilizzarsi sotto la soglia limite di accettabilità ma anche perché, la tipologia di geometria e di antirumore limita i range operativi dei fenomeni vibratori.

Per completezza, nella matrice in *Tabella 11*, vengono riportati gli effetti delle configurazioni testate sulla frequenza primaria, e sulla percentuale di occorrenze globale.

Tabella 11: Riepilogo delle configurazioni testate al posteriore.

Criteri	Configurazioni				
	a	b	c	d	e
2 kHz	-	+24	-	-	+20
3 kHz	-	0	-	+4	+54
7.5 kHz	30	+67	+95	+99	+142
O_{Tot}	38	+61	+87	+98	+210
GO% caldo	0.99	3.23	6.31	2.66	2.19
GO% freddo	4.04	7.87	0.85	18.09	43.83

9. Conclusioni

In questo studio l'autore si è posto come obiettivo quello di mostrare l'impatto che modifiche geometriche, e non solo, hanno sulla rumorosità originata dai freni del veicolo. Il fine ultimo è stato quello d'identificare la miglior soluzione tecnica per la delibera in ottica NVH del sistema frenante.
Sono stati presentati i risultati ottenuti attraverso l'esecuzione di una prova standardizzata eseguita su un banco dinamometrico a rulli. Velocità del veicolo, pressione di applicazione dei freni sono solo alcune delle variabili selezionate, e controllate, per riprodurre condizioni di guida le più possibili simili al reale utilizzo su strada.
Fissata al 5% la soglia limite di accettabilità, la sfida è stata determinare la miglior configurazione che permettesse di ridurre gli eventi rumorosi, ottenendo una GO sotto tale valore.

Come si è visto, il sistema frenante sull'assale anteriore era caratterizzato dall'emergere di tre frequenze critiche, sulle quali si è cercato di intervenire modificando sia la geometria della mescola che gli elementi antirumore (shim). Delle cinque configurazioni provate, la *Config. C* è risultata l'opzione più adatta per i seguenti motivi:

- la propensione al fischio si è ridotta, presentando una percentuale delle occorrenze globali inferiore alla soglia critica;
- nonostante il fischio a bassa frequenza, in termini di numero di occorrenze, sia risultato leggermente in aumento, molte delle applicazioni sono trascurabili perché difficilmente riproducibili su strada;
- il fischio ad alta frequenza si è ridotto, sia in termini di intensità sonora che di numero di occorrenze;
- migliorata la risposta del sistema a freddo, giacché scompaiono le occorrenze a 1.7 kHz;
- nonostante la *Config. B* presentasse GO inferiori a freddo, la sostanziale riduzione ha riguardato le alte frequenze (9.5 kHz), peggiorando le basse (1.7 kHz), ovvero le rumorosità più critiche. Per questo motivo la soluzione B è stata scartata.

Merita un accenno particolare la configurazione testata per ultimo: la *Config. E*, dotata di una superficie di contatto simmetrica, nonostante abbia mostrato un netto miglioramento in determinate condizioni operative, è stata scartata per le seguenti motivazioni:

- è peggiorata la performance acustica a freddo;
- soluzione più incline a vibrare e originare rumorosità alla frequenza di 2.7 kHz;
- nonostante l'annullamento delle rumorosità a 1.7 e 9.6 kHz, la percentuale di occorrenze globale si è attestata sopra la soglia di accettabilità.

Nonostante non sia stata scelta, questa soluzione potrebbe rappresentare un punto di partenza per migliorare ulteriormente il comportamento vibro-acustico dell'intero sistema frenante. Ovviamente sarebbero necessarie ulteriori modifiche e test per confermare o invalidare quanto appena detto.

Procedura analoga è stata seguita per l'assale posteriore. In questo caso, il sistema frenante di partenza era caratterizzato da una sola frequenza critica, identificata nel valore di 7500 Hz. Al fine di minimizzare le rumorosità, si è cercato di intervenire variando prima gli elementi antirumore, e in seguito la geometria della mescola. Delle cinque configurazioni provate, nessuna ha migliorato la situazione.
Le varie configurazioni sono risultate peggiori rispetto quella iniziale per i seguenti motivi:

- tutte le configurazioni hanno prodotto un peggioramento dei livelli acustici in termini di SPL;
- tutte le configurazioni testate hanno prodotto un incremento della percentuale di occorrenze globali;
- gli elementi antirumore utilizzati hanno solo portato ad un'amplificazione dei range di temperatura alle quali si manifestano le rumorosità;
- l'introduzione degli smussi paralleli sulla mescola, ha prodotta una variazione nella risposta in frequenza della pastiglia, con l'emergere di nuove frequenze rumorose.

L'autore ha voluto consolidare l'idea che, prima di procedere con interventi più costosi, ha senso esplorare strade più economiche che richiedono solo l'aggiunta di elementi antirumore o piccole variazioni geometriche sulla mescola. Ovviamente, come si è avuto modo di vedere sull'assale posteriore, modifiche di questo tipo non sempre portano ai risultati sperati.
Il contatto, comunque, avviene sempre tra pastiglia e disco, per cui è ragionevole ipotizzare che i primi elementi su cui è necessario intervenire siano il rotore e la pastiglia.
In conclusione, design della pastiglia e struttura degli elementi antirumore devono essere ottimizzati per minimizzare e contrastare l'eccitazione del sistema frenante.

Ulteriori studi futuri potrebbero essere condotti per accrescere le conoscenze sul fenomeno trattato in questo elaborato.
In questo scenario futuro, ci si potrebbe chiedere in che modo il freno dovrebbe essere testato. Ha senso eseguire una sequenza di operazioni definita, cicli standard, o sarebbe più corretto ripetere su banco un ciclo ottenuto dalle acquisizioni eseguite su strada?
Altra attività di ricerca potrebbe essere quella di analizzare l'effetto che potrebbe avere una diversa sequenza di cicli sul fenomeno rumoroso, vale a dire cambiare o invertire le sezioni di test rispetto al ciclo standard.
Inoltre, andrebbe esteso lo studio sulla verifica di ripetibilità dei risultati di test, eseguendo le prove su diversi campioni provenienti dallo stesso lotto produttivo. Talvolta, i tempi ristretti di sviluppo di e validazione di un modello non permettono di eseguire le ripetizioni di prova sopracitate.

Altro importante aspetto che meriterebbe di essere analizzato riguarda la variabilità dei componenti in termini di proprietà dei materiali, meccaniche e chimiche, valutandone l'impatto che hanno sulla generazione dei fischi.

Non ultimo, ci si potrebbe chiedere anche come l'usura del materiale d'attrito impatti sul fenomeno vibro acustico, eventualmente ripetendo due o più volte lo stesso ciclo sulla stessa configurazione di prova.

Infine, altro ambito di lavoro potrebbe riguardare la simulazione di tali comportamenti vibratori con un approccio di tipo virtuale, il cui obiettivo sarebbe quello di generare un modello di calcolo predittivo, che permetta di analizzare in anticipo ai test sperimentali le eventuali criticità del sistema frenante in ottica NVH; ciò permetterebbe di evitare l'esecuzione di test aggiuntivi, riducendo quindi tempi e costi di progettazione.

Elenco dei principali simboli / Nomenclatura

Elenco dei principali acronimi utilizzati nel settore auto motive, nomenclatura, simboli e unità di misura.

Tabella 12: Nomenclatura, simbologia e unità di misura

Grandezza	Simbolo	Unità SI
Accelerazione	$\ddot{x}$	m/s^2
Ampiezza di forzante	F_0	
Ampiezza della risposta in frequenza	X_0	
Angolo d'inclinazione	θ	rad,°
Area del pistone	A_{cil}	mm^2
Capacità	C	F
Coefficiente d'attrito	μ	-
Coefficiente d'attrito statico	μ_s	-
Coefficiente di proporzionalità	α	-
Coefficiente di rigidezza	k	N/m
Coefficiente di smorzamento	c	Ns/m
Coefficiente di smorzamento critico	c_r	Ns/m
Coppia	T,M,C	N m
Corrente elettrica	i	A
Costanti	$X_{1,2,}$	
Derivata I° nel tempo	d/dt	-
Derivata II° nel tempo	d^2/dt^2	-
Energia	E	J
Energia cinetica	E_c	J
Energia potenziale	E_p	J
Fase dell'oscillazione	φ	rad,°
Fattore di smorzamento	ζ	s^{-1}
Forza	F	N
Forza al puntale	F_p	N
Forza esercitata dal conducente	F_d	N
Forza d'attrito di scorrimento	F_{tg}	N
Forza idraulica	F_n	N
Forza d'attrito sulle colonnette	F_{sc}	N
Forza normale	N	N
Forza tangenziale	T	N
Frequenza	f	Hz
Frequenza naturale	f_n	Hz
Intensità sonora	I	W/m^2
Intensità del suono di riferimento	I_0	W/m^2
Lavoro	L	J
Livello di Intensità Sonora	LIS,SIL	dB
Livello di pressione Sonora	LSP,SPL	dB
Lunghezza d'onda	λ	m
Massa	m	kg
Numero di fasi	p/m	-
Raggio efficace	Re_{ff}	mm
Periodo	T	s_t (s/ciclo)
Potenza	P	W
Pressione	p	Pa
Pressione di riferimento	p_0	N/m^2

Pulsazione	ω	s^{-1}
Pulsazione discriminante	ω_d	s^{-1}
Pulsazione propria del sistema	ω_n	s^{-1}
Rapporto di leva	R_p	-
Rapporto tra pulsazioni	r	-
Sfasamento		rad
Spostamento	x	m
Temperatura	t,T	°C,K
Tempo	t	s
Tensione elettrica	V	V
Velocità	$v,\dot{x}$	m/s
Velocità angolare	ω	rad/s
Velocità della luce	c	m/s
Velocità longitudinale		m/s
Velocità trasversale		m/s
Zeri di un sistema SDOF	$s_{1,2}$	

Glossario della principale nomenclatura dei termini utilizzati nel settore 125uto motive, nomenclatura, simboli e unità di misura.

Tabella 13: Nomenclatura acronimi utilizzati

Nomenclatura/Grandezza	Termine
ABS	Antilock Braking System
ASR	Anti Spli Regulation
BAS	Brake Assistance System
DOF	Degree of Freedom
DVT	Disc Thickness Variation
EBD	Electronic Brake Distribution
ECM	Electromechanical Combined Monoblock Caliper
EPB	Electric Parking Brake
ESC	Electriconic System Control
ESP	Electronic Stability Program
EWI	Electrical Wear Indicator
FLI	Fluid Liquid Indicator
FFT	Fast Fourier Trnsform
FRF	Frequency Response Function
GO	Global Occurrences
Le&Tr	Leading and Trailing
LVDT	Linear Variable Differential Transformer
MDOF	Multiple Degree of Freedom
MWI	Mechanical Wear Indicator
MOC	Motor On Caliper
NAO	Non-asbestos Organic Friction Material
SAE	Society of Automotive Engineers
SDOF	Single Degree of Freedom
TCS	Traction Control System
TMC	Tandem Master Cylinder
2WD	2 Wheel Drive
4WD	4 Wheel Drive
AWD	All Wheel Drive

Appendice A

Tabella 14: Sequenza operativa del ciclo A.

Sezione	N° applicazioni	Modulo	T_{in} [°C]	p [bar]	N° frenate per ciclo
Break in	30	Decel (80-30)	100	30	30
Burnish	32	Decel (80-30)	100	15/30/15/18/22/38/15/26/18/34/15/26/15/22/30/46/26/51/22/18/42/15/18/46/26/15/34/22/18/30/18/38	32
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	54	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	54	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	54	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Cold plus humidity (BW/FW)	10	Drag (-5,5)	-10	0,3,5,8,10	2
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	5
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate	55	Drag 30	-	0,12,3,10,5,8,7	5

speed			5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5		
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	5
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Fade	15	Decel (100-0)	fino a 450 °C	3,92 m/s^2	15
Recovery snub	18	Decel (80-30)	100	30	18
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Break in	30	Decel (80-30)	100	30	30
Burnish	32	Decel (80-30)	100	15/30/15/18/22/38/15/26/18/34/15/26/15/22/30/46/26/51/22/18/42/15/18/46/26/15/34/22/18/30/18/38	32
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6

Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Fade	15	Decel (100-0)	fino a 450 °C	3,92 m/s^2	15
Recovery snub	18	Decel (80-30)	100	30	18
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6

Tabella 15: Sequenza operativa del ciclo B

Sezione	N° applicazioni	Modulo	T_{in} [°C]	p [bar]	N° frenate per ciclo
Break in	30	Decel (80-30)	100	30	30
Bedding	32	Decel (80-30)	100	15/30/15/18/22/38/ 15/26/18/34/15/26/ 15/22/30/46/26/51/ 22/18/42/15/18/46/ 26/15/34/22/18/30/ 18/38	32
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	54	Decel (50-0)	50,100,150,200,25 0,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	54	Decel (50-0)	50,100,150,200,25 0,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	54	Decel (50-0)	50,100,150,200,25 0,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Cold plus humidity (BW/FW)	10	Drag (-5,5)	-10	0,3,5,8,10	2
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,4 0,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,4 0,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	5
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,4 0,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,4	0,12,3,10,5,8,7	5

Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	0,30,20,10,-5 -5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	5
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Fade	15	Decel (100-0)	fino a 450 °C	3,92 m/s^2	15
Recovery snub	18	Decel (80-30)	100	30	18
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12
Friction Characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Drag	266	Drag (3,10)	50;300	0/30/5/25/10/20/15	14
Intermidiate Conditioning	24	Decel (50-0)	100;150	30/5/25/10/20/15	12
Backward/Forward drag module	50	Drag (-3,3)	150;125,100,75,50	0/20/5/15/10	10
Deceleration	108	Decel (50-0)	50,100,150,200,250,200,150,100,50	30,5,25,10,20,15	12

Friction characteristic	6	Decel (80-30)	100	30	6
Cold plus humidity (BW/FW)	10	Drag (-5,5)	-10	0,3,5,8,10	2
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	5
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	5
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14
Cold low speed	77	Drag 5	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	7
Cold moderate speed	55	Drag 30	-5,10,20,30,40,50,40,30,20,10,-5	0,12,3,10,5,8,7	5
Cold bacward/ forward	98	Drag (-5,5)	-5,5,10,20,30,40,50	0,12,3,10,5,8,7	14

Bibliografia

1. **Genta, G. e Morello, L.** *The Automotive Chassis - Volume 1: Components Design.* s.l. : Spinger Science - Business Media B.V., 2009. pp. 272.

2. **Day, Andrew J.** *Braking of Road Vehicles.* s.l. : Elsevier Inc., 2014. pp. 171.

3. **Stone, Richard e Ball, Jeffrey K.** *Automotive Engineering Fundamentals.* s.l. : SAE International, 2002. pp. 403.

4. **International, SAE.** SAE J 1703: Motor Vehicle Brake Fluid. 2017.

5. **Day, Andrew J.** *Braking of Road Vehicle.* s.l. : Elsevier Inc., 2004. pp.15.

6. *Friction material composition and friction material using the composition.* **Nagayoshi, Teruyuki, Suzuki, Noboru. e Ono, Manabu.** 2003.

7. *Engineered trybological composite.* **Cox e Roy, L.** s.l. : SAE International, 2012.

8. *Mechanism of Brake Fade in Organic Brake Linings - 670146.* **Herring, James M.** s.l. : SAE International, 1967.

9. *Determination of tribological history and Wear through Visualization in Lubricated Contacts using a Carbon-based Composite.* **Jullien, A, Meurisse, M. H. e Berthier, Y.** 1996.

10. *An Analysis of Speed, Temperature andPerformance Characteristics of Automotive Drum Brakes.* **Day, Andrey J.** s.l. : ASME, 1988.

11. **Standardization, International Organization for.** ISO 6310:2009 Road Vehicles - Brake linings - Compressive starin test methods. 2009.

12. *Factors Influencing Acoustic Performance of Sound Absorptive Materials.* **Seddeq, Hoda S.** s.l. : Australian Journal of Basic and Applied Sciences, 2009, Vol. 3. pp. 4610-4617.

13. *Grain size and porosity dependence of ceramic fracture energy and toughness at 22 °C.* **Rice, R. W.** s.l. : Journal of Materials Science, 1996.

14. **Sergienko, Vladimir P. e Bukharov, Sergey N.** *Noise and Vibration in Friction Systems.* s.l. : Springer Series in Materials Science, 2015.

15. *Sound absorption characteristics of a high-temperature sintering porous ceramic material.* **Duan, Cuiyun, et al.** s.l. : Elsevier B.V., 2012.

16. *Disc brake interface pressure distributions.* **Tirovic, M. e Day, Andrew J.** s.l. : Journal of Automobile Engineering, 1991.

17. **Lombardo, Vincenzo e Valle, Andrea.** *Audio e multimedia.* s.l. : Apogeo Education - Maggioli Editore, 2002.

18. *Disc brake squeal.* **North, M.R.** s.l. : Automobile Division of the Institution of Mechanical Engineers, 1976.

19. *Brake squeal: a literature review.* **Papinniemmi, A., et al.** s.l. : Applied Acoustics, 2002, Vol. 63.

20. *Suppression of brake squeal noise applying finite element brake and pad model enhanced by spectral-based assurance criteria.* **Day, Y. e Lim, T. C.** s.l. : Applied Acoustics, 2008, Vol. 69.

21. *An investigative overview of automotive disc brake noise.* **Dunlap, K. B., Riehle, M. A. e Longhouse, R. E.** s.l. : SAE Paper 1999-01-0142, 1999.

22. **North, M. R.** Frictionally induced self-excited vibrations in a disc brake system. s.l. : PhD Thesis. Loughborough University of Technology, 1972.

23. **Millner, N.** An analysis of disc brake squeal. s.l. : SAE International, 1978. 780332.

24. **Panier, S., Dufré noy, P. e Weichert, D.** An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes. s.l. : Wear, 2004. Vol. 256.

25. **Nack, W. V. e Joshi, A. M.** Friction induced vibration: brake moan. 1995.

26. *Experimental Study of Howl Noise Phenomenon Related to Drum Brake Squeal.* **Guimarães, Luiz Roberto, et al.** 2017-36-0007, s.l. : SAE International, 2017.

27. **Papadopoulos, P., Kinkaid, N. M. e O'Reilly, O. M.** Automotive disc brake squeal. s.l. : Journal Sound Vibration, 2003. Vol. 267.

28. **Nagasawa, Y. e Ichiba, Y.** Experimental study on disc brake squeal. s.l. : SAE, 1993. 930802.

29. **North, M. R.** A survey of published work on vibrations in braking systems. s.l. : MIRA, 1969.

30. **Talbot, C. e Fieldhouse, J.** Investigations of In-Plane Disc Vibration Using Laser Holography. s.l. : SAE Technical Paper, 2002. 2002-01-2607.

31. **Chen, F., Chern, J. e Swayze, J.** Modal coupling and its effect on brake squeal. s.l. : SAE International, 2002. 2002-01-0922.

32. **Papadopoulos, P. e Kinkaid, N. M.** Review: Automotive disc brake squeal. 2002.

33. **Mills, H. R.** Brake squeal. s.l. : The Institution of Automobile Engineers, 1938. 9162 B.

34. *Disc brake squeal: its mechanism and suppression.* **Fosberry, R. A. C. e Holubecki, Z.** 1961/1, s.l. : Motor Industry Research Association, 1961.

35. *An approach to the solution of disc brake vibration problems.* **Lang, A. M. e Smales, H.** s.l. : Mechanical Engineering Publlications Limited, 1993.

36. *Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds.* **Eriksson, M. e Jacobson, S.** s.l. : Proceedings of the Institution of Mechanical Enginners, 2001.

37. *A theory of brake squeal.* **Spurr, R. T.** s.l. : Proceedings of the Automobile Division, 1961.

38. *A mechanism of disc-brake squeal.* **Earles, S. W. E.** Report 770181, s.l. : SAE International, 1977.

39. *Communications on Jarvis and Mills's paper.* **Crisp, J. D. C., et al.** s.l. : Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1693, Vol. 178.

40. *A study concerned with a mechanism of disc-brake squeal.* **Muramaki, H., Tsunada, N. e Kitamura, T.** Technical Report 841233, s.l. : SAE International, 1984.

41. *Friction-induced noise and vibration of disc brakes.* **Rhee, S. K., Tsang, P. H. S. e Wang, Y. S.** s.l. : Wear, 1989, Vol. 133.

42. *Experimental investigation into squeal under reciprocating sliding.* **Chen, G. X., et al.** 36, s.l. : Tribology International, 2003.

43. *How does rubber slide?* **Schallamach, A.** s.l. : Wear, 1971, Vol. 17.

44. *Vibrations induced by dry friction.* **Jarvis, R. P. e Mills, B.** s.l. : Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, 1963, Vol. 178.

45. *Dynamometer for testing high frequency noise of disc brake.* **Glisovic, Jasna, et al.** 3, s.l. : ResearchGate, 2012, ResearchGate, Vol. 38.

46. **Webster, John G.** *The measurement, Instrumentation and Sensors - Handbook.* s.l. : CRC Press LLC, 1999.

47. **International, SAE.** SAE J2521: Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix. s.l. : SAE International, 2006.

48. **Italy, FCA.** PF 90244: Disc Brake and Drum Brake: Friction Material Performance Standard, Dynamometer Bench Test and Material Property Test.

49. **Mazzoldi, P., Nigro, M. e Voci, C.** *Fisica: Elettromagnetismo e Onde.* s.l. : EdiSES s.r.l., 1998. Vol. II.

50. *Brake comfort - A review.* **Cantoni, Carlo, et al.** 8, s.l. : Vehicle System Dynamics, 2009, Vol. 47.

51. **Fasana, A. e Marchesiello, S.** *Meccanica delle Vibrazioni.* s.l. : Clut, 2006.