

**POLITECNICO DI MILANO**

Facoltà di Ingegneria Industriale e dell'Informazione

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica



**Sound Quality applicata a trattrici agricole**

Relatore: Prof. Giovanni MOSCHIONI

Tutor Aziendale:

Ing. Marco BARBARO

Candidato:

Matteo VILLA

Matricola 783292

Anno Accademico 2012 – 2013



*“A model must be wrong, in  
some respects, else it would  
be the thing itself. The trick  
is to see where it is right.”*

Henry Bent

Alla mia famiglia



## Ringraziamenti

Ringrazio i miei genitori per avermi sempre supportato e incoraggiato nelle mie scelte. Ringrazio il Prof. Giovanni Moschioni, relatore di questa tesi, per la cortesia e il tempo dedicatomi. Ringrazio tutto il reparto R&D della sede di Treviglio di SAME-DEUTZ FAHR Group, in particolare tutti gli impiegati, operai e trattoristi del reparto sperimentale e l'Ing. Francesco Galli che ne è a capo. Sentiti ringraziamenti vanno al mio tutor aziendale, l'Ing. Marco Barbaro e a Stefano Monticelli, che oltre a dovermi sopportare in questi mesi, hanno anche trovato il tempo di trasmettermi parte della loro conoscenza. Per ultimo, man non meno importante, devo ringraziare Paolo Varisco, con il quale ho svolto buona parte dei test di ascolto.

Non me ne vogliono tutte le persone che, con il loro affetto, mi hanno accompagnato fino a questo traguardo; non è questa la sede appropriata per esprimere loro la mia gratitudine. Sono sicuro che vedermi laureato li farà più felici che trovare i loro nomi scritti in queste pagine.

*Milano Dicembre 2013  
Matteo Villa*



# Indice

<b>Capitolo 1 Introduzione</b> .....	<b>1</b>
<b>Capitolo 2 SAME DEUTZ-FAHR GROUP</b> .....	<b>3</b>
<b>Capitolo 3 Una moderna trattrice agricola</b> .....	<b>7</b>
<b>3.1 Supporto anteriore</b> .....	<b>8</b>
<b>3.2 Ponte anteriore</b> .....	<b>8</b>
<b>3.3 Motore</b> .....	<b>9</b>
<b>3.4 Scatola cambio e trasmissione</b> .....	<b>11</b>
3.4.1 Trasmissione meccanica.....	12
3.4.2 Trasmissioni idrostatiche.....	13
3.4.3 Trasmissioni a variazione continua .....	13
<b>3.5 Ponte posteriore</b> .....	<b>14</b>
<b>3.6 P.t.o. e distributori ausiliari</b> .....	<b>14</b>
<b>3.7 Cooling system</b> .....	<b>16</b>
<b>3.8 Impianto frenante</b> .....	<b>17</b>
<b>3.9 Cabina e supporti cabina</b> .....	<b>18</b>
<b>Capitolo 4 L'uomo e l'acustica</b> .....	<b>21</b>
4.1.1 Fisiologia.....	21
4.1.2 Psicologia.....	24
4.1.2.1 Durata soggettiva .....	25
4.1.2.2 Mascheramento .....	26
4.1.2.3 Altezza (Pitch).....	27
4.1.2.4 Battimenti.....	30
4.1.2.5 Gradevolezza e sgradevolezza di un suono .....	31
4.2.1 Metrica tradizionale .....	33
4.2.1.1 Livelli nel tempo .....	33
4.2.1.2 Ponderazione.....	34
4.2.1.3 Analisi in frequenza .....	35
4.2.2 Sound quality e metrica della psicoacustica.....	38
4.2.2.1 Bande critiche .....	39
4.2.2.2 Loudness .....	41
4.2.2.2.1 Livello di Loudness .....	41
4.2.2.2.2 Loudness.....	43
4.2.2.2.3 Dipendenza Temporale .....	45
4.2.2.2.4 Dipendenza spettrale.....	48
4.2.2.2.5 Loudness Specifica .....	49
4.2.2.3 Fluctuation Strength.....	53
4.2.2.4 Roughness .....	57
4.2.2.5 Sharpness .....	61
4.2.2.6 Indice di Articolazione .....	64

4.2.2.7 Tonality .....	66
4.2.2.8 Curve noise rating .....	68
<b>Capitolo 5 Metodo di acquisizione dati e prove di giuria.....</b>	<b>71</b>
<b>5.1 Modalità di acquisizione dati.....</b>	<b>71</b>
5.1.1 Acquisizioni al massimo regime motore .....	73
5.1.2 Acquisizioni sweep.....	74
5.1.3 Acquisizioni sotto carico .....	75
<b>5.2 Giuria.....</b>	<b>77</b>
5.2.1 Risultati delle acquisizioni al massimo regime motore.....	79
5.2.2 Risultati delle acquisizioni sweep .....	82
5.2.3 Risultati delle acquisizioni sotto carico.....	83
<b>Capitolo 6 Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora... 85</b>	<b>85</b>
<b>6.1 Correlazione dei parametri psicoacustici con le acquisizioni al massimo regime motore.....</b>	<b>86</b>
<b>6.2 Indice per massimo regime motore.....</b>	<b>98</b>
<b>6.3 Correlazione dei parametri psicoacustici con le acquisizioni sweep di durata complessiva 7 s.....</b>	<b>101</b>
<b>6.4 Indice per sweep di durata complessiva 7 s.....</b>	<b>110</b>
<b>6.5 Applicazione dei modelli psicoacustici ad ulteriori tratteggi.....</b>	<b>114</b>
6.5.1 Massimo regime motore.....	115
6.5.2 Sweep di durata complessiva 7 s.....	116
<b>Capitolo 7 Miglioramento del comfort acustico in cabina .....</b>	<b>117</b>
<b>7.1 Agrottron 5120 P .....</b>	<b>118</b>
7.1.1 Step 0.....	119
7.1.2 Step 1.....	121
7.1.3 Step 2.....	124
<b>7.2 Agrottron 7250 TTV .....</b>	<b>128</b>
7.2.1 Step 0.....	128
7.2.2 Step 1.....	129
7.2.3 Step 2.....	134
<b>Capitolo 8 Risultati e conclusioni .....</b>	<b>137</b>
<b>8.1 Sviluppi futuri.....</b>	<b>139</b>
<b>Appendice A Caratteristiche strumentazione .....</b>	<b>141</b>
<b>Appendice B Statistica utilizzata .....</b>	<b>143</b>
<b>Appendice C Valutazioni di giuria.....</b>	<b>149</b>
<b>Appendice D Normalità dei dati .....</b>	<b>151</b>
<b>Appendice E Livelli di Eccitazione .....</b>	<b>153</b>
<b>Acronimi.....</b>	<b>157</b>

<b>Bibliografia.....</b>	<b>159</b>
<b>Bibliografia delle figure e delle tabelle.....</b>	<b>161</b>



## Elenco delle figure

Figura 2.1 In sequenza: Trattore Cassani 40, Prima riunione agenti di vendita SAME 1952, Trattore SAME DA 25 {1}.	3
Figura 2.2 Da sinistra Lamborghini R 503, Hürlimann H 480 {1}.	4
Figura 2.3 Sede odierna Same Deutz-Fahr Group.	4
Figura 2.4 Collocamento gruppo SDF nel panorama internazionale {1}.	5
Figura 2.5 Deutz-Fahr Agrottron 7250 {1}.	5
Figura 2.6 Macchina da raccolta Grègoire G175V {1}.	6
Figura 3.1 Agrottron 6180 TTV {1}.	7
Figura 3.2 Telaio completo vista posteriore cad. Sollevatore frontale(1), supporto anteriore (2), ponte anteriore (3), scatola cambio (4), ponte posteriore (5), distributori ausiliari (6), p.t.o. (7), motore(8) {1}.	8
Figura 3.3 Ponte anteriore cad {1}.	9
Figura 3.4 Motore cad {1}.	10
Figura 3.5 Mappa consumo specifico g/kWh motore Deutz AG {1}.	11
Figura 3.6 Scatola cambio, ponte posteriore e campane, cad {1}.	12
Figura 3.7 Schema di una trasmissione TTV a variazione continua {1}.	15
Figura 3.8 Distributori ausiliari posteriori cad {1}.	16
Figura 3.9 Cooling system completo cad {1}.	16
Figura 3.10 Ventola con giunto viscostatico bimetallico.	18
Figura 3.11 Sospensione posteriore ad aria.	19
Figura 3.12 Silent block anteriore.	20
Figura 3.13 Cabina Deutz-Fahr per modelli di fascia medio-alta {1}.	20
Figura 4.1 Soglia minima di udibilità al variare della frequenza e della pressione sonora.	23
Figura 4.2 Sistema uditivo {2}.	23
Figura 4.3 Durata soggettiva e reale di un tono di 1 kHz con 60 dB Spl, il cerchio è il punto che definisce 1 dura {3}.	25
Figura 4.4 Confronto fra le durate soggettive realizzate da pause e toni impulsivi di durata fisica nota, al variare della loro frequenza {3}.	26
Figura 4.5 Soglie di mascheramento con rumore bianco (L <sub>wn</sub> ) in funzione della frequenza e del livello del tono {3}.	27
Figura 4.6 Mascheramento di toni pure con frequenza centrali pari a 0.25 1 e 4kHz (linee continue) per mezzo di rumore sulle bande critiche con un livello costante pari a 60 dB (linea tratteggiata) {3}.	28
Figura 4.7 Scala Mel.	29
Figura 4.8 Variazione percentuale dell'altezza percepita all'aumentare del livello di pressione acustica di toni con frequenze in kHz pari a 0.2 (blu), 1 (verde), 4 (rosso), 6 (azzurro).	29
Figura 4.9 Ponderazioni A, B, C e D.	35
Figura 4.10 Spettro di una trattrice, risoluzione in frequenza 50 Hz.	37
Figura 4.11 Circuito RC filtro passa banda {4}.	38

Figura 4.12 Andamento delle bande di Bark (bande critiche) in funzione della frequenza.....	40
Figura 4.13 Curve di isofonia per livelli di loudness, 3 10 20 30 40 50 60 70 80 90 phon, Hz in ascissa, dB in ordinata, ottenute secondo ISO 226. Considerare solamente i valori compresi fra 0 e 90 dB. ....	42
Figura 4.14 Attenuazione in dB da applicare in campo diffuso al variare della frequenza, per avere pari livello di loudness.....	43
Figura 4.15 Incremento in dB necessario ad un tono di 1 kHz con livello di pressione sonora nota, per ottenere un raddoppio di sone.....	44
Figura 4.16 Incremento di loudness dovuto alla durata temporale {3}.....	46
Figura 4.17 Incremento del livello di loudness dovuto alla durata temporale {3}.....	46
Figura 4.18 Loudness di una trattrice acquisita in camera semianecoica a max rpm, ...	47
Figura 4.19 Loudness di una normale conversazione fra più persone, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.....	47
Figura 4.20 Confronto del livello di loudness in phon fra un suono UEN ed un tono a 1kHz {3}.....	48
Figura 4.21 Livello di un tono di 1 kHz che produce la medesima loudness in sone di due toni separati di $\Delta f$ da 1 kHz {3}.....	49
Figura 4.22 Modello di loudness proposto da Zwicker. Da sinistra: livello sulle bande critiche, livello di eccitazione effettivo sulle bande critiche, loudness specifica. Riga superiore: UEN con 50 dB Spl su ogni banda critica quindi 64 dB Spl totali. Riga inferiore: tono di frequenza 1 kHz con 64 dB Spl {3}.....	51
Figura 4.23 Specific loudness di una trattrice acquisita al regime motore massimo, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.....	52
Figura 4.24 Specific loudness di una normale conversazione fra più persone, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.....	52
Figura 4.25 Modello per fluctuation strength e roughness {3}.....	54
Figura 4.26 Fluctuation strength di una trattrice acquisita al massimo regime motore , rosso orecchio sx, nero orecchio dx.....	55
Figura 4.27 Fuctuation strength di una trattrice durante uno sweep dal minimo al massimo regime in circa 1s, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.....	56
Figura 4.28 Fluctuation strength di una conversazione fra più persone.....	56
Figura 4.29 Andamento della roughness con il grado di modulazione, valori in %, per un tono di 1kHz con 60 dB Spl e frequenza di modulazione pari a 70 Hz.....	57
Figura 4.30 Variazione della roughness al variare della frequenza di modulazione in ampiezza e della frequenza centrale del tono, con modulazione al 100%, livello spl costante pari a 60 dB {3}.....	59
Figura 4.31 Roughness di una trattrice acquisita al regime motore massimo, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.....	60
Figura 4.32 Roughness di una normale conversazione fra più persone.....	60
Figura 4.33 Roughness e rispettiva storia temporale, con valori in Pa, prodotta da un Ferrari 458 acquisita in campo libero.....	61
Figura 4.34 Andamento del peso $g(z)$ al variare del numero di Bark.....	62
Figura 4.35 Sharpness generata da una trattrice al regime motore massimo, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.....	63

Figura 4.36 Sharpness generata da una trattrice con motore al regime massimo, filtrato con filtro passa alto a 5 kHz sullo spettro, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	63
Figura 4.37 Curva limite superiore per il calcolo dell'AI calcolata secondo [13]. ....	65
Figura 4.38 Andamento dell'AI <sub>OPEN</sub> per una trattrice durante uno sweep da 860 a 2300 rpm eseguita in circa 5s. ....	65
Figura 4.39 Componenti tonali estratte secondo [17] dallo spettro di una trattrice, acquisizione al massimo regime motore, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	67
Figura 4.40 Componenti tonali fino ad 1 kHz estratte dallo spettro di una trattrice secondo [17], acquisizione al massimo regime motore, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	68
Figura 4.41 Curve NR di valore 40 (blu),50,60,70,80,90 (giallo), costruite secondo[18]. Scala logaritmica sull'asse x. ....	69
Figura 4.42 Curve NR 50(blu), 60, 70 (rosso) e spettro di una generica trattrice (azzurro). ....	70
Figura 5.1 Camera semi-anechoica. ....	72
Figura 5.2 Ruota dentata e sensore per giri motore (1), pompa acqua con attacco ventola. ....	73
Figura 5.3 Testa acustica con cuffie binaurali in cabina. ....	74
Figura 5.4 Sensore magnetico sulla p.t.o posteriore. ....	75
Figura 5.5 Andamento rpm in funzione del tempo per tre differenti trattrici durante le prove sotto carico. ....	76
Figura 5.6 Agrottron 6120.4 TTV con freno idraulico durante prova 100% sotto carico. ....	77
Figura 5.7 Schermata proposta ai candidati per le prove di giuria, in questo caso acquisizioni al regime motore massimo. ....	81
Figura 5.8 Grafico tempo/rpm degli sweep di durata 5 s, 7 s è la durata complessiva dell'acquisizione. ....	84
Figura 6.1 dB lineari non ponderati in sestì d'ottava, linea rossa trattrice B, linea nera trattrice A. ....	87
Figura 6.2 Ordini motore 1,2,3 e 6 e rispettivo valore Spl in dB(A) in sestì d'ottava di una trattrice con motore 6 cilindri al massimo regime, pari a 2300 rpm. ....	93
Figura 6.3 Ordini motore 1,2,4 e 6 e rispettivo valore Spl in dB(A) di una trattrice con motore 4 cilindri al massimo regime, pari a 2400 rpm. ....	94
Figura 6.4 Spl in dB(A) generati dagli ordini motore 1(rosso), 2(nero), 4(blù), 6(grigio), al variare degli rpm su una trattrice con motore 4 cilindri. ....	97
Figura 6.5 Residui del modello, ordinate, rispetto al responso della giuria (ascisse). .	100
Figura 6.6 Qqplot residui modello. ....	100
Figura 6.7 Intervallo di confidenza pari al 95% per i residui. ....	101
Figura 6.8 Andamento della loudness durante uno sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	103
Figura 6.9 Andamento della fluctuation strength durante lo sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	105
Figura 6.10 Andamento della roughness durante lo sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	105

Figura 6.11 Andamento della sharpness durante lo sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	106
Figura 6.12 Andamento $AI_{OPEN}$ durante lo sweep.....	108
Figura 6.13 Residui del modello, ordinate, rispetto al responso di giuria (ascisse). ....	111
Figura 6.14 Qqplot residui modello. ....	111
Figura 6.15 Intervallo di confidenza pari al 95% per i residui.....	112
Figura 6.16 Residui del modello, ordinate, rispetto al responso di giuria (ascisse). ....	113
Figura 6.17 Qqplot residui modello. ....	113
Figura 6.18 Intervallo di confidenza pari al 95% per i residui.....	114
Figura 7.1 Agrottron 5120P in camera semianecoica.....	117
Figura 7.2 Rumore prodotto dalla vibrazione della staffa anteriore sinistra .....	118
Figura 7.3 dB(A) in sestì d’ottava, step 0, rosso orecchio sx, nero orecchio dx. ....	119
Figura 7.4 Grafico ordine-rpm dello sweep 7s, step0. ....	120
Figura 7.5 Grafico Hz-rpm dello sweep 7s, step0.....	120
Figura 7.6 dB(A) somma degli ordini 36,38,40,42, rosso orecchio sx, nero orecchio dx, step0. ....	121
Figura 7.7 Isolamento cruscotto.....	122
Figura 7.8 Fonoisolante su parafiamma.....	124
Figura 7.9 dB(A) somma ordini 36,38,40 e 42, rosso step0, nero step1, verde step2..	125
Figura 7.10 dB(A) in sestì d’ottava, rosso step 0, nero step 2, all’orecchio sinistro del guidatore.....	126
Figura 7.11 Fonoassorbente sotto cofano.....	126
Figura 7.12 Grafico Hz-rpm dello sweep 7 s, step 2.....	127
Figura 7.13 Grafico ordine-rpm dello sweep 7 s, step 2. ....	128
Figura 7.14 Spettro in sestì d’ottava dello step 0. ....	130
Figura 7.15 Accelerometri per determinare l’inertanza e i modi di vibrare delle staffe adibite al supporto cabina.....	130
Figura 7.16 Inertanza della staffa sinistra in direzione verticale a seguito di un urto impulsivo in direzione longitudinale.....	131
Figura 7.17 Fase degli accelerometri in direzione verticale con urto impulsivo in direzione longitudinale.....	131
Figura 7.18 Grafico Hz-rpm step 0. ....	132
Figura 7.19 Grafico Hz-rpm step 1. ....	132
Figura 7.20 Confronto livello acustico ai differenti rpm, in presenza di mass damper (rosso) e senza (nero). ....	133
Figura 7.21 Inertanza per il mass damper sinistro.....	133
Figura 7.22 Mass damper sinistro in configurazione definitiva.....	134
Figura 7.23 Filtro acustico cad {1}. ....	135
Figura 7.24 Grafico ordine-rpm step 0.....	135
Figura 7.25 Grafico ordine-rpm step 2.....	136
Figura A.1 Caratteristiche microfoni.....	141
Figura A.2 Caratteristiche accelerometri.....	142
Figura D.1 QQplot delle valutazioni medie di giurie al massimo regime motore. ....	151
Figura D.2 QQplot delle valutazioni medie di giurie per lo sweep.....	152

Figura D.3 QQplot delle valutazioni medie di giurie per lo sweep, 6 valutazioni su 10. .....	152
Figura E.1 Sviluppo del livello di eccitazione partendo dall'intensità, per rumore bianco (linea continua), rumore a banda stretta con frequenza 2 kHz e rumore formato da 11 toni con delta in frequenza pari 500 Hz e frequenze da 0.5 a 5.5 kHz, parte di destra {3}.....	154
Figura E.2 Livelli di eccitazione generati da rumori a banda stretta, di frequenza nota, aventi 60 dB Spl. La linea tratteggiata è la soglia minima di udibilità {3}. .....	155
Figura E.3 Livelli di eccitazione generati rumore a banda larga, di frequenza centrale 1 kHz, con livello di banda critica $L_G$ noto. La linea tratteggiata è la soglia minima di udibilità {3}. .....	155



## Elenco delle tabelle

Tabella 4.1 Bande d'ottava normalizzate.....	38
Tabella 4.2 Bande di Bark, loro frequenza iniziale ( $f_{in}$ ) e larghezza di banda.....	41
Tabella 4.3 Legame phon-sona.....	44
Tabella 4.4 Valori NR raccomandati.....	69
Tabella 5.1 Trattrice, posizione assoluta, media e dev. standard per la prova di giuria sull'acquisizione al massimo regime motore.....	82
Tabella 5.2 Modello, posizione assoluta, posizione media, dev. standard per le prove di giuria su acquisizioni sweep veloce di durata complessiva 7s per le 10 valutazioni complessive.....	83
Tabella 5.3 Modello, posizione assoluta, posizione media, dev. standard per le prove di giuria su acquisizioni sweep veloce di durata complessiva 7 s, considerando 6 acquisizioni.....	83
Tabella 6.1 trattrici e rispettivo valore S <sub>pl</sub> in dB(A) mediato fra orecchio sx e dx, moltiplicato per fattore correttivo.....	87
Tabella 6.2 Modello trattrice e valore di loudness in sone media fra orecchio sx e dx, moltiplicato per fattore correttivo.....	89
Tabella 6.3 Modello e rispettiva fluctuation strength in vacil.....	89
Tabella 6.4 Modello trattrice e rispettivo valore di roughness in asper, mediato linearmente fra orecchio sinistro e destro.....	90
Tabella 6.5 Modello trattrice e rispettiva sharpness in acum, valore mediato linearmente fra orecchio destro e sinistro.....	92
Tabella 6.6 Modello di trattrice e rispettivo valore di $AI_{OPEN}$ mediato linearmente fra orecchio destro e sinistro, moltiplicati per un fattore correttivo.....	92
Tabella 6.7 Modello di trattrice e relativa somma lineare delle componenti tonali positive estratte dallo spettro, valore in dB non ponderato.....	95
Tabella 6.8 Modello di trattrice e relativa somma logaritmica delle componenti tonali positive estratte dallo spettro, valore in dB non ponderato.....	95
Tabella 6.9 Modello di trattrice, valore NR e frequenza centrale in Hz della banda d'ottava alla quale viene raggiunto, valore NR moltiplicato per fattore correttivo.....	96
Tabella 6.10 Modello di trattrice e relativa specific loudness media fino a 2.5 Bark, valori moltiplicati per un fattore correttivo.....	97
Tabella 6.11 Correlazioni fra le differenti grandezze.....	99
Tabella 6.12 Modello e relativo valore in dB(A) mediato temporalmente, valori moltiplicati per fattore correttivo.....	102
Tabella 6.13 Modello e rispetto valore di loudness in sone mediato temporalmente, valori moltiplicati per fattore correttivo.....	103
Tabella 6.14 Modello e relativo valore di Roughness mediato nel tempo.....	106
Tabella 6.15 Modello e relativo valore di Fluctuation strength.....	106
Tabella 6.16 Modello e relativo valore di Sharpness mediato nel tempo.....	107
Tabella 6.17 Modello e relativo valore di $AI_{OPEN}$ mediato nel tempo, moltiplicato per coefficiente correttivo.....	107

Tabella 6.18 Modello e rispettive componenti tonali, somma lineare e somma logaritmica.....	109
Tabella 6.19 Modello e rispettiva specific loudness media fino a 2.5 Bark, valori moltiplicati per coefficiente correttivo. ....	109
Tabella 6.20 Correlazione fra le differenti grandezze. ....	110
Tabella 6.21 Valutazione delle tratte M, N, O, R. ....	115
Tabella 6.22 Valutazione della tratte T, parametro 1 sweep 7 s. ....	116
Tabella 6.23 Valutazione della tratte T, parametro 2 sweep 7 s. ....	116
Tabella B.1 Distribuzione F.....	148
Tabella C.1 Responsi giuria acquisizioni massimo regime motore.....	149
Tabella C.2 Responsi giuria sweep 7 s.....	149
Tabella C.3responsi giuria 7 s 6 acquisizioni su 10. ....	150

## Sommario

Scopo di questo lavoro di tesi è quello di valutare le performance ed il comfort acustico in cabina di macchine agricole, utilizzando metriche psicoacustiche e di sound quality.

Le attività sono state sviluppate nel dipartimento sperimentale del Gruppo SAME DEUTZ-FAHR, multinazionale con sede a Treviglio (BG), uno dei maggiori produttori di macchine agricole a livello mondiale.

I livelli di comfort acustici e vibrazionali richiesti dal mercato, per le macchine di gamma medio-alta, sono paragonabili a quelli presenti nel settore automobilistico, nonostante i limiti imposti dalle normative vigenti siano particolarmente elevati; il trend è quello di ridurre il più possibile il livello di pressione sonora a bordo macchina su tutta la gamma prodotto.

L'attività è stata svolta partendo dall'acquisizione dati, ponendo le differenti trattrici in camera semianecoica e strumentandole con cuffie binaurali.

Successivamente, gli spettri ottenuti, sono stati analizzati con metriche psicoacustiche.

È stata selezionata una giuria, formata da personale aziendale, la quale ha valutato tramite ascolto in cuffia, davanti a calcolatore, gli spettri acquisiti.

Utilizzando il loro responso sono stati implementati diversi modelli di comfort, formati dalla combinazione di grandezze psicoacustiche.

Infine sono stati eseguiti, su due differenti trattrici, degli interventi acusticamente migliorativi, osservando la sensibilità dei modelli proposti e delle grandezze da essi contemplati

**Parole chiave:** Psicoacustica, Sound Quality, Trattore, Comfort Acustico.



## **Abstract**

This work aims to evaluate the acoustic comfort in the tractors' cabins using psychoacoustics and sound quality metrics.

Activities have been carried out in the R&D department of SAME DEUTZ-FAHR Group, one of the major agricultural tractors manufacturers worldwide whose headquarters are located in Treviglio (BG).

The acoustical and vibrational comfort levels of middle-high class models request by market are close to the automotive ones, despite the limits imposed by law are higher; the manufacturers' target is to reduce the perceived acoustic noise by the users, working both on generating and insulation systems.

Data acquisitions from operating vehicles were carried out in semi anechoic chamber using binaural microphones.

Acoustic spectra were analysed under psychoacoustics metrics and were submitted to a jury evaluations by making them listen with headphones in front of a PC. Psychoacoustics models of acoustic comfort were developed by matching jury data.

At the end improvement interventions were carried out on two different tractors based on the proposed models' sensitivity and findings.

**Key words:** Psychoacoustics, Sound Quality, Tractor, Acoustic Comfort.



# Capitolo 1 Introduzione

Il presente lavoro di tesi è stato sviluppato durante uno stage, svolto presso il reparto sperimentale di SAME DEUTZ-FAHR Group, nello stabilimento produttivo di Treviglio (BG) nei mesi di Maggio-Novembre 2013.

Obiettivo del lavoro è analizzare la qualità e il comfort acustico di un parco macchine rappresentante l'intera gamma del prodotto cabinato, andando ad utilizzare metriche acustiche e psicoacustiche, nell'ottica di un possibile miglioramento del prodotto.

Sono state eseguite diverse tipologie di prove, tutte in camera semianecoica, su differenti modelli di trattrice, nel tentativo di rappresentare le condizioni di utilizzo di un mezzo agricolo, a regime motore stazionario, variabile e prove sotto carico, monitorando, qualora fosse necessario, oltre alle grandezze acustiche, anche le componenti vibrazionali, con lo scopo di andare ad individuare le sorgenti di rumore.

I file audio acquisiti sono stati sottoposti a valutazione di giuria, il loro responso è stato utilizzato per sviluppare dei modelli di comfort acustico.

## Struttura della tesi

Il presente lavoro è strutturato come segue:

**Il capitolo 2** è dedicato alla presentazione dell'azienda SAME DEUTZ-FAHR Group (SDFG) , con accenni alla sua storia e alla sua attuale situazione internazionale.

**Il capitolo 3** è dedicato ad una breve descrizione di una moderna trattrice agricola, dando una panoramica ai suoi sotto sistemi principali e alle possibili sorgenti di rumore.

**Nel capitolo 4** vengono descritti il nostro sistema uditivo, alcuni aspetti psicologici, la metrica acustica tradizionale e quella psicoacustica.

**Nel capitolo 5** vengono descritte le prove di acquisizione dati fatte sulle trattrici, i test di ascolto sulla giuria ed infine vengono esposte le loro valutazioni.

**Nel capitolo 6** si descrive la correlazione fra i responsi delle prove di giuria e i parametri psicoacustici analizzati, andando a proporre un modello che li legghi.

## Capitolo 1

**Nel capitolo 7** si espongono gli interventi svolti su due tratte, per valutare la sensibilità dei parametri acustici proposti, nell'ottica di un possibile miglioramento del comfort a bordo.

**Il capitolo 8** è dedicato alle conclusioni finali e possibili sviluppi futuri.

**Appendice A** qui vengono riportati dei datasheet inerenti alla strumentazione utilizzata.

**Appendice B** qui viene riportata la statistica utilizzata per l'analisi dei dati acquisiti.

**Appendice C** si riportano, candidato per candidato, le valutazioni complessive della giuria sui file audio.

**Appendice D** è dedicata alla verifica della normalità dei dati.

**Appendice E** qui si parla brevemente dei livelli di Eccitazione, necessari per la definizione della Specific Loudness.

Nel proseguo del testo verranno utilizzate unità di misura appartenenti all'S.I. Qualora non fosse possibile, come per le grandezze psicoacustiche, le unità di misura verranno accuratamente descritte.

Con questa simbologia () ci si riferisce agli elementi presenti in figura e in tabella, con questa [] si rimanda alla bibliografia, mentre con questa {} alla bibliografia delle figure.

## Capitolo 2 SAME DEUTZ-FAHR GROUP

I primi modelli di trattore agricolo risalgono a fine '800, erano macchinari pesanti, ingombranti e impacciati, dalla ridotta se non completamente assente mobilità, con rapporti peso potenza che variavano tra 150-250 kg/cv, principalmente dovuti al loro funzionamento a vapore.

Agli inizi del '900 si diffusero maggiormente le trattrici semoventi, si passò all'utilizzo di benzina come combustibile e si ebbe un notevole incremento di performance, arrivando alla soglia dei 65 kg/cv grazie ai 20 cv e 1300 kg del Fordson, nel 1917.

Bisogna attendere però il 1927, quando il giovane Francesco Cassani (1906-1973) costruì uno fra i primi modelli al mondo di trattore con motore ciclo diesel, il "Trattore Cassani 40", equipaggiato con un bicilindrico 2T orizzontale da 12,7 litri di cilindrata.

Solamente nel 1942 egli fondò la SAME, società accomandita motori endotermici, dove cominciò la produzione dei primi motori ciclo diesel raffreddati ad aria, per poi dedicarsi interamente alle macchine agricole.

Un grande passo avanti nello sviluppo del prodotto avvenne nel 1952, con la realizzazione del modello SAME DA 25, il primo trattore a quattro ruote motrici, che univa robustezza, semplicità e stabilità, idea che poi venne ripresa e realizzata da tutti i competitori.



Figura 2.1 In sequenza: Trattore Cassani 40, Prima riunione agenti di vendita SAME 1952, Trattore SAME DA 25 {1}.

Nel 1972 SAME rileva da Ferruccio Lamborghini la Lamborghini Trattori, acquisendo il know how sui cingolati.

## Capitolo 2



Figura 2.2 Da sinistra Lamborghini R 503, Hürlimann H 480 {1}.

Nel 1973 il Cavaliere del Lavoro, ing. Francesco Cassani muore, lasciando l'Azienda all'attuale presidente dott. Vittorio Carozza.

Nel 1977 venne acquisita la svizzera Hürlimann, così facendo SAME assorbì una quota importante del mercato elvetico e la tecnologia per il raffreddamento ad acqua dei motori.

Nel 1995 acquistò la tedesca DEUTZ-FAHR, venne creato il gruppo SAME DEUTZ-FAHR, aggiungendo al proprio parco macchine le mietitrebbie, inoltre cominciò la sua campagna di internazionalizzazione.



Figura 2.3 Sede odierna Same Deutz-Fahr Group.

Nel 1996 venne fondata SDF India, nel 2005 SDF Combines Croazia, nel 2011 venne rilevato Grègoire, leader mondiale nei macchinari di raccolta e creata una joint venture con Changlin Cina, nell'ottica di un'espansione nel mercato locale.

Infine nel 2012 venne realizzata una joint venture con Şahsuvaroğlu, Turchia.

Tutto ciò ha permesso a SAME DEUTZ-FAHR di diventare il quarto produttore di macchine agricole al mondo e grazie ai continui sforzi nello sviluppo prodotto, di poter realizzare il tractor of the year 2013, l'Agrotron 7250.

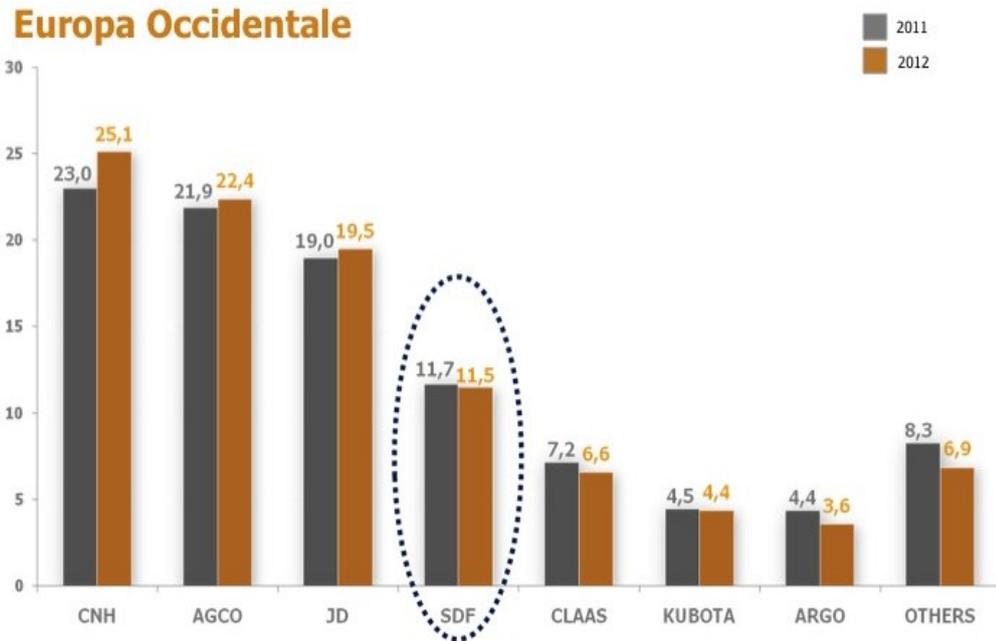


Figura 2.4 Collocamento gruppo SDF nel panorama internazionale {1}.

Oggi la gamma trattori e cingolati si articola con modelli che vanno dall'hobbistica a trattrici per campo aperto, con potenze dai 30 ai 270 cv, marchiati Same, Deutz-Fahr, Lamborghini e Hürlimann .  
Mietitrebbie, marchiate Deutz-Fahr, che spaziano dai 250 ai 395 cv.  
Macchine da raccolta olive e vendemmiatrici marchiate Grègoire.



Figura 2.5 Deutz-Fahr Agrottron 7250 {1}.

## Capitolo 2



Figura 2.6 Macchina da raccolta Grègoire G175V {1}.

## Capitolo 3 Una moderna trattrice agricola

Il progresso tecnologico ha interessato tutti i settori industriali, incluso quello delle macchine agricole, le quali negli ultimi decenni hanno subito notevoli evoluzioni in tutti i loro differenti sottosistemi, andando a migliorare performance, prestazioni, semplicità di utilizzo, consumi e costi di gestione, senza dimenticare il comfort a bordo.

I continui sviluppi hanno permesso il raggiungimento di livelli di comfort un tempo impensabili, ad esempio i livelli acustici riscontrabili in cabina sui modelli di fascia “alta” appartenenti a SDFG sono paragonabili al settore automotive, ben al di sotto di quanto preveda la normativa 2009-76-EC, che impone un livello massimo misurato alle orecchie del guidatore pari ad 86 dB(A).



Figura 3.1 Agtron 6180 TTV {1}.

Sembra doveroso dare una descrizione sintetica di una moderna trattrice, della sua struttura e dei suoi sottosistemi:

- Supporto anteriore.
- Ponte anteriore.
- Motore.
- Scatola cambio e trasmissione.
- Ponte posteriore.

## Capitolo 3

- P.t.o. e distributori ausiliari.
- Cooling system
- Impianto frenate
- Cabina e supporti cabina.

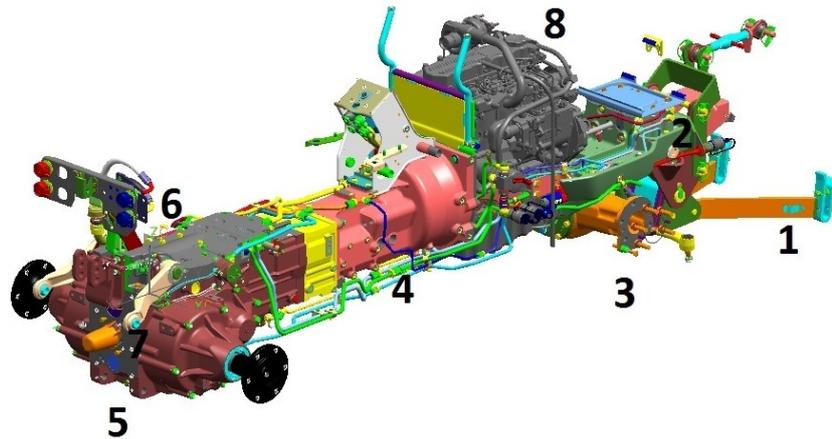


Figura 3.2 Telaio completo vista posteriore cad. Sollevatore frontale(1), supporto anteriore (2), ponte anteriore (3), scatola cambio (4), ponte posteriore (5), distributori ausiliari (6), p.t.o. (7), motore(8) {1}.

### 3.1 Supporto anteriore

Il supporto anteriore, comunemente chiamato “barca”, realizzato da fusione in ghisa, ha il compito di sorreggere il ponte anteriore, permetterne il sollevamento, ospitare, se presenti, il gruppo di sollevamento anteriore, i distributori idraulici, la p.t.o. e la sospensione; nel caso non fosse presente il sollevatore, esso stesso funge da punto di ancoraggio per la zavorra, che sulle macchine di media taglia supera la tonnellata. È imbullonato direttamente al motore che è posto alle sue spalle.

### 3.2 Ponte anteriore

Il ponte anteriore, posizionato sotto il supporto anteriore, permette il collegamento tra il corpo della trattrice e le ruote anteriori.

## Una moderna trattrice agricola

Può essere sospeso e basculante, fungendo in questo caso anche da sospensione, tramite l'utilizzo di pistoni idraulici con accumulatori a membrana precaricati ad azoto che permettono di regolarne la rigidità; lo smorzamento è regolato tramite grani graduati sul circuito idraulico. Qualora non fosse sospeso, cosa comune su modelli di fascia medio-bassa, la macchina non presenta alcun tipo di sospensione anteriore, enorme differenza rispetto al settore auto.

Quando sospeso, il ponte anteriore, è anche sollevabile idraulicamente, permettendo la regolazione dell'altezza da terra della macchina, utile in determinate lavorazioni e nel trasporto su strada.

Sulle macchine dotate di super steer può ruotare attorno all'asse verticale del veicolo, migliorandone la manovrabilità.

Nelle macchine a quattro ruote motrici contiene gli organi necessari alla trasmissione del moto, come differenziale e relativo blocco, semiassi con giunti cardanici e riduttori finali prima degli pneumatici.

Lo sterzo è idraulico, composto da idroguida, direttamente collegata al piantone di sterzo, alimentata da una pompa a portata fissa o variabile, generalmente messa in moto dagli ingranaggi del gruppo trasmissione. L'olio in pressione fa muovere uno o due martinetti idraulici che permettono la sterzata.

Può contenere il sistema frenante se presente.



Figura 3.3 Ponte anteriore cad {1}.

### 3.3 Motore

Il motore, posto alle spalle del supporto anteriore, precede direttamente la scatola cambio, appartiene allo chassis del veicolo e svolge, a differenza del settore auto, funzione portante; questa è una delle principali cause degli alti livelli di vibrazione presenti in cabina. Ultimamente si stanno diffondendo macchine con motore non portante, fissato al telaio tramite supporti elastici.

### Capitolo 3

I motori utilizzati da SDFG, ad eccezione dei modelli da hobbistica, isodiametrici e compatti, sono tutti a ciclo Diesel, con potenze variabili fra i 50 e i 270 cv, cilindrata fra 3 e 7 litri, da 3 a 6 cilindri in linea, dotati di turbo, intercooler e dalle medie potenze common-rail. Questi accorgimenti hanno permesso una forte riduzione dei consumi, che nelle condizioni di ottimo, cioè al 70-80% del regime motore massimo, con una potenza erogata prossima a quella nominale, si avvicinano molto a quelli del settore auto, con consumi specifici intorno ai 200 g/kWh [1].

Il sistema di post trattamento dei gas di scarico prevede, nel rispetto della normativa Tier 4 interim, catalizzatore, valvola Egr per il ricircolo dei prodotti di combustione e su alcuni modelli iniezione d'urea.

I regimi massimi di rotazione sono limitati a 2200-2400 rpm, questo agevola, grazie ad un corretto accoppiamento al gruppo cambio, la possibilità di esprimere le massime prestazioni, in termini di coppia e potenza, a numerose velocità differenti di avanzamento del veicolo, teoricamente infinite nei modelli dotati di cambio TTV a variazione continua.

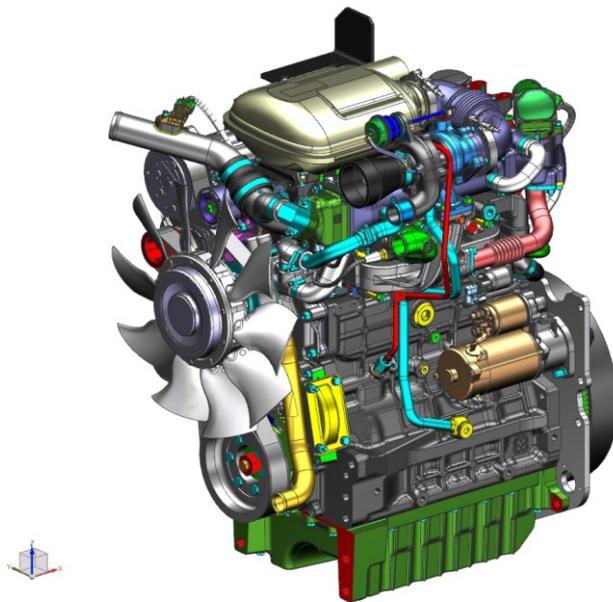


Figura 3.4 Motore cad {1}.

## Una moderna trattrice agricola

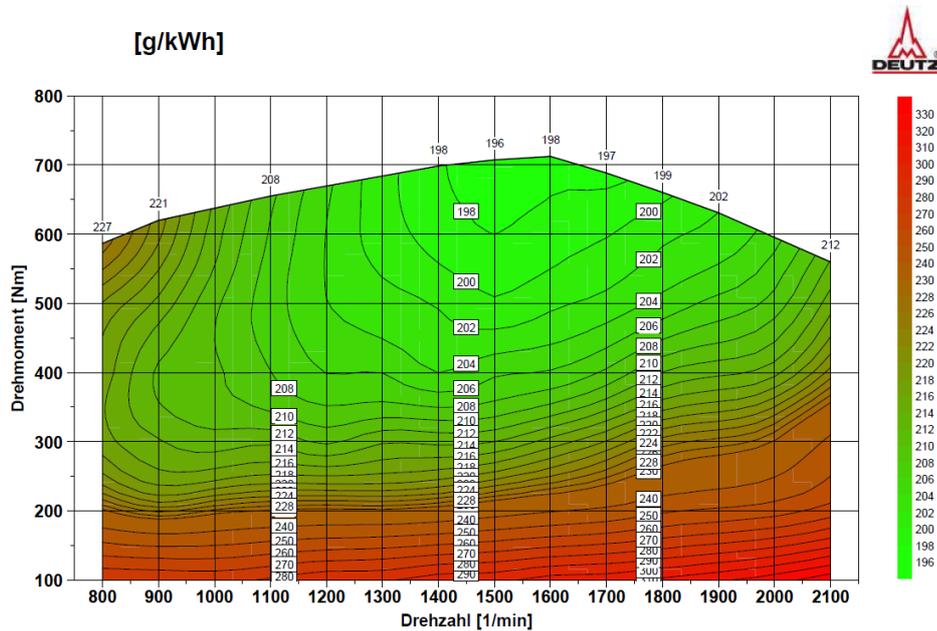


Figura 3.5 Mappa consumo specifico g/kWh motore Deutz AG {1}.

### 3.4 Scatola cambio e trasmissione

Anch'essa realizzata da fusione in ghisa è posta a valle del motore, ha funzione portante, contiene il gruppo trasmissione, generalmente in bagno d'olio e supporta il ponte posteriore collocato alle sue spalle.

Sopra la scatola cambio trova posto la cabina, il collegamento è realizzato tramite apposite staffe ed opportuni elementi smorzanti, che permettono un contenimento delle vibrazioni trasmesse all'operatore.

Ad oggi sul mercato la maggior parte delle trattore sono dotate di tre tipologie di trasmissione

- Meccanica
- Idraulica
- Variazione continua

Quelle meccaniche e a variazione continua hanno a disposizione più gamme di rapporti, arrivando a fornire 60 marce avanti e indietro le meccaniche, infinite quelle a variazione continua; tutte e tre dispongono di inversore.

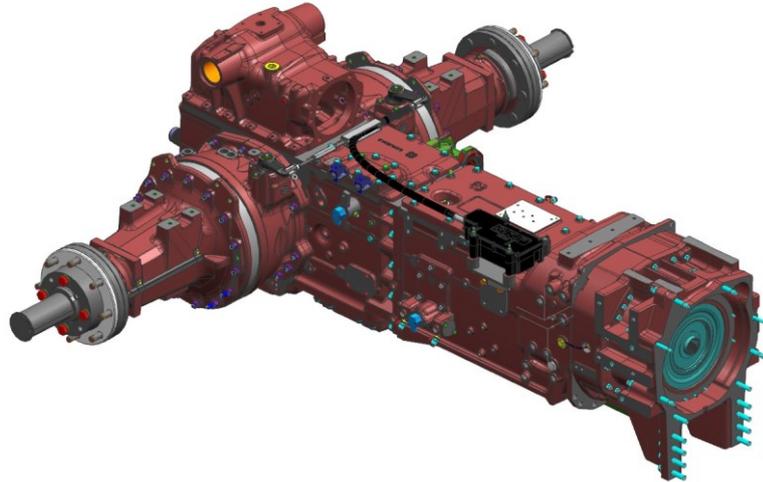


Figura 3.6 Scatola cambio, ponte posteriore e campane, cad {1}.

### 3.4.1 Trasmissione meccanica

Grazie all'utilizzo di una cascata di ingranaggi permette la selezione discreta del rapporto di trasmissione fra motore e ruote.

Può essere puramente meccanica o di tipo powershift.

Nel primo caso il passaggio fra due gamme di rapporti prevede l'utilizzo del sincronizzatore, con disinnesto, tramite l'intervento della frizione, del flusso di potenza fra motore e ruote per permettere l'adeguamento di velocità fra le due gamme, questo può provocare in alcune situazioni di uso, come traino di rimorchi in salita o lavorazioni che richiedano elevate prestazioni dal gruppo endotermico ma ridotte velocità di avanzamento, l'arresto o una riduzione di velocità consistente del mezzo.

Per ovviare a questo problema, le trasmissioni powershift, utilizzano delle frizioni multidisco in bagno d'olio interposte fra le successive gamme di rapporti, che opportunamente aperte e chiuse da attuatori idraulici dedicati, permettono un corretto adeguamento di velocità fra le varie gamme, senza ricorrere all'utilizzo della frizione principale, andando quasi ad azzerare il tempo di interruzione del flusso di potenza fra motore e ruote, poiché la gamma di rapporti utilizzata subisce un disimpegno quando la successiva è già innestata.

### 3.4.2 Trasmissioni idrostatiche

Agli antipodi rispetto alle trasmissioni meccaniche, qui il flusso di potenza fra motore e ruote è garantito “dall’energia di pressione”<sup>1</sup> contenuta nel fluido.

Viene sfruttato l’accoppiamento con una pompa idraulica che riceve potenza meccanica dal gruppo endotermico e di un motore idraulico che la fornisce alle ruote, si ha quindi una doppia trasformazione del flusso di potenza, meccanica-idraulica-meccanica, con rendimenti mediamente accettabili.

Generalmente la pompa idraulica è di tipo alternativo con cilindrata variabile, mentre il motore, sempre rotativo, è a cilindrata fissa, facendo variare la cilindrata della pompa, varia la velocità di uscita del fluido, ma la pressione del circuito è mantenuta costante, questo garantisce una regolazione della velocità di avanzamento della macchina, mantenendo costante la coppia trasmessa alle ruote. La configurazione differente, meno utilizzata rispetto alla precedente perché meno flessibile, formata da pompa a cilindrata fissa e motore a cilindrata variabile, permette una regolazione a potenza costante.

Sfruttando il gruppo idraulico è possibile quindi regolare la velocità di avanzamento del veicolo mantenendo il motore termico a regime costante, questo permette una riduzione dei consumi di carburante.

Meno utilizzate sono le trasmissioni idrodinamiche, dove si sfrutta il termine di energia cinetica competente al fluido, tramite l’accoppiamento di un giunto idraulico formato da pompa rotativa, turbina e in alcuni casi convertitore di coppia.

Il limite delle trasmissioni idrostatiche è l’utilizzo di elevate pressioni, che crescono all’aumentare della potenza trasmissibile; per questo motivo vengono relegate a macchine di potenza modesta.

### 3.4.3 Trasmissioni a variazione continua

Basate sull’accoppiamento meccanico-idraulico, garantiscono comfort ed efficacia di utilizzo.

Il motore endotermico cede la propria potenza sia a un ramo meccanico sia ad uno idrostatico, dotato di pompa e motore idraulici, di cui almeno uno a cilindrata variabile. I due rami si ricongiungono in un rotismo epicicloidale, dove sommandosi o sottraendosi la potenza, permettono la variazione della velocità del veicolo, mantenendo costante il regime motore o viceversa.

La variazione continua è garantita dal gruppo idrostatico, mentre la somma-sottrazione della potenza fra i due rami è ottenuta tramite il rotismo epicicloidale.

---

<sup>1</sup> Secondo il trinomio di Bernoulli:  $\Delta V^2/2 + \Delta P/\rho + g\Delta z = \text{costante}$

## Capitolo 3

L'operatore può quindi selezionare la velocità di avanzamento e l'elettronica di bordo, agendo sul motore e sulla trasmissione, la mantiene nelle diverse condizioni operative, permettendo anche l'ottimizzazione di consumi ed emissioni. Con questa tipologia di trasmissione vengono superati tutti i problemi presenti nelle trasmissioni meccaniche ed idrostatiche, con costi e complicazioni nettamente superiori, per questo motivo sono generalmente riservate alla gamma alta del parco macchine.

Nel proseguo del testo si farà riferimento a questa tipologia di trasmissioni con l'acronimo TTV, nome commerciale conferitogli da SDFG.

### 3.5 Ponte posteriore

Posto alle spalle della scatola cambio, contiene il differenziale con relativo blocco, sopra di lui è collocata la parte posteriore della cabina alla quale è collegato tramite opportune staffe e supporti. Ad esso sono imbullonate le due campane che contengono i riduttori epicicloidali e permettono la trasmissione del moto agli pneumatici, oltre a contenere i freni idraulici a bagno d'olio.

Supporta i distributori idraulici posteriori, il sollevatore, la scatola contenente la p.t.o. ed il gruppo frenante.

A differenza del ponte anteriore non è sospeso e quindi non svolge la funzione di sospensione, l'ammortizzazione posteriore della cabina è quindi relegata interamente ai supporti.

### 3.6 P.t.o. e distributori ausiliari

La p.t.o. (power take off) è quella parte di trasmissione, posteriore od anteriore, che permette un prelievo di potenza meccanica da parte di attrezzature esterne. Si presenta come un cilindro a profilo scanalato.

La sua velocità di rotazione è regolabile, con 3 rapporti fissi<sup>2</sup> a 540, 750 e 1000 rpm. Può essere presente un ulteriore presa di forza, generalmente posta al posteriore, che ruota a velocità sincrona con le ruote del veicolo.

La scatola contenente la p.t.o. è collegata alla scatola cambio al posteriore, mentre nella parte anteriore è fissata al supporto anteriore.

---

<sup>2</sup> Non tutte le macchine hanno a disposizione 3 velocità della p.t.o. e la velocità di rotazione non è fissa ma ammette un certo range di variazione.





Figura 3.8 Distributori ausiliari posteriori cad {1}.

### 3.7 Cooling system

Permette la regolazione e il mantenimento della temperatura di differenti fluidi entro limiti accettabili, a prescindere dalle performance richieste dalla macchina. È posto nella parte anteriore del veicolo davanti al motore.

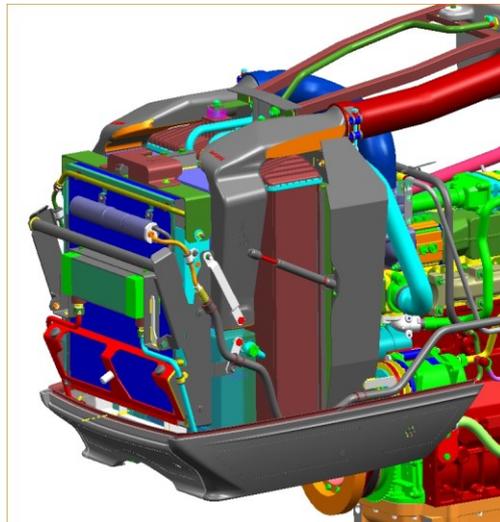


Figura 3.9 Cooling system completo cad {1}.

Partendo dalla parte frontale del veicolo il cooling system in figura è composto da

## Una moderna trattrice agricola

- Radiatore gasolio
- Radiatore aria condizionata
- Radiatore intercooler
- Radiatore olio
- Radiatore refrigerante motore
- Ventola

Sono possibili differenti posizioni dei radiatori al variare del modello di trattrice.

Molto importante per il livello acustico presente in cabina è il comportamento della ventola di raffreddamento, che può girare con un rapporto di trasmissione fisso rispetto al motore, oppure variabile grazie ad un giunto viscostatico.

Nel secondo caso, fra la puleggia condotta e il giunto, al quale è collegata la ventola, è presente una frizione, che permette uno slittamento relativo fra le due parti. Il giunto, al suo interno, presenta dei canali, dove fluisce silicone liquido, che espandendo per forza centrifuga va a premere sulla frizione, riducendo progressivamente lo slittamento e ingaggiando maggiormente la ventola. Regolando la quantità di silicone nel giunto si modifica lo slittamento e quindi l'ingaggio della ventola.

La regolazione del flusso di silicone può avvenire elettronicamente o più comunemente con un bimetallo, che espandendosi permette il passaggio del fluido nel giunto.

Il giunto viscostatico permette una migliore performance di tutto il cooling system, ma migliora anche il comfort acustico in cabina rispetto ad un'analogia ventola a rapporto fisso; infatti la ventola è una notevole sorgente di rumore e ridurne la velocità di rotazione, quando non è necessario, abbassa il livello di pressione sonora in cabina.

### 3.8 Impianto frenante

Il sistema frenante, sempre presente sulle ruote posteriori, non sempre su quelle anteriori, può essere a secco, con dischi e rispettive pinze, che trovano alloggiamento nella parte interna dei cerchioni, come nel settore autoveicoli, oppure più comunemente a bagno d'olio, in questo caso trova alloggiamento all'interno del ponte.

Un sistema frenante a bagno d'olio, è costituito da dischi solidali con i semiassi ruota, che vengono spinti da un attuatore idraulico contro i controdismi, solidali alla cassa esterna e quindi impossibilitati a ruotare; sia dischi che controdismi

### Capitolo 3

possono traslare assialmente. L'attrito che ne scaturisce garantisce la frenatura del veicolo.

L'olio idraulico che alimenta l'impianto frenante, di per sé in pressione, subisce un ulteriore incremento di pressione, anche di tre-quattro volte se necessario, grazie all'azione del booster dei freni.

È possibile, tramite uno sdoppiamento del pedale, frenare solamente la parte destra o sinistra del veicolo.



Figura 3.10 Ventola con giunto viscostatico bimetallico.

### 3.9 Cabina e supporti cabina

La cabina trova alloggiamento sopra la scatola cambio e il ponte posteriore, alle spalle del motore e davanti ai distributori ausiliari.

È collegata al telaio tramite staffe e opportuni supporti, che hanno il compito di attenuare le vibrazioni trasmesse all'operatore, cosa non semplice data l'assenza di ulteriori elementi ammortizzanti, ad eccezione del ponte anteriore sospeso se presente. I supporti possono essere dei semplici silent block in materiale

## Una moderna trattrice agricola

smorzante oppure delle vere e proprie sospensioni con molla elicoidale, ad aria o magnetoreologiche, le ultime tre riservate alla sola parte posteriore.



Figura 3.11 Sospensione posteriore ad aria.

Le vibrazioni non attenuate arrivano direttamente in cabina raggiungendo l'operatore principalmente da sedile e volante.

Se la loro frequenza è superiore ai 50-60<sup>3</sup> Hz difficilmente risultano percepibili dal nostro corpo, ma possono generare rumore acustico, anche di entità non trascurabile e di difficile isolamento data la bassa frequenza.

Le cabine odierne, specialmente quelle riservate a macchine di fascia medio-alta, garantiscono un notevole livello di comfort, sia acustico che vibrazionale. Possono avere climatizzatore, automatico con filtri a carboni attivi in alcuni casi, stereo, doppio vetro anteriore, sedile sospeso ammortizzato meccanicamente o ad aria, materiale insonorizzante.

---

<sup>3</sup> Vedere norma ISO 2631-1 1997, ponderazione vibrazioni corporee.



Figura 3.12 Silent block anteriore.



Figura 3.13 Cabina Deutz-Fahr per modelli di fascia medio-alta {1}.

## **Capitolo 4 L'uomo e l'acustica**

In questo capitolo viene descritto come il nostro sistema uditivo percepisce, influenza e distorce gli stimoli acustici che lo investono, l'elaborazione dei dati e quello che, dato uno spettro acustico, viene percepito.

Inoltre si descrivono le metriche acustiche "classiche", di uso comune e normativo e si fa un maggiore approfondimento sulle metriche appartenenti alla psicoacustica.

Nel proseguo del testo si useranno indistintamente, senza connotazioni positive o negative, i termini suono e rumore.

### **4.1 Apparato fisio e psico acustico umano**

Il nostro sistema uditivo influenza e modifica gli stimoli acustici in ingresso, successivamente elaborati dal sistema nervoso. La percezione e l'elaborazione degli stimoli non sono univoche, ma dipendono fortemente dalle interazioni presenti fra gli stimoli stessi; è comune che diverse componenti tonali, benché vadano ad impattare sul timpano, non vengano minimamente percepite.

Al contrario possono essere percepiti e processati dei suoni fisicamente non presenti e non misurabili strumentalmente.

#### **4.1.1 Fisiologia**

Il sistema uditivo offre un eccellente condizionamento degli stimoli incidenti, aggiungendo un'elevata capacità di pre-processo, ultimata dal sistema nervoso centrale.

Tutto il sistema è in grado di fornire un'elevata sensibilità in un ampio spettro di frequenze, riuscendo comunque a svolgere il proprio dovere in condizioni avverse, come garantire selettività a fronte di una rumorosità di fondo estremamente elevata, si pensi alla possibilità di sostenere una conversazione in una discoteca.

#### **Orecchio esterno**

In presenza di un campo acustico libero, attraversato da onde sonore piane, qualunque oggetto di dimensioni adeguate, come lo sono il corpo e la testa di un

## Capitolo 4

essere umano, è in grado di distorcerle. L'entità della distorsione generata da un essere umano è facilmente misurabile come differenza di pressione sonora, fra quella rilevata all'interno del canale uditivo e quella rilevata in assenza della persona, con un microfono di piccole dimensioni, tale da non distorcere il campo sonoro, posto nel punto corrispondente al centro del cranio del soggetto. Testa, spalle e canale uditivo modificano lo spettro incidente sul timpano. In particolare spalle, testa e padiglioni auricolari distorcono le frequenze sotto i 1500 Hz.

Il canale uditivo, schematizzabile come un tubicino lungo circa 2 cm, cioè un quarto della lunghezza d'onda delle frequenze prossime ai 4000 Hz, è responsabile dell'elevata sensibilità in questo range di frequenze, riscontrabile nella riduzione della soglia minima di udibilità.

I canali uditivi permettono la propagazione delle onde sonore solamente lungo il loro asse, mantenendone costante il livello sugli assi perpendicolari; in questo modo, avendo due orecchie indipendenti l'una dall'altra, in presenza di ritardo temporale fra l'incidenza degli stimoli sonori sui timpani e di una loro differenza del livello Spl, dovuta anche dalla distorsione generata da testa e spalle, è possibile determinare la collocazione spaziale della sorgente acustica.

È presente anche una componente acustica che raggiunge il timpano propagando all'interno della struttura ossea, ma il suo impatto è generalmente trascurabile, in condizioni normali, rispetto alle componenti che propagano in aria.

Per riprodurre la distorsione che il nostro corpo provoca alle onde sonore, si ricorre a particolari microfoni posti nel canale uditivo e a teste acustiche, facendo acquisizioni binaurali.

### Orecchio medio

Dopo aver attraversato i canali auricolari, le onde di pressione impattano contro il timpano, la cui vibrazione mette in movimento il cinematismo osseo formato da martello, incudine e staffa, che ha il compito di amplificare meccanicamente, di circa 20/30 volte, l'ampiezza delle vibrazioni incidenti, trasmettendole all'orecchio interno, che è ricolmo di fluido.

Il timpano si presenta come una sottile membrana, circa 0.1 mm, di area pari a  $85 \text{ mm}^2$ , la sua parte centrale è a diretto contatto con il manico del martello, ossicino lungo 0.8 cm, suddiviso in manico collo e testa. A contatto con la testa del martello si trova l'incudine, lungo 0.7 cm di forma cuboidale, schiacciato in senso trasversale che si articola sulla staffa, lunga 0.3 cm, che ha il compito di trasmettere le vibrazioni acustiche all'orecchio interno.

In questo modo si realizza un'amplificazione meccanica della vibrazione, tramite differenti rapporti di aree e presenza di leve, con un suo passaggio da aria a fluido.

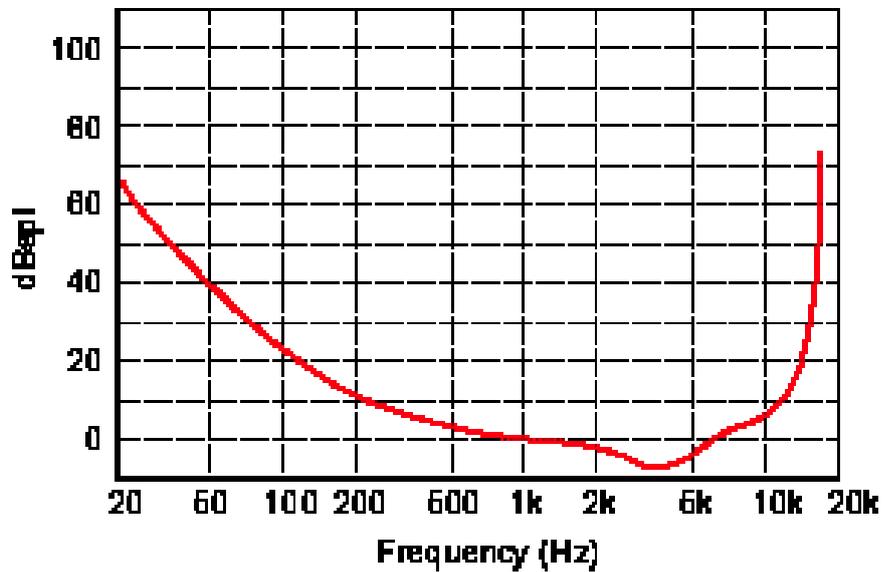


Figura 4.1 Soglia minima di udibilità al variare della frequenza e della pressione sonora.

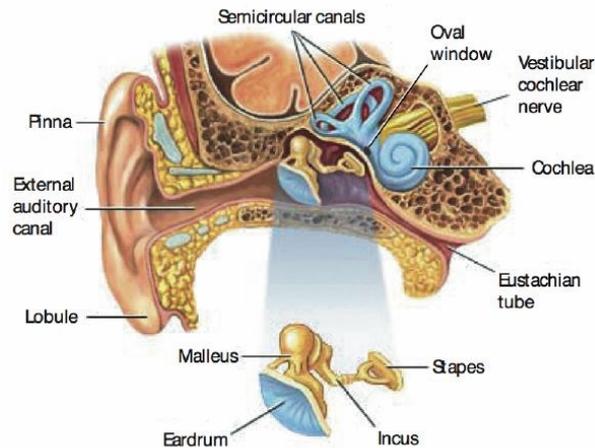


Figura 4.2 Sistema uditivo {2}.

L'aumento d'impedenza di circa 3850 volte, che si ha nel passaggio fra aria e fluido ( $Z_{\text{aria}}=390 \text{ Ns/m}^3$ ) creerebbe una riflessione del 99.95% della potenza acustica incidente, cioè una perdita di 30 dB della potenza del segnale, in assenza di tale cinematismo.

L'orecchio medio inoltre, deve garantire la salvaguardia dell'orecchio interno nel caso di eccessiva potenza sonora incidente, essere completamente insensibile alle onde sonore che propagano lungo la struttura ossea e non modificare le proprie caratteristiche al variare della pressione statica ambientale, quest'ultima cosa è in parte garantita dai condotti di Eustachio che creano un collegamento

## Capitolo 4

con la cavità orale, andando ad equilibrare la pressione fra orecchio esterno ed interno.

### Orecchio interno

Qui si trovano coclea e apparato vestibolare, messi in comunicazione diretta dal fluido presente; solamente la prima svolge una funzione uditiva.

La coclea, dalla forma a spirale, è a sua volta formata da tre condotti ricolmi di fluido, chiamati scala vestibolare, dotto cocleare e scala timpanica, separati tra loro da membrane.

L'obiettivo ultimo della coclea è l'analisi spettrale dei segnali in ingresso, trasmessi dalla staffa al fluido e la loro separazione nelle differenti bande di frequenza, andando a coprire tutto lo spettro udibile.

La separazione in bande di frequenze è resa possibile da un complesso sistema idro-acustico accoppiato alla trasmissione d'impulsi elettrici, presente all'interno della membrana basilare, contenuta nel dotto cocleare.

La membrana basilare è caratterizzata da modi di vibrare non omogenei lungo il suo sviluppo, raggiungendo ampiezze massime di vibrazione in differenti zone al variare della frequenza. La sua rigidità è massima alla base della coclea e decresce nel suo sviluppo. I primi due terzi della membrana reagiscono alle frequenze comprese fra i 20 e 4000Hz, le restanti mandano in vibrazione l'ultimo terzo. Il suo movimento va a eccitare le cellule ciliate presenti all'interno dell'organo del Corti, che hanno il compito di commutare le vibrazioni in impulsi nervosi, processabili dal nostro cervello [2].

Circa 30000 terminazioni nervose collegano l'orecchio interno al cervello, ognuna delle quali presenta una differente frequenza caratteristica, dipendente dalla porzione di membrana basilare in cui risiedono le cellule cigliate alle quali è collegata. Come verrà spiegato in seguito, la membrana basilare e le cellule cigliate stanno alla base della selettività in frequenza del nostro sistema uditivo, da questo comportamento prendono forma le bande critiche con la scala di Bark.

### 4.1.2 Psicologia

In seguito vengono descritti quegli aspetti psicologici, correlati ai parametri acustici e psicoacustici, che distorcono la nostra percezione degli stimoli rispetto alle grandezze fisiche di riferimento.

La metrica dell'acustica e della psicoacustica verranno descritte nel dettaglio in seguito. Se non diversamente specificato, si farà riferimento all'opera di Zwicker e Fastl [3].

### 4.1.2.1 Durata soggettiva

Durante una conversazione, per aumentare l'enfasi del parlato, interponiamo delle brevi pause, che per svolgere il loro compito, devono avere una durata soggettiva adeguata, variabile secondo il contesto e il contenuto della conversazione.

Lo stesso effetto lo si ottiene, ad esempio in ambito musicale, interponendo suoni di natura impulsiva.

Si parla di durata soggettiva poiché pause e impulsi devono essere in grado di trasmettere una sensazione; come tale può essere valutata solamente in maniera soggettiva.

Si riscontra una differenza fra durata fisica e soggettiva di pause, toni puri e rumori in generale; la differenza è generalmente contenuta per durate superiori al secondo, ma per durate inferiori ai 0.1 s le differenze percentuali diventano significative, con una durata soggettiva, sia per la pausa che per il suono, maggiore della durata fisica, come riscontrabile in figura 4.3.

La scala per il calcolo delle durate soggettive ha come unità di riferimento il dura, 1 dura corrisponde ad un tono di 1 kHz, avente 60 dB Spl, della durata fisica di 1 s, che produce una durata soggettiva sempre di 1 s.

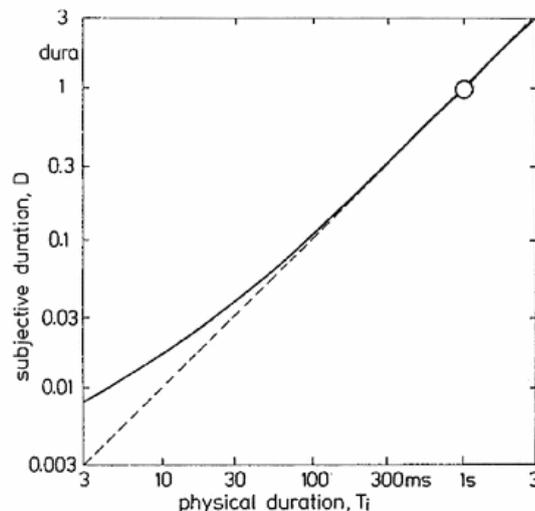


Figura 4.3 Durata soggettiva e reale di un tono di 1 kHz con 60 dB Spl, il cerchio è il punto che definisce 1 dura {3}.

In figura 4.4 è osservabile la relazione presente fra la durata soggettiva di un suono e quella di una pausa, al variare della frequenza del tono.

Si ha coincidenza per durate superiori a 1 s, indipendentemente dalla frequenza, per durate inferiori le differenze sono molto marcate e variano con la frequenza.

## Capitolo 4

Ad esempio un tono di 3.2 kHz della durata fisica di 0.1 s produce la medesima durata soggettiva di una pausa lunga 0.4 s, questa differenza, pari ad un fattore 4, si riduce a 2 per un suono a 200 Hz.

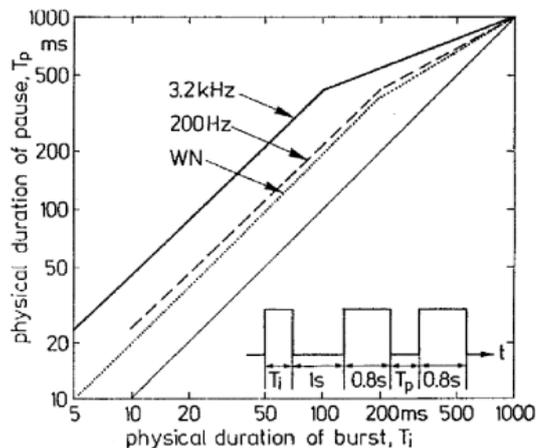


Figura 4.4 Confronto fra le durate soggettive realizzate da pause e toni impulsivi di durata fisica nota, al variare della loro frequenza {3}.

### 4.1.2.2 Mascheramento

Si ha mascheramento quando un tono, una serie di toni o un rumore generico, vengono resi non udibili dalla sovrapposizione di rumore a banda larga, a banda stretta e al limite da un tono puro. Un esempio è il mascheramento di una conversazione provocato dal passaggio di un mezzo pesante o dal rumore dello stereo, in queste condizioni, per continuare a sostenere la conversazione possiamo “alzare la voce”, aspettare che il mezzo pesante passi, abbassare il volume dello stereo.

La soglia di mascheramento è definita come il livello minimo di pressione sonora di un suono affinché questo sia udibile alla presenza di un rumore mascherante.

Il mascheramento di toni puri, ottenuto con rumore bianco a banda larga, dipende dalla frequenza del tono per frequenze superiori ai 500 Hz. Al suo variare variano le soglie minime di mascheramento, con un incremento quasi costante di 10 dB per decade. Questo comporta che, a pari livello di pressione sonora del rumore bianco utilizzato per il mascheramento, deve aumentare la larghezza della banda critica al crescere delle frequenze, in maniera proporzionale.

Se la frequenza cresce di un fattore 10, anche la larghezza di banda critica cresce di pari fattore.

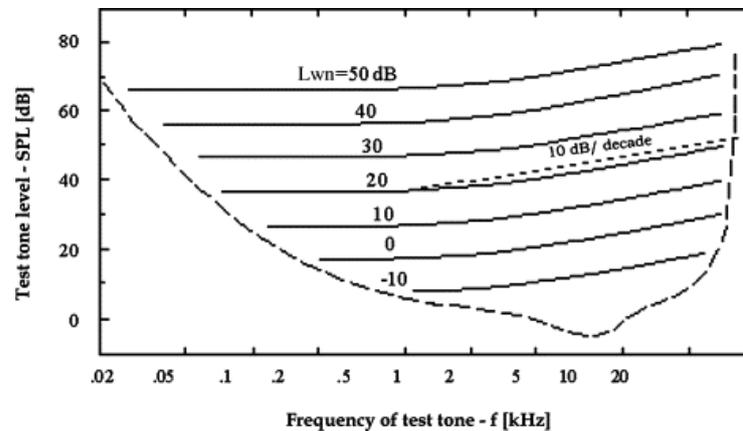


Figura 4.5 Soglie di mascheramento con rumore bianco ( $L_{wn}$ ) in funzione della frequenza e del livello del tono {3}.

Quindi, in accordo con l'ipotesi di considerare mascherato un tono con rumore bianco, quando le due potenze sonore sono uguali, sotto i 500 Hz la soglia minima di mascheramento è 17 dB superiore al livello del rumore bianco, mentre decresce al crescere della frequenza del tono puro.

Il mascheramento di toni puri con rumore a banda stretta, dove per banda stretta s'intende un range di frequenze pari od inferiore alla larghezza della banda critica dove cade o cadono i toni, si ha ancora quando il livello di pressione sonora complessivo del rumore di mascheramento eguaglia quello del tono o dei toni presenti.

A pari livelli di rumore di mascheramento sulla banda critica, il livello di picco del tono da mascherare deve decrescere all'aumentare della sua frequenza (Figura 4.6). Infatti, un rumore avente 60 dB di livello sulla banda critica, riesce a mascherare toni con frequenza centrale pari a 250, 1000 e 4000 Hz, il cui livello di picco è pari rispettivamente a 58, 57 e 55dB.

### 4.1.2.3 Altezza (Pitch)

L'altezza di un suono, insieme alla loudness e al timbro, è una delle principali sensazioni percepite durante l'ascolto di un generico rumore. Ci permette di distinguere un tono acuto da uno grave.

La sensazione di altezza può essere ricondotta a un tono puro, ad un insieme di toni ma anche ad un rumore generico.

## Capitolo 4

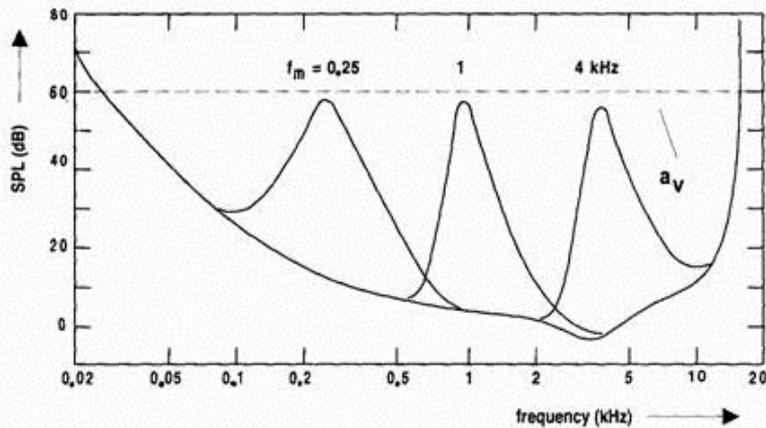


Figura 4.6 Mascheramento di toni pure con frequenza centrali pari a 0.25 1 e 4kHz (linee continue) per mezzo di rumore sulle bande critiche con un livello costante pari a 60 dB (linea tratteggiata) {3}.

### Altezza di un tono puro

È fortemente legata alla frequenza, infatti per ottenere una sensazione di altezza doppia, rispetto a quella data da un generico tono, è necessario raddoppiarne la frequenza.

Questa perfetta corrispondenza lineare si manifesta solamente alle frequenze medio-basse; infatti, se la metà della sensazione di altezza prodotta da un tono puro a 250 Hz, la si trova a 125 Hz, per dimezzare quella prodotta da un tono a 8 kHz bisogna scendere a 1.3 kHz.

L'altezza di un suono, legata alla sensazione di melodia, è esprimibile con la scala Mel.

Per suoni con un livello di pressione sonora inferiore ai 40 dB valgono le seguenti equazioni

$$mel(f) = f \quad f \leq 1 \text{ kHz}$$

$$Mel(f) = 2595 * \text{Log} \left( 1 + \frac{f}{700} \right) \quad f > 1 \text{ kHz}$$

4.1

Con  $f$  in Hz.

## L'uomo e l'acustica

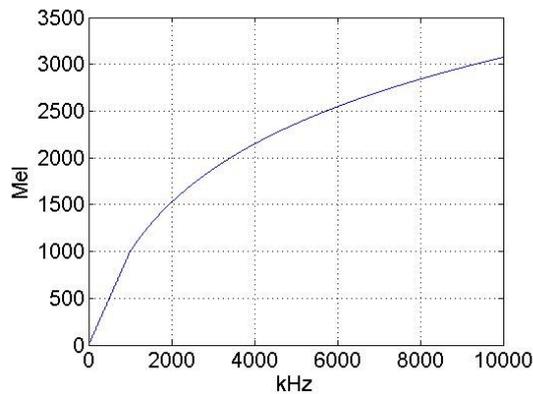


Figura 4.7 Scala Mel.

L'altezza presenta anche una dipendenza, non marcata, con il valore Spl del suono. Questa dipendenza varia a suo volta al variare della frequenza.

Sotto la frequenza di 1 kHz, all'aumentare del livello Spl, decresce la sensazione di altezza, sopra tale frequenza, all'aumentare del livello Spl aumenta il valore in Mel.

La variazione è comunque contenuta in pochi punti percentuali rispetto al valore calcolato per 40 dB Spl.

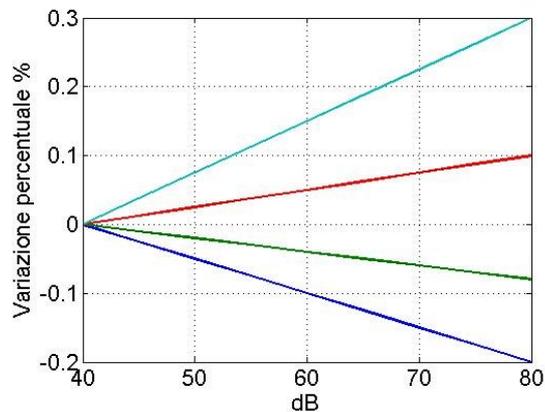


Figura 4.8 Variazione percentuale dell'altezza percepita all'aumentare del livello di pressione acustica di toni con frequenze in kHz pari a 0.2 (blu), 1 (verde), 4 (rosso), 6 (azzurro).

### Altezza per un insieme di toni

Generalmente un tono complesso è formato da più toni puri, multipli di una frequenza fondamentale. E' una frequenza prossima alla fondamentale a dare la sensazione di altezza a tale suono. Lo scostamento rispetto alla fondamentale è nullo sopra 1 kHz, mentre aumenta linearmente al decrescere della sua

## Capitolo 4

frequenza, con un delta pari all'1% a 400 Hz, per arrivare ad un valore massimo pari al 3% a 60 Hz. Cioè un tono puro di 58.2 Hz produce il medesimo valore in mel di un tono complesso con frequenza fondamentale pari a 60 Hz.

Per quanto riguarda la dipendenza con il livello Spl, il comportamento è analogo rispetto ai toni puri.

### Altezza per un rumore generico

Un rumore generico produce la sensazione di altezza solamente se opportunamente filtrato, utilizzando filtri con decadimenti molto elevati, prossimi ai 120 dB/ottava.

In questi casi l'altezza corrisponde a quella generata da una frequenza prossima a quella di taglio per filtri passa alto o passa basso.

Nel caso di filtraggio passa banda si generano due sensazioni di altezza pari alle due frequenze di taglio.

#### 4.1.2.4 Battimenti

I battimenti, come descritto in [4], divisi in battimenti del primo e secondo ordine, sono dovuti al comportamento vibrazionale della membrana basilare e all'elaborazione degli stimoli nervosi in arrivo, da parte del nostro cervello, quando percepiamo rumori formati dall'accoppiamento di più toni puri.

#### Battimenti del primo ordine

Immaginiamo di essere stimolati da due toni puri di pari frequenza e fase, finché  $f_1=f_2$  la membrana basilare vibra nell'intorno di un unico punto, quindi percepiamo un unico suono con livello Spl pari alla somma logaritmica dei due stimoli.

Se  $f_2$  aumenta,  $f_2=f_1+\Delta f$ , continuiamo a percepire un unico suono con frequenza  $f_c=(f_1+f_2)/2$ , ma modulato in ampiezza, finché  $\Delta f$  è inferiore ad un certo valore detto  $\Delta f_D$ .

Questa modulazione in ampiezza è il battimento del primo ordine, con una frequenza pari a  $\Delta f$

$$\sin(\omega_1 t) + \sin(\omega_2 t) = 2 * \sin \frac{(\omega_1 + \omega_2)t}{2} \cos \frac{(\omega_1 - \omega_2)t}{2}$$

4.2

Con  $\omega=2\pi f$

## L'uomo e l'acustica

Il valore  $\Delta f_D$  da superare, affinché i due toni siano distinguibili separatamente è detto valore soglia di discriminazione, che a sua volta dipende dalla frequenza dei due toni e quindi dalla banda critica di appartenenza.

### Battimenti del secondo ordine

Il battimento del secondo ordine è ancora legato alla modulazione in ampiezza di due toni puri, ma a differenza del caso precedente, i due toni devono far vibrare la membrana basilare in due posizioni differenti, tali da non influenzarsi reciprocamente, oltre a presentare una differenza di fase.

Poniamoci nel caso  $f_2=2f_1$  con medesima fase iniziale, in questa condizione non è presente alcun battimento del secondo ordine, spostandoci nella condizione  $f_2=2f_1+\varepsilon$  compare una variazione di fase. Il nostro sistema uditivo percepisce un battimento con frequenza  $f_B=\varepsilon$ .

Ponendoci nei casi in cui  $f_2=4/3f_1$  e  $f_2=3/2f_1$  e aumentando la frequenza  $f_2$  di  $\varepsilon$ , si ottengono frequenze di battimento rispettivamente pari a  $f_B=3\varepsilon$  e  $f_B=2\varepsilon$  Hz.

Il nostro sistema uditivo è insensibile a differenze di fase costanti nel tempo, ma è sensibile alla variazione temporale dello sfasamento.

Un'importante distinzione fra battimenti del primo e secondo ordine è la seguente: i battimenti del primo ordine sono caratterizzati da una modulazione in ampiezza senza modificazione spettrale della forma d'onda, quelli del secondo ordine presentano una variazione ciclica della forma d'onda con ampiezza complessiva totale costante.

È anche importante sottolineare che i battimenti del secondo ordine sono figli dell'elaborazione degli impulsi nervosi, infatti non vi è alcuna traccia di una vibrazione nel liquido cocleare con frequenza prossima a quella del battimento, cosa invece riscontrata per i battimenti del primo ordine.

#### 4.1.2.5 Gradevolezza e sgradevolezza di un suono

Gradevolezza e sgradevolezza di un suono sono fortemente legate al contesto, alle aspettative, alla cultura e alla soggettività della persona.

Differente è il concetto di sgradevolezza se ci troviamo a bordo di una macchina agricola o stiamo ascoltando della musica in cuffia.

Anche il semplice livello in dB(A) può essere un parametro di sgradevolezza, 80 dB(A) in cabina di una macchina agricola sono considerati eccessivi e sgradevoli, ma gli oltre 90 presenti in discoteca possono risultare piacevoli e non fastidiosi.

Sono stati proposti differenti modelli per valutare la gradevolezza o sgradevolezza di un generico spettro acustico, come quello di Perceived

## Capitolo 4

Annoyance descritto nei capitoli seguenti. Anche alcuni singoli parametri psicoacustici possono essere utilizzati per descrivere una sensazione di disagio.

I battimenti di primo e secondo ordine, se comparati ai rispettivi toni puri da cui derivano, generalmente risultano più sgradevoli, come lo sono adeguati livelli di sharpness e roughness.

Ad esempio, elevati livelli di roughness tendono ad abbassare la piacevolezza di un suono, ma sono caratteristici del rumore allo scarico dei motori sportivi, che per gli appassionati risultano estremamente piacevoli.

Anche la consonanza sensoriale è correlata alla gradevolezza di un suono, suoni consonanti, cioè formati da toni con frequenza uguale o separata da una banda critica, sono generalmente più piacevoli e meno aspri rispetto a suoni dissonanti. Il massimo della dissonanza si ha per toni separati da un quarto della banda critica, in presenza di due toni.

In presenza di suoni musicali, formati da differenti armoniche, si tende a considerare dissonante un intervallo tra due suoni quando c'è una predominanza di armoniche con un delta in frequenza compreso entro mezza banda critica.

Non si può però affermare a priori, escludendo casi estremi nello spettro acustico, quanto un suono sia gradevole o sgradevole, o quale, fra diversi suoni campione, risulti più piacevole.

Inoltre il medesimo suono, può essere definito più o meno gradevole in differenti ambiti e ambienti.

### **4.2 Inquadramento quantitativo del suono percepito dall'uomo**

Sono state definite diverse scale per le grandezze acustiche, riuscendo a dare un valore, partendo da dati fisici, alle sensazioni che il nostro apparato uditivo ci trasmette, rendendo possibile l'imposizione di limiti legislativi, nell'ottica di tutelare la salute e il comfort delle persone.

È possibile suddividere la metrica in due macro aree: tradizionale e psicoacustica.

La metrica tradizionale, di uso comune e normativo, partendo dalla storia temporale delle onde acustiche, permette di valutare il livello di pressione sonora che viene processato dal nostro sistema uditivo, ma nulla ci dice sulle sensazioni, sulla gradevolezza, sulla tonalità che il suono trasmette.

Di questa parte si occupano le grandezze appartenenti alla branca della psicoacustica.

### 4.2.1 Metrica tradizionale

Di uso comune e normativo, ha il pregio di essere estremamente sintetica, fornendo un unico valore, facilmente calcolabile, rappresentativo di tutta la storia temporale.

Il punto di partenza è sempre la storia temporale, che può essere analizzata tal quale, oppure filtrata e portata nel dominio delle frequenze.

Ai valori in uscita è applicato un filtro di ponderazione, solitamente l'A, che riproduce il comportamento del nostro apparato uditivo alle diverse frequenze.

Non è in grado di quantificare le sensazioni trasmesse dal suono, come l'asprezza, lo sbilanciamento verso le alte o basse frequenze, il disturbo complessivo.

#### 4.2.1.1 Livelli nel tempo

Il suono è caratterizzato da onde di pressione che presentano un andamento oscillante, sinusoidale intorno allo zero. Per tale motivo è sensato calcolarne il valore efficace (rms)

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p(t)^2 dt}$$

4.3

Da tale valore è possibile calcolare il livello di pressione sonora (Spl), la cui unità di misura è il dB

$$Spl = 10 \text{Log}_{10} \left( \frac{p_{rms}}{p_0} \right)^2$$

4.4

Dove  $p_0$  assume il valore di  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa.

Il valore Spl è una misura istantanea del livello sonoro, se ripetuta più volte darà risultati differenti, se le sorgenti acustiche non sono perfettamente stazionarie.

Per superare questo limite è stato introdotto il livello sonoro equivalente  $L_{eq}$ , cioè quell'ipotetico rumore costante che, se sostituito al rumore reale, genera la medesima quantità di energia sonora nello stesso intervallo temporale.

Viene utilizzato in ambito normativo per valutare e limitare l'esposizione giornaliera a fonti di rumore sui posti di lavoro.

È possibile caratterizzare con una sola misura un rumore variabile, per un intervallo temporale prefissato.

## Capitolo 4

$$L_{eq} = 10 \text{Log}_{10} \left( \frac{1}{T} \int_0^T \frac{p(t)_{rms}^2}{p_0^2} dt \right)$$

4.5

Dove T è l'intervallo di tempo in cui è stata eseguita la misura.

Un altro indice, utilizzato per il calcolo degli eventi singoli, è il SEL, simile a  $L_{eq}$  ma normalizzato su un tempo pari ad 1 s.

$$SEL = 10 \text{Log}_{10} \left( \frac{1}{T_0} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p(t)^2}{p_0^2} dt \right)$$

4.6

Dove  $T_0$  è pari ad 1 s,  $p(t)$  è la pressione istantanea e non il valore rms,  $t_2-t_1$  è il periodo di osservazione in secondi.

Il SEL è quel valore costante, mantenuto per 1 s, che garantisce la medesima energia acustica dell'evento misurato.

Oltre al livello di pressione, in maniera analoga si possono applicare queste equazioni per valutare i livelli di potenza e intensità acustica.

### 4.2.1.2 Ponderazione

Come detto in precedenza, al variare della frequenza, varia la nostra sensibilità. Siamo sensibili fra 1 e 4 kHz, ma al di fuori di questo range lo siamo di meno, per arrivare ad essere “sordi” alle frequenze molto basse e molto alte.

Ad esempio, sono necessari 79 dB a 100 Hz per darci il medesimo livello acustico fornito da 60 dB a 1 kHz.

Esistono differenti curve di ponderazione, infatti il nostro sistema uditivo risponde in maniera differente, oltre che al variare della frequenza, anche al variare del livello acustico e della natura dell'evento.

- La ponderazione A, oggi la comunemente più usata, deriva dalla curva di isofonia 40 phon, ed è utile per rumori con un valore Spl inferiore ai 60 dB.
- La ponderazione B deriva dalla curva isofonica 60 phon, adatta per suoni compresi fra 60 e 80 dB.
- La ponderazione C deriva dalla curva di isofonia 100 phon, utile per rumori molto elevati, superiori agli 80 dB, ha la caratteristica di rimanere piatta per un range di frequenze molto elevato.
- La ponderazione D viene utilizzata per rumori estremamente elevati, generalmente è utilizzata in ambito aeronautico.

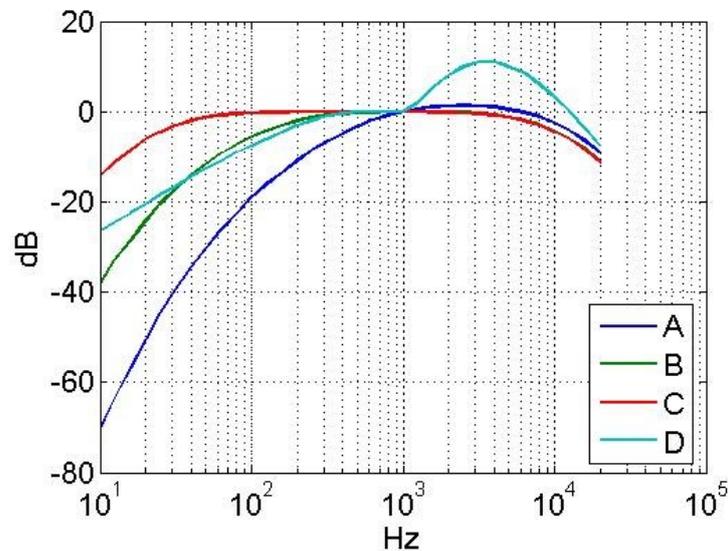


Figura 4.9 Ponderazioni A, B, C e D.

Le curve di ponderazione si utilizzano sottraendo, per ogni intervallo di frequenza, al valore in dB lineari il livello dato della curva.

Ad esempio, a 500 Hz la ponderazione A prevede -3.2 dB, quindi a questa frequenza bisogna sottrarre 3.2 dB al livello presente nello spettro del generico suono analizzato.

Le curve di ponderazione derivano da quelle di isofonia tramite ribaltamento ed opportuna traslazione; tutte e 4 le curve danno un valore nullo di ponderazione alla frequenza di 1 kHz, dove c'è quindi corrispondenza con i dB lineari.

### 4.2.1.3 Analisi in frequenza

Passare dal dominio del tempo a quello delle frequenze permette, tramite la scomposizione ed il filtraggio del segnale, di individuare l'energia associata ai singoli contributi spettrali.

Così facendo è possibile caratterizzare in modo più approfondito la tipologia di segnale in ingresso, analizzandone lo spettro.

A parità di energia introdotta, un generico sistema risponde diversamente al variare delle componenti spettrali in ingresso.

Solitamente il passaggio da un dominio all'altro avviene tramite FFT o analisi in bande d'ottava.

## Capitolo 4

### FFT (Fast Fourier Transform)

La trasformata veloce di Fourier è un algoritmo di calcolo che permette di applicare, riducendo lo sforzo computazionale da  $N^2$  a  $N \cdot \log(N)$ , la trasformata di Fourier ad un campione discreto, quindi finito, di dati.

La trasformata di Fourier permette l'estrazione delle componenti spettrali e il calcolo del loro livello energetico, partendo da una storia temporale.

È applicabile a qualunque segnale, periodico o non periodico.

Data una n-pla di numeri complessi  $x_0-x_{N-1}$  la trasformata discreta di Fourier assume la seguente equazione

$$X_q = \sum_{k=0}^{N-1} x_k e^{-j\frac{2\pi}{N}kq}$$

4.7

Con  $q=0,1,\dots,N-1$

Dove  $x_0-x_{N-1}$  sono i campioni dati acquisiti.

La risoluzione spettrale dipende dalla frequenza di campionamento o comunque può essere arbitrariamente ridotta, ma è sempre costante.

Questo comporta degli spettri generalmente molto fitti, dove si è facilmente in grado di attribuire l'energia appartenente alla frazione di Hz, ma al tempo stesso la mole di informazione è tale da renderne difficile la comprensione.

### Analisi in bande d'ottava

Le bande d'ottava sono caratterizzate da un'ampiezza pari ad un valore percentuale costante, rispetto alla frequenza centrale di banda; all'aumentare della frequenza centrale aumenta la larghezza di banda. Con un'analisi FFT, invece, si ha una larghezza di banda costante, pari alla risoluzione in frequenza.

L'analisi può anche essere effettuata filtrando direttamente il segnale analogico con più filtri passa banda, il risultato è la scomposizione dello spettro in bande con frequenza centrale differente. Il tutto con uno sforzo computazionale irrisorio.

Con poche informazioni si riesce a dare una rappresentazione esaustiva, ma comunque sintetica, dell'intero spettro sonoro; generalmente si fornisce il livello per ogni banda di interesse.

Per le bande d'ottava, partendo dalla frequenza di 1 kHz, moltiplicando o dividendo per un fattore 2 si ottengono le ulteriori frequenze centrali.

$$f_{c-1} = \frac{f_c}{2}$$

$$f_{c+1} = 2f_c$$

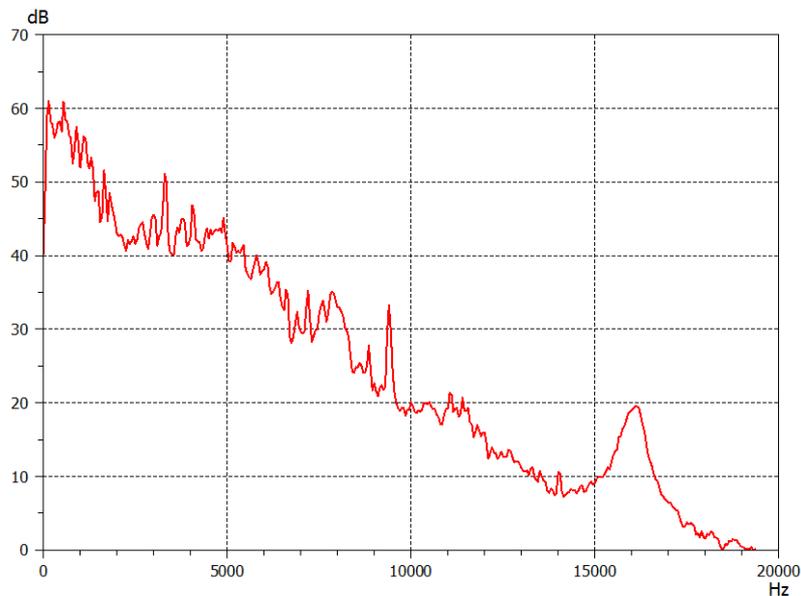


Figura 4.10 Spettro di una trattrice, risoluzione in frequenza 50 Hz.

Analogamente si ottengono i limiti inferiori e superiori delle bande, utilizzando un coefficiente pari a  $2^{1/2}$ .

$$f_{inf} = \frac{f_c}{\sqrt{2}}$$

$$f_{sup} = \sqrt{2}f_c$$

Nei terzi d'ottava invece, sempre partendo dalla frequenza di 1 kHz, si utilizza il coefficiente  $2^{1/3}$  per il calcolo delle frequenze centrali.

Per i limiti di banda si moltiplica o si divide la frequenza centrale per  $2^{1/6}$ .

Vengono anche utilizzate bande in sesti, dodicesimi e ventiquattresimi d'ottava.

Nelle analisi in banda successive, vengono utilizzati i sesti d'ottava.

fc	f_inf	f_sup
31.5	22	44
63	44	88
125	88	177
250	177	355
500	355	710
1000	710	1420
2000	1420	2840
4000	2840	5680
8000	5680	11360
16000	11360	22720

Tabella 4.1 Bande d'ottava normalizzate.

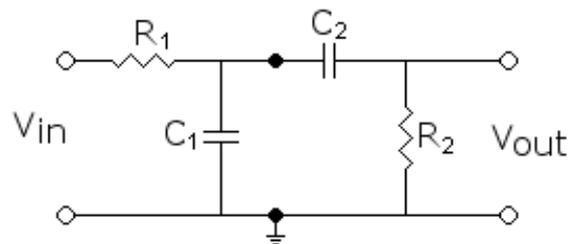


Figura 4.11 Circuito RC filtro passa banda {4}.

### 4.2.2 Sound quality e metrica della psicoacustica

Negli ultimi anni ha acquisito sempre maggiore importanza il concetto di Sound Quality, cioè l'interconnessione e l'adeguatezza fra caratteristica acustica e prodotto, a livelli tali da poter considerare il suono emesso come se fosse un elemento di design. Nei differenti settori sono state spese molte risorse nel raggiungimento di target acustici specifici, non solamente come mero livello di pressione sonora ma soprattutto come qualità acustica. Diverse ricerche, come riportato in [5], [6] e [7], hanno prodotto modelli articolati per permettere il raggiungimento di tali obiettivi, nelle più svariate situazioni industriali e con obiettivi differenti, dal settore auto a prodotti di più largo consumo.

Ad esempio nel settore auto, alcuni modelli "premium", dispongono di sistemi by-pass valvole sui condotti di scarico, oppure impianti audio, che permettono di modificare lo spettro sonoro emesso al variare delle condizioni di utilizzo, nell'ottica di assecondare le aspettative dei consumatori.

## L'uomo e l'acustica

Generalmente i modelli proposti sfruttano differenti mix di parametri acustici e psicoacustici per raggiungere tali obiettivi, mostrando lo stretto legame che intercorre fra psicoacustica e sound quality.

Si può quindi affermare che la psicoacustica vada a colmare il gap fra le grandezze misurabili fisicamente e le valutazioni soggettive, ricordando che comunque, il responso finale sull'adeguatezza di un suono, passa attraverso il nostro sistema uditivo [8].

In questo paragrafo vengono descritti i principali parametri psicoacustici di interesse.

Nel descrivere le differenti grandezze, se non diversamente specificato, si farà riferimento a Zwicker e Fastl [3].

### 4.2.2.1 Bande critiche

Le bande critiche, la cui unità di misura è il Bark, ricostruiscono la selettività in frequenza del nostro apparato uditivo. Sono state individuate da Fletcher [9].

Vengono individuate 24 bande di Bark, la cui frequenza iniziale va da 0 a 15550 Hz.

Per passare dal dominio delle frequenze ai Bark si può utilizzare la seguente equazione:

$$z = 13 \arctan(0.76f) + 3.5 \arctan\left(\frac{f}{7.5}\right)^2 \quad 4.8$$

Con  $f$  espressa in kHz.

È presente una corrispondenza fra le bande critiche e la lunghezza della membrana basilare, pari a circa 32 mm. Ogni banda critica corrisponde ad uno step di 1.3 mm sulla membrana basilare, pari a 150 epiteli cellulari, uno ogni 9  $\mu\text{m}$ . La membrana basilare è direttamente responsabile della trasformazione delle vibrazioni sonore in impulsi elettrici, poi mandati al sistema nervoso.

La parte iniziale della membrana basilare, l'elicotrema, processa le basse frequenze, mentre la parte finale, chiamata finestra ovale, le alte.

Quindi frequenze diverse vengono processate, dal nostro sistema uditivo, in zone differenti. Questo è anche riscontrabile nella perdita di sensibilità uditiva in quegli individui che, ad esempio per motivi lavorativi, sono frequentemente sottoposti ad un rumore con spettro simile, elevato in un range ristretto di frequenze. La perdita di sensibilità è localizzata in tale range frequenze, causando un danneggiamento puntuale sulla membrana basilare.

Inoltre le bande critiche sono correlate anche al fenomeno dei battimenti di primo e secondo ordine.

## Capitolo 4

Uno dei metodi per calcolare la larghezza di una certa banda critica è quello di utilizzare la soglia minima di udibilità in quiete.

Ad esempio poniamoci a 920 Hz, qui la soglia di udibilità è di 3dB, quindi sarà udibile un tono puro con livello di pressione sonora pari a 3dB, oppure due toni puri con livello di pressione sonora di 0dB ciascuno o 4 toni con -3dB Spl. Mantenendo una spaziatura in frequenza costante di 20 Hz, partendo da un tono puro a 920 Hz e 3 dB Spl, si aggiungono ulteriori toni puri, così facendo si è riscontrato che il limite di udibilità può essere raggiunto da 9 toni puri con -6 dB Spl ciascuno, con frequenza compresa fra 920 a 1080 Hz. Aggiungendo ulteriori toni puri a frequenze maggiori, sempre con un livello di pressione sonora pari a -6 dB, non si hanno ulteriori influenze sulla soglia di udibilità. Quindi 9 toni puri equi spazati di 20 Hz, fra 920 e 1080 Hz, ognuno con livello pari a -6 dB vengono percepiti ugualmente a 16 toni puri con medesimo livello e parimente equi spazati fra i 920 e i 1200Hz.

Di conseguenza fra i 920 e i 1080 Hz è presente una banda critica, precisamente l'ottava banda di Bark.

Con questo procedimento possono essere individuate tutte le rimanenti bande critiche.

Fino a 500 Hz le bande critiche hanno ampiezza pari a 100 Hz, oltre hanno larghezza prossima al 20% della frequenza centrale di banda.

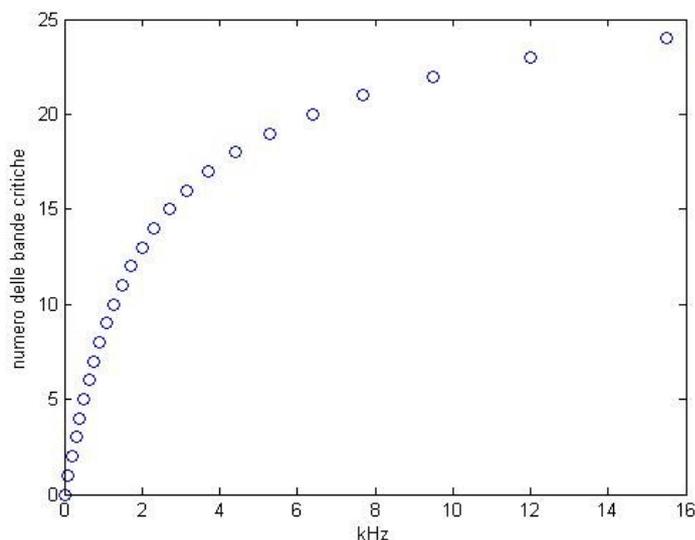


Figura 4.12 Andamento delle bande di Bark (bande critiche) in funzione della frequenza.

## L'uomo e l'acustica

### 4.2.2.2 Loudness

La loudness descrive la sensazione di intensità legata alla rumorosità acustica; è stata ottenuta tramite la valutazione soggettiva del livello di stimoli sonori proposti ed è alla base delle curve di isofonia.

#### 4.2.2.2.1 Livello di Loudness

Il livello di loudness stima la rumorosità acustica percepita ed ha come unità di misura il phon, 1 phon corrisponde al livello di pressione sonora di un'onda piana che incide frontalmente, con frequenza 1 kHz, in campo libero. Quindi un tono puro con frequenza 1 kHz e un livello di pressione sonora di 70 dB, avrà un livello di loudness pari a 70 phon.

La curva inferiore d'isofonia, quella a 3 phon, corrisponde alla soglia limite di udibilità. Le curve fino a 20 phon tendono ad essere parallele alla curva soglia limite di udibilità, mentre quelle superiori si scostano, decrescendo di meno all'aumentare della frequenza. Di conseguenza alle basse frequenze, a pari aumento di pressione sonora, corrisponde un maggiore aumento del livello di loudness rispetto a quanto accade alle alte frequenze. Inoltre, alle basse frequenze, le curve di isofonia decrescono meno all'aumentare del livello di pressione sonora, infatti, per un tono di 50 Hz, 50 dB corrispondono a circa 20 phon, 110 dB corrispondono a circa 100 phon.

Bark	f_in Hz	$\Delta f$ Hz	Bark	f_in Hz	$\Delta f$ Hz	Bark	f_in Hz	$\Delta f$ Hz
0	0		8	920		16	3150	
		100			160			550
1	100		9	1080		17	3700	
		100			190			700
2	200		10	1270		18	4400	
		100			210			900
3	300		11	1480		19	5300	
		100			240			1100
4	400		12	1720		20	6400	
		110			280			1300
5	510		13	2000		21	7700	
		120			320			1800
6	630		14	2320		22	9500	
		140			380			2500
7	770		15	2700		23	12000	
		150			450			3500
						24	15500	

Tabella 4.2 Bande di Bark, loro frequenza iniziale ( $f_{in}$ ) e larghezza di banda.

## Capitolo 4

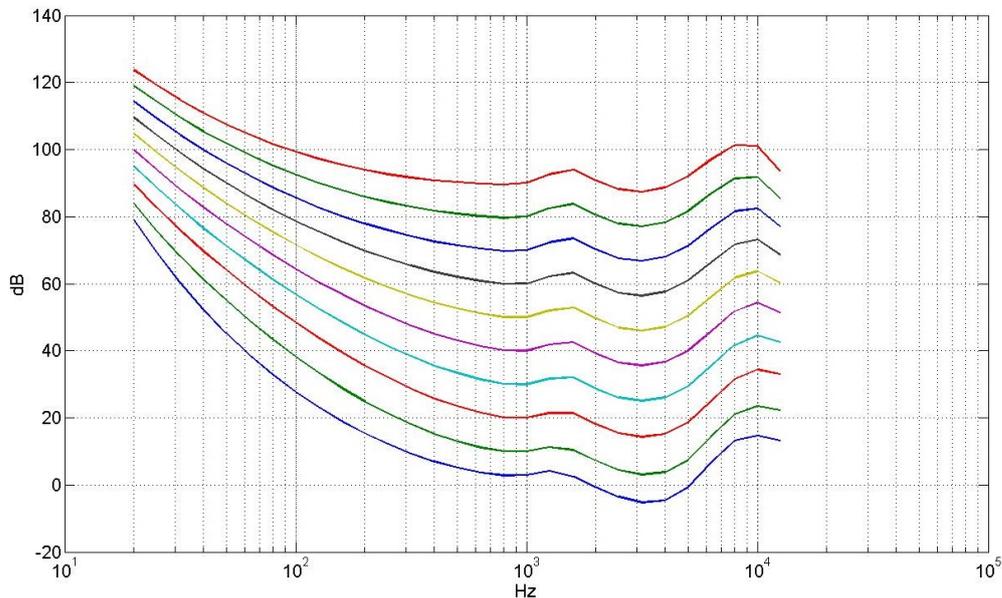


Figura 4.13 Curve di isofonia per livelli di loudness, 3 10 20 30 40 50 60 70 80 90 phon, Hz in ascissa, dB in ordinata, ottenute secondo ISO 226. Considerare solamente i valori compresi fra 0 e 90 dB.

Un comportamento simile si ha anche alle alte frequenze, dove però la nostra sensibilità è maggiore, infatti, la differenza fra dB e phon è inferiore rispetto a quella riscontrabile alle basse frequenze.

Dalle curve è anche facilmente osservabile come, a parità di dB, un tono appare tanto più intenso quanto più la sua frequenza è elevata. Se a 50 Hz, 50 dB corrispondono a circa 20 phon, a 10 kHz corrispondono circa a 40 phon.

In campo diffuso il suono ha provenienza omnidirezionale, ma il nostro sistema uditivo non ha la medesima sensibilità nelle diverse direzioni; inoltre la dipendenza dalla direzione è influenzata anche dalla frequenza.

Di conseguenza le curve di isofonia in campo diffuso sono differenti da quelle in campo libero.

In figura 4.14 è riportata la correzione da applicare a suoni in campo diffuso.

La correzione è nulla fino a 200 Hz, arriva a circa -3db a 1kHz, +2 dB a 2.5 kHz e decresce fino a -5 dB a 10 kHz.

Questo implica che, a parità di phon generati, un tono con frequenza 1 kHz in campo diffuso, necessita di 3 dB Spl in meno rispetto ad uno in campo libero.

Il livello di loudness dipende fortemente anche dalla larghezza di banda del rumore, dal contenuto in frequenza e dalla durata temporale, quindi per toni complessi è sbagliato ricondurre le curve di isofonia ad una pesatura del livello

## L'uomo e l'acustica

di pressione sonora secondo la scala A, invece può essere accettabile per toni a banda stretta.

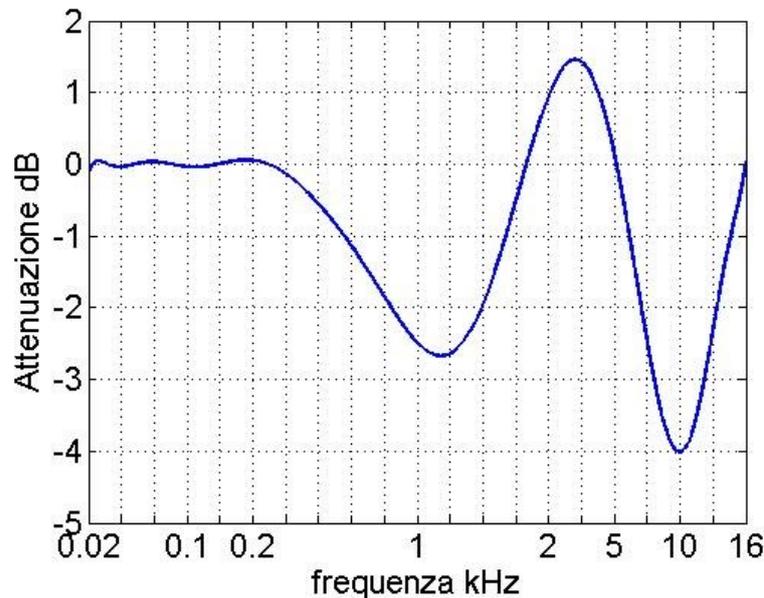


Figura 4.14 Attenuazione in dB da applicare in campo diffuso al variare della frequenza, per avere pari livello di loudness.

### 4.2.2.2 Loudness

La loudness, a differenza del livello di loudness, è un indice soggettivo per la comparazione dell'intensità sonora di un qualunque rumore, rispetto ad uno di riferimento.

La sua unità di misura è il sone, 1 sone equivale all'intensità sonora di un tono con frequenza 1 kHz avente 40 dB Spl, in campo libero.

L'andamento della loudness è stato valutato tramite prove di ascolto, il cui scopo era quello di individuare un rapporto deterministico fra l'intensità percepita, utilizzando due toni di pari frequenza, ma con differente livello di pressione sonora. Dai risultati, per un tono con frequenza 1 kHz, è emerso che per generare una sensazione di raddoppio dell'intensità sonora, è necessario un incremento di 10 dB rispetto al tono di riferimento, se quest'ultimo ha un livello di pressione sonora maggiore di 40 dB, in caso contrario è sufficiente un aumento inferiore.

Alla frequenza di 1 kHz servono circa 5 dB di Spl in più per ottenere un raddoppio del livello di intensità acustica se il tono base ha 20 dB, mentre ne servono 10 se quest'ultimo ha 40 o più dB di Spl.

## Capitolo 4

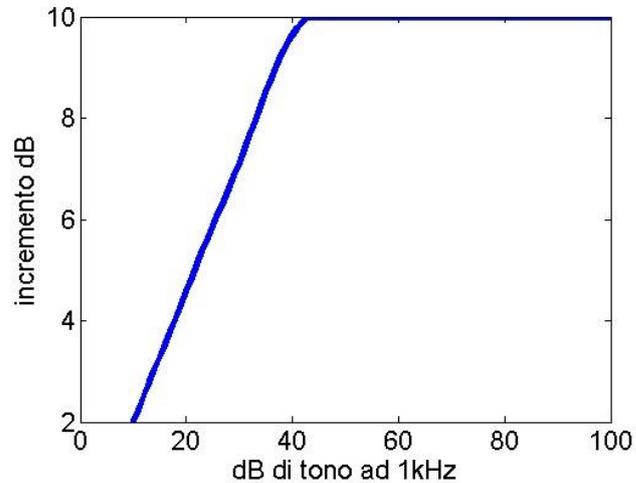


Figura 4.15 Incremento in dB necessario ad un tono di 1 kHz con livello di pressione sonora nota, per ottenere un raddoppio di sone.

Per definizione alla soglia minima di udibilità corrisponde un valore di 0 sone, quindi per una frequenza di 1 kHz, 0 sone corrispondono a 3 dB Spl e di conseguenza a 3 phon.

In generale, per tutte le differenti curve di isofonia valgono le seguenti relazioni:

Phon	Sone
3	0
20	0,15
40	1
50	2
60	4
80	16
100	64

Tabella 4.3 Legame phon-sone.

## L'uomo e l'acustica

Per la frequenza di 1kHz si può utilizzare questa equazione approssimata:

$$N \approx 2^{\frac{L-40}{10}}$$
4.9

Dove N è il livello di loudness in sone, mentre L è il livello di pressione sonora in dB. L'equazione deriva dalla seguente relazione

$$N = \frac{1}{16} \left( \frac{I_{1kHz}}{I_0} \right)^{0.3}$$
4.10

Mentre per un suono UEN, cioè in grado di generare un livello di eccitazione, e quindi di loudness, costante su tutte e 24 le bande critiche vale la seguente relazione

$$N = \frac{2}{3} \left( \frac{I_{UEN}}{I_0} \right)^{0.23}$$
4.11

Dove I rappresenta il livello di intensità sonora,  $I_0=10^{-12}$  W/m<sup>2</sup>.

### 4.2.2.2.3 Dipendenza Temporale

Loudness e livello di loudness, in presenza di suoni non stazionari, variano al variare della loro durata temporale.

In figura 4.18 è rappresentata la loudness generata da una trattrice, acquisita in camera semianecoica, con il motore al massimo dei giri. La variabilità ciclica del motore implica un funzionamento non perfettamente stazionario [1], di conseguenza anche la loudness non è stazionaria, comunque presenta variazioni contenute.

Un altro fenomeno fortemente non stazionario è il parlato, in figura 4.19 è rappresentata la loudness di una normale conversazione fra più persone.

Portandoci nel caso semplice di un tono puro, emesso mantenendo costante sia il livello di pressione sonora che la frequenza, ma variandone la durata, il livello di loudness e la loudness percepita aumentano all'aumentare della sua durata temporale; questo avviene fino ad una durata pari a circa 0.2 s per la loudness e

## Capitolo 4

0.1 s per il livello di loudness, oltre, entrambe le grandezze tendono a rimanere costanti.

La loudness ha un tasso di crescita di 1 sone per decade temporale, espressa in ms, mentre il livello di loudness cresce di 10 phon per decade temporale, questo indipendentemente dalla frequenza e dal livello di pressione sonora. Anche in presenza di toni di breve durata, pochi millisecondi, ripetuti con frequenza variabile, il livello di loudness può variare.

All'aumentare della frequenza di ripetizione del tono, aumenta il livello di loudness, finché la durata del suono e la frequenza di ripetizione, danno origine ad un suono continuo e stazionario. Generalmente il tasso di crescita è di 10 phon per decade sulla frequenza di ripetizione, mantenendo costanti frequenza e livello di pressione sonora del tono.

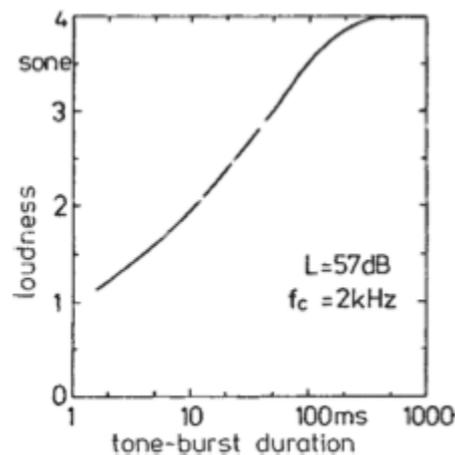


Figura 4.16 Incremento di loudness dovuto alla durata temporale {3}.

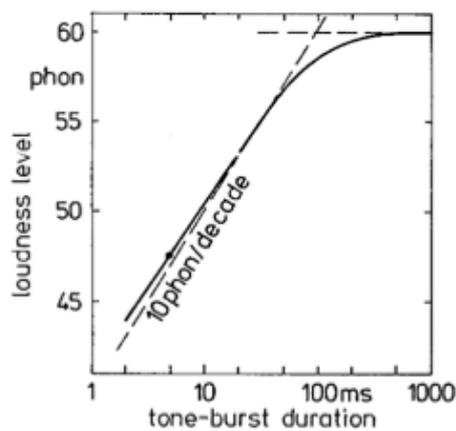


Figura 4.17 Incremento del livello di loudness dovuto alla durata temporale {3}.

## L'uomo e l'acustica

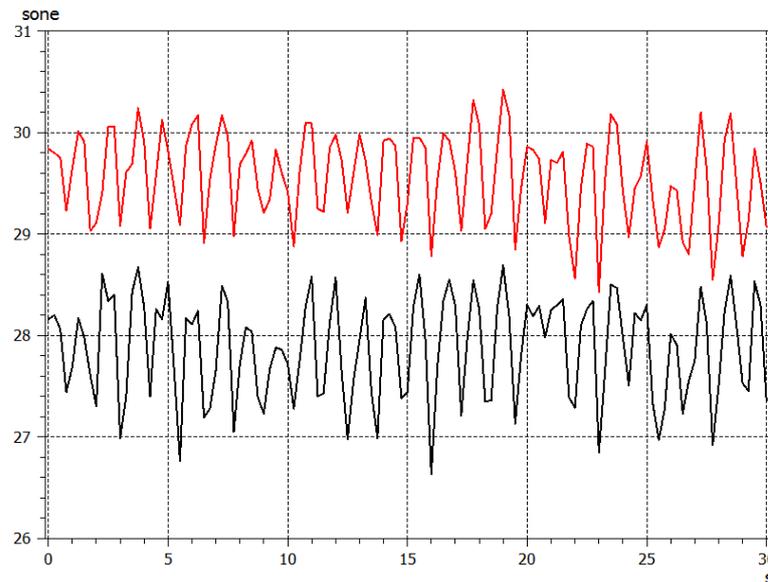


Figura 4.18 Loudness di una trattrice acquisita in camera semianecoica a max rpm, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

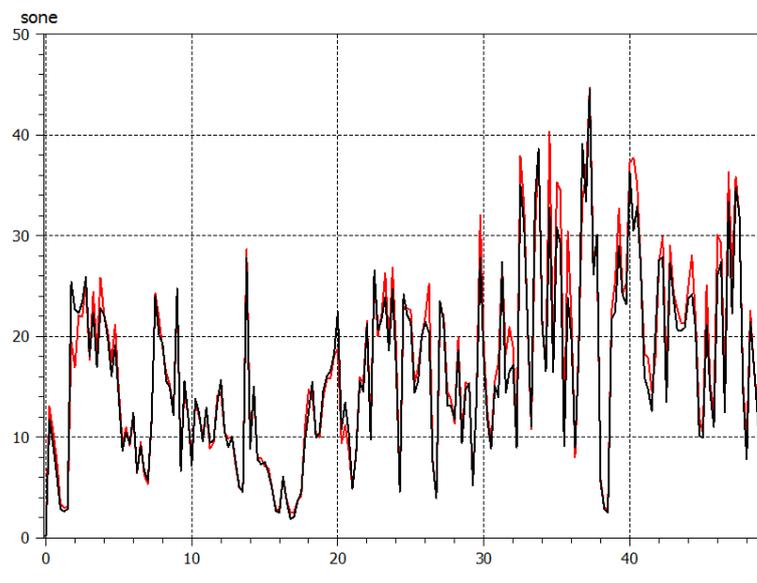


Figura 4.19 Loudness di una normale conversazione fra più persone, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

### 4.2.2.2.4 Dipendenza spettrale

A pari livello di pressione sonora, un tono puro ed un rumore complesso generano loudness e livelli di loudness differenti.

Confrontando un tono con frequenza 1 kHz ed un rumore UEN, a parità di dB acustici, l'UEN genera un livello di loudness maggiore a partire da 20 dB Spl in su. Ad esempio, un UEN con 60 dB Spl genera un livello di loudness pari a quello generato da tono di 1 kHz con 80 dB Spl, cioè 80 phon (Figura 4.20).

Anche la loudness ha un andamento analogo, risultando maggiore per l'UEN.

Quindi un rumore che presenta uno spettro a banda larga, risulta, a parità di livello Spl, più rumoroso di uno a banda stretta.

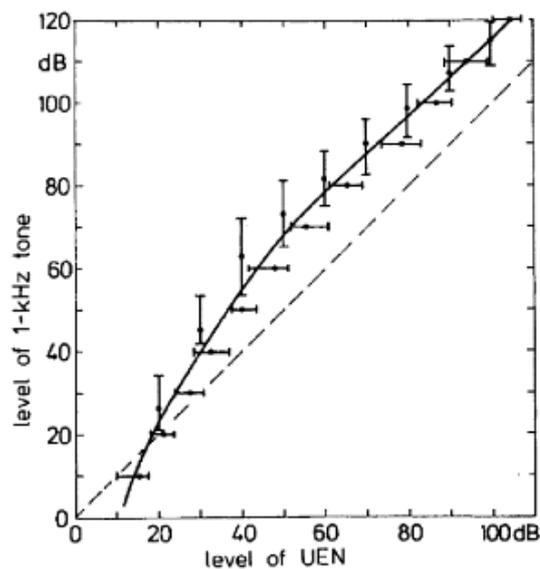


Figura 4.20 Confronto del livello di loudness in phon fra un suono UEN ed un tono a 1kHz {3}.

La loudness, in presenza di due toni puri di pari Spl, varia al variare della loro distanza in frequenza. In figura 4.21 è mostrata la variazione della loudness complessiva, generata da due toni aventi 60 dB Spl, la cui frequenza varia simmetricamente dalla frequenza di 1 kHz. Con un delta in frequenza fino 5 Hz, cioè quando i due toni hanno rispettivamente una frequenza di 997.5 e 1002.5 Hz, viene generata una loudness pari a quella generata da un tono di 1 kHz con 66 dB Spl.

Questo è dovuto alla capacità del nostro sistema uditivo di riuscire a distinguere separatamente i picchi di pressione, quindi i 6 dB aggiuntivi corrispondono alla percezione di una pressione doppia. Con un delta in frequenza fra i 20 e i 160 Hz si ha un livello di loudness pari a quello generato da un suono di 1kHz con

63 dB, questo corrisponde di fatto ad un raddoppio della potenza sonora. In questo range di frequenze il nostro orecchio non è evidentemente in grado di riconoscere la variazione temporale della pressione. Per delta in frequenza maggiori, il livello di loudness cresce sensibilmente, il nostro orecchio in questa zona tende a percepire la somma delle loudness, cioè non è presente influenza reciproca fra i due toni.

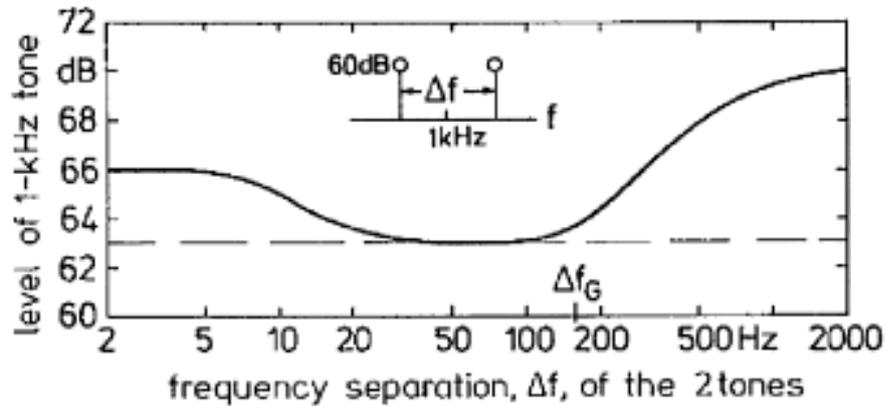


Figura 4.21 Livello di un tono di 1 kHz che produce la medesima loudness in sone di due toni separati di  $\Delta f$  da 1 kHz {3}.

#### 4.2.2.2.5 Loudness Specifica

La loudness specifica, indicata con  $N'$ , rappresenta il valore di loudness calcolato sulle singole bande critiche, la sua unità di misura è sone/Bark. Integrandola su tutte le bande critiche si ricava la loudness complessiva, come mostrato nel seguente integrale

$$N = \int_0^{24 \text{ Bark}} N' dz$$

4.12

La loudness viene calcolata partendo dalla distribuzione delle componenti spettrali sulle bande critiche, dalle quali viene ricavato il livello di eccitazione prodotto, da quest'ultimo si ricava la specific loudness, che una volta integrata, su tutte le bande critiche, dà in uscita il valore di loudness.

Il passaggio dal livello di eccitazione, sulla banda critica, alla specific loudness, avviene seguendo la legge di Stevens, la quale afferma che le sensazioni di intensità vengono percepite secondo un elevamento a potenza, che può essere scritto come segue

## Capitolo 4

$$\frac{\Delta N'}{N' + N'_{gr}} = k \frac{\Delta E}{E + E_{gr}}$$

4.13

Dove  $N'$  rappresenta la specific loudness,  $\Delta N'$  il suo incremento, entrambi correlati al livello di eccitazione  $E$  e il suo incremento  $\Delta E$ , tramite la costante  $k$ .  $N'_{gr}$  e  $E_{gr}$  sono i valori di loudness specifica e di eccitazione, prodotti da un tono con un livello di pressione sonora pari alla curva limite di udibilità, sulla medesima banda critica.

Il valore  $E_{gr}$  viene calcolato passando per  $E_{TQ}$ , cioè il valore di eccitazione prodotto da un suono il cui spettro è identico alla curva di soglia minima di udibilità;  $s$  è il rapporto fra l'intensità di tale suono e l'intensità del tono che, sulla banda critica di interesse, produce il valore  $E_{gr}$

$$E_{gr} = E_{TQ}/s$$

4.14

Trasformando l'equazione 4.14 in una differenziale, ponendo come condizione a contorno che al valore di  $E=0$  corrisponde  $N'=0$ , si può scrivere

$$N' = N'_{gr} \left[ \left( 1 + \frac{sE}{E_{TQ}} \right)^k - 1 \right]$$

4.15

Utilizzando un valore di riferimento per la specific loudness,  $N'_0$ , si può scrivere

$$N' = N'_0 \left( \frac{E_{TQ}}{sE_0} \right)^k \left[ \left( 1 + \frac{sE}{E_{TQ}} \right)^k - 1 \right]$$

4.16

Per frequenze prossime a 1 kHz, sapendo che un valore Spl di 40 dB deve produrre una loudness pari ad 1 sone,  $s$  assume il valore 0.5, mentre  $k=0.23$ . allora si può scrivere la seguente relazione

$$N' = 0.08 \left( \frac{E_{TQ}}{E_0} \right)^{0.23} \left[ \left( 0.5 + 0.5 \frac{E}{E_{TQ}} \right)^{k \cdot 0.23} - 1 \right] \frac{\text{sone}}{\text{Bark}}$$

4.17

Dove  $E_0$  è il livello di eccitazione provocato dal valore di intensità acustica di riferimento  $I_0=10^{-12}\text{W/m}^2$ .

## L'uomo e l'acustica

Un esempio di calcolo della loudness è rappresentato in figura 4.22, dove sulla prima riga è presente un rumore UEN con 50 dB Spl su ogni banda critica e quindi medesimo livello di eccitazione su tutte le bande, per un Spl totale di 64 dB. Tale rumore genera una loudness specifica costante pari a 0.85 sone/Bark, che integrata su tutte e 24 bande produce una loudness complessiva di 20 sone. Sulla riga inferiore è invece presente un tono di frequenza 1 kHz, cioè 8.5 Bark, con un Spl pari a 64 dB, nella seconda colonna è rappresentato il livello di eccitazione che genera sulle differenti bande critiche, da cui ne scaturisce la loudness specifica presente nella terza colonna. Il picco di loudness specifica pari a 2 sone/Bark a 1 kHz è ricavabile dalla formula semplificata presente nell'equazione 4.9. Integrando si ottiene un livello di loudness pari a 5 sone.

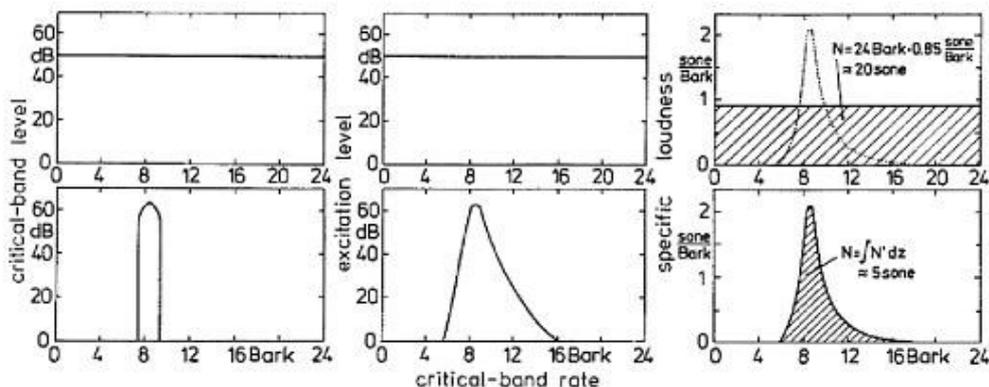


Figura 4.22 Modello di loudness proposto da Zwicker. Da sinistra: livello sulle bande critiche, livello di eccitazione effettivo sulle bande critiche, loudness specifica. Riga superiore: UEN con 50 dB Spl su ogni banda critica quindi 64 dB Spl totali. Riga inferiore: tono di frequenza 1 kHz con 64 dB Spl {3}.

A pari livello complessivo Spl, l'UEN genera una loudness 4 volte maggiore del tono a 1 kHz.

Nelle due immagini seguenti sono rappresentate rispettivamente la specific loudness prodotta da una trattrice e quella prodotta da una normale conversazione. Il picco di loudness specifica prodotta da questa trattrice, il comportamento degli altri modelli acquisiti è analogo, è inferiore ai 5 Bark, poi tende a decrescere rapidamente all'aumentare delle bande critiche. Osservando l'immagine s'intuisce facilmente che una quota importante del rumore prodotto da una trattrice è composto da frequenze inferiori a 1 kHz.

Per il calcolo dei livelli di eccitazione si rimanda all'Appendice E.

## Capitolo 4

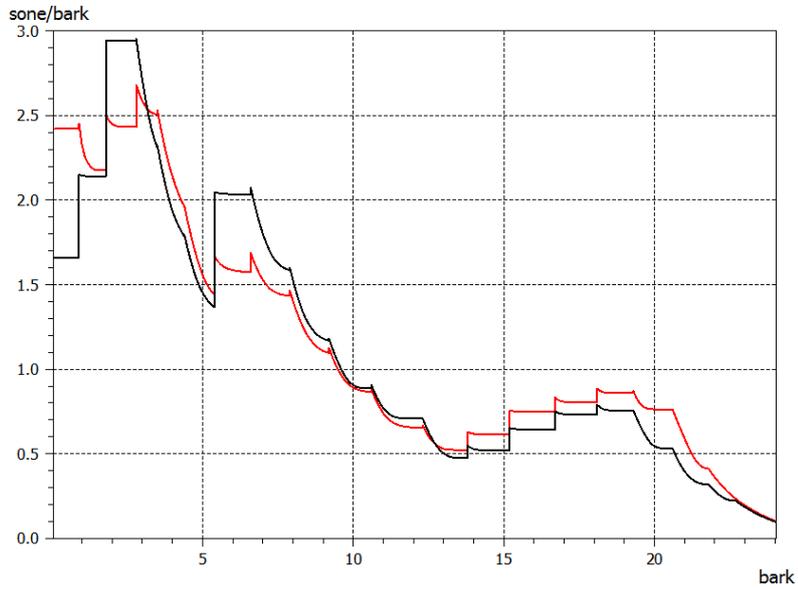


Figura 4.23 Specific loudness di una trattoria acquisita al regime motore massimo, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

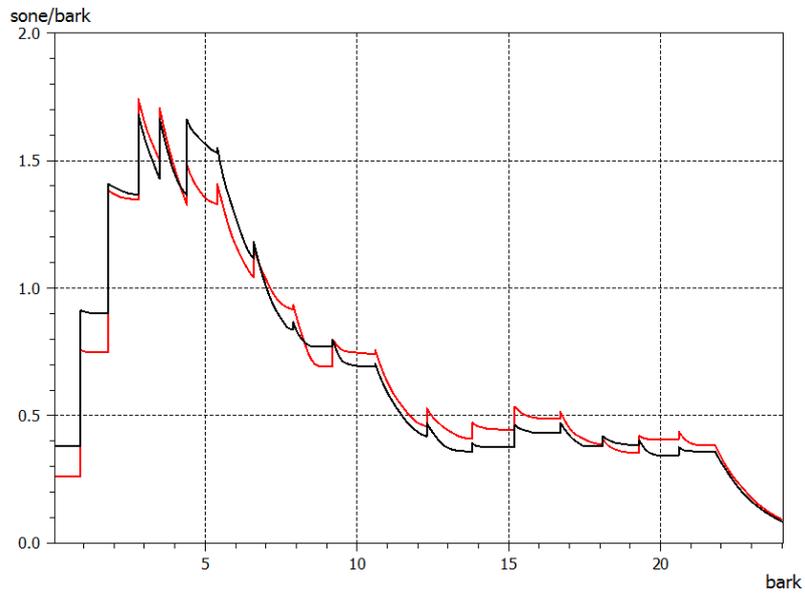


Figura 4.24 Specific loudness di una normale conversazione fra più persone, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

### 4.2.2.3 Fluctuation Strength

La fluctuation strength si presenta in un suono, sia a banda larga che in un tono puro, quando questo subisce una modulazione in ampiezza, con una frequenza di modulazione inferiore ai 20 Hz. La sua unità di misura è il vacil; 1 vacil è generato da un tono con frequenza 1 kHz avente 60 dB Spl, modulato al 100% in ampiezza, con una frequenza di modulazione pari a 4 Hz.

Un classico esempio di suono che presenta discreti livelli di fluctuation strength, 100 % modulato in ampiezza con frequenza di modulazione pari ad 1 Hz è quello prodotto da un orologio.

La fluctuation strength è fortemente influenzata da

- Frequenza di modulazione
- Livello di pressione sonora
- Ampiezza di modulazione
- Frequenza centrale per un tono puro

A parità di altre condizioni, il massimo di fluctuation strength lo si ha per una frequenza di modulazione pari a 4 Hz, corrispondenti a 4 sillabe al secondo, quello che avviene in una normale conversazione.

All'aumentare del valore Spl del suono, sia a banda larga, che in presenza di un tono puro, la fluctuation strength cresce. Cresce anche all'aumentare dell'ampiezza di modulazione. Invece al variare della frequenza centrale del tono puro (ovviamente non vale per rumori a banda larga), si ha un massimo intorno ad 1 kHz e decresce allontanandosi.

Generalmente la fluctuation strength viene modellata come in figura 4.25, secondo quanto riportato da Fastl in [10].

$\Delta L$  rappresenta la profondità di modulazione del modello di mascheramento temporale (linea nera più spessa), di un suono modulato in ampiezza con andamento sinusoidale (area tratteggiata).

$\Delta L$  è quindi la differenza fra il livello massimo e minimo del mascheramento temporale, non va confuso con la profondità della modulazione in ampiezza, che in figura è rappresentata dall'altezza dell'area tratteggiata. La profondità in ampiezza della modulazione è un parametro fisico, al contrario il  $\Delta L$  ne è la quota parte percepibile, dipendente sia dalla frequenza che dalla profondità della modulazione.

Una relazione fra la fluctuation strength (F),  $\Delta L$  e la frequenza di modulazione è la seguente

$$F \sim \frac{\Delta L}{\left(\frac{f_{mod}}{4Hz}\right) + \left(\frac{4Hz}{f_{mod}}\right)} \quad 4.18$$

Questa relazione può anche essere espressa come integrale sulle bande critiche, questo permette di controllare la variazione del  $\Delta L$  con la frequenza, soprattutto in presenza di toni puri, e la sua dipendenza per modulazioni in frequenza

$$F = \frac{0.08 \int_0^{24Bark} \left(\frac{\Delta L}{dB Bark}\right) dz}{\left(\frac{f_{mod}}{4Hz}\right) + \left(\frac{4Hz}{f_{mod}}\right)} \quad 4.19$$

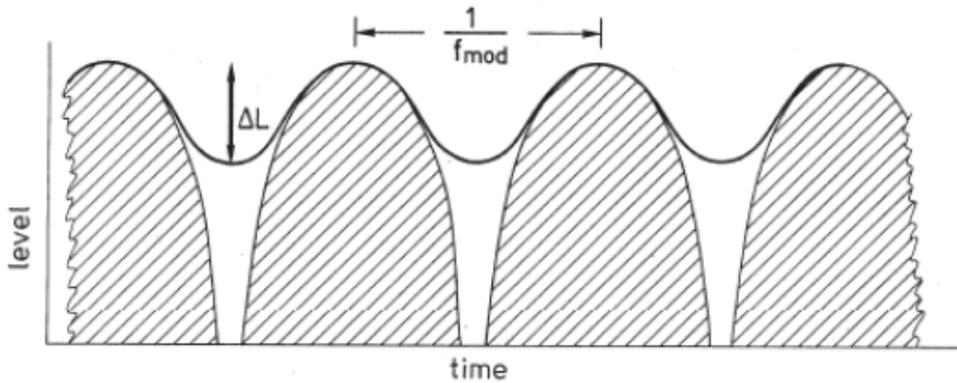


Figura 4.25 Modello per fluctuation strength e roughness {3}.

Esprimendo invece il  $\Delta L$  come rapporto fra loudness specifica massima e minima del mascheramento temporale, cioè  $4\log(N'_{MAX}/N'_{MIN})$  si può scrivere

$$F = 0.032 \frac{\int_0^{24Bark} \text{Log}_{10} \frac{N'_{max}}{N'_{min}} \frac{dz}{Bark}}{\frac{T}{0.25s} + \frac{0.25s}{T}} \quad 4.20$$

In figura 4.26 viene rappresentato l'andamento della fluctuation strength per una generica tratrice al massimo regime motore, il suo andamento stazionario, con valori in vacil molto bassi indica che non è presente alcun tipo di modulazione nelle frequenze di interesse. Mentre in figura 4.27 è rappresentata la fluctuation

## L'uomo e l'acustica

strength per un'accelerata dal minimo al massimo regime, la durata dell'acquisizione è di 2 secondi, il picco di fluctuation strength coincide temporalmente con il raggiungimento del massimo regime motore, circa 1 secondo dopo l'inizio dello sweep. In entrambi i casi, i livelli in vacil raggiunti sono nettamente inferiori rispetto a quelli presenti in figura 4.28, rappresentante una normale conversazione fra più persone.

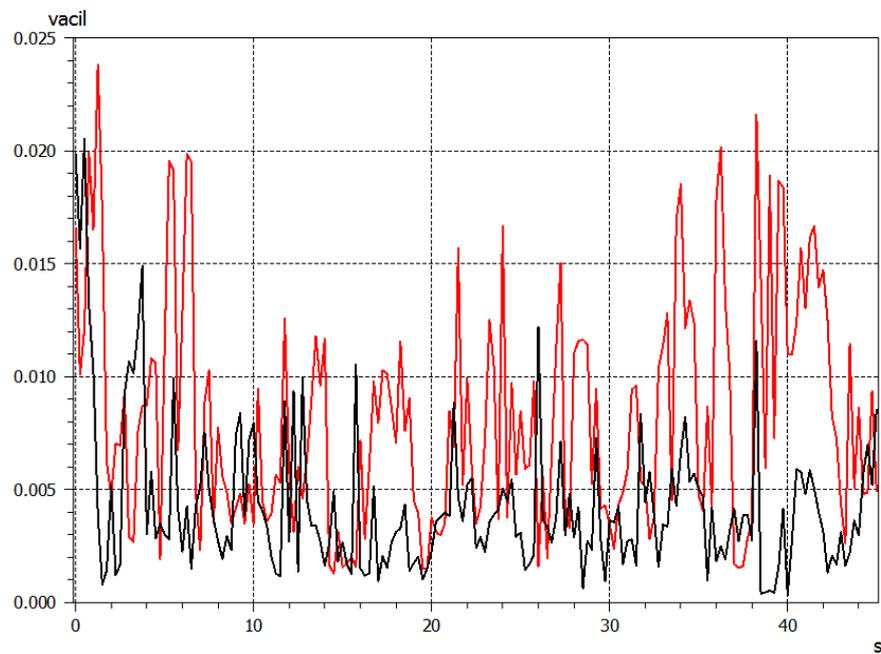


Figura 4.26 Fluctuation strength di una trattrice acquisita al massimo regime motore , rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

## Capitolo 4

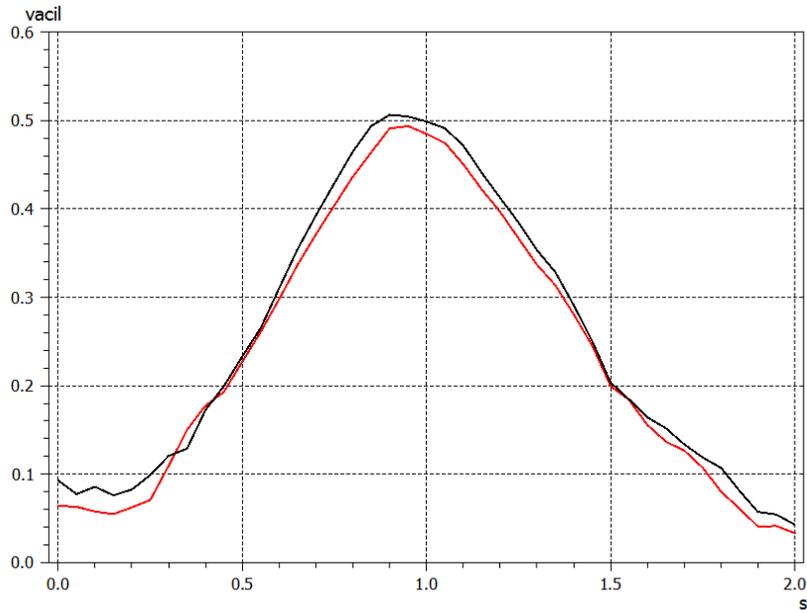


Figura 4.27 Fluctuation strength di una trattrice durante uno sweep dal minimo al massimo regime in circa 1s, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

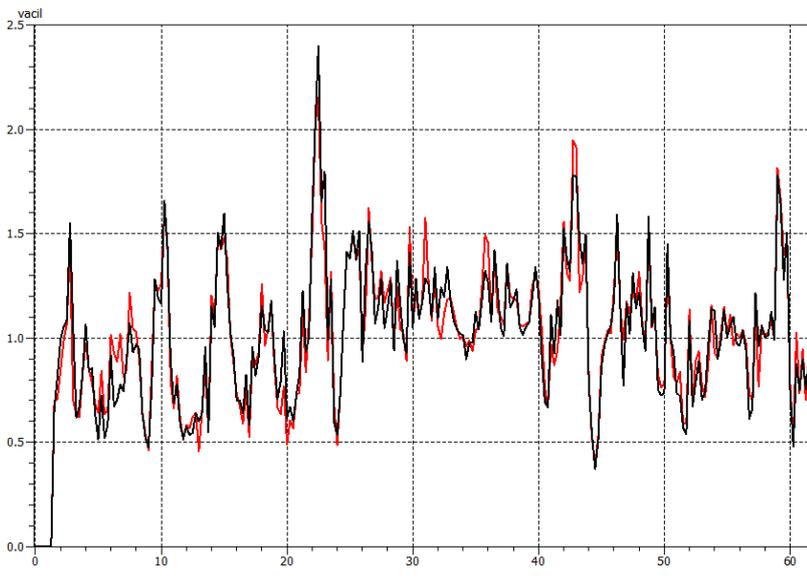


Figura 4.28 Fluctuation strength di una conversazione fra più persone.

### 4.2.2.4 Roughness

La roughness è una sensazione percepibile alla presenza di modulazione in ampiezza e in frequenza di un suono, sia a banda larga, sia a banda stretta, ma con frequenze di modulazione più elevate. Generalmente è presente roughness quando la frequenza di modulazione in ampiezza è nel range compreso fra i 15 e i 300 Hz, con un picco intorno ai 70 Hz.

La sua unità di misura è l'asper, 1 asper è generato da un tono di frequenza 1 kHz con livello Spl pari a 60 dB, modulato al 100% in ampiezza, con una frequenza di modulazione pari a 70 Hz.

La roughness, per suoni modulati in ampiezza dipende da

- Frequenza di modulazione
- Grado di modulazione

La roughness, per suoni modulati in frequenza dipende da

- Frequenza di modulazione del tono puro

All'aumentare del grado di modulazione in ampiezza, aumenta il valore in asper della roughness, il legame è esponenziale con potenza pari a 1.6 (Figura 4.29) per un tono puro, mentre per rumori a banda larga l'esponente decresce fino a 1.3.

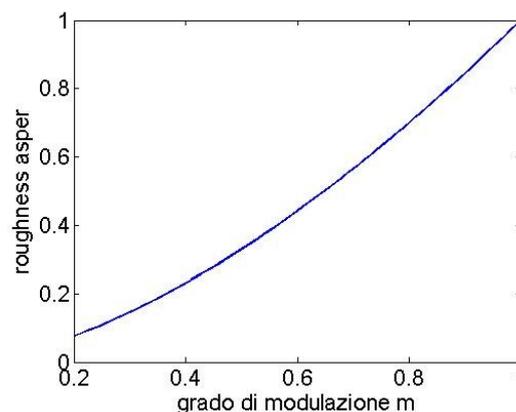


Figura 4.29 Andamento della roughness con il grado di modulazione, valori in %, per un tono di 1kHz con 60 dB Spl e frequenza di modulazione pari a 70 Hz.

## Capitolo 4

Gradi di modulazione in ampiezza inferiori al 20-25%, non danno origine a roughness, o comunque ne generano valori molto bassi tali da poter essere trascurati.

Variando sia la frequenza di modulazione in ampiezza che la frequenza centrale del tono puro, modulando al 100% in ampiezza, si nota che al crescere della frequenza centrale del tono, aumentano sia il massimo valore di roughness raggiungibile, che la frequenza di modulazione per la quale si ha il valore massimo in asper; questo vale per frequenze centrali del tono inferiori a 1 kHz, qui la frequenza di modulazione per la quale si ha il massimo valore in asper è pari 70 Hz, quando per un tono di 250 Hz è pari a circa 50 Hz.

Per toni con frequenza superiore ad 1 kHz, il massimo valore di roughness ottenibile decresce all'aumentare della frequenza del tono, il suo valore massimo lo si ottiene per frequenze di modulazione pari a 70 Hz.

Questo comportamento, variabile con la frequenza del tono, è spiegabile con l'andamento delle bande critiche in funzione della frequenza, per le basse frequenze, con la risoluzione temporale del nostro sistema uditivo per le alte frequenze.

Poniamoci a 250Hz, qui la larghezza di banda critica è pari a 100 Hz, raggiungibile con una modulazione in frequenza di 50 Hz partendo dalla frequenza centrale di banda (250 Hz appunto), spingendosi oltre si sfora nelle bande critiche vicine, andando a ridurre la sensazione di roughness. Alle alte frequenze, le larghezze di banda sono maggiori, conseguentemente prima di sfiorare nelle bande critiche vicine si ha una riduzione di roughness per un eccessivo aumento della frequenza di modulazione.

Alle alte frequenze, la diminuzione di roughness, è anche provocata dalla risoluzione temporale insufficiente del nostro sistema uditivo, che non permette di riconoscere correttamente la modulazione in ampiezza fisicamente presente.

La roughness ha una scarsa dipendenza con il livello di pressione sonora, in genere per toni puri si ha un raddoppio del valore in asper per un aumento di 40-50 dB di Spl.

La roughness può essere modellata similmente alla fluctuation strength (Figura 4.25), poiché dipende, sia dalla frequenza di modulazione, che dalla profondità del modello di mascheramento temporale ( $\Delta L$ ); si può quindi scrivere la seguente approssimazione

$$R \sim f_{mod} * \Delta L$$

4.21

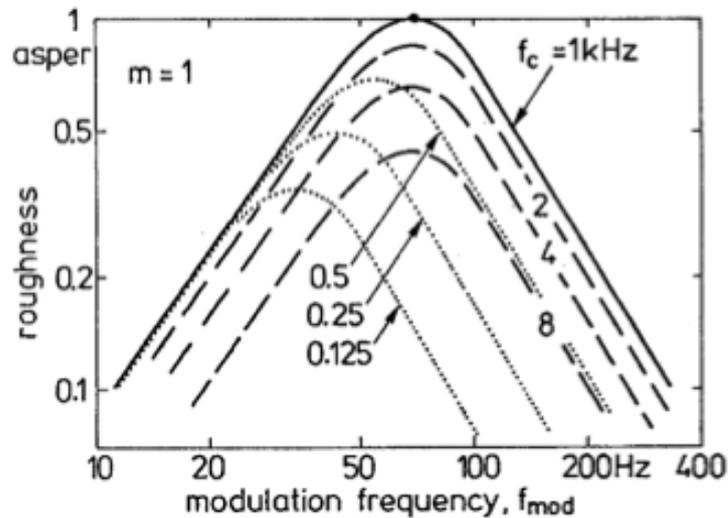


Figura 4.30 Variazione della roughness al variare della frequenza di modulazione in ampiezza e della frequenza centrale del tono, con modulazione al 100%, livello spl costante pari a 60 dB {3}.

Alle basse frequenze di modulazione in ampiezza, il prodotto tenderà a rimanere basso, stesso comportamento si avrà alle alte frequenze di modulazione, poiché, per la risoluzione temporale del nostro sistema uditivo, il  $\Delta L$  rimarrà contenuto, mentre si ha un massimo per valori della frequenza di modulazione in ampiezza pari a 70 Hz.

Considerando che  $\Delta L$  varia al variare delle bande critiche, un modello più accurato prevede l'integrazione di tale valore sulle bande di Bark

$$R = 0.3 \frac{f_{mod}}{kHz} \int_0^{24Bark} \frac{\Delta L(z) dz}{dB/Bark}$$

4.22

Questa grandezza è anche utilizzata come uno dei possibili indici per valutare la sportività del suono emesso in ambito automotive, come viene riportato in [11], effettivamente modelli sportivi, con elevati regimi di rotazione danno origine a notevoli valori di roughness (Figura 4.33).

## Capitolo 4

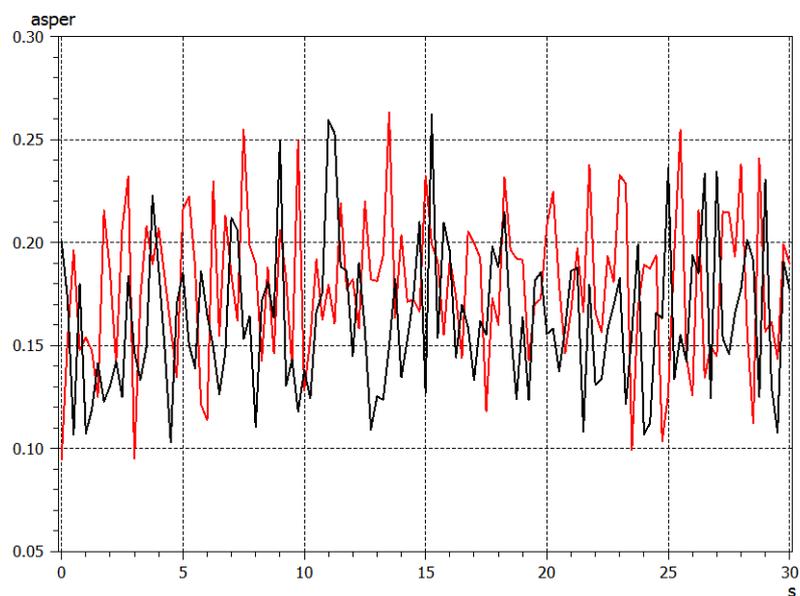


Figura 4.31 Roughness di una trattrice acquisita al regime motore massimo, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

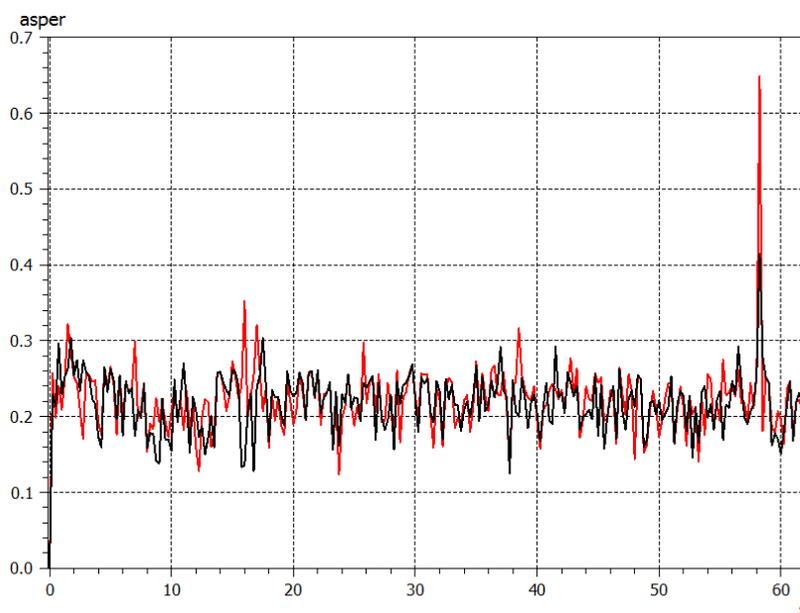


Figura 4.32 Roughness di una normale conversazione fra più persone.

## L'uomo e l'acustica

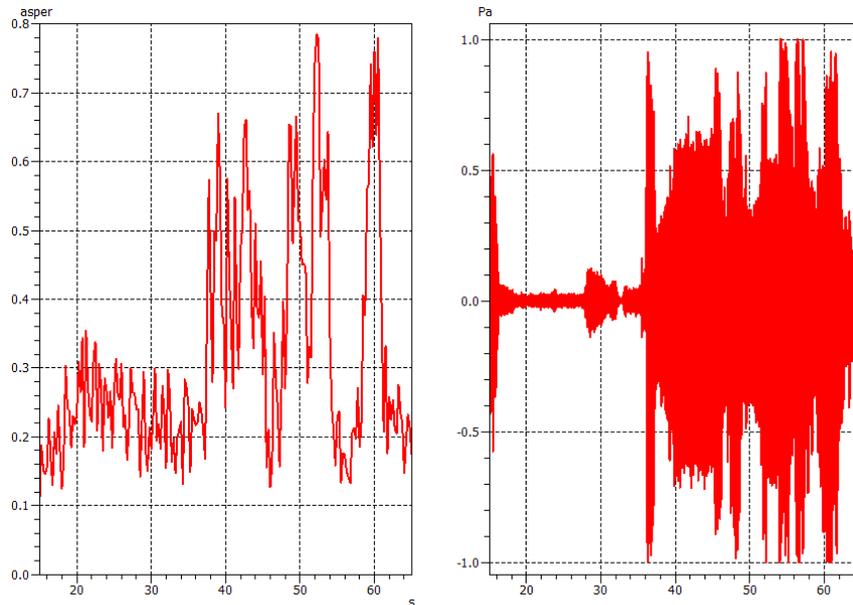


Figura 4.33 Roughness e rispettiva storia temporale, con valori in Pa, prodotta da un Ferrari 458 acquisita in campo libero.

### 4.2.2.5 Sharpness

La sharpness è una sensazione associabile alla tonalità di colore presente nello spettro acustico, un valore corretto ne accentua la piacevolezza, un valore troppo alto rende il suono aggressivo.

Dipende principalmente dalla distribuzione, nello spettro acustico, del livello di pressione sonora e quindi di loudness. Può essere pensata come un indice dello sbilanciamento verso le alte frequenze dello spettro acustico.

La sua unità di misura è l'acum, 1 acum viene prodotto da un rumore a banda stretta con una frequenza centrale pari a 1 kHz, avente 60 dB Spl.

La dipendenza rispetto al livello di pressione sonora è scarsa, infatti, passando da 30 a 90 dB, a parità di altri fattori, la sharpness raddoppia.

Per toni puri, la sharpness varia al variare della frequenza centrale del tono. 60 dB Spl con frequenza centrale 1 kHz generano 1 acum, se la frequenza centrale scende a 250 Hz, si hanno solamente 0.25 acum.

A parità di altri fattori, la crescita del livello di sharpness è lineare con la frequenza fino a 16 Bark, circa 3 kHz, oltre tale frequenza la crescita diventa esponenziale.

Generalmente al crescere del livello di sharpness aumenta la sgradevolezza del suono.

## Capitolo 4

La sharpness viene modellata secondo quanto proposto da Von Bismark [12]

$$S = 0.11 \frac{\int_0^{24Bark} N' g(z) z dz}{\int_0^{24Bark} N' dz} \quad 4.23$$

Il denominatore è l'integrale della loudness specifica  $N'$ , quindi rappresenta la loudness totale, mentre il numeratore è l'integrale della loudness specifica moltiplicata per il numero della banda di Bark ( $z$ ), opportunamente pesata per la funzione  $g(z)$ , che varia al variare della banda critica di interesse.

Osservando l'andamento del peso  $g(z)$  in funzione delle bande critiche, risulta evidente il marcato incremento di sharpness all'aumentare dello sbilanciamento dello spettro verso le alte frequenze.

La curva  $g(z)$  è stata costruita secondo la seguente approssimazione

$$g(z) = 0.00012Z^4 - 0.0056Z^3 + 0.1Z^2 - 0.81Z + 3.51$$

$$\text{Con } Z \geq 14$$

$$\text{Altrimenti } g(z) = 1$$

4.24

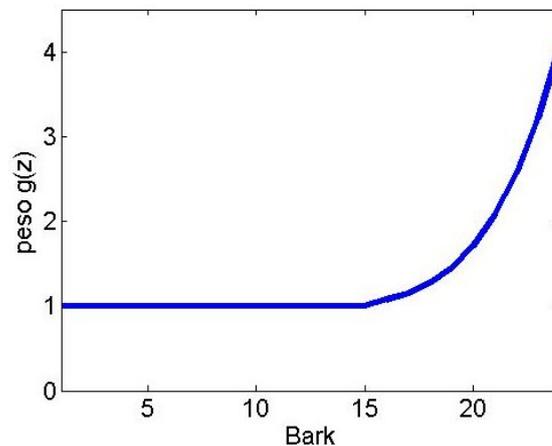


Figura 4.34 Andamento del peso  $g(z)$  al variare del numero di Bark .

Modificando lo spettro, sbilanciandolo verso le alte frequenze, applicando un filtro passa alto a 5 kHz, si evidenzia come il valore di sharpness aumenti di

## L'uomo e l'acustica

circa un fattore 3.5, passando da un valore medio di circa 1.15 acum a 3.95 acum (Figura 4.35 e Figura 4.36).

Un classico esempio di suono con discreti valori di sharpness è quello emesso da grilli e cicale durante i loro canti.

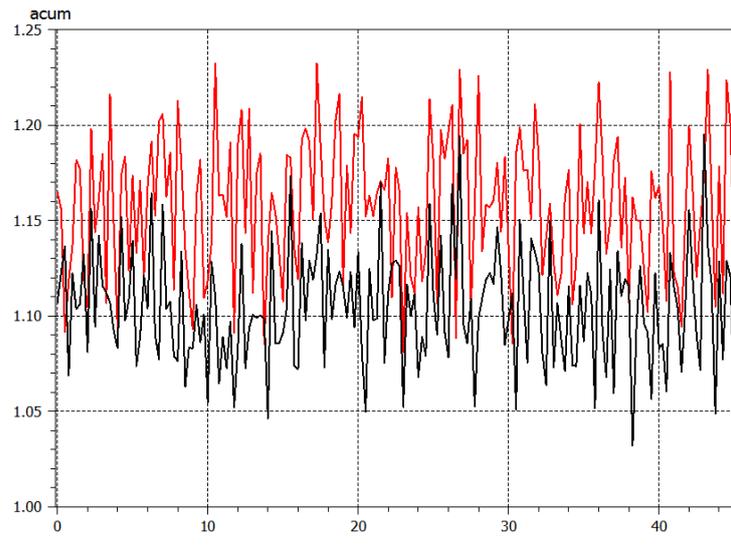


Figura 4.35 Sharpness generata da una trattrice al regime motore massimo, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

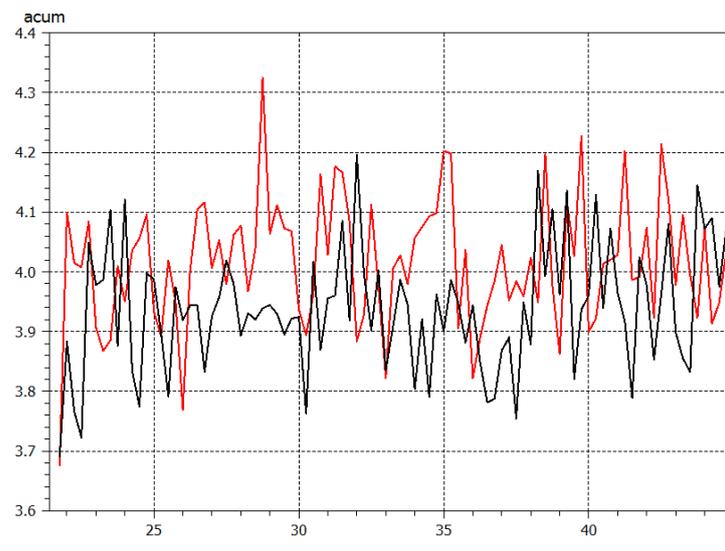


Figura 4.36 Sharpness generata da una trattrice con motore al regime massimo, filtrato con filtro passa alto a 5 kHz sullo spettro, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

## Capitolo 4

### 4.2.2.6 Indice di Articolazione

L'indice di articolazione (AI), proposto da Fletcher negli anni '30 [9], nasce con lo scopo di dare un'indicazione sulla capacità di riconoscimento del parlato, da parte di un individuo dotato di normali capacità uditive in presenza di differenti rumori di fondo. Successivamente è stato utilizzato anche nel modo auto [5] come uno dei possibili indicatori di comfort acustico.

L'AI dipende fortemente dalla distribuzione spettrale del livello di pressione sonora, ed è correlato, con andamento negativo, alla loudness. All'aumentare della loudness l'AI decresce e viceversa.

L'AI, come riportato in [13], viene calcolato partendo da una curva limite superiore, rappresentate il livello medio di pressione sonora tenuto in una normale conversazione, alla quale vengono sottratti i valori in dB dello spettro di interesse, acquisito in terzi di ottava, in un range di frequenze compreso fra i 200 e i 5000 Hz; i singoli valori vengono quindi opportunamente pesati ed infine sommati.

$$AI = \sum_i \Delta L_i g_i$$

4.25

$\Delta L_i$  rappresenta la differenza fra il valore medio del parlato, espresso in dB, sulla  $i$ -esima banda in terzi d'ottava e il valore dello spettro analizzato sulla medesima banda.

Se il singolo valore della differenza ( $\Delta L_i$ ) è negativo, viene posto pari a zero, se è positivo ed ha un valore maggiore di 30, viene limitato a 30. La sommatoria dei singoli valori opportunamente pesati è inferiore o uguale a 100%. Un valore di AI pari al 100% indica che, in presenza di quel particolare rumore, una conversazione normale non viene minimamente disturbata, cioè su 100 sillabe emesse da un ipotetico individuo A, 100 ne vengono percepite da un ipotetico individuo B. Al contrario un AI pari a 0 è indice dell'impossibilità di sostenere una conversazione normale fra due interlocutori.

Nel proseguo del testo, tutti i valori di AI forniti, vengono calcolati secondo la modalità OPEN, come riportato in [14], cioè non viene posto a zero il  $\Delta L_i$  quando assume valori negativi, mentre quando è positivo non viene limitato a 30. Così facendo l' $AI_{OPEN}$  può essere sia negativo che maggiore del 100%, questo permette di avere una differenziazione maggiore di valori fra le differenti tratte analizzate. Inoltre il range di frequenze utili per il calcolo, nella modalità OPEN, si estende fino a 6300 Hz.

## L'uomo e l'acustica

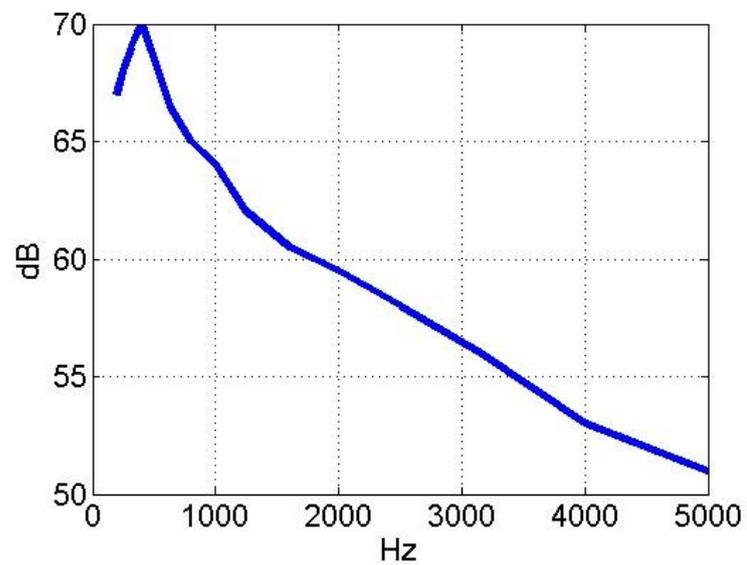


Figura 4.37 Curva limite superiore per il calcolo dell'AI calcolata secondo [13].

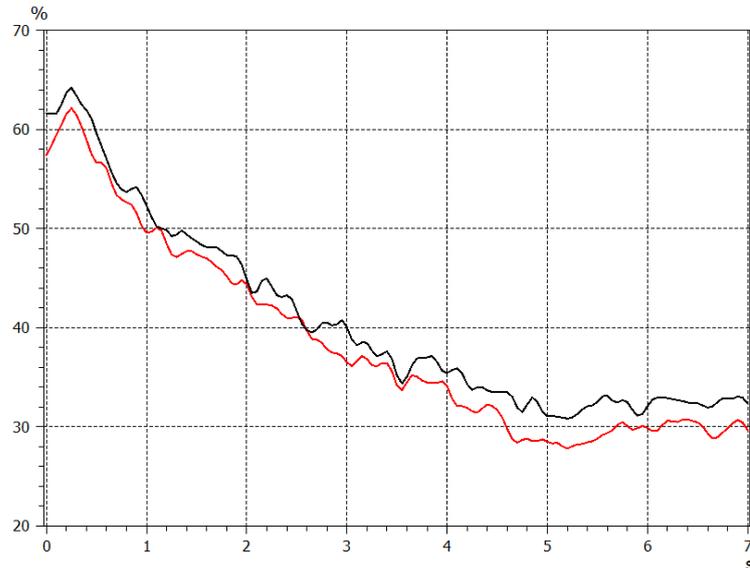


Figura 4.38 Andamento dell' $AI_{OPEN}$  per una trattrice durante uno sweep da 860 a 2300 rpm eseguita in circa 5s.

#### 4.2.2.7 Tonality

La tonality è un indicatore della presenza di componenti tonali, il cui livello spicca rispetto al livello medio delle frequenze di banda “vicine”.

La sua unità di misura è il tu (tonality unit), 1 tu è generato da un tono puro di frequenza 1 kHz, avente 60 dB Spl.

Il livello complessivo di tonality è influenzato da

- Frequenza dei toni puri
- Distanza reciproca nello spettro
- Livello di pressione sonora rispetto al valore medio di banda.

Un esempio di algoritmo per il calcolo della tonality è quello proposto da Therard [15]. Il primo passo consiste nell'estrazione dei picchi tonali, confrontando i singoli campioni con i vicini. Se un generico campione  $S_i$ , oltre ad avere un livello Spl maggiore dei campioni  $S_{i\pm 1}$ , è anche maggiore di  $S_{i\pm 2}$  e  $S_{i\pm 3}$  di almeno 7 dB, tutto il gruppo di 7 campioni, da  $S_{i-3}$  a  $S_{i+3}$ , viene rimosso dallo spettro, trattato come un gruppo di toni puri ed utilizzato per il calcolo di altri parametri del modello.

La tonality assume la seguente espressione

$$T = C w_N^{0.79} \sqrt{\sum_{i=0}^{M-1} [w_1(\Delta z_i) w_2(f_i) w_3(L_{\Delta,i})]^2}^{0.29} \quad 4.26$$

dove

$$w_1(\Delta z_i) = \left( \frac{0.13}{\frac{\Delta z}{\text{Bark}} + 0.13} \right)^{1/0.29} \quad 4.27$$

$$w_2(f_i) = \frac{1}{\sqrt{1 + 0.2 \left( \frac{f_i}{0.7 \text{kHz}} + \frac{0.7 \text{kHz}}{f_i} \right)^2}} \quad 4.28$$

$$w_3(L_{\Delta,i}) = 1 - e^{-\frac{L_{\Delta,i}}{15 \text{dB}}} \quad 4.29$$

$$w_N = 1 - \frac{N_N}{N}$$

4.30

$L_{\Delta,i}$  rappresenta il livello delle componenti tonali estratte dallo spettro meno

- Valore della soglia minima di udibilità.
- Valore Spl della banda critica dopo la loro rimozione dallo spettro.

$N$  rappresenta la loudness originale, mentre  $N_N$  la loudness dopo la rimozione delle componenti tonali dallo spettro.

$C$  è un peso che permette di ottenere il valore di 1 tu, per un suono di un 1 kHz, avente 60 dB Spl.

È da notare come le componenti spettrali prossime ai 700 Hz diano il maggiore contributo tonale.

All'aumentare del valore di tonality possono aumentare sia l'eufonia che il grado di disturbo, come riportato in [16].

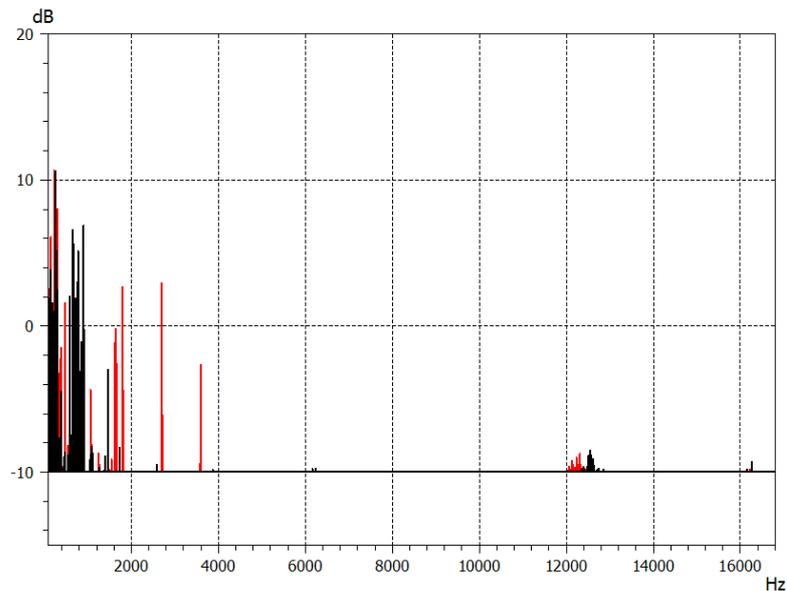


Figura 4.39 Componenti tonali estratte secondo [17] dallo spettro di una trattrice, acquisizione al massimo regime motore, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

## Capitolo 4

Generalmente le componenti tonali di interesse, presenti negli spettri delle trattrici analizzate, si trovano principalmente a frequenze inferiori di 1 kHz, sono quasi totalmente assente a frequenze superiori a 5 kHz.

Il livello medio della banda critica d'interesse è rappresentato dalla linea orizzontale -10 dB, dalla quale si elevano i toni con livello maggiore (Figura 4.39).

Data la discordanza presente in letteratura sul calcolo e pesatura del valore di tonality in tu, nel proseguo del testo si useranno le componenti tonali estratte secondo [17].

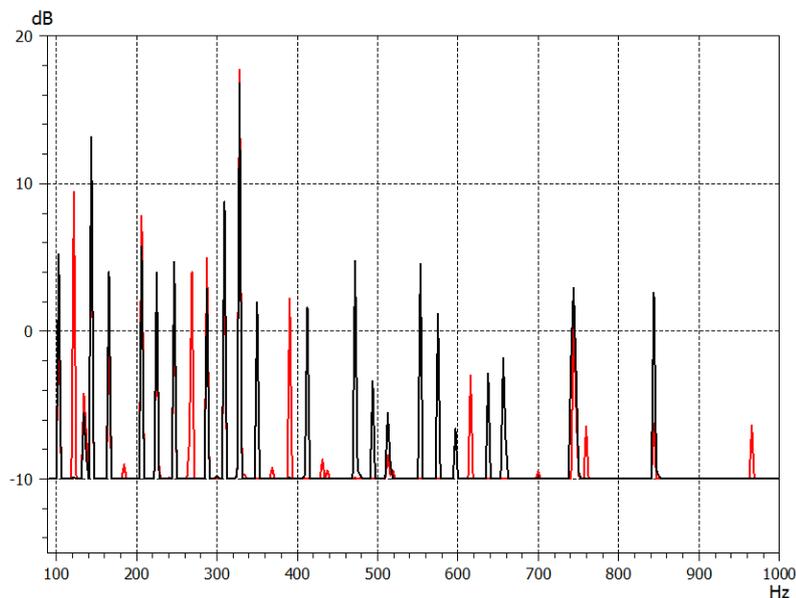


Figura 4.40 Componenti tonali fino ad 1 kHz estratte dallo spettro di una trattrice secondo [17], acquisizione al massimo regime motore, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

### 4.2.2.8 Curve noise rating

Simili alle curve d'isofonia, uniscono punti nello spettro che generano pari disturbo fisiologico. Le curve noise rating (NR), sono utilizzate come possibile indice per la valutazione del disturbo arrecato dal livello sonoro in ambienti domestici, uffici, industrie etc.

Le differenti curve vengono calcolate partendo da bande in terzi d'ottava, fra 31.5 a 8000 Hz. Allo spettro in ingresso viene assegnato il valore NR pari al valore massimo raggiunto su una determinata banda d'ottava

## L'uomo e l'acustica

Valori NR raccomandati	
Ambienti	NR
Officine	60-70
Ambienti di lavoro meccanizzati	50-55
Palestre e piscine	40-50
Ristoranti, bar e mense	35-45
Uffici e biblioteche	30-40
Cinema, studi televisivi	25-35
Aule scolastiche, sale conferenza	20-30
Sale concerti, teatri	20-25
Cliniche diagnostiche	10-20

Tabella 4.4 Valori NR raccomandati

Hanno il pregio, rispetto al valore in dB(A), di essere meno sintetiche e di andare a valutare il disturbo generato su tutto lo spettro acustico, individuando la banda in cui è massimo.

Alla frequenza di 1 kHz c'è corrispondenza fra il valore in dB e il valore della curva NR.

Un esempio di utilizzo delle curve NR è in figura 4.42, dove la tratteggiata raggiunge la curva 66.7 NR a 250 Hz.

Le curve rappresentate sono state costruite secondo quanto riportato in [18].

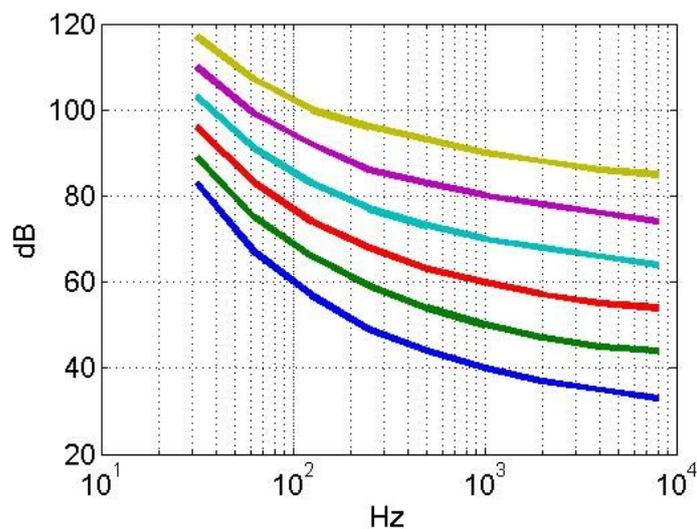


Figura 4.41 Curve NR di valore 40 (blu), 50, 60, 70, 80, 90 (giallo), costruite secondo [18]. Scala logaritmica sull'asse x.

## Capitolo 4

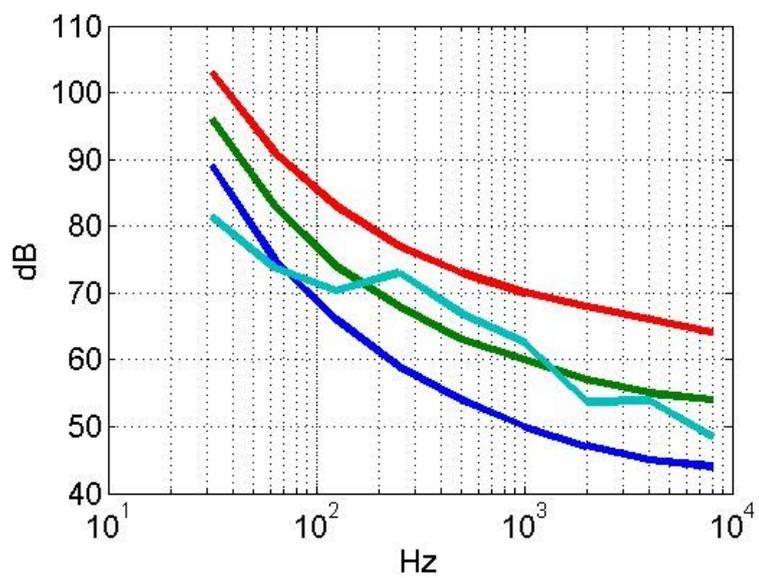


Figura 4.42 Curve NR 50(blu), 60, 70 (rosso) e spettro di una generica attrice (azzurro)

# Capitolo 5 Metodo di acquisizione dati e prove di giuria

In questo capitolo si descrivono le modalità di acquisizione dati, lo svolgimento dei test su macchina, l'esecuzione delle prove di giuria e il loro responso.

Bisogna premettere che tutte le macchine testate appartengono al reparto sperimentale e come tali possono essere prototipi, pre-serie o modelli di serie. Nel caso di prototipi, le differenze rilevate rispetto ai rispettivi modelli di serie, non sono marcate, pertanto, le macchine testate, possono essere considerate rappresentative del prodotto finale e coprono la quasi totalità della gamma prodotta, con motori 3, 4 e 6 cilindri ciclo Diesel, cilindrata da circa 3 a 7 litri e potenze da 80 a 250 cv.

## 5.1 Modalità di acquisizione dati

Tutte le trattrici sono state singolarmente posizionate in camera semianecoica, questo per escludere la presenza di ulteriori sorgenti sonore, quali possibili rumori esterni e la riflessione delle onde di pressione sulle pareti di una normale sala prove.

La camera semianecoica presenta una base quadrata di 10.2 m per lato, è alta 5.3 m, è caratterizzata da un rumore di fondo pari a 18 dB(A), garantisce un assorbimento del rumore incidente sulle pareti verticali e sul soffitto pari al 99.9%, nelle frequenze comprese fra 50-16000 Hz.

Il pavimento, nel medesimo range di frequenze, è completamente riflettente, questo permette una migliore rappresentazione delle condizioni operative della macchina. La camera è in grado di riprodurre il comportamento in campo libero di una sorgente semi-sferica.

Una camera completamente anecoica, al contrario, andrebbe a falsare i risultati delle acquisizioni, dando un comportamento sferico alla sorgente, cosa non verificata nell'utilizzo della macchina, poiché il suolo, di qualunque tipologia sia, non ha mai un coefficiente di assorbimento pari ad 1.

Per garantire la ripetibilità della prova, le trattrici sono state portate alla temperatura di esercizio, lasciandole per un'ora ferme, con il cambio in folle, in

## Capitolo 5

assenza di carico sia alle prese di forza che ai distributori idraulici, con il motore al massimo regime consentito, mentre nella camera semianecoica sono stati impostati 20 °C, pressione pari a 1 atmosfera e umidità ambiente relativa pari al 60%. Bisogna sottolineare che questi sono i valori medi garantiti dal gruppo di climatizzazione all'interno della camera, ma localmente, specialmente nei pressi del motore del veicolo, le temperature sono superiori per via del calore smaltito dall'impianto di raffreddamento.



Figura 5.1 Camera semi-anechoica.

L'acquisizione dati è stata effettuata utilizzando cuffie binaurali e una persona fisica in cabina, oppure un manichino con testa acustica.

Il sedile è stato posizionato a metà corsa longitudinale e verticale.

Il sistema per la climatizzazione abitacolo e l'impianto radio sono stati tenuti spenti, tutti i vetri apribili chiusi, i livelli dei diversi liquidi compresi entro il minimo e il massimo, gli pneumatici portati alla pressione prescritta dal costruttore.

Tutto nel rispetto dei vincoli del decreto 2009/76//EEC, con l'aggiunta di microfoni binaurali oltre ai fonometri posti a lato orecchie conducente, come prescritto.

Sistema di acquisizione dati utilizzato

- Muller-BBM MK II
- Frequenza di campionamento 96000 Hz
- Microfoni Brüel & Kjær tipo 4942 per acquisizione standard
- Microfoni binaurali HEAD Acoustics GmbH BHM III 1261-6058

## Metodo di Acquisizione e Prove di Giuria

- Testa acustica HEAD Acoustics GmbH
- Accelerometri Brüel & Kjær tipo 4507 ICP
- Software PAK 5.7 per analisi

I giri motore sono stati acquisiti tramite sensore magnetico, posizionato sulla ruota dentata direttamente calettata sull'albero motore, utilizzata dalla macchina per il medesimo scopo, oppure, qualora questo non fosse possibile, il sensore magnetico è stato posizionato sulla p.t.o, sapendo che quest'ultima ha una velocità di rotazione prossima alla metà di quella dell'albero motore.



Figura 5.2 Ruota dentata e sensore per giri motore (1), pompa acqua con attacco ventola viscostatica (2), alternatore (3)

### 5.1.1 Acquisizioni al massimo regime motore

Le acquisizioni eseguite al massimo regime motore, vogliono essere rappresentative di un utilizzo prolungato della trattrice, dove il motore deve garantire una certa potenza e una velocità di avanzamento della macchina per un periodo prolungato, oppure quando si richiedono notevoli performance alle prese di forza.

La condizione di regime motore stazionario è comunque rara in una macchina agricola, infatti, i carichi richiesti al motore variano in finestre temporali ridotte, di conseguenza viene modificato anche il regime motore.

## Capitolo 5

Queste prove sono state eseguite acquisendo con il motore al massimo regime consentito, oscillante fra 2200-2400 rpm a seconda del modello, per 30-40 secondi. E' stato impostato un trigger al sistema di acquisizione a un regime inferiore di 40-60 rpm rispetto a quello massimo, questo per permettere lo svolgimento delle prove ad un unico operatore, che posizionato in cabina, da un regime appena inferiore a quello del trigger, accelera velocemente raggiungendo quello massimo consentito.



Figura 5.3 Testa acustica con cuffie binaurali in cabina.

### 5.1.2 Acquisizioni sweep

Queste acquisizioni vogliono essere rappresentative di un transitorio veloce subito dal motore, come può esserlo un'accelerata su strada, oppure un improvviso aumento della potenza richiesta alle prese di forze o agli attuatori idraulici, che comportano un repentino aumento del regime motore.

Il motore viene fatto accelerare dal regime minimo a quello massimo consentito, entrambi variabili nei differenti modelli, in un intervallo di tempo di circa 1 s, 5 s e 10 s. Il motore è in folle e nessun carico è applicato alle prese di forze e ai distributori idraulici.

È stato posizionato un trigger a 860 rpm che funge da inizio acquisizione, il termine dell'acquisizione è stato imposto, tramite stop forzato, dopo 2 s, 7 s o 12 s dal superamento del trigger iniziale, rispettivamente per gli sweep di 1, 5 e 10 s.

Il trigger a 860 rpm è leggermente sopra il regime minimo dei diversi modelli, che varia fra 760 a 840. È stato scelto tale regime e non valori inferiori, poiché nel caso di acquisizione dei giri motore con sensore magnetico posto sui denti

## Metodo di Acquisizione e Prove di Giuria

della p.t.o, il segnale in Volt in uscita è molto basso e a regimi inferiori si sono riscontrate difficoltà ad acquisirlo correttamente.

Bisogna comunque tener presente che il mantenimento del motore al regime di minimo per lunghi periodi è sconsigliato da Same Deutz-Fahr, poiché l'alternatore non è in grado di fornire una potenza adeguata per il mantenimento degli ausiliari, come impianto clima e luci di lavoro, questo provoca un rapido esaurimento della batteria.

Gli sweep sono stati eseguiti manualmente, di conseguenza è presente una certa variabilità nella durata delle accelerate, generalmente contenuta entro il secondo per le acquisizioni di 5 e 10s, di pochi decimi per lo sweep di 1s.



Figura 5.4 Sensore magnetico sulla p.t.o posteriore.

### 5.1.3 Acquisizioni sotto carico

Queste prove vogliono essere rappresentative di un transitorio, dove vengono richieste le massime performance erogabili dal gruppo endotermico, come potrebbe avvenire durante un'accelerata in pendenza con rimorchio. In queste prove compaiono ulteriori sorgenti di rumore oltre al motore, come gli ingranaggi del gruppo p.t.o e della trasmissione.

Le prove sono state eseguite collegando un freno idraulico alla p.t.o posteriore delle trattrici, tramite un giunto cardanico; agendo sul freno, il motore è stato fatto rallentare, costringendolo a passare dal regime massimo fino a circa 1250 rpm, quindi il motore è stato fatto accelerare, sempre agendo sul freno idraulico.

## Capitolo 5

Si è andati a richiedere una coppia inferiore, permettendo al motore di riprendere giri, ma mantenendo costante la potenza erogata, pari alla massima erogabile in ogni punto di funzionamento. La prova si è svolta con l'acceleratore a fondo corsa, per sfruttare appieno le caratteristiche del gruppo endotermico. Non si è scesi sotto i 1250 rpm rilevati all'albero motore, poiché sono comparse instabilità dinamiche sul freno idraulico, facendolo oscillare vistosamente, inoltre, lo stesso costruttore consiglia di non applicare potenze maggiori di 75 kW al freno, quando la velocità della p.t.o è inferiore ai 750 rpm; si ricorda che mediamente la p.t.o ha una velocità di rotazione pari alla metà di quella dell'albero motore, inoltre i modelli provati, a 1250 rpm erano in grado di erogare potenze ben superiori.

La durata dell'accelerata varia fra i 15 e i 50 secondi, a seconda della tipologia di trattore, motore, potenza e trasmissione.

Queste prove sono state eseguite con il manichino e testa acustica in cabina per motivi di sicurezza.

Alla giuria sono stati sottoposti file audio modificati, dove l'intervallo di giri motore parte da 1500 e giunge a 2160, questo per garantire uniformità fra le acquisizioni di differenti trattori, con potenze differenti e per avere un aumento di giri motore il più possibile lineare nel tempo, infatti, si notano differenti comportamenti fra regimi bassi e alti.

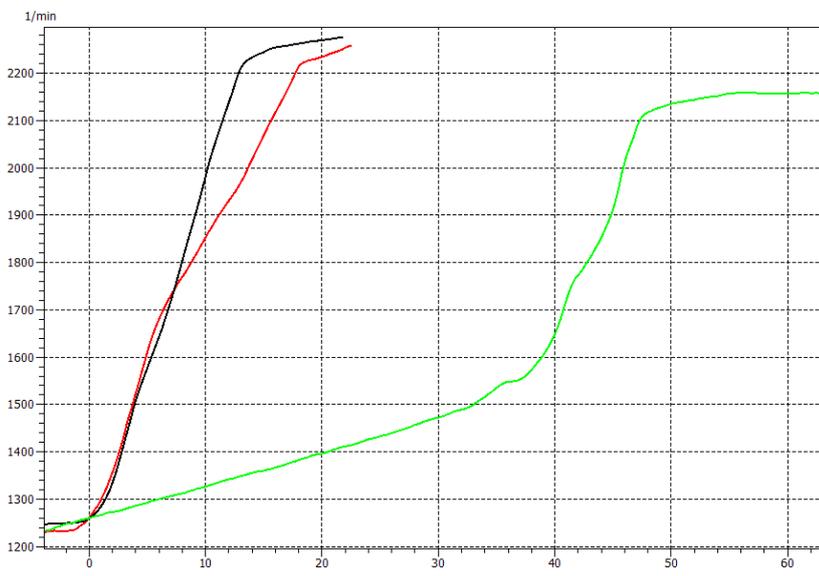


Figura 5.5 Andamento rpm in funzione del tempo per tre differenti trattori durante le prove sotto carico.



Figura 5.6 Agrottron 6120.4 TTV con freno idraulico durante prova 100% sotto carico.

## 5.2 Giuria

I file audio, acquisiti con cuffie binaurali, sono stati sottoposti al giudizio dei candidati tramite ascolto in cuffia davanti al computer, questo per non influenzare il loro responso con altri fattori, come la qualità percepita a bordo, la presenza di vibrazioni, l'ergonomia e la pulizia della cabina, il prestigio del marchio e il posizionamento nella gamma della trattoria, la climatizzazione in abitacolo. Tutti fattori che nulla hanno in comune con l'acustica, ma possono influenzarne il risultato finale.

L'ascolto in cuffia, inoltre, permette il passaggio istantaneo da un file audio al successivo, garantendo un notevole risparmio di tempo rispetto all'ascolto diretto su macchina.

È stato riscontrato, da parte di tutti i candidati, in tutte le tipologie di acquisizione, un iniziale senso di disagio, dato dall'incremento istantaneo di pressione sonora all'inizio del riascolto, rispetto al livello presente in ufficio.

Questo può anche essere attribuito alla riproduzione dei file audio in un contesto completamente estraneo a quello in cui è naturalmente presente lo spettro acustico proposto ai candidati.

## Capitolo 5

È stato quindi necessario far adattare per qualche decina di secondi i soggetti, incrementando lentamente il livello sonoro in uscita dalle cuffie, prima di poter procedere con il test vero e proprio.

La giuria, formata esclusivamente da persone interne all'azienda, è composta da operai meccanici, ingegneri, trattoristi ed impiegati, individui abituati alla presenza di trattatrici nel loro ambito lavorativo, spesso alla loro guida, con età variabile fra i 20 e i 55 anni.

È stato garantito un discreto mix demografico in termini di età e stato economico, con l'utilizzo di soggetti aventi una buona conoscenza delle macchine agricole del gruppo SDFG, quindi consapevoli dei loro limiti e problematiche, sia a livello acustico che in generale. Essendo composta solamente da persone interne all'azienda, che utilizzano quasi esclusivamente in ambito lavorativo trattatrici appartenenti a SDFG, va sottolineato come la giuria non sia rappresentativa dell'utente medio, generalmente utilizzatore di trattori appartenenti anche a marchi differenti. Inoltre i file audio sottoposti a giudizio, sono stati acquisiti solamente da macchine appartenenti a SDFG, mancano acquisizioni fatte su prodotti appartenenti alla concorrenza.

Conseguentemente ogni modello proposto, basato sugli output dei soggetti facenti parte della giuria, può essere solamente applicato a trattori appartenenti a SDFG, ben sapendo che i dati dai quali sono stati implementati non sono rappresentativi di utilizzatori reali.

È stato utilizzando solamente personale interno per motivi di privacy.

Nessun individuo aveva precedentemente partecipato a test di valutazione acustica finalizzati ad un prodotto, tuttavia la loro mancanza di esperienza non si è rilevata un problema, sia per la limitata complessità del test, sia perché tutti sono stati preventivamente informati ed istruiti su cosa e in che modo avrebbero dovuto valutare i file audio.

Sono state illustrate le condizioni operative riprodotte e gli è stato detto di immedesimarsi nel conducente della trattrice in quella particolare condizione di utilizzo.

Ai soggetti è stata lasciata totale autonomia durante le prove, potendo scegliere liberamente che file ascoltare, in quale sequenza, confrontarlo con altri, il tutto senza limiti temporali e di numero di ascolti.

Le differenti prove di ascolto hanno previsto la comparazione multipla di più file audio, nominati con delle lettere, in modo tale da non informare i tester di marca e modello delle trattatrici.

L'output finale di ogni tester è stato una sequenza di lettere rappresentanti le varie trattatrici, ordinate secondo preferenza personale in termini di comfort, dalla migliore alla peggiore.

## Metodo di Acquisizione e Prove di Giuria

La posizione della lettera nella scaletta è stata presa come numero puro e non è stata forzata la giuria a dare valori decimali alla posizione. Questo sarebbe stato sicuramente di aiuto nella successiva elaborazione dei dati, ma avrebbe obbligato a dare due suoni di riferimento, uno come migliore ed uno come peggiore, andando in qualche modo ad influenzare il responso dei tester. Qualora il tester avesse giudicato due suoni equivalenti per piacevolezza, poteva assegnare loro la medesima posizione.

È stata preferita una tipologia di test a ranking, com'è stato fatto in [5] e [6], andando a scartare le tipologie pair comparison e differenze semantiche.

Come spiegato in [11] e [19] il pair comparison prevede la comparazione di una coppia di suoni alla volta, il tester deve scegliere quello che secondo lui risponde meglio alla domanda posta, ad esempio quale fra i due è più intenso o più sportivo.

Il pair comparison è molto dispendioso in termini di tempo, infatti date  $n$  acquisizioni da confrontare, sono necessarie  $n(n-1)$  coppie da sottoporre alle giuria, la quale potrebbe spazientirsi e andare a giudicare frettolosamente.

Inoltre il pair comparison tende a influenzare la scelta dei candidati in base alla successione di coppie di suoni proposti e può capitare che il medesimo tester, sottoposto più volte alla medesima coppia di suoni, scelga come suono migliore prima l'uno e poi l'altro della coppia. Ha comunque il vantaggio, tramite domande ben poste e imponendo obbligatoriamente una preferenza, di andare a differenziare suoni apparentemente molto simili.

Anche le differenze semantiche sono state scartate per motivi di tempo, sia come esecuzione materiale del test che come addestramento della giuria, inoltre è possibile un'influenza di giudizio fra coppie di suoni seguenti molto differenti.

Le differenze semantiche si basano nel dare più coppie di aggettivi antitetici al medesimo suono, ad esempio sportivo e non sportivo; il tester ha il compito di valutare verso quale dei due aggettivi il suono tende, tramite l'assegnazione di un punteggio. Dando aggettivi non appropriati alla tipologia di suono, il tester tende a posizionare il suono in una posizione centrale, non attribuendogli nessuno dei due aggettivi, rendendo inutile la valutazione.

### 5.2.1 Risultati delle acquisizioni al massimo regime motore

Ai tester sono state sottoposte 10 differenti acquisizioni di altrettante tratte, nominate da A ad L. Sono state effettuate 11 prove di giuria.

I valori medi della posizione del vettore delle preferenze, dati da 10 candidati, sono stati utilizzati per implementare un modello lineare multiparametro, formato dalla combinazione di differenti parametri psicoacustici. È stata scartata

## Capitolo 5

una valutazione per via di un ribaltamento totale dell'ordine di preferenza, rispetto al valore medio. Nell'appendice C si riportano i giudizi nel completo.

L'ordine di preferenza medio (Tabella 5.1), va a collocare nelle prime tre posizioni, rispettivamente le trattrici B, F e D, la prima di fascia medio-alta, con motore 4 cilindri e circa 4 litri di cilindrata, F e D invece sono macchine di fascia alta con motore 6 cilindri e 6 litri di cilindrata, con cambio a variazione continua. Per queste tre macchine la deviazione standard e quindi la varianza, sono contenute, cosa non altrettanto vera per L, A, I e C, dove la varianza è più elevata, i valori medi di preferenza sono vicini e spesso sovrapponibili. L è un modello di fascia media, A e I sono di fascia medio-alta, paragonabili a B, tutte e tre con motore 4 cilindri ma dalle prestazioni completamente differenti. C invece è di fascia alta, sostanzialmente identica a D, tranne che per il cambio non a variazione continua ma di tipo powershift. Infine, nelle ultime posizioni, con valori medi distanziati e con varianze contenute si collocano E, G ed H, il primo è un modello di fascia alta con motore 6 cilindri, il secondo di fascia medio-bassa con motore 4 cilindri, ed infine H, anch'esso di fascia medio-bassa con motore 3 cilindri. Sia E, G ed H hanno un motore conforme alla normativa anti inquinamento Tier 3 mentre gli altri modelli sono conformi alla Tier 4 interim. Quindi si nota una buona uniformità di giudizio da parte della giuria per le prime e per le ultime posizioni, invece è presente una certa variabilità per le posizioni centrali. Le prime posizioni sono occupate da modelli di fascia medio-alta, mentre le ultime da modelli di fascia bassa, indice di una differente qualità costruttiva e di insonorizzazione.

Bisogna sottolineare che i modelli rispettanti la normativa anti inquinamento Tier 4 interim, montano un sistema di post-trattamento dei gas di scarico molto più complesso rispetto a quelli rispettanti la Tier 3, tutto il sistema funge anche da filtro acustico.

L'elenco seguente collega la lettera al modello commerciale della trattrice, si ricorda comunque che le macchine testate possono essere anche prototipi e pre-serie. Nel proseguo del testo, a pari lettera corrisponde sempre il medesimo modello.

- A: Agrotron 6150.4
- B: Agrotron 6160.4
- C: Agrotron 6180
- D: Agrotron 6160 TTV
- E: Agrotron 6190
- F: Agrotron 7250 TTV

## Metodo di Acquisizione e Prove di Giuria

- G: Explorer 105
- H: Frutteto 90.3
- I: Agrotron 6140.4
- L: Virtus
- M: Agrotron 5120
- N: Dorado3 80
- O: Agrotron 6120.4 TTV
- Q: Agrotron 6120.4
- R: R7 210 DCR
- S: Agroplus 320
- T: Explorer 105 KD4

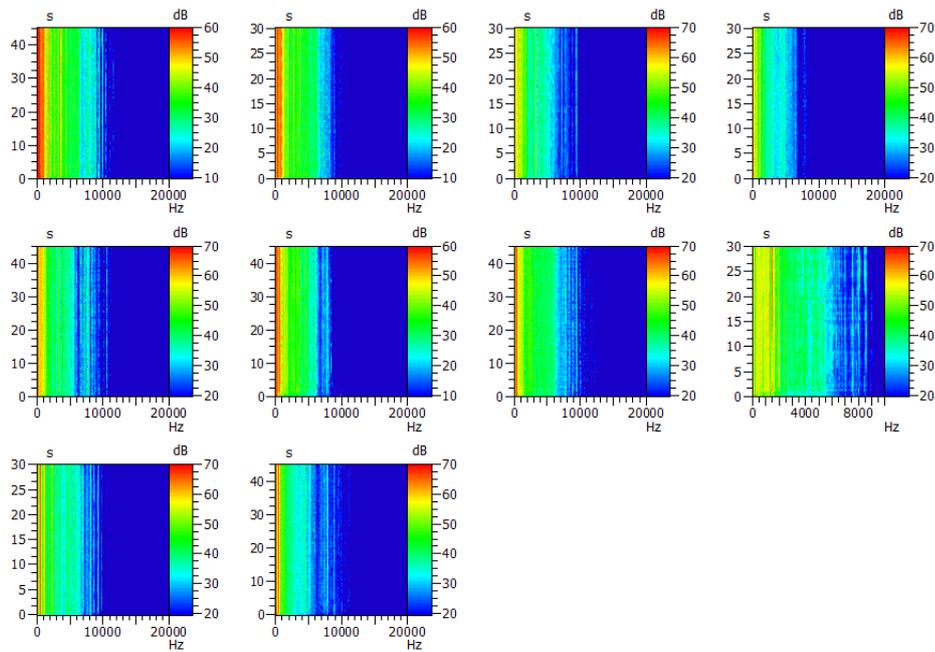


Figura 5.7 Schermata proposta ai candidati per le prove di giuria, in questo caso acquisizioni al regime motore massimo.

## Capitolo 5

B	1	1,11	0,33
F	2	2,33	0,50
D	3	2,56	0,73
L	4	4,78	0,83
A	5	5,22	1,20
I	6	6,22	1,99
C	7	6,89	1,17
E	8	7,22	0,67
G	9	8,78	0,83
H	10	9,89	0,33

Tabella 5.1 Trattrice, posizione assoluta, media e dev. standard per la prova di giuria sull'acquisizione al massimo regime motore.

### 5.2.2 Risultati delle acquisizioni sweep

Analogamente al caso precedente, sono state sottoposte al voto di giuria 6 acquisizioni binaurali, ottenute da altrettante trattrici, a 10 candidati.

Ai soggetti è stato fatto ascoltare un file audio modificato, non contenente la parte finale con motore a regime costante, pari al massimo, infatti l'obiettivo era focalizzare l'attenzione solamente sul transitorio.

Delle tre tipologie di sweep acquisiti, solamente quelli di lunghezza complessiva pari a 7 s sono stati analizzati successivamente con metriche acustiche e psicoacustiche.

Infatti, le registrazioni di lunghezza complessiva pari a 2 s, di cui uno solo di accelerata, sono state giudicate troppo corte e inadeguate dagli stessi candidati.

Quelle di lunghezza complessiva pari a 12 s, di cui circa 10 di accelerata, al contrario sono state giudicate troppo lunghe e di difficile comparazione le une con le altre.

Anche in questo caso l'output è stato una sequenza di lettere, rappresentante l'ordine di preferenza dei file audio; i valori medi sono stati utilizzati per implementare un modello lineare multiparametro di diverse grandezze psicoacustiche. Rispetto al caso precedente si nota una deviazione standard e quindi una varianza maggiore, soprattutto per i valori medi di posizione centrale. Prendendo in considerazione solamente 6 delle 10 acquisizioni, la varianza si riduce notevolmente. Vengono scartate le valutazioni dei soggetti 5,7,8 e 10, vedere Appendice C.

Questo comporta anche il passaggio dalla posizione 2 alla 4 per il modello E.

## Metodo di Acquisizione e Prove di Giuria

M	1	1,6	0,7
E	2	2,8	1,62
I	3	2,9	1,1
Q	4	3,5	1,43
G	5	4,8	0,79
S	6	5,4	1,26

Tabella 5.2 Modello, posizione assoluta, posizione media, dev. standard per le prove di giuria su acquisizioni sweep veloce di durata complessiva 7s per le 10 valutazioni complessive

La trattrice E è l'unico modello con motore 6 cilindri sottoposto a giuria in questi test.

M e Q sono modelli di fascia media con motore 4 cilindri, mentre S è di fascia bassa con motore 3 cilindri. In seguito verranno proposti due modelli, uno comprendente tutte le valutazioni, l'altro comprendente solamente 6 valutazioni, più simili fra loro.

M	1	1,17	0,41
I	2	2,5	0,55
Q	3	2,5	1,05
E	4	4	0,63
G	5	5,17	0,75
S	6	5,67	0,52

Tabella 5.3 Modello, posizione assoluta, posizione media, dev. standard per le prove di giuria su acquisizioni sweep veloce di durata complessiva 7 s, considerando 6 acquisizioni.

### 5.2.3 Risultati delle acquisizioni sotto carico

Per come sono state eseguite le prove, cioè con una testa acustica in cabina. per motivi di sicurezza e regolando la coppia tramite freno idraulico, non è stato possibile ottenere curve rpm/tempo simili per i differenti modelli provati, così il range 1250-2160 rpm viene coperto da alcuni modelli in 15-20 s, da altri anche in 50 s (Figura 5.5), a causa della differente gestione elettronica di motore e cambio. Per una variabilità temporale così marcata, gli stessi candidati hanno espresso perplessità sulla validità del loro giudizio.

Per questo motivo i loro responsi non sono stati utilizzati per implementare modelli di valutazione della qualità sonora.

## Capitolo 5

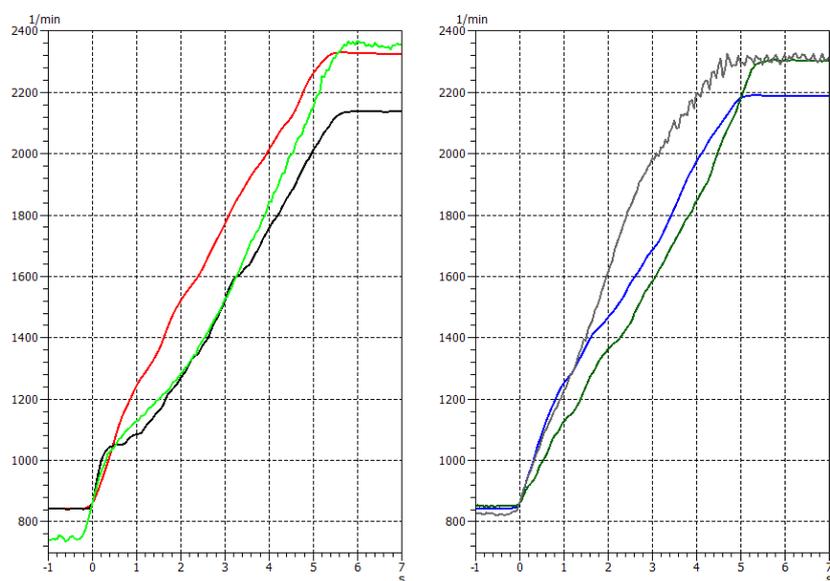


Figura 5.8 Grafico tempo/rpm degli sweep di durata 5 s, 7 s e la durata complessiva dell'acquisizione.

## Capitolo 6 Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora.

In questo capitolo viene descritta la correlazione fra i parametri psicoacustici di interesse, appartenenti alle differenti tratrici e i responsi delle prove di giuria.

Inoltre vengono proposti dei modelli per la valutazione della qualità acustica a bordo macchina, andando a combinare i differenti parametri.

Bisogna sottolineare, come detto in precedenza, che la giuria, essendo formata solamente da dipendenti aziendali, non può essere rappresentativa di tutti i possibili utilizzatori di macchine agricole.

Inoltre, tutte le macchine appartengono a SDFG, non sono state fatte acquisizioni su marchi concorrenti.

Conseguentemente, a priori non è possibile affermare che i vari modelli psicoacustici proposti abbiano validità se applicati a macchine esterne a SDFG, quindi tali modelli sono da considerarsi solamente per uso aziendale interno.

Si ricorda che i modelli testati appartengono al reparto sperimentale, e come tali possono essere prototipi, pre-serie o modelli definitivi, inoltre le grandezze pubblicate in seguito, se non diversamente specificato, verranno moltiplicate per un generico fattore correttivo.

Un esempio di modello psicoacustico, proposto Widmann [20] per valutare il tasso di disturbo (Perceived Annoyance) è il seguente

$$PA \approx N_5 * \left( 1 + \sqrt{w_S^2 + w_{FR}^2} \right)$$

6.1

Dove

$N_5$  è il quinto percentile di loudness in sone

$$w_S = (S - 1.75) * 0.25 \log_{10}(N_5 + 10) \quad S > 1.75 \text{ acum}$$

$$w_{FR} = \frac{2.18}{N_5^{0.4}} * (0.4F + 0.6R)$$

Con S in acum, F in vacil e R in asper.

$w_S$  descrive l'effetto della sharpness, mentre  $w_{FR}$  l'effetto combinato di fluctuation strength e roughness, tutte e tre le grandezze giocano un ruolo secondario ma comunque non trascurabile rispetto al valore di loudness.

## Capitolo 6

Se pensiamo al rumore prodotto da un orologio da parete, il disturbo avvertibile non è tanto generato dal suo livello di loudness, generalmente basso, ma piuttosto dalla regolarità del suono, 1 Hz con modulazione in ampiezza prossima al 100%, a arrecare disturbo è quindi principalmente la componente di fluctuation strength.

Questo modello non è applicabile ai dati acquisiti poiché il livello di sharpness è sempre al di sotto del valore di soglia pari ad 1.75 acum.

### 6.1 Correlazione dei parametri psicoacustici con le acquisizioni al massimo regime motore

Il responso della giuria per le acquisizioni fatte col motore al massimo regime, che vuole essere rappresentativo di un uso prolungato e continuativo della macchina, ha sostanzialmente premiato le macchine più silenziose, comunque è presente una certa variabilità nelle posizioni centrali (tabella 5.1).

Il range di variazione, fra la trattrice meno rumorosa e quella che lo è maggiormente, è superiore ai 5 dB riscontabili in tabella (si ricorda che i valori sono corretti per un fattore moltiplicativo); si ha un aumento di oltre 4 volte la potenza sonora presente in cabina

La correlazione presente, calcolata secondo Pearson, fra i valori medi del responso della giuria e i rispettivi valori in dB(A) mediati<sup>4</sup>, è pari a 0.9, valore alto ma comunque non sufficiente ad esprimere un giudizio sulla qualità e differenziazione dei suoni prodotti dalle differenti trattrici. Spettri differenti possono generare valori in dB(A) simili, al tempo stesso, la ponderazione A può modificare notevolmente, una volta applicata, lo spettro in decibel lineari.

In figura 6.1 sono raffigurati gli spettri in sestis d'ottava non ponderati delle trattrici A, linea nera e B, linea rossa. La ponderazione A provoca un ribaltamento di posizioni, infatti la trattrice B ha un valore in dB(A) inferiore rispetto alla trattrice A.

---

<sup>4</sup> Media logaritmica, le altre grandezze sono mediate linearmente se non diversamente specificato.

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

A	55,9
B	54,9
C	56,1
D	54,8
E	57,4
F	53,9
G	59,2
H	58,4
I	57,3
L	56,8

Tabella 6.1 trattorie e rispettivo valore Spl in dB(A) mediato fra orecchio sx e dx, moltiplicato per fattore correttivo

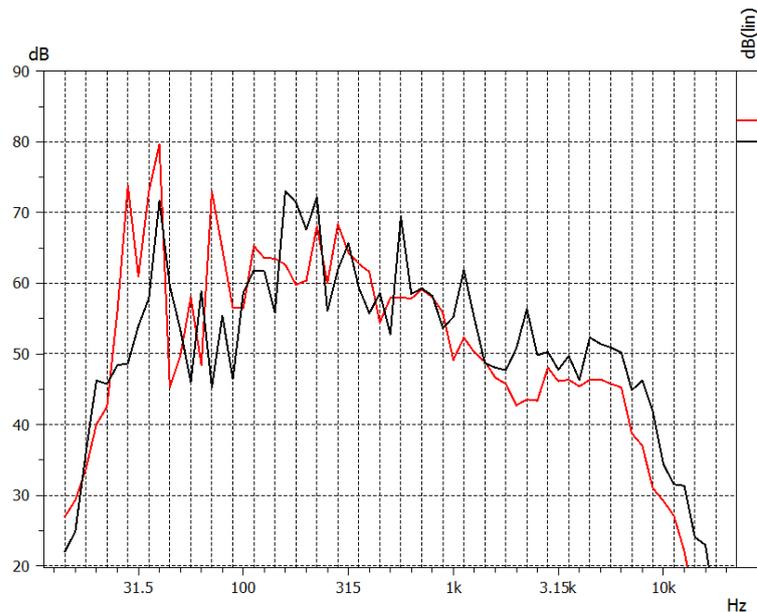


Figura 6.1 dB lineari non ponderati in sestì d'ottava, linea rossa trattoria B, linea nera trattoria A.

### Loudness

Anche la loudness ha una correlazione con il responso di giuria molto alta, pari a 0.94, ciononostante è presente una notevole vicinanza e sovrapposizione di valori per i modelli L, A, I e C.

La giuria ha ritenuto migliori le trattorie che presentano un livello di intensità acustica inferiore, cosa sensata nell'ottica di un uso prolungato della macchina.

## Capitolo 6

A differenza del dB(A) la loudness è un indice meno sintetico, il suo valore tiene in considerazione la durata temporale, le interazioni reciproche fra le singole frequenze e la conformazione spettrale, distinguendo fra toni puri e rumori a banda larga.

Però il suo valore numerico, a priori, non è in grado di caratterizzare aspetti importanti dello spettro, come la presenza di toni modulati o di componenti tonali, lo sbilanciamento verso un determinato range di frequenze.

Si ricorda che, all'aumentare della frequenza, il livello di intensità acustica percepita cresce, quindi una trattrice che in cabina presenta una maggiore potenza sonora nella parte ad alta frequenza dello spettro, a parità di livello Spl, darà origine ad una loudness maggiore.

In figura 6.1 è osservabile come i dB lineari, misurati nella trattrice A, pari ad 80, abbiano una componente ad alta frequenza maggiore rispetto a quelli misurati nella trattrice B, pari ad 83, questo comporta, riportandoci ai valori di loudness, un rapporto in sone A/B pari ad 1,2. La trattrice A genera un'intensità acustica superiore a quella presente in B, pari al 20%, questo nonostante la trattrice B, a livello strumentale in dB non ponderati, abbia una potenza sonora, e quindi un'intensità acustica ( $W/m^2$ ), doppia.

- $I_A^5 = 97 \cdot 10^{-6} W/m^2$
- $I_B = 194 \cdot 10^{-6} W/m^2$

Nei dati riportati in tabella, la massima differenza di valori la si ha fra F e G, con una differenza di circa 12 sone ed un rapporto fra i valori superiore ad 1.5, questo sta a significare che la sensazione di intensità sonora generata dalla trattrice G è circa 1.5 volte superiore a quella generata da F.

Avendo entrambe le trattrice un valore Spl superiore a 40 dB è corretto, secondo quanto scritto nel capitolo 4.2.2.2, che un delta di 5 dB per un suono avente frequenza 1 kHz, dia origine ad un rapporto fra le intensità pari a circa 1.5, qui è vero che il delta è maggiore, ma non si è in presenza di toni puri, bensì di uno spettro complesso

---

<sup>5</sup>  $I = P^2 / (c \cdot \rho)$  dove  $c = 343$  m/s,  $\rho = 1,2$  kg/m<sup>3</sup>, P in Pa

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

A	25.79
B	21.46
C	26.08
D	22.69
E	29.75
F	20.53
G	32.14
H	30.92
I	25.87
L	25.99

Tabella 6.2 Modello trattrice e valore di loudness in sone media fra orecchio sx e dx, moltiplicato per fattore correttivo.

### Fluctuation Strength

A differenza dei casi precedenti, qui il livello di correlazione con il responso della giuria è estremamente basso, con un  $R = -0.14$ . I valori, mediati linearmente fra orecchio sinistro e destro, sono compresi fra 0.01-0.025 vacil, quando in una normale conversazione si raggiungono livelli superiori ad 1 vacil (Figura 4.28) e negli sweep veloci, dove il passaggio dal regime minimo al massimo avviene in circa 1 s, sono presenti circa 0,5 vacil (Figura 4.27).

Valori così bassi di fluctuation strength, nelle acquisizioni a regime stazionario, indicano un'assenza quasi totale di modulazione in ampiezza del suono a frequenze prossime a 4 Hz, quindi il rumore si presenta effettivamente come stazionario, sostanzialmente piatto, senza avvertibili cambi nel livello di pressione sonora.

A	0.018
B	0.016
C	0.015
D	0.015
E	0.020
F	0.016
G	0.011
H	0.011
I	0.023
L	0.006

Tabella 6.3 Modello e rispettiva fluctuation strength in vacil.

## Capitolo 6

Dati i bassi valori di correlazione con il responso della giuria e valori assoluti in vacil trascurabili, tale grandezza non è stata considerata come indice significativo nella rappresentazione della qualità acustica in questo ambito.

### Roughness

Anche in questo caso la correlazione col responso della giuria è modesta, con un  $R=0.49$ , inoltre i valori sono moderatamente bassi, 0.1-0.25 asper, paragonabili a quelli presenti in una normale conversazione (Figura 4.32).

C'è quindi assenza di modulazione in ampiezza, nello spettro, a frequenze prossime ai 70 Hz, dove si ha il massimo valore di tale grandezza. O comunque, se presente, la modulazione è limitata a piccole porzioni dello spettro, tali da non dare un risultato complessivo apprezzabile. Stessa cosa vale per la modulazione in frequenza.

Frequenze di modulazione in ampiezza e profondità di modulazione significativi, sono riscontrabili in ambito automotive, nelle acquisizioni eseguite con veicolo in movimento, su pavimentazione non perfettamente piana, come può essere un leggere sterrato in presenza di ghiaia, oppure un manto stradale con sanpietrini [3]. In queste circostanze il contributo della roughness può essere interessante.

A	0.18
B	0.19
C	0.17
D	0.20
E	0.19
F	0.19
G	0.19
H	0.30
I	0.20
L	0.20

Tabella 6.4 Modello tratrice e rispettivo valore di roughness in asper, mediato linearmente fra orecchio sinistro e destro.

In alcune occasioni tale grandezza è stata anche utilizzata come indice della sportività del rumore prodotto, all'aumentare del valore in asper aumenta la sensazione di sportività.

## **Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora**

Generalmente però, con il raggiungimento di elevati valori di roughness, si ha una diminuzione della piacevolezza del suono.

Data la modesta correlazione questa grandezza non viene considerata significativa e di conseguenza non viene conglobata in un possibile modello rappresentativo della qualità acustica in cabina.

### **Sharpness**

Per questa grandezza la correlazione è apprezzabile,  $R=0.74$ , ma i valori in acum non sono elevatissimi, spaziando fra 1.07 e 1.33, con un range di variazione pari al 20% del valore massimo. Tali valori sono simili a quelli riscontrabili in ambito automotive, paragonabili a quelli presenti in una normale conversazione. All'aumentare del valore di sharpness, la piacevolezza del suono cresce, ma valori eccessivamente alti ne aumentano l'aggressività, come mostrato nel modello di Perceived Annoyance [20], non applicabile in questa situazione poiché la sharpness ha valore inferiore a 1.75 acum.

Per avere elevati valori di sharpness bisogna avere sorgenti sonore sbilanciate verso le alte frequenze, ad esempio applicando un filtro passa alto a 5 kHz (Figura 4.36), il valore medio passa da 1.15 a 3.95 acum.

Valori di circa 3-4 acum sono riscontrabili nel suono prodotto dal canto delle cicale.

Dato il grado di correlazione e il livello dei valori in acum, questa grandezza è da tenere in considerazione nel modello di valutazione della qualità acustica.

### **Indice di Articolazione open**

Come detto in precedenza, l'AI è un descrittore dell'efficacia della comunicazione verbale in presenza di rumorosità in sottofondo.

Ha il pregio di prendere in considerazione un discreto range di frequenze, dai 200 ai 6300 Hz e per ogni banda d'ottava fissa un limite superiore in dB, oltre il quale la comunicazione diventa inefficace; ogni banda presenta un differente coefficiente moltiplicativo, sia per riportare il valore finale al 100% sia per pesare in maniera differenziata le diverse bande.

In ambito automotive è stato utilizzato, con buoni risultati, come predittore del comfort in cabina.

## Capitolo 6

A	1.225
B	1.130
C	1.255
D	1.130
E	1.190
F	1.130
G	1.330
H	1.250
I	1.285
L	1.070

Tabella 6.5 Modello trattrice e rispettiva sharpness in acum, valore mediato linearmente fra orecchio destro e sinistro

Nelle acquisizioni a massimo regime motore, l'indice di correlazione con il responso della giuria è molto alto,  $R = -0.96$ , con segno negativo, cioè i valori di AI più elevati appartengono alle trattrici valutate come migliori dalla giuria.

A	29.34
B	38.28
C	27.84
D	36.51
E	26.22
F	38.21
G	18.22
H	18.88
I	28.51
L	34.18

Tabella 6.6 Modello di trattrice e rispettivo valore di  $AI_{OPEN}$  mediato linearmente fra orecchio destro e sinistro, moltiplicati per un fattore correttivo.

La differenza fra i modelli B e G è superiore ai 20 punti percentuali, una differenza marcata, passando da livelli medi a livelli decisamente bassi. È in grado di fornire una buona differenziazione per i modelli in posizione centrale L, A, I e C, cosa che loudness e dB(A) non riescono a dare, andando a seguire meglio il responso della giuria.

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

Un limite dell'AI, per come viene calcolato, è la mancata valutazione delle basse frequenze, sotto i 200 Hz, dove sono presenti importanti elementi caratterizzante lo spettro, come i primi 5-6 ordini motore, che presentano un notevole valore Spl sia in dB lineari che ponderati, variando sia in livello che in frequenza nelle diverse macchine.



Figura 6.2 Ordini motore 1,2,3 e 6 e rispettivo valore Spl in dB(A) in sestì d'ottava di una trattrice con motore 6 cilindri al massimo regime, pari a 2300 rpm.

Inoltre non valuta nemmeno la parte di spettro con frequenze superiori ai 6300 Hz, che se da un lato presenta un livello di pressione sonora molto basso rispetto al valore complessivo, mediamente oscillante fra i 30 e 40 dB(A), dall'altro ha comunque influenza sul responso della giuria.

Infatti alla giuria è stato sottoposto un confronto fra lo spettro di una trattrice ed il medesimo spettro filtrato con filtro passa basso a 6300 Hz, su 7 candidati, tutti e 7 hanno reputato migliore quello filtrato, definendone il suono più pulito e senza ronzii in sottofondo.

Nonostante queste due mancanze, l'AI<sub>OPEN</sub> descrive molto bene il responso della giuria, ha il coefficiente di correlazione R più alto fra tutte le grandezze analizzate, copre una buona parte dello spettro acustico e differenzia bene i vari modelli testati, quindi può essere utilizzato come descrittore della qualità acustica a bordo macchina

## Capitolo 6

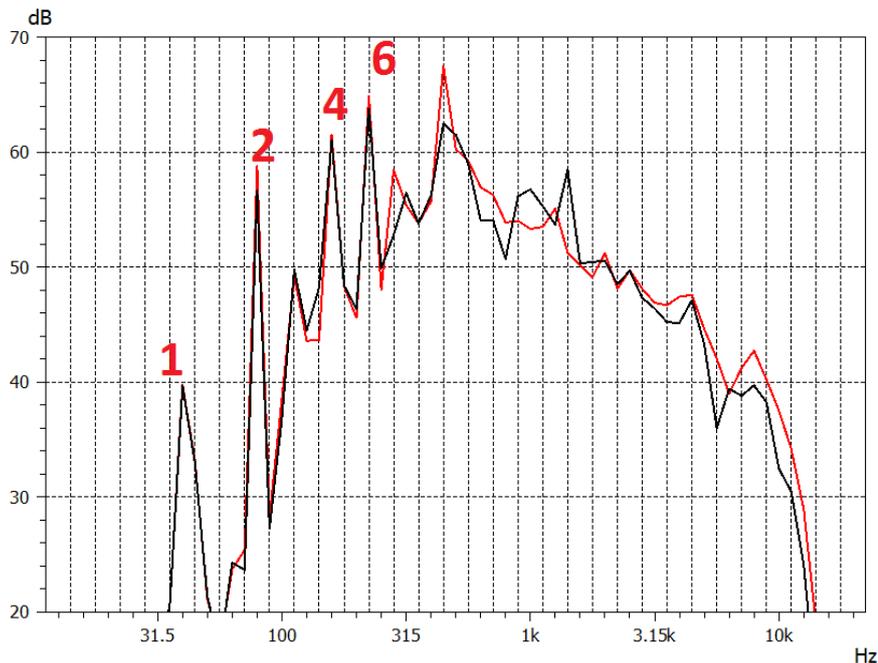


Figura 6.3 Ordini motore 1,2,4 e 6 e rispettivo valore Spl in dB(A) di una trattoria con motore 4 cilindri al massimo regime, pari a 2400 rpm.

### Componenti tonali

Si è cercata una correlazione fra la somma delle componenti tonali positive, estratte dallo spettro con valori in dB, ed il responso della giuria.

La somma delle componenti tonali vuole essere rappresentativa della tonalità del suono emesso dalla trattoria, cioè della presenza di toni puri con elevata pressione sonora rispetto dal livello medio della banda in cui risiedono, di conseguenza facilmente udibili.

I toni puri, se presenti, in questo contesto vengono avvertiti come fastidiosi o comunque abbassano la gradevolezza del rumore prodotto.

Sono stati sottoposti a giuria diversi spettri, tutti appartenenti alla medesima macchina, ma filtrati per innalzare od abbassare una o più componenti tonali.

Prevalentemente è stato giudicato migliore lo spettro base, oppure quello filtrato dove si è abbassato il livello delle componenti tonali.

Il livello di correlazione presente fra la somma lineare delle componenti tonali ed il responso della giuria è accettabile,  $R=0.62$ .

Più alta è la correlazione fra la somma logaritmica delle componenti tonali e il responso della giuria,  $R=0.74$ .

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

A	91.91
B	53.75
C	49.11
D	16.85
E	73.67
F	50.77
G	58.24
H	254.35
I	67.35
L	51.05

Tabella 6.7 Modello di trattrice e relativa somma lineare delle componenti tonali positive estratte dallo spettro, valore in dB non ponderato.

A	18.47
B	16.36
C	15.48
D	11.63
E	17.71
F	15.96
G	19.49
H	23.39
I	18.90
L	15.92

Tabella 6.8 Modello di trattrice e relativa somma logaritmica delle componenti tonali positive estratte dallo spettro, valore in dB non ponderato.

Entrambi i valori, somma lineare o logaritmica, possono essere significativi ed usati in un modello.

### Curve noise rating

Le curve NR, analoghe a quelle di isofonia, sono un indice del disturbo generato dallo spettro acustico, dove il valore numerico è il massimo raggiunto su una determinata banda di terzi d'ottava, compresa fra 31.5 e 8000 Hz.

Si ricorda che c'è corrispondenza di valori alla frequenza di 1 kHz fra curve NR e dB.

## Capitolo 6

Nella tabella sottostante si può osservare come il massimo valore NR venga raggiunto a frequenze relativamente basse, solamente per i modelli A e G viene raggiunto sulle bande d'ottava con frequenza centrale pari rispettivamente a 1 e 2 kHz.

Questo indica come sia preponderante la parte a bassa frequenza dello spettro rispetto a quella ad alta; infatti, la principale sorgente acustica, il motore endotermico, ha una frequenza fondamentale che difficilmente supera i 40 Hz e sopra il sesto ordine motore si ha una marcata diminuzione del livello di pressione sonora.

A	52.69	1000
B	52.69	250
C	52.77	500
D	52.61	125
E	54.75	125
F	50.80	500
G	56.80	250
H	56.17	2000
I	55.06	500
L	55.30	500

Tabella 6.9 Modello di trattrice, valore NR e frequenza centrale in Hz della banda d'ottava alla quale viene raggiunto, valore NR moltiplicato per fattore correttivo.

La correlazione con il responso della giuria è marcata,  $R=0.78$ , anche se non garantisce una buona differenziazione, né nelle posizioni centrali, trattrici L, A, I, C e nemmeno nelle prime posizioni, B, F, D, andando a dare un valore NR alla trattrice B superiore di oltre due punti rispetto ad F.

La differenza massima di valori la si ha fra i modelli F e G, con oltre 6 punti di scarto, indicativamente quanto ottenuto nei valori espressi in dB(A).

I valori NR, nonostante il marcato grado di correlazione, non verranno successivamente utilizzati poiché danno indicazioni simili a quelle date dai dB(A) e soprattutto dalla loudness.

### Specific loudness

La specific loudness, la cui integrazione sulle bande critiche di Bark genera la loudness, può essere vista come rappresentativa del livello specifico di intensità acustica su una determinata banda critica.

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

È stata utilizzata in quest'ottica fino a 2.5 Bark, cioè a 250 Hz, nel tentativo di ricostruire il contributo d'intensità acustica presente alle basse frequenze, generato dai primi 6 ordini motore e non contemplato dall'indice di articolazione open.

È stato utilizzato un valore mediato fra orecchio destro e sinistro, successivamente mediato sulle 2.5 bande critiche, con una risoluzione di 0.1 Bark.

A	2.12
B	1.81
C	2.19
D	2.32
E	3.15
F	1.87
G	2.28
H	2.86
I	1.85
L	2.76

Tabella 6.10 Modello di trattrice e relativa specific loudness media fino a 2.5 Bark, valori moltiplicati per un fattore correttivo.

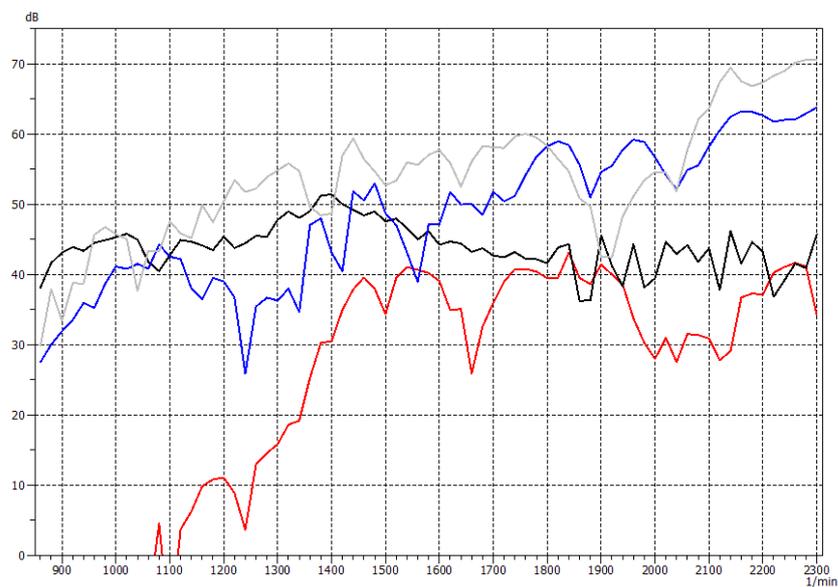


Figura 6.4 Spl in dB(A) generati dagli ordini motore 1(rosso), 2(nero), 4(blu), 6(grigio), al variare degli rpm su una trattrice con motore 4 cilindri.

## Capitolo 6

Il coefficiente di correlazione con il responso della giuria non è alto,  $R=0.55$ , ma ha il pregio di essere complementare all'AI, che non valuta questa parte di spettro; inoltre descrive bene la rumorosità a bassa frequenza generata dalle macchine, separandola dal resto dello spettro.

È stata utilizzata questa grandezza e non altre, quali la loudness o i dB(A) valutati su queste bande critiche, perché presentano una correlazione eccessiva con le altre grandezze prese in esame.

### 6.2 Indice per massimo regime motore

Si rimanda all'Appendice B per tutte le modalità di calcolo utilizzate.

Le grandezze di interesse nella creazione di un indice di valutazione della qualità acustica in cabina, riprendendole dal paragrafo precedente sono

- dB(A)
- Loudness
- AI
- Sharpness
- Componenti tonali
- Specific loudness media

Queste grandezze verranno utilizzate in un modello di regressione lineare a parametro singolo oppure multi parametro, se possibile.

Ovviamente sono di maggiore interesse le grandezze che presentano più alta correlazione con il responso della giuria, come dB(A), AI e loudness.

Nel caso di regressione a 2 parametri, le grandezze accoppiate devono avere una correlazione reciproca non eccessivamente alta, limitando il VIF ad un valore pari a 5, altrimenti si manifesta multicollinearità fra le variabili indipendenti e il modello perde di consistenza.

Ponendo tale limite, comunque conservativo, è possibile proporre più modelli a 2 parametri nei quali si accoppiano dB(A), loudness ed AI con le altre tre grandezze.

I differenti modelli lineari a più parametri assumono questa forma

$$Y = A * P_1 + B * P_2 + C$$

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

Fra le possibili combinazioni la migliore dal punto di vista statistico, meglio rappresentante del responso di giuria in questa condizione e quindi proposta come indice del livello di comfort acustico presenta in cabina è la seguente

$$Y = A * AI_{OPEN} + B * SpecificLoudnessMedia + C$$

Deve Y è il ranking medio del voto di giuria, A, B e C i coefficienti di regressione, la specific loudness media è calcolata fino a 2.5 Bark. Più basso è il valore in uscita, cioè Y, migliore è la qualità acustica presente in cabina della trattrice.

	AI	Splm	Loudness	Tonality	Sharpness	dB(A)
AI	1					
Splm	-0.45	1				
Loudness	-0.95	0.64	1			
Tonality	-0.59	0.36	0.51	1		
Sharpness	-0.82	-0.08	0.66	0.35	1	
dB(A)	-0.92	-0.53	0.96	0.5	0.67	1

Tabella 6.11 Correlazioni fra le differenti grandezze

L'indice di determinazione lineare è il seguente

- $R^2 = 0.958$
- $R^2_{AD} = 0.943$

Dove  $R^2$  viene calcolato come rapporto fra varianza complessiva e varianza spiegata dal modello.  $R^2$  cresce all'aumentare del numero di regressori presenti nel modello.  $R^2_{AD}$  invece, sempre minore di  $R^2$ , non aumenta all'aumentare del numero di regressori, al contrario l'aggiunta di un regressore non significativo nel modello lo fa decrescere.

Il coefficiente  $R^2_{AD}$  è molto alto, mostrando un ottima corrispondenza fra modello e dati sperimentali.

$$R^2_{AD} = 1 - \frac{n-1}{n-k-1} (1 - R^2)$$

6.2

## Capitolo 6

Con  $n$  numero di osservazioni e  $k$  numero di regressori, in questo caso  $n=10$ ,  $k=2$ .

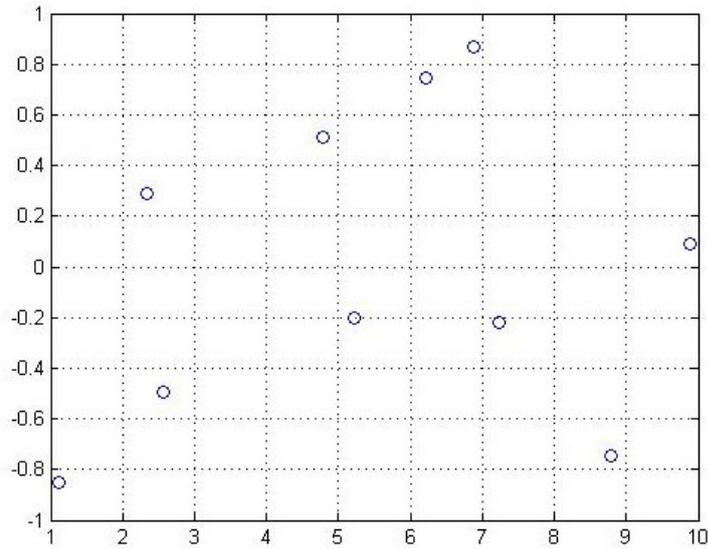


Figura 6.5 Residui del modello, ordinate, rispetto al responso della giuria (ascisse).

Dal grafico soprastante, è possibile notare un andamento causale del valore dei residui rispetto ai valori di ranking calcolati, indice di omoschedasticità dei residui.

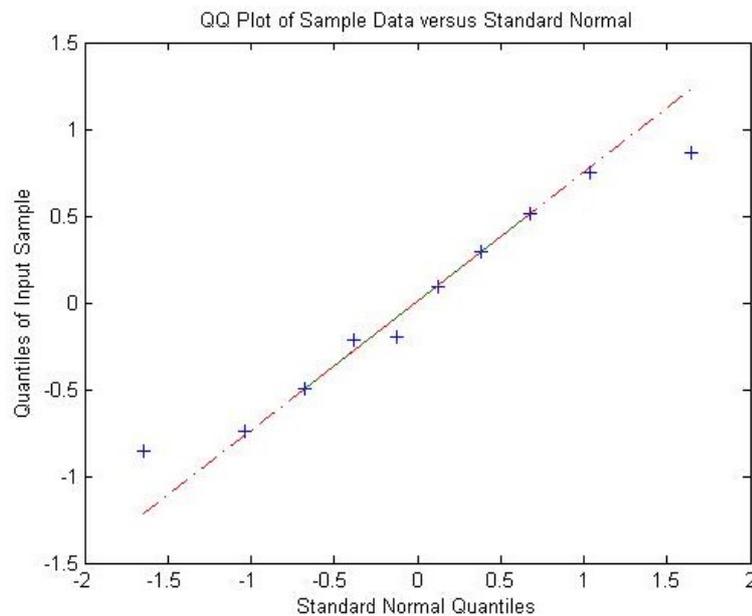


Figura 6.6 Qqplot residui modello.

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

Nel grafico sopra è rappresentato un confronto fra i quantili dei residui e quelli di una distribuzione normale. I quantili dei residui, giacendo sulla retta raffigurata hanno una distribuzione prossima alla normale, inoltre hanno media zero. Non sono presenti outliers, cioè residui il cui intervallo di confidenza al 95% non comprenda lo zero, indici di un'osservazione non significativa per il modello proposto (Figura 6.7).

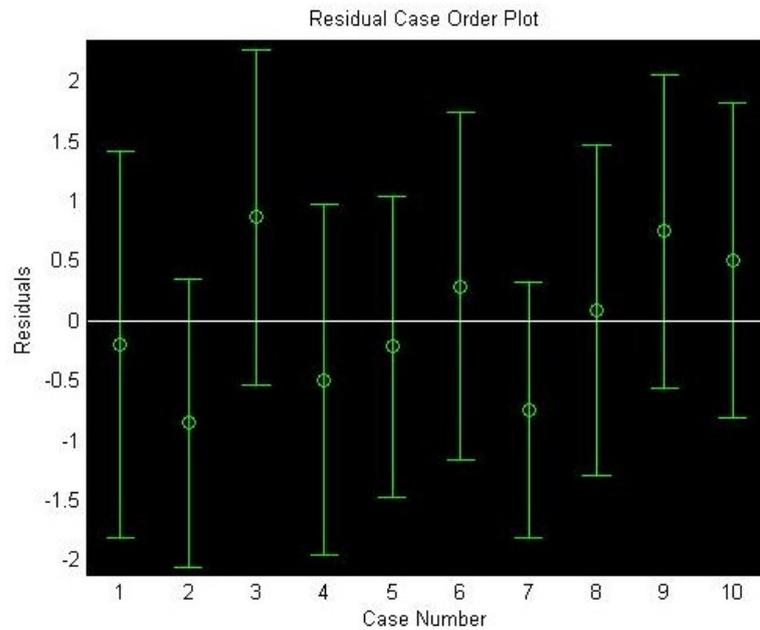


Figura 6.7 Intervallo di confidenza pari al 95% per i residui.

La statistica F del modello è pari a 75.55.

### 6.3 Correlazione dei parametri psicoacustici con le acquisizioni sweep di durata complessiva 7 s

Le acquisizioni sweep di durata complessiva pari a 7 s prevedono, come detto in precedenza, un aumento del regime motore dal trigger iniziale posto a 860 rpm, fino al massimo regime consentito, in circa 5 s. Essendo state eseguite manualmente si ha una certa variabilità temporale sulla durata effettiva dello sweep, la quale non è direttamente correlata,  $R=0.10$ , con il responso della giuria, ed è contenuta entro 1.25 s, passando dai circa 4.75 s per G ai 6 s per S e Q (Figura 5.8).

## Capitolo 6

I valori delle differenti grandezze analizzate sono calcolati solamente sul tempo effettivo dell'accelerata, escludendo le porzioni di acquisizione a regime stazionario.

Dovendo analizzare una situazione non stazionaria e tempo variante, alcune grandezze vengono proposte come delta fra valore finale ed iniziale (o viceversa), altre come semplice media temporale.

Un buon valore di correlazione con il responso della giuria, la si trova considerando i valori in dB(A), mediati temporalmente e acquisiti in sestidi ottava,  $R=0.84$ , altrettanto non si può dire del delta valutato come differenza fra livello finale ed iniziale,  $R=0.35$ .

Anche in questa tipologia di prova, i candidati hanno preferito macchine più silenziose; l'eccezione è rappresentata dal modello E, più rumoroso di I e Q ma meglio valutato, anche se tale valutazione è affetta da una varianza notevole. Si ricorda che E, in queste acquisizioni, è l'unica macchina con motore 6 cilindri, con rumore prodotto molto differente dalle altre, questo può avere sicuramente influito sulle valutazioni.

È presente una differenza di oltre 7 dB fra la macchina meno rumorosa e quella che lo è maggiormente, differenza superiore di oltre 2 dB a quella riscontrata nelle acquisizioni a regime stazionario.

Bisogna sottolineare che i valori in tabella, essendo una media logaritmica su base temporale, sono molto più vicini al valore Spl riscontrabile al massimo regime motore che non a quello osservabile con il motore al minimo; le differenze fra minimo e massimo regime sono comprese fra 10 e 15 dB.

E	58.3
M	55.1
Q	56.9
S	60.1
G	62.0
I	55.1

Tabella 6.12 Modello e relativo valore in dB(A) mediato temporalmente, valori moltiplicati per fattore correttivo.

Andando invece a considerare solamente 6 responsi sui 10 complessivi, la correlazione raggiunge un valore  $R=0.91$

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

### Loudness

Per questa grandezza, rispetto ai dB(A), la correlazione è maggiore,  $R=0.89$ . Sono stati utilizzati valori mediati sulla storia temporale. Il delta fra valore finale ed iniziale, compreso fra i 15 e 30 sone, ha una correlazione più bassa pari a 0.54.

Rispetto al dB(A) i valori di loudness hanno il pregio di differenziare maggiormente i modelli M, I e Q.

La differenza fra M e G è di oltre 14 sone, con un rapporto superiore ad 1.6, quindi la tratrice G produce un'intensità acustica nel tempo superiore del 60% rispetto a quella generata da M.

E	28.8
M	22.7
Q	27.5
S	35.3
G	36.9
I	22.2

Tabella 6.13 Modello e rispetto valore di loudness in sone mediato temporalmente, valori moltiplicati per fattore correttivo.

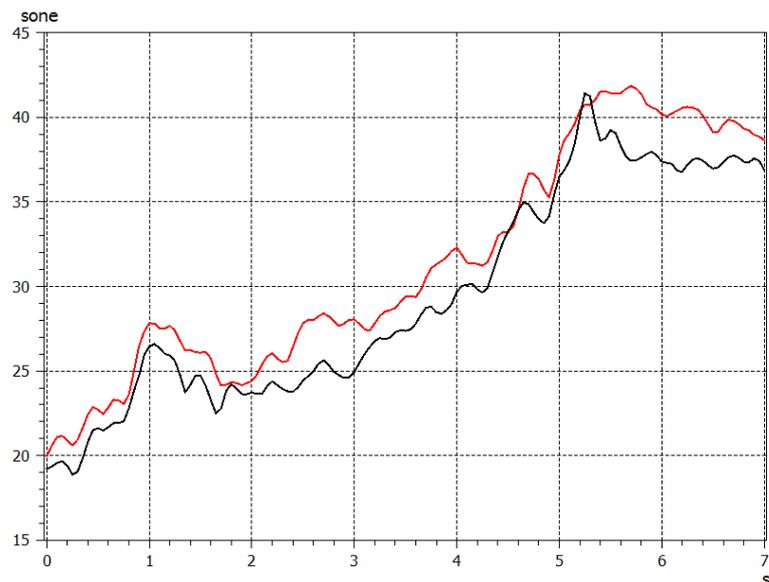


Figura 6.8 Andamento della loudness durante uno sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

## Capitolo 6

Osservando la variazione della loudness nel tempo, cioè con gli rpm, si vede come questa abbia andamento grossomodo lineare, eventuali irregolarità possono essere indice della presenza di risonanze strutturali, la cui accentuata vibrazione si trasforma in sorgente di rumore, come accade in figura 6.8 a circa 1 s.

Considerando solamente 6 valutazioni su 10, la correlazione assume un valore  $R=0.93$ , che scende a  $R=0.85$  per il delta fra il valore massimo e minimo.

### Fluctuation strength e roughness

Come nelle acquisizioni al massimo regime motore, anche in questo caso non sono significative, sia come valore medio temporale che come delta fra valore iniziale e finale. Il valore mediato temporalmente di fluctuation strength presenta  $R=-0.14$ , mentre la roughness  $R=0.11$ .

Il valore di fluctuation strength decresce all'aumentare del numero di giri motore, perdendo un ordine di grandezza fra minimo e massimo. Comunque anche al regime di minimo, i valori in vacil, compresi fra 0.1 e 0.2, non sono rilevanti.

Al contrario della fluctuation strength, la roughness non subisce variazioni rilevanti in queste condizioni, rimanendo pressoché costante e con valori simili al caso stazionario.

Anche prendendo in considerazione i 6 output di giuria più simili, roughness e fluctuation strength rimangono comunque non significative, con valori correlazione rispettivamente pari a  $-0.05$  e  $0.24$ .

### Sharpness

A differenza della situazione a regime stazionario, in questa condizione la sharpness non ha correlazione con il responso della giuria, sia per quanto riguarda il valore mediato nel tempo,  $R=0.09$ , con valori compreso fra 1.15 e 1.35 acum, analoghi alle acquisizioni precedenti, che come delta fra minimo e massimo regime,  $R=0.04$ .

Anche lei, come la roughness, tende a rimanere stazionaria durante lo sweep.

Considerando solamente i 6 responsi simili, la correlazione aumenta ad un valore pari a  $-0.18$ , e si attesta a  $-0.17$  considerando il delta fra valore massimo e minimo.

# Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

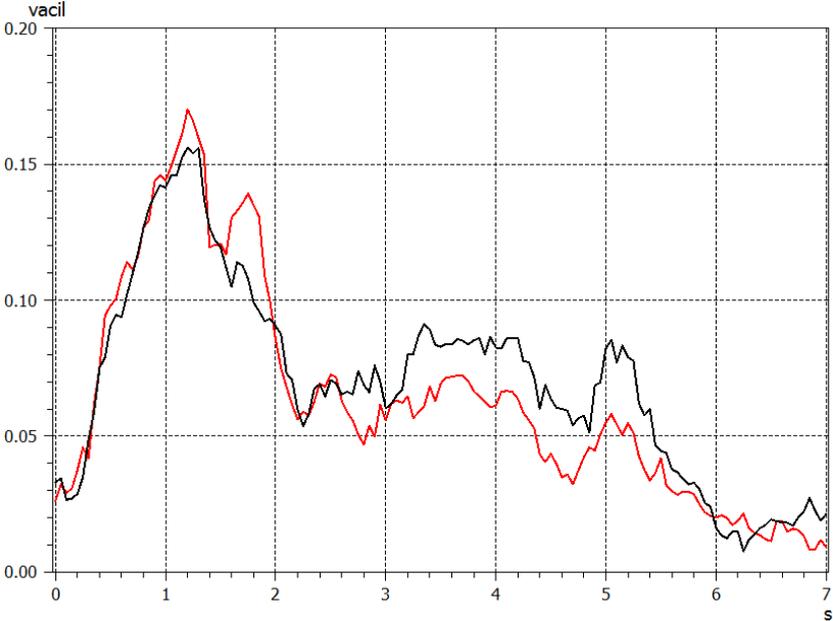


Figura 6.9 Andamento della fluctuation strength durante lo sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

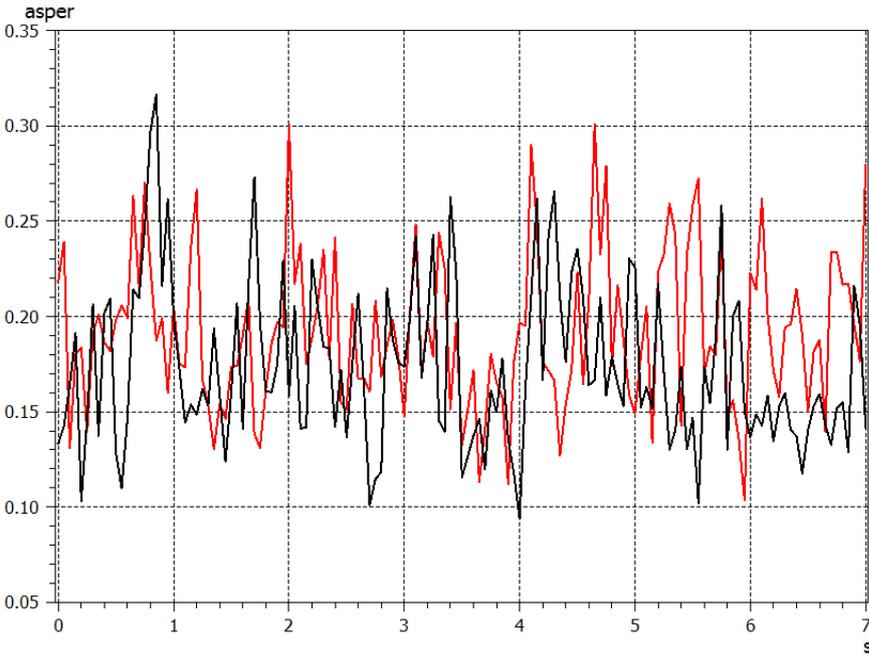


Figura 6.10 Andamento della roughness durante lo sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

## Capitolo 6

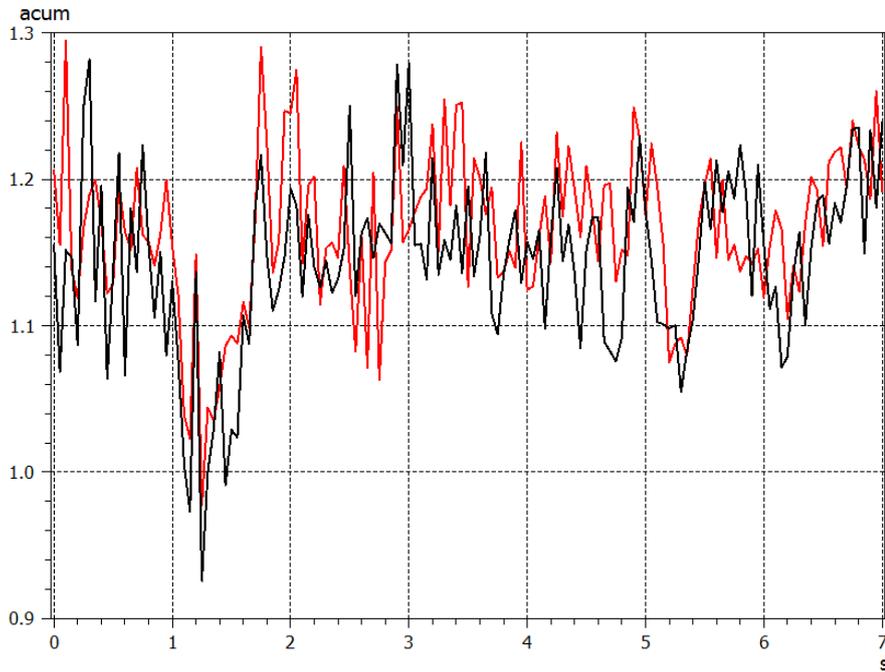


Figura 6.11 Andamento della sharpness durante lo sweep, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

E	0,17
M	0,20
Q	0,18
S	0,20
G	0,18
I	0,18

Tabella 6.14 Modello e relativo valore di Roughness mediato nel tempo

E	0,17
M	0,12
Q	0,11
S	0,10
G	0,14
I	0,11

Tabella 6.15 Modello e relativo valore di Fluctuation strength mediato nel tempo.

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

E	1,15
M	1,34
Q	1,35
S	1,31
G	1,24
I	1,15

Tabella 6.16 Modello e relativo valore di Sharpness mediato nel tempo.

### Indice di Articolazione open

Come per dB(A) e loudness, anche per l' $AI_{OPEN}$ , mediato temporalmente sullo sweep, la correlazione con il responso della giuria è alta,  $R = -0.86$  ed ovviamente negativa. La differenza fra I e G è di oltre 25 punti percentuali, passando da un valore medio-basso ad uno veramente basso.

E	28.5
M	32.9
Q	26.8
S	15.8
G	12.4
I	37.6

Tabella 6.17 Modello e relativo valore di  $AI_{OPEN}$  mediato nel tempo, moltiplicato per coefficiente correttivo.

Notevolmente più bassa è la correlazione del delta, valutato come differenza fra valore iniziale e finale,  $R = -0.3$ .

L' $AI_{OPEN}$ , nelle diverse tratte varia al variare del regime motore (Figura 4.38), diminuendo mediamente fra i 25 e 40 punti percentuali dalla condizione di minimo al massimo, segno di un evidente aumento della pressione sonora a bordo macchina.

## Capitolo 6

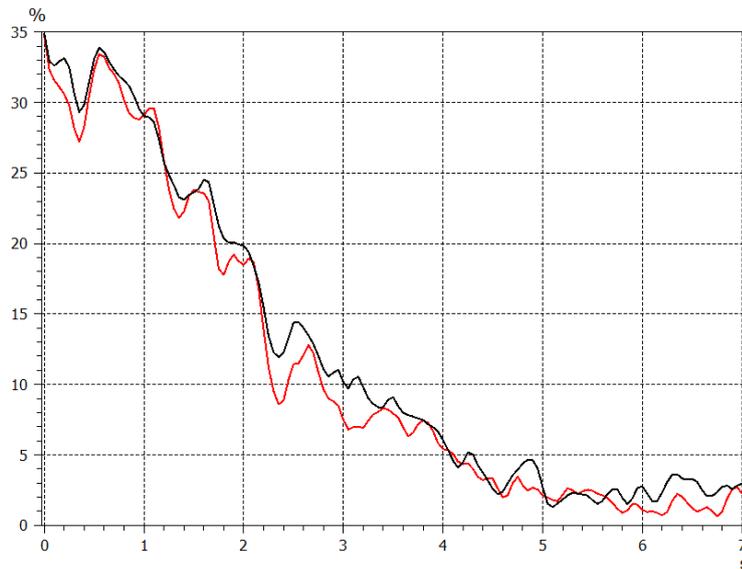


Figura 6.12 Andamento  $AI_{OPEN}$  durante lo sweep.

Considerando le 6 acquisizioni simili, si trova una correlazione leggermente inferiore, pari a -0.84.

### Componenti tonali

Data la situazione non stazionaria, con la principale sorgente di rumore e vibrazioni, il motore, che varia la sua frequenza in un tempo relativamente breve, non sono presenti componenti tonali di rilievo; variando la forzante, anche le componenti tonali variano di conseguenza la loro frequenza.

Il grado di correlazione con la somma lineare delle poche componenti estratte è molto basso,  $R = -0.37$ , analogo quello con la loro somma logaritmica,  $R = -0.38$ .

Anche calcolandole su intervalli di 100 rpm, dove la frequenza del motore varia solamente di 1.7 Hz, la correlazione rimane bassa,  $R = -0.35$ , ma a differenza di prima le componenti tonali assumo valori paragonabili alle acquisizioni a regime stazionario.

Valori inferiori di correlazione si riscontrano considerando le 6 acquisizioni simili.

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

E	16.7	11.5
M	0.1	0.1
Q	5.1	5.1
S	0.0	0.0
G	0.0	0.0
I	8.8	7.5

Tabella 6.18 Modello e rispettive componenti tonali, somma lineare e somma logaritmica.

### Specific loudness media

Utilizzata anche in questa situazione per valutare l'impatto delle basse frequenze, fino a 2.5 Bark, mediata su base temporale e sulle bande critiche, presenta un elevato grado di correlazione,  $R=0.87$ , indice di un'elevata influenza data dalle componenti fino a 250 Hz.

E	2.4
M	1.6
Q	2.1
S	3.0
G	2.3
I	1.9

Tabella 6.19 Modello e rispettiva specific loudness media fino a 2.5 Bark, valori moltiplicati per coefficiente correttivo.

Nonostante l'elevato grado di correlazione, la specific loudness media così calcolata prende in considerazione solamente una parte molto ristretta dello spettro, non può quindi essere utilizzata come unico indicatore in un modello di qualità acustica ma è possibile un suo utilizzo combinandola ad un'altra grandezza.

Il comportamento della specific loudness, avendo come unità di misura il sone/Bark, non è influenzato dalla non stazionarietà del rumore.

Considerando solamente 6 valutazioni sulle 10 disponibili, la correlazione aumenta ad un valore pari a 0.91.

### 6.4 Indice per sweep di durata complessiva 7 s

Le grandezze d'interesse, nella creazione di un indice di valutazione della qualità acustica in cabina, come descritto nel paragrafo precedente, sono

- dB(A)
- Loudness
- AI
- Specific loudness media

Dato il reciproco grado di correlazione, che comporterebbe un VIF eccessivo, dB(A), AI e loudness non possono essere inserite nel medesimo modello, ma solamente accoppiate con la Specific Loudness media.

	dB(A)	Loudness	AI	Splm
dB(A)	1			
Loudness	0.98	1		
AI	-0.98	-0.98	1	
Splm	0.75	0.76	-0.74	1

Tabella 6.20 Correlazione fra le differenti grandezze.

#### Considerando tutti i 10 responsi di giuria – Parametro 1

In questo caso è sufficiente una semplice regressione lineare, infatti l'aggiunta di ulteriori variabili indipendenti non apporta benefici al valore di  $R^2_{AD}$ .

La regressione migliore viene data dalla loudness mediata temporalmente durante lo sweep.

$$Y=A*Loudness+B$$

Data la non uniformità di giudizio il coefficiente di determinazione lineare non è alto, ma comunque buono

- $R^2=0.80$

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

Nei grafici sottostanti è possibile osservare l'omoschedasticità dei residui, una loro distribuzione normale e l'assenza di outliers con livello di significatività pari al 95 %.

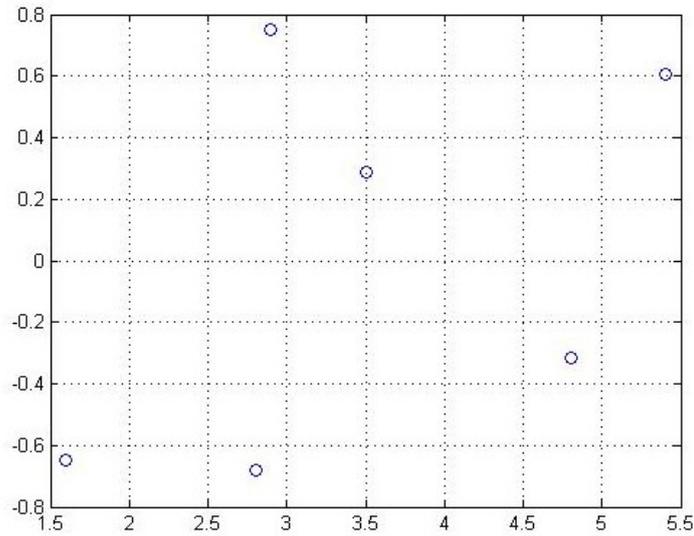


Figura 6.13 Residui del modello, ordinate, rispetto al responso di giuria (ascisse).

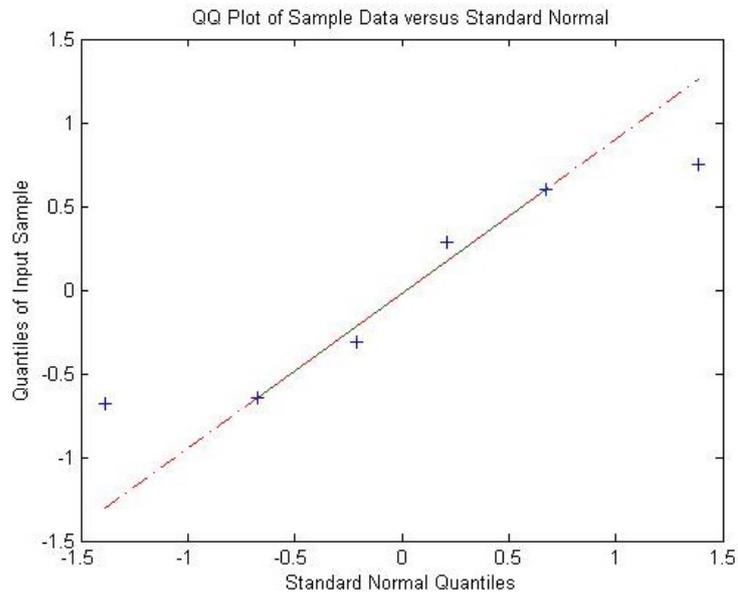


Figura 6.14 Qqplot residui modello.

## Capitolo 6

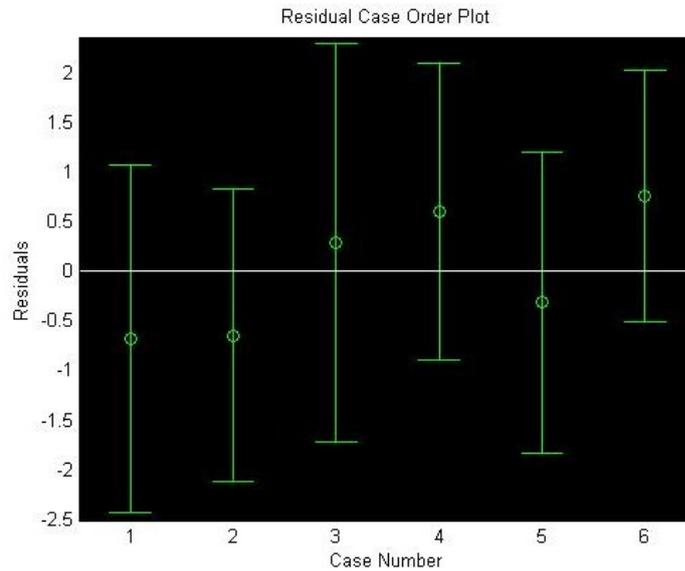


Figura 6.15 Intervallo di confidenza pari al 95% per i residui.

La statistica F del modello è pari a 15.57.

### Considerando 6 responsi sui 10 totali – Parametro 2

Fra le possibili combinazioni quella che riesce a meglio rappresentare la valutazione della giuria in questa situazione è la seguente

$$Y = A * dB(A) + B * SpecificLoudnessMedia + C$$

Che garantisce un elevato indice di determinazione lineare

- $R^2 = 0.952$
- $R^2_{AD} = 0.932$

$R^2_{AD}$  calcolato con  $n=6$  e  $k=2$ .

Anche in questa situazione i residui hanno media nulla, presentano omoschedasticità, appartengono ad una distribuzione normale e non presentano outliers.

**Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora**

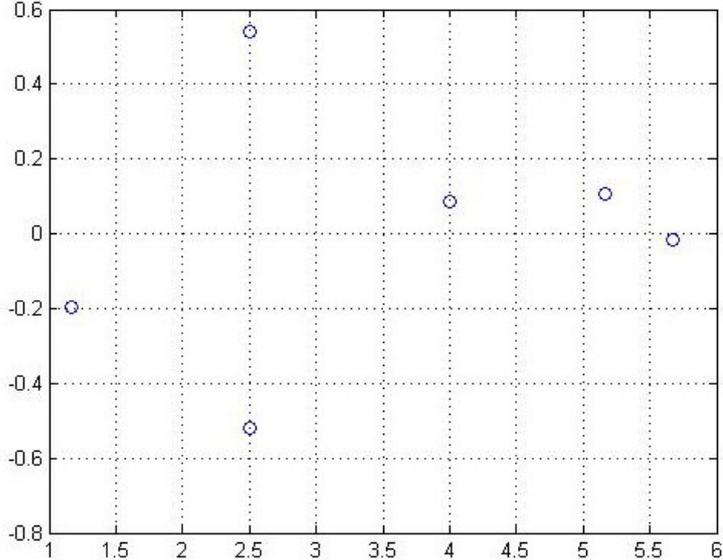


Figura 6.16 Residui del modello, ordinate, rispetto al responso di giuria (ascisse).

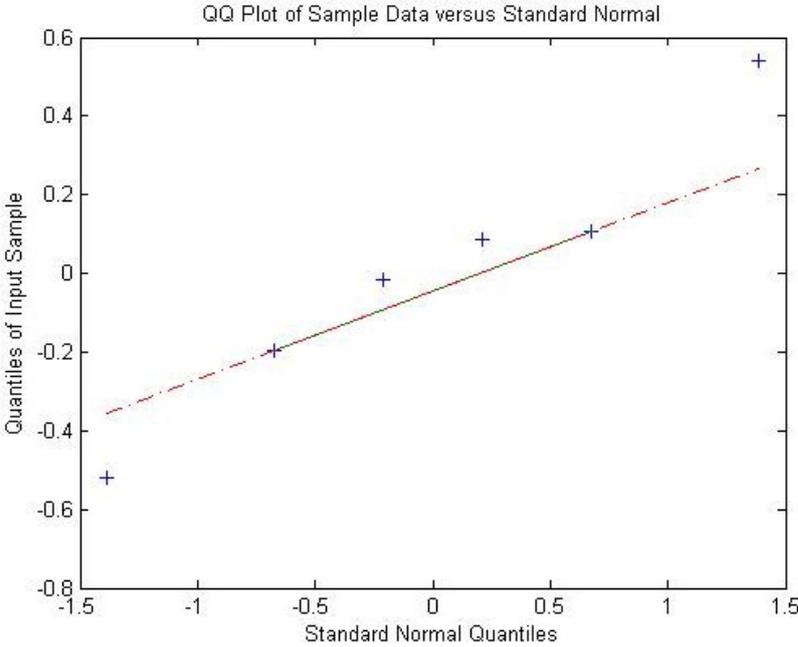


Figura 6.17 Qqplot residui modello.

## Capitolo 6

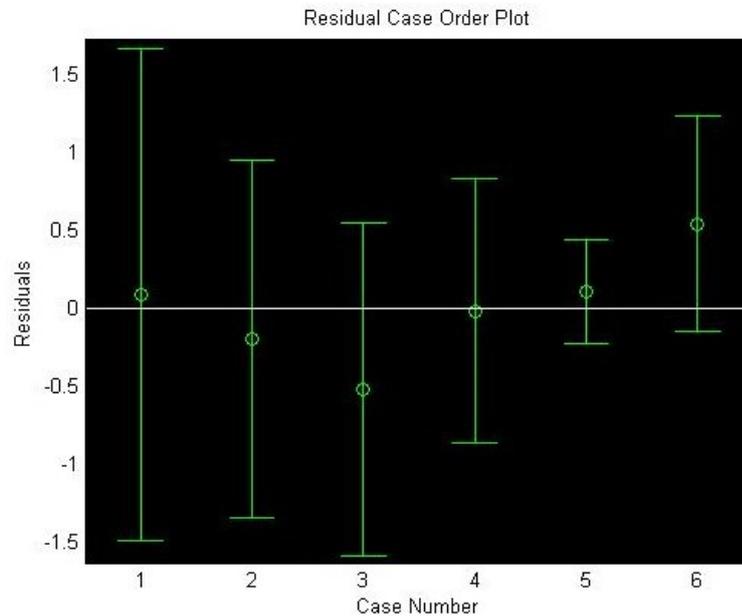


Figura 6.18 Intervallo di confidenza pari al 95% per i residui.

La statistica F del modello è pari a 35.28.

È doveroso precisare che questo indice è stato sviluppato utilizzando solamente 6 delle 10 valutazioni disponibili, andando a scartare i 4 responsi che assegnano la posizione 1 al modello E, a discapito di M, valutando la possibilità di poter ottenere un valore del coefficiente di determinazione lineare maggiore di 0.8, paragonabile a quello ottenuto nella condizione di massimo regime motore. È quindi possibile ottenere un elevato valore di  $R^2$  anche in questa situazione, ma avendo dovuto scartare il 40% delle valutazioni per ottenerlo, non si può attribuire validità all'indice creato.

### 6.5 Applicazione dei modelli psicoacustici ad ulteriori tratrici

Sono stati applicati i diversi indici proposti ad acquisizioni non utilizzate per il loro calcolo. L'obiettivo è quello di verificare se c'è ancora corrispondenza fra il valore in uscita dai modelli e la valutazione della giuria.

## Modelli psicoacustici per la valutazione della qualità sonora

Sono state fatte valutare 4 acquisizioni a massimo regime motore ed uno sweep ad una giuria composta da 5 persone, alla quale è stato chiesto di posizionarle all'interno delle acquisizioni fatte loro ascoltare in precedenza.

L'esecuzione dei test è stata analoga a quanto descritto in precedenza.

### 6.5.1 Massimo regime motore

Alla giuria sono stati sottoposti i file audio delle trattrici M,N,O ed R.

Mentre M e O sono macchine di fascia medio-alta 4 cilindri, N è una macchina economica con motore 3 cilindri, simile ad S. Infine R, modello di vecchia concezione, top di gamma di una decina di anni fa, presenta un motore 6 cilindri con 7 litri di cilindrata e 210 cv.

I risultati della giuria, nella tabella sottostante, sono stati molto uniformi.

I modelli N ed R sono stati collocati oltre la decima posizione, ma tutti i candidati hanno posizionato R dopo N.

Com'è osservabile nella tabella sottostante, l'indice fornisce una valutazione abbastanza accurata sia per M sia per O.

Non è possibile stabilire un'accuratezza per N ed R, poiché la giuria le ha posizionate oltre la trattrice H, che ha posizione assoluta pari alla 10.

Il parametro comunque pone R alle spalle di N, analogamente a quanto fatto dalla giuria.

	AI	Splm	Parametro	Posizionamento
				medio giuria
M	28.7	2.11	5.6	6.2
N	8.9	3.5	14.1	oltre la 10
O	14.6	2.04	8.9	8.5
R	3	4.07	16.6	oltre la 10

Tabella 6.21 Valutazione delle trattrici M, N, O, R.

Emerge quindi un primo limite dell'indice, poiché è stato creato partendo da valutazioni comprese fra 1 e 10, indagando con l'indice una generica trattrice, se il valore in uscita è fuori da questo range, a priori non si può dire quanto tale valore sia attendibile.

## Capitolo 6

### 6.5.2 Sweep di durata complessiva 7 s

Alla giuria è stato sottoposto solamente un file audio, acquisito dalla trattrice T, analoga al modello G, ma con motore completamente nuovo, 4 cilindri, 4 litri di cilindrata, con potenza pari a 105 cv. Anche in quest'occasione i risultati della giuria sono stati uniformi, andando a collocare la macchina in posizione 2.3, cioè alle spalle di M, ma prima di E.

Sono stati applicati entrambi i parametri, il parametro 2 dà una valutazione perfetta, mentre il parametro 1 dà una valutazione buona.

	Loudness	Parametro	Posizionamento
			medio giuria
T	25.1	2.7	2.3

Tabella 6.22 Valutazione della trattrice T, parametro 1 sweep 7 s.

	dB(A)	Splm	Parametro	Posizionamento
				medio giuria
T	55.6	1.98	2.3	2.3

Tabella 6.23 Valutazione della trattrice T, parametro 2 sweep 7 s.

Sia al massimo regime motore che durante lo sweep, i parametri proposti riescono a dare una valutazione coerente con il responso della giuria, anche su macchine le cui acquisizioni non sono state utilizzate per il loro calcolo.

## Capitolo 7 Miglioramento del comfort acustico in cabina

Si vuole valutare la sensibilità dei parametri acustici d'interesse e gli indici di qualità proposti nel capitolo precedente, in relazione ad interventi d'isolamento acustico in cabina, su due prodotti di fascia medio-alta, modelli Agrotron 5120P, ed Agrotron 7250, a differenza delle macchine testate in precedenza, sono veicoli di serie.

Le acquisizioni dati sono state eseguite come descritto nel capitolo 5.

I dati forniti, ad esclusione degli indici di qualità acustica, sono moltiplicati per un fattore correttivo.



Figura 7.1 Agrotron 5120P in camera semianecoica.

Il lavoro è stato svolto per step successivi, in ognuno dei quali è stato analizzato l'effettivo contributo dato al sistema. Nel caso fosse non positivo, la macchina ha subito un ripristino allo step precedente, con la rimozione delle modifiche apportate.

### 7.1 Agrotron 5120 P

Gli accorgimenti hanno interessato unicamente l'interno cabina, per la sola componente acustica; niente è stato fatto per la componente vibrazionale, interna ed esterna, anche se responsabile di parte del livello acustico presente.

Una criticità presente su questo modello, già nota all'interno dell'azienda, è una forte vibrazione proveniente dalla staffa anteriore sinistra, adibita al supporto cabina, non correttamente attenuata dal silent block, ad una frequenza di circa 220 Hz, che provoca rumore acustico a tutti i regimi motore.

Questo è responsabile di un delta Spl pari a 3 dB fra orecchio destro e sinistro, al massimo dei giri motore; all'orecchio sinistro giunge il doppio della potenza sonora. Sollevando anteriormente la cabina e quindi impedendo alla vibrazione di giungere, per via strutturale, all'interno, il livello di pressione sonora decade di circa 4.5 dB.

Data la frequenza non elevata, tale rumore è di difficile isolamento, la soluzione migliore sarebbe agire sul gruppo staffa-silent block, cosa non attualmente applicabile, perché comporterebbe una nuova omologazione del veicolo.

Di conseguenza questa criticità sarà presente nel proseguo del lavoro svolto sul veicolo.

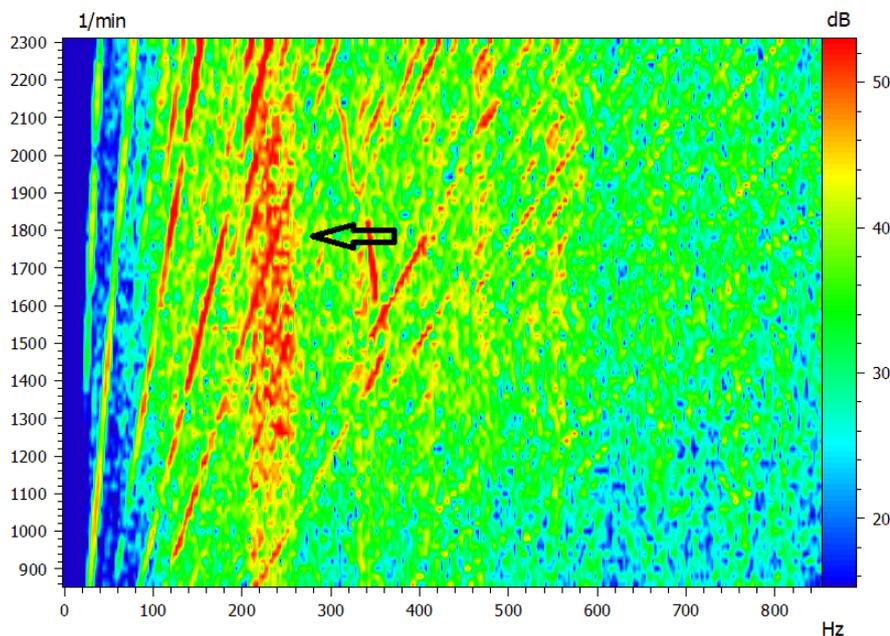


Figura 7.2 Rumore prodotto dalla vibrazione della staffa anteriore sinistra

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

### 7.1.1 Step 0

#### Massimo regime motore

La prima rilevazione effettuata sulla macchina tal quale, la colloca in una posizione intermedia come parametro di qualità acustica.

Vengono rilevati i seguenti valori

- Indice qualità acustica = 6.3
- $AI_{OPEN} = 27.3$
- $dB(A) = 57.8$
- Specific Loudness media = 2.26

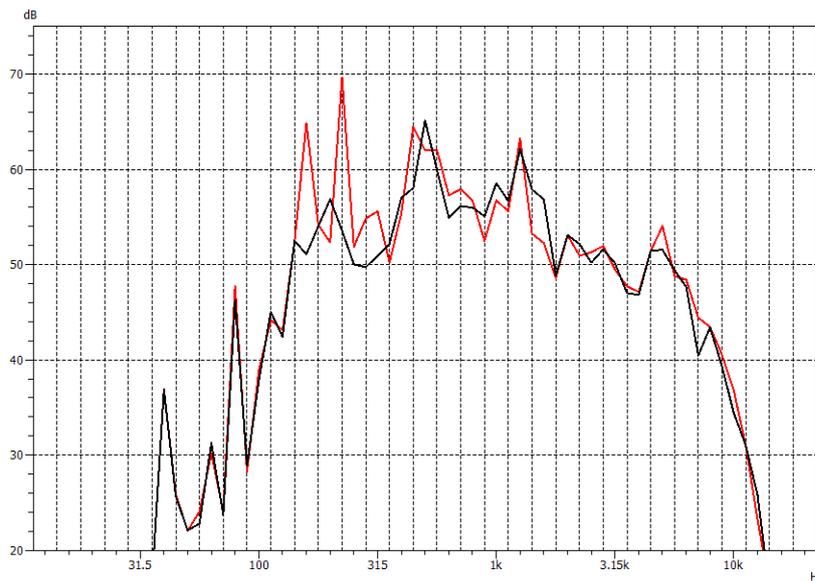


Figura 7.3 dB(A) in sestì d'ottava, step 0, rosso orecchio sx, nero orecchio dx.

#### Sweep durata complessiva 7 s

L'accelerata veloce conferisce i seguenti valori

- Indice qualità acustica = 2.4
- Loudness = 23.5
- $dB(A) = 56$

## Capitolo 7

Un contributo rilevante, per la rumorosità, è dato da una componente a circa 1.3 kHz, presente durante tutto lo sweep, che va ad amplificare gli ordini motore 36, 38, 40 e 42.

Poiché una buona percentuale del rumore acustico proviene dalla zona cruscotto, che è direttamente alle spalle del gruppo motore, dal quale non è perfettamente isolato, per via del passaggio di numerosi condotti idraulici e del gruppo sterzo, un prima parte del lavoro si è concentrata in questa zona.

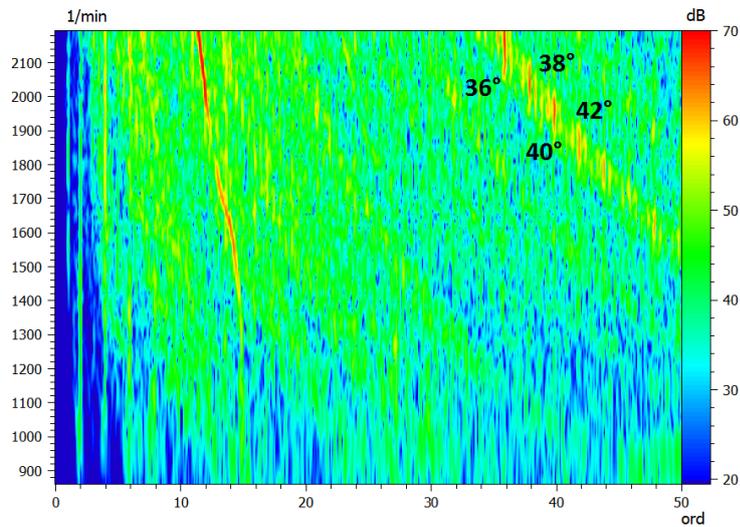


Figura 7.4 Grafico ordine-rpm dello sweep 7s, step0.

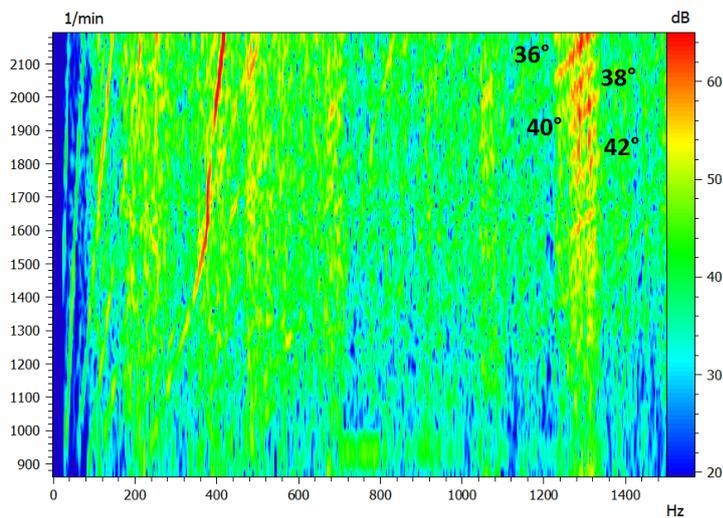


Figura 7.5 Grafico Hz-rpm dello sweep 7s, step0.

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

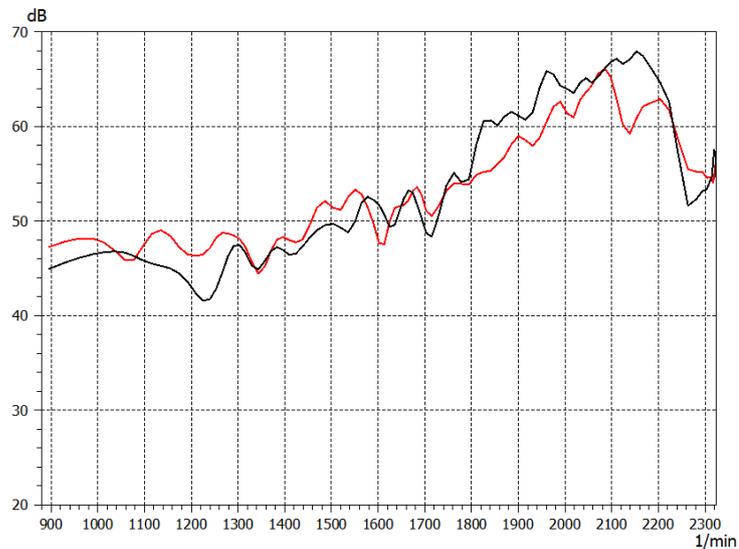


Figura 7.6 dB(A) somma degli ordini 36,38,40,42, rosso orecchio sx, nero orecchio dx, step0.

### 7.1.2 Step 1

Si è cercato di isolare completamente il cruscotto, rivestendolo con 5 cm di materiale fonoassorbente, a sua volta ricoperto con del materiale isolante, una lamina di piombo inserita fra due strati di PVC, con  $4.1 \text{ kg/m}^2$  di massa areica, nome commerciale *fonomap 005*.

Il materiale fonoassorbente è efficace da circa 1700 Hz in su<sup>6</sup>, cioè per frequenze la cui lunghezza d'onda è inferiore a quattro volte lo spessore del materiale.

Il materiale isolante, in linea teorica, dovrebbe garantire un isolamento pari a 10 dB a 100 Hz, 30 dB a 1 kHz, secondo la legge di massa

$$\Delta \text{dB} \approx 20 \log(M' * f) - 42.5 \quad 7.1$$

Con  $M'$  massa areica in  $\text{kg/m}^2$  e  $f$  in Hz.

Ovviamente è un valore teorico ed indicativo, infatti non prende in considerazione la rigidità dei vincoli, qui ipotizzata infinita e l'angolo di incidenza delle onde di pressione, qui posto normale.

<sup>6</sup> Ponendo la velocità del suono pari a 343 m/s.

## Capitolo 7



Figura 7.7 Isolamento cruscotto.

Isolando in questo modo il cruscotto, cosa ovviamente non applicabile su un prodotto vendibile, si pone un obiettivo al quale tendere con le modifiche applicate in seguito.

### Massimo regime motore

Con questa configurazione si ottengono i seguenti valori

- Indice qualità acustica = 4.7
- $AI_{OPEN} = 31.9$
- $dB(A) = 57.4$
- Specific Loudness media = 2.29

Il livello di pressione sonora è rimasto quasi inalterato, scendendo di 0.4 dB(A), al contrario si riscontra una notevole differenza per l' $AI_{OPEN}$ , pari ad oltre 4 punti percentuali.

L'indice di qualità acustica decresce di circa 1.6 punti, raggiungendo un valore buono per la tipologia di macchina, tale valore è il limite massimo raggiungibile andando ad operare sul cruscotto.

### Sweep durata complessiva 7 s

Durante l'accelerata, con la zona cruscotto isolata, vengono raggiunti i seguenti valori

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

- Indice qualità acustica = 2.16
- Loudness = 22.2
- dB(A) = 55.4

La loudness diminuisce del 6% rispetto al caso base, inoltre scendono fortemente i contributi dati dagli ordini 36,38, 30 e 42 alla frequenza di 1.3 kHz.

### Applicativo commerciale

Una soluzione simile, applicabile ad una macchina commerciabile, consiste nell'andare a inserire del materiale isolante e fonoassorbente, all'interno del cruscotto.

Il materiale isolante utilizzato, nome commerciale *Soundflex*®, è della gomma sintetica con una massa areica pari a  $10\text{gk/m}^2$ , che è stata posizionata sul parafiamma, al di sotto della pedaliera e sulla cornice metallica interna dove si aggancia il cruscotto.

Il materiale fonoassorbente, di spessore 2.5 cm, efficace da circa 3.4 kHz in su, è stato posizionato nella parte interna del cruscotto.

Aumentarne lo spessore avrebbe reso impossibile il successivo montaggio.

### Massimo regime motore

Con questi due accorgimenti si raggiungono al massimo regime motore i seguenti valori

- Indice qualità acustica = 5.8
- $AI_{\text{OPEN}} = 28.4$
- dB(A) = 57.9
- Specific Loudness media = 2.19

Si è abbastanza lontani rispetto al massimo ottenibile; inoltre il livello in dB(A) aumenta di 0.1 rispetto al caso base, mentre l' $AI_{\text{OPEN}}$  migliora di oltre un punto percentuale.

Il merito di questa performance è quasi interamente attribuibile al fonoassorbente, infatti, collocando solamente il materiale fonoisolante, si ottiene un valore indice di qualità pari a 6.2, appena 0.1 punti inferiore allo step 0.

## Capitolo 7



Figura 7.8 Fonoisolante su parafiamma.

### Sweep durata complessiva 7 s

In questa configurazione vengono raggiunti i seguenti valori

- Indice qualità acustica = 2.3
- Loudness = 22.9
- dB(A) = 55.8

L'indice acustico scende solamente di 0.1 punti rispetto allo step 0, mentre la diminuzione di pressione sonora è di 0.2 dB, nonostante il livello prodotto dagli ordini 36,38, 40 e 42 decresca molto, oltre 8 dB a 2100 rpm.

### 7.1.3 Step 2

Non potendo fisicamente più operare sul cruscotto, per motivi d'ingombri, si è andati ad aggiungere del fonoassorbente, con spessore 4 cm, all'interno dei pozzetti presenti sul pavimento, nel tentativo di ridurre la rumorosità proveniente dal pavimento, inoltre dell'altro materiale fonoassorbente, con spessore 2.5 cm, è stato posizionato sotto il cofano anteriore, nel tentativo di attenuare le alte frequenze prodotte dalla ventola di raffreddamento, che con 10 pale e  $\Omega_{MAX} = 1.58 \Omega_{MOTORE}$  a pieno ingaggio, ha una frequenza fondamentale pari a circa il 16esimo ordine motore, cioè 600 Hz a 2300 rpm.

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

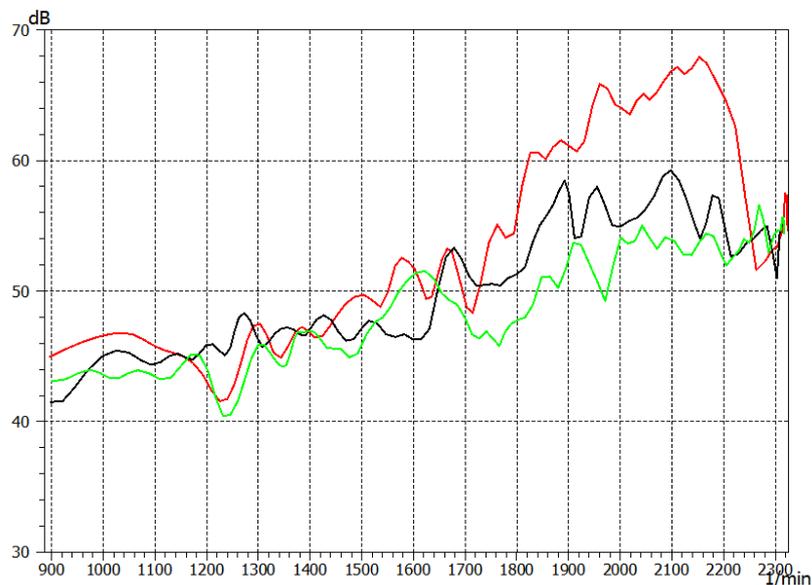


Figura 7.9 dB(A) somma ordini 36,38,40 e 42, rosso step0, nero step1, verde step2

### Massimo regime motore

Complessivamente si raggiungono i seguenti risultati

- Indice qualità acustica = 4.6
- $AI_{OPEN} = 31.8$
- $dB(A) = 57.5$
- Specific Loudness media = 2.15

Il solo materiale fonoassorbente, posto nei pozzetti del pavimento, permette un raggiungimento dell'indice di qualità acustica pari a 5.1.

Con questi accorgimenti si ottiene una riduzione di 0.3 dB(A) rispetto al valore di partenza, un incremento di 4.5 punti percentuali dell' $AI_{OPEN}$  ed un miglioramento dell'indice di qualità acustica, che passa da 6.3 a 4.6. Tali valori sono da considerarsi buoni per la tipologia di macchina.

Il miglioramento acustico è principalmente dovuto alla riduzione delle componenti in frequenza superiori ad 1 kHz, ottenuto con l'aggiunta di materiale fonoassorbente, senza andare a ridurre in modo significativo la potenza sonora presente in cabina, come mostrato in figura 7.10.

## Capitolo 7

È riscontrabile una diminuzione della sharpness, che passa da 1.24 a 1.1 acum, subendo un'influenza assolutamente trascurabile dalla variazione di loudness, che passa da 27.4 a 25.6 sone, con una riduzione del 6% dell'intensità acustica percepita.

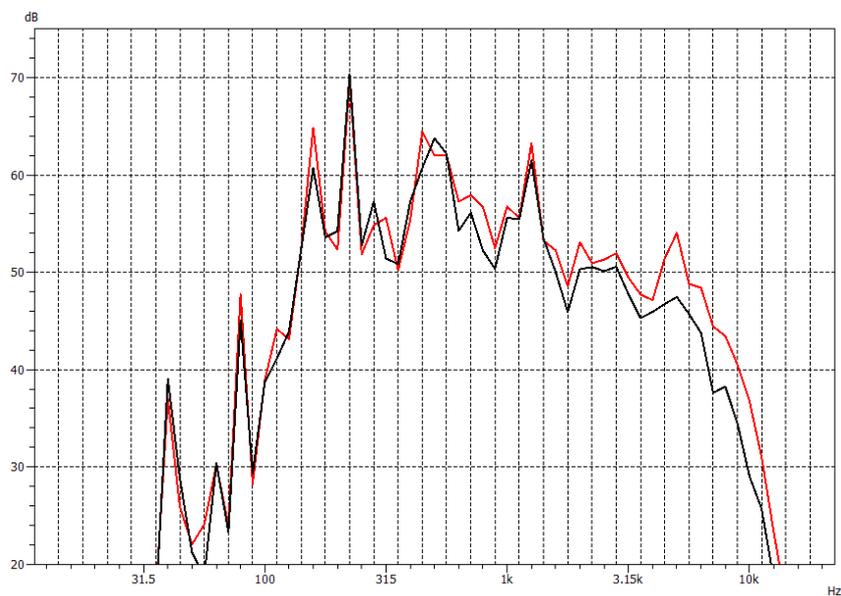


Figura 7.10 dB(A) in sestì d'ottava, rosso step 0, nero step 2, all'orecchio sinistro del guidatore.



Figura 7.11 Fonoassorbente sotto cofano.

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

### Sweep durata complessiva 7 s

Per quanto concerne lo sweep, si raggiungono i seguenti valori

- Indice qualità acustica = 1.89
- Loudness = 20.90
- dB(A) = 54.5

L'indice acustico decresce, rispetto al valore iniziale, di 0.5 punti, passando da un buon valore ad uno molto buono, la loudness decresce di circa l'11%, mentre il livello di pressione sonora di 1.5 dB, che corrisponde ad un dimezzamento della potenza acustica presente in cabina.

Come si può vedere in figura 7.9 il contributo dato dagli ordini motore 36,38, 40 e 42 decresce ancora, di circa 5 dB a 2100 rpm rispetto allo step 1, per un totale di oltre 14 dB rispetto al caso base.

Nelle due figure sottostanti si nota la totale scomparsa dei loro contributi a 1300 Hz.

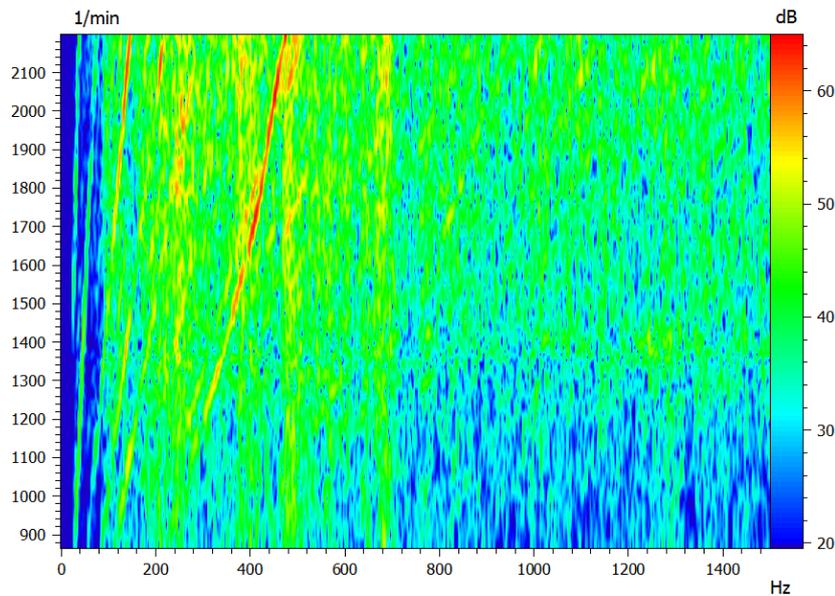


Figura 7.12 Grafico Hz-rpm dello sweep 7 s, step 2

## Capitolo 7

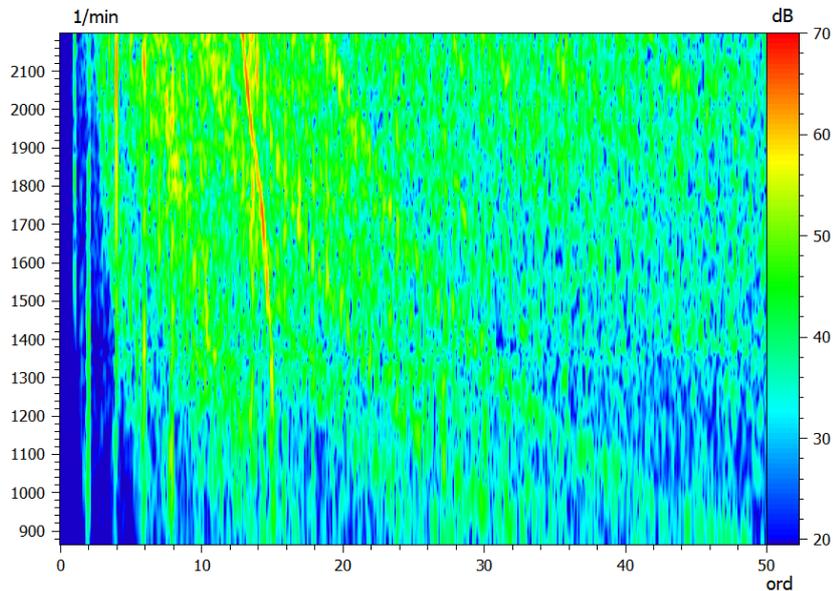


Figura 7.13 Grafico ordine-rpm dello sweep 7 s, step 2.

## 7.2 Agrottron 7250 TTV

A differenza di quanto fatto sull'Agrottron 5120 P, dove gli interventi hanno riguardato solamente l'interno cabina, qui si è agito esternamente.

I dati sono stati acquisiti solamente a massimo regime motore.

### 7.2.1 Step 0

La macchina in questione è un top di gamma e come tale deve rispettare dei vincoli molto stringenti in termini di comfort.

Dall'acquisizione al massimo regime motore si ottengo i seguenti dati

- Indice qualità acustica = 7.2
- $AI_{OPEN} = 25.2$
- $dB(A) = 56.1$
- Specific Loudness media = 2,45

Tutti i valori elencati sopra sono eccessivamente elevati per la tipologia di macchina.

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

### 7.2.2 Step 1

Osservando lo spettro si possono notare importanti componenti acustiche ad una frequenza prossima ai 300 Hz (Figura 7.14); tali componenti si è scoperto essere prodotta dalla vibrazione delle staffe anteriori adibite al supporto cabina, non correttamente filtrata dai silent block.

Come si può notare in Figura 7.16 le staffe hanno una frequenza fondamentale prossima ai 250 Hz.

Le frequenze proprie delle staffe, sono state individuate analizzando la risposta di diversi accelerometri, opportunamente collocati (Figura 7.15), eccitando il sistema con urti impulsivi, tramite martello dinamometrico. Dall'inertanza si è risaliti alle frequenze proprie.

Le staffe si muovono, oscillando attorno all'asse trasversale della macchina, generando vibrazioni in direzione assiale e verticale, che si ripercuotono sulla struttura della cabina; osservando l'andamento delle fasi in figura 7.17 si può ricostruire il modo di vibrare.

Non potendo, nel breve periodo, né modificare le staffe, né sostituire i silent block, si è cercato di attenuare la loro vibrazione, utilizzando delle masse, posizionate direttamente sulle staffe e ad esse imbullonate, con una frequenza propria leggermente inferiore, facendole vibrare in controfase. In questo modo si limita l'ampiezza massima delle vibrazioni e quindi il rumore acustico generato. I mass damper hanno permesso un'attenuazione del rumore, nel range di frequenze comprese tra 220 e 320 Hz, a tutti i regimi motore (Figura 7.18 e Figura 7.19), con una differenza complessiva di circa 2 dB a quello massimo (Figura 7.20).

L'aggiunta dei due mass damper, opportunamente tunati, ha modificato i valori registrati nelle acquisizioni al massimo regime motore come segue

- Indice qualità acustica = 5.2
- $AI_{OPEN} = 30.7$
- $dB(A) = 54.5$
- Specific Loudness media = 2,37

Questa configurazione ha permesso l'abbassamento dell'indice di qualità acustica di due punti e l'aumento dell' $AI_{OPEN}$  di 5 punti percentuali.

Nonostante tutto, i livelli acustici presenti in cabina non sono ancora soddisfacenti.

## Capitolo 7

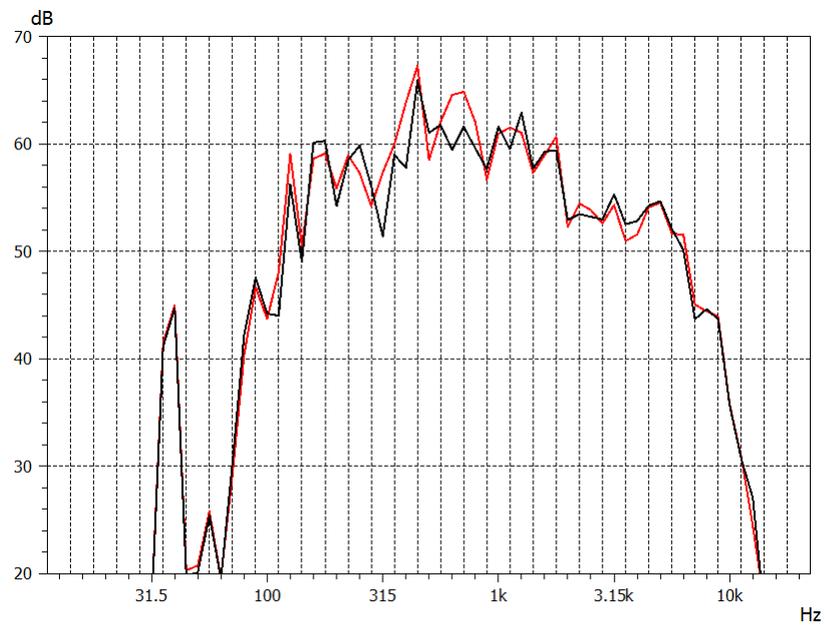


Figura 7.14 Spettro in sestis d'ottava dello step 0..

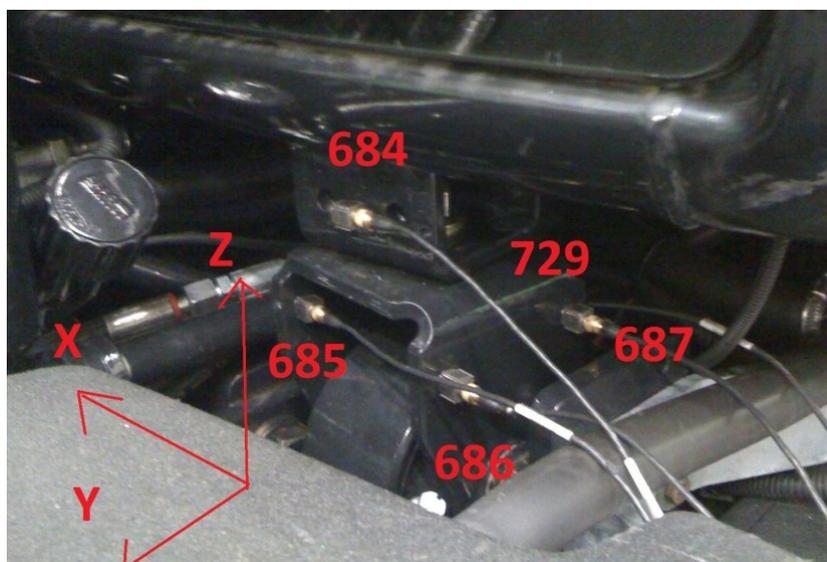


Figura 7.15 Accelerometri per determinare l'inertanza e i modi di vibrare delle staffe adibite al supporto cabina.

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

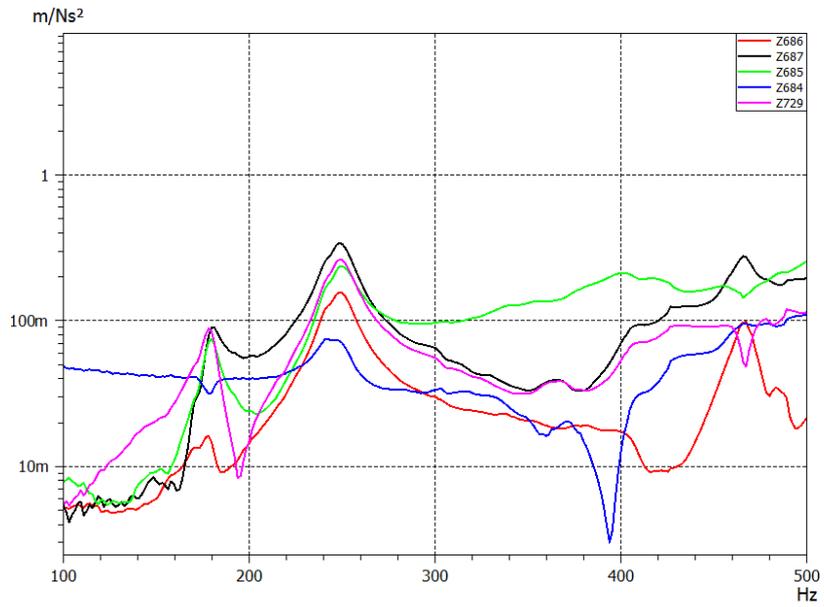


Figura 7.16 Inertanza della staffa sinistra in direzione verticale a seguito di un urto impulsivo in direzione longitudinale.

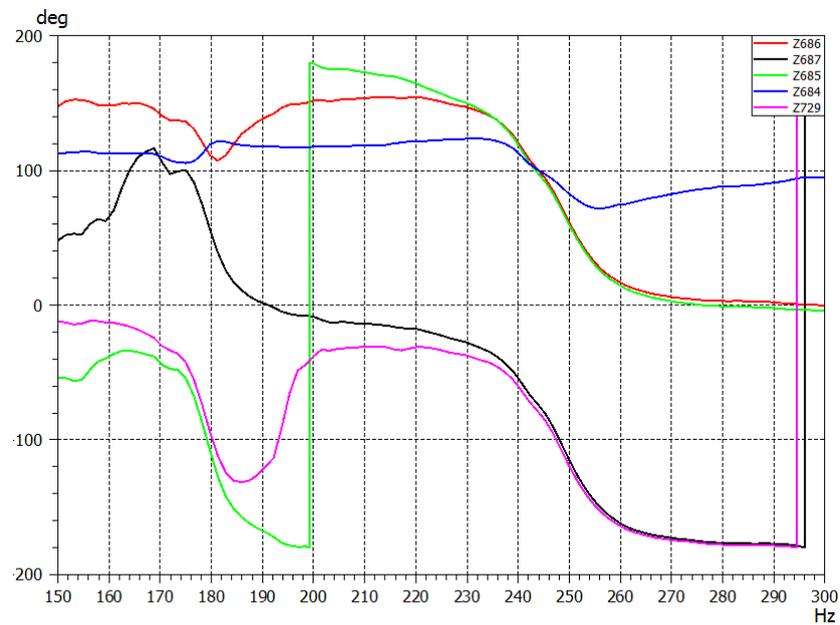


Figura 7.17 Fase degli accelerometri in direzione verticale con urto impulsivo in direzione longitudinale

## Capitolo 7

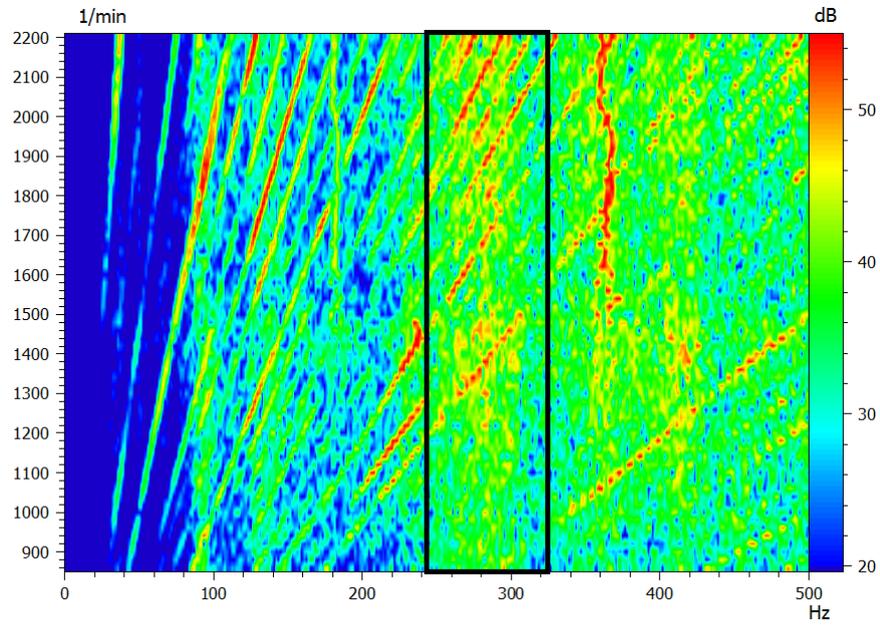


Figura 7.18 Grafico Hz-rpm step 0.

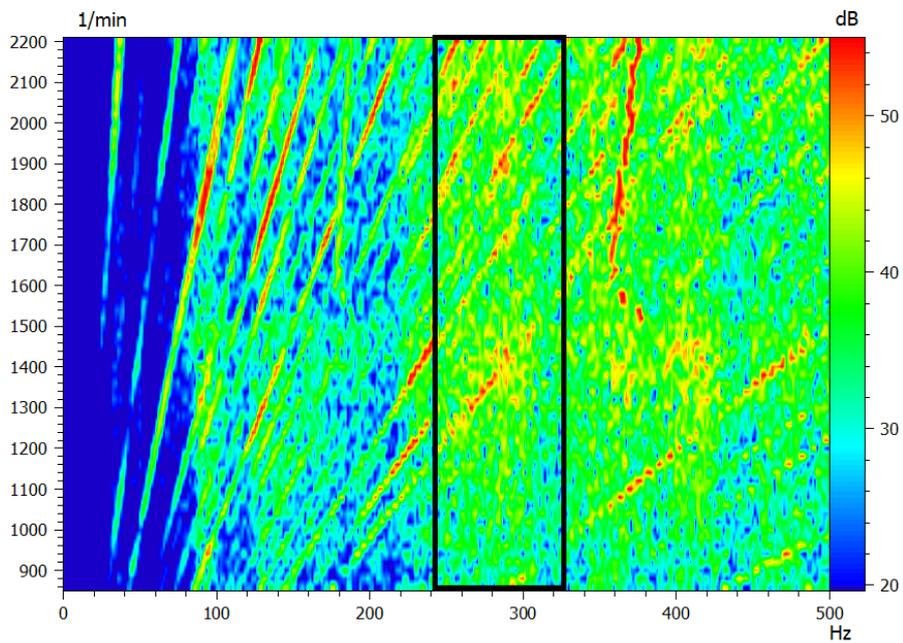


Figura 7.19 Grafico Hz-rpm step 1.

# Miglioramento del comfort acustico in cabina

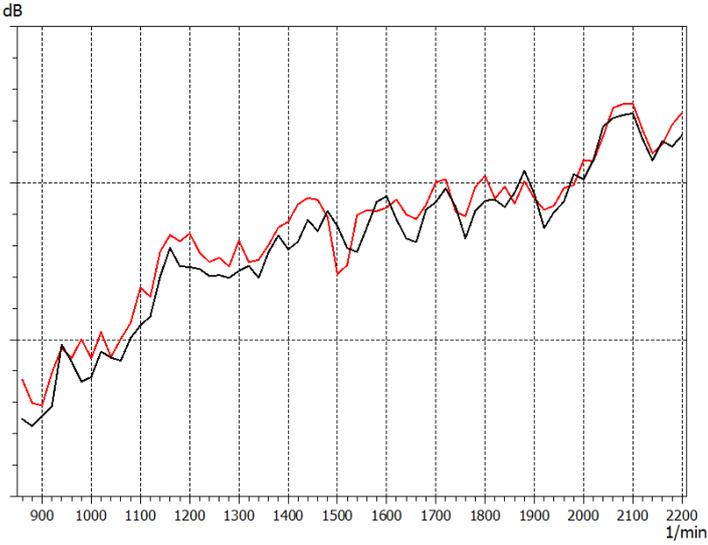


Figura 7.20 Confronto livello acustico ai differenti rpm, in presenza di mass damper (rosso) e senza (nero).

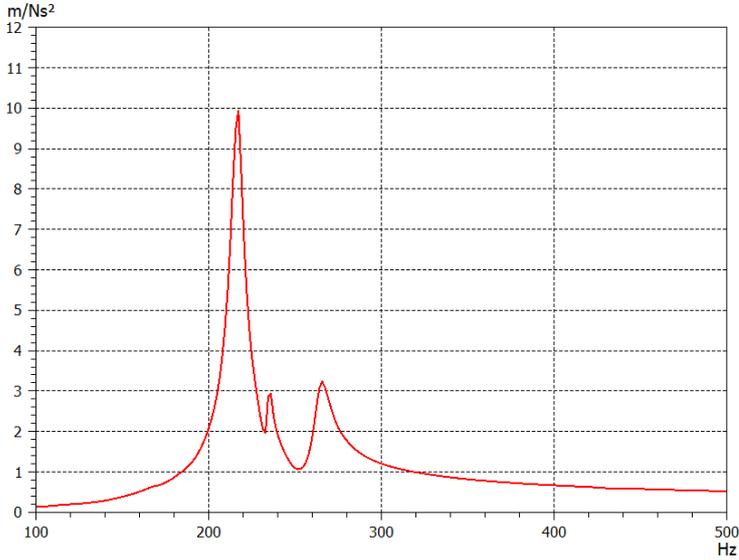


Figura 7.21 Inertanza per il mass damper sinistro.



Figura 7.22 Mass damper sinistro in configurazione definitiva.

### 7.2.3 Step 2

È stato trovato un riscontro per il rumore presente, al massimo regime motore, fra 350 Hz e 500 Hz, con gli ordini 10.1 e 12.3, come osservabile in figura 7.24. Partendo dagli schemi della trasmissione e del circuito idraulico, si ritrova un rapporto analogo con le pompe idrauliche a cilindrata fissa e a cilindrata variabile, rispettivamente a 9 e 12 denti, collocate all'interno della trasmissione.

Il problema è stato risolto installando un filtro acustico sulla mandata di ognuna delle due pompe, in questo modo i contributi degli ordini 10.1 e 12.3 vengono notevolmente ridotti (Figura 7.25).

Il valore Spl in questa configurazione scende di circa 1 dB rispetto allo step precedente.

Vengono raggiunti i seguenti valori

- Indice qualità acustica = 4.5
- $AI_{OPEN} = 32.0$
- $dB(A) = 53.7$
- Specific Loudness media = 2.25

Rispetto alla condizione di partenza i livelli acustici sono stati notevolmente ridotti con semplici accorgimenti, abbassando di oltre 2.5 dB(A) il valore Spl, 7 punti percentuali l' $AI_{OPEN}$  e migliorando di 2.7 punti l'indice di qualità acustica.

## Miglioramento del comfort acustico in cabina

È da sottolineare come il contributo maggiore sia dato dai due mass damper opportunamente configurati.

I valori raggiunti sono comunque da considerarsi solamente accettabili per la tipologia di macchina.

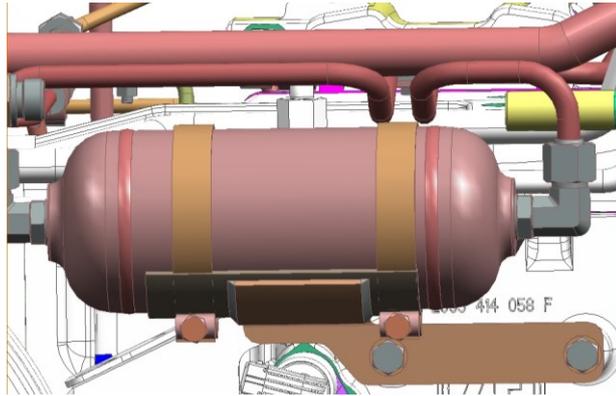


Figura 7.23 Filtro acustico cad {1}.

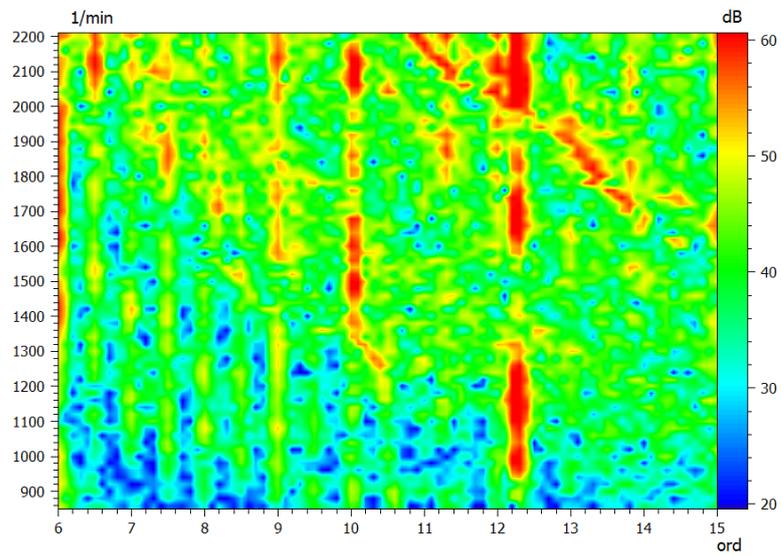


Figura 7.24 Grafico ordine-rpm step 0.

## Capitolo 7

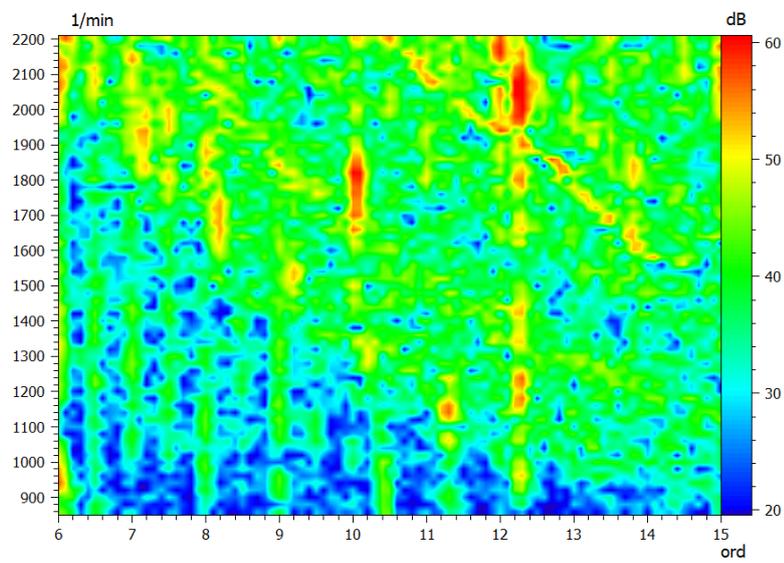


Figura 7.25 Grafico ordine-rpm step 2.

## Capitolo 8 Risultati e conclusioni

Questo lavoro di tesi è stato sviluppato nel corso di un tirocinio, svolto dal candidato, presso il gruppo SAME DEUTZ-FAHR; l'interesse aziendale, che ha portato ad aprire una posizione di stage, è legato all'analisi del comfort acustico presente in cabina con metriche psicoacustiche, su un campione di macchine rappresentante l'intera gamma prodotto. Il candidato ha svolto le sue attività nel dipartimento sperimentale del reparto Research & Development, presso la sede di Treviglio (BG) del Gruppo.

Il lavoro svolto dal candidato si è concentrato nelle seguenti fasi

- Studio preliminare delle grandezze psicoacustiche e loro applicazione a file audio precedentemente acquisiti, nell'ottica di individuare le grandezze di interesse e le tipologie di prove a cui sottoporre le trattrici.
- Allestimento macchine per prove di acquisizione dati con microfoni binaurali e loro svolgimento in camera semianecoica.
- Selezione ed istruzione del personale per prove di giuria, effettuate tramite ascolto in cuffia, con successiva identificazione dei modelli di comfort, utilizzando metriche tradizionali e psicoacustiche.
- Interventi su macchina per osservare la variazione dei modelli proposti, cercando di migliorarne il comfort presente.

Lo studio della metrica psicoacustica ha permesso un'analisi più approfondita, rispetto a quella effettuabile con la metrica tradizionale, sullo spettro sonoro presente in cabina. In questa fase sono state individuate le grandezze di maggiore interesse, se n'è osservata la loro variazione, sia fra i differenti modelli di trattrice che nelle diverse condizioni simulate. Inoltre sono state scelte le modalità di acquisizione per i file audio, massimo regime motore a vuoto, sweep a vuoto con durata dell'accelerata pari ad 1, 5 e 10 s, sweep sotto carico, tramite l'utilizzo di un freno idraulico calettato alla p.t.o. posteriore.

L'esecuzione delle prove di acquisizione, ha previsto il collocamento in sala semianecoica delle singole trattrici e la loro strumentazione, con microfoni standard e binaurali, sensore magnetico per la rilevazione dei giri motore e accelerometri, qualora fosse necessario. Le prove sono state eseguite secondo le modalità descritte nel capitolo 5. Gli sweep effettuati sotto carico si sono rilevati

## Capitolo 8

non adatti alla valutazione della giuria, a causa delle marcate differenze di durata temporale, imputabili al diverso comportamento del gruppo motore-trasmissione fra le trattrici provate.

Le acquisizioni a vuoto, sia al massimo regime motore, sia gli sweep, invece, sono stati sottoposti ad ascolto in cuffia su 10 soggetti selezionati, facenti parte della giuria. Gli sweep di durata complessiva 2 e 12 s sono stati criticati dalla giuria stessa, per eccessiva brevità i primi, per eccessiva lunghezza i secondi; il loro responso non è stato in seguito utilizzato.

Al contrario, le valutazioni della giuria per le acquisizioni a massimo regime motore e sweep di durata media 5 s, sono state utilizzate per implementare tre modelli di valutazione del comfort acustico presente in cabina, di cui due per il transitorio.

È da sottolineare come tali modelli abbiano solamente validità aziendale, infatti i dati acustici acquisiti appartengono solamente a macchine di SDFG, pertanto, una loro applicazione a modelli della concorrenza, può produrre valori non significativi. Inoltre, tutti i candidati della giuria sono dipendenti aziendali, non è quindi possibile affermare che la giuria sia composta da individui rappresentanti l'utilizzatore medio di una macchina agricola, poiché i soggetti presi in esame, nel loro ambito professionale, hanno un utilizzo quasi esclusivo di macchine marchiate SDFG e poco o nulla della concorrenza.

Infine sono stati eseguiti degli interventi d'isolamento e assorbimento acustico in cabina e di abbattimento delle vibrazioni, a loro volta sorgenti di rumore, su due diversi modelli di trattrici, con lo scopo di indagare l'influenza di tali azioni sui modelli proposti e di migliorare il comfort acustico presente in cabina, nell'ottica di una maggiore soddisfazione del cliente finale.

Alla luce di quanto esposto in questo lavoro, il candidato ritiene che l'obiettivo del lavoro sia stato per lo più raggiunto

- L'analisi del rumore in cabina con metriche psicoacustiche.
- La creazione di modelli per valutare l'impatto acustico in cabina.
- La sensibilità dei modelli agli interventi fatti su macchina.

Bisogna comunque precisare che, mentre sono da considerarsi validi gli indici per il massimo regime motore e per lo sweep, sviluppato partendo da tutte e 10 le valutazioni di giuria, altrettanto non si può dire sull'indice implementato considerando 6 valutazioni su 10. Infatti è stato scartato il 40% delle valutazioni. Questo è stato fatto per valutare la possibilità di ottenere un coefficiente di determinazione lineare  $R^2$  maggiore di 0.8, cioè il valore ottenuto nel parametro 1 di sweep, avvicinandosi al valore ottenuto al massimo regime motore. Per raggiungere tale valore si è quindi dovuto filtrare pesantemente le valutazioni di giuria, eliminandone il 40%.

### 8.1 Sviluppi futuri

Nell'ottica di migliorare il comfort acustico dell'operatore, si trarrebbero ulteriori benefici andando ad analizzare anche macchine della concorrenza, cosa che non è stato possibile fare in questo lavoro. Si potrebbe verificare la significatività dei modelli proposti su tali trattatrici, oppure crearne dei diversi, con modalità simili a quanto fatto in questa sede. Inoltre bisognerebbe cercare di riunire una giuria che meglio rappresenti l'utilizzatore medio, considerando anche personale esterno a SDFG.

Per quanto riguarda la condizione di sweep, potrebbe essere utile incrementare il numero di soggetti appartenenti alla giuria, andando ad affinare l'indice proposto in questo lavoro, inoltre si avrebbe più libertà nello scartare valutazioni ritenute non rappresentative, senza incorrere rapidamente in un numero di campioni scartati percentualmente rilevante rispetto al totale disponibile, come successo in questa sede. Probabilmente, così facendo, è possibile ottenere un parametro valido, con coefficiente di determinazione lineare elevato, anche in condizioni di regime transitorio.

Con i continui sviluppi tecnologici non è da escludere che lo spettro acustico presente in cabina venga completamente modificato, ad esempio per una possibile aggiunta di un unità motrice elettrica, conseguentemente è plausibile ipotizzare che venga modificata l'incidenza delle diverse grandezze acustiche e psicoacustiche, in tal caso i modelli proposti perderebbero la loro validità.

Ad oggi, molte case stanno studiando soluzioni di controllo attivo del rumore in cabina, è auspicabile un'integrazione a livello software con i modelli proposti in questo lavoro, o con altri eventualmente sviluppabili in futuro.

## Capitolo 8

# Appendice A Caratteristiche strumentazione

Microfoni Brüel & Kjær tipo 4942 utilizzati

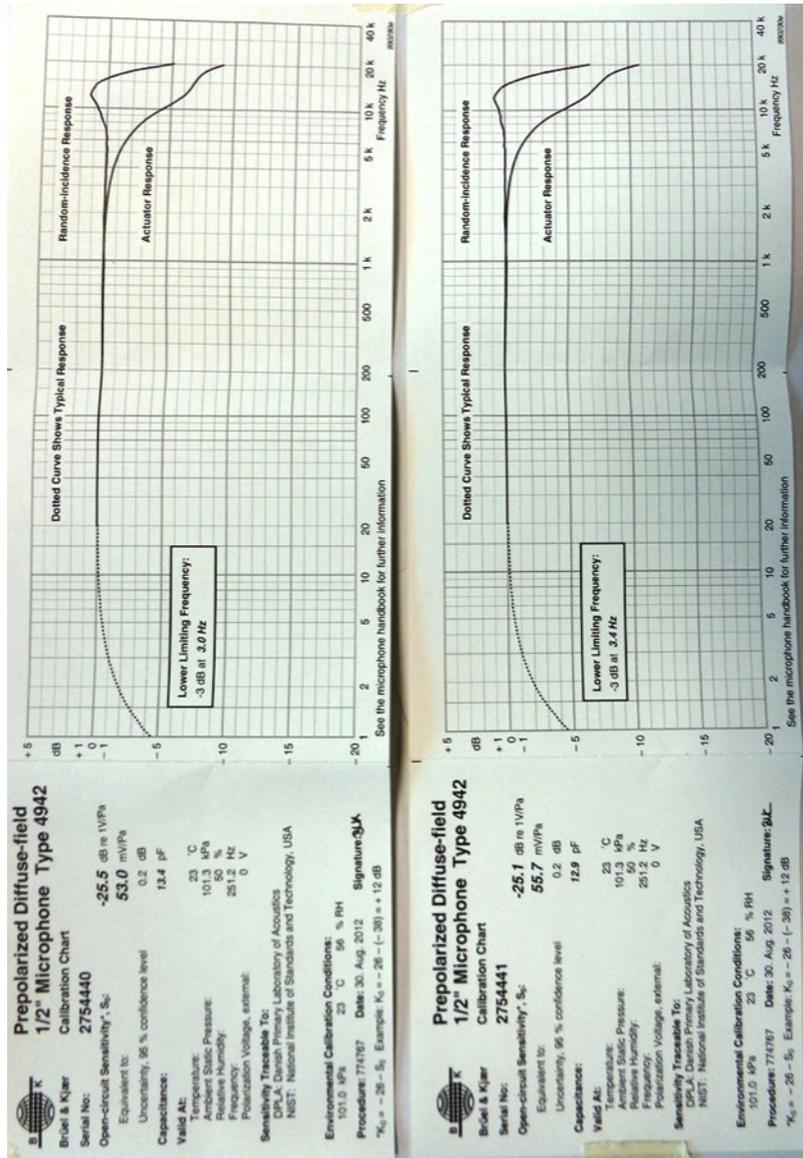


Figura A.1 Caratteristiche microfoni.



## Appendice B Statistica utilizzata

Se non diversamente specificato si farà riferimento a quanto riportato in [21]

### Regressione lineare semplice e multipla

Si adottano le seguenti convenzioni

- $q_i$  i-esimo valore osservato
- $\bar{q}$  valore medio della grandezza
- $\hat{q}_i$  valore stimato dal modello
- $n$  numero di osservazioni
- $k$  numero di regressori
- $p=k+1$  numero di regressori più l'intercetta della retta

In un modello di regressione lineare semplice la variabile dipendente, cioè la risposta, è in relazione con la variabile indipendente, regressore, tramite l'equazione

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x + \varepsilon$$

Con  $\beta_0$  e  $\beta_1$  coefficienti di regressione mentre  $\varepsilon$  è l'errore causale.

Chiamando  $E(Y/x)$  il valore atteso della variabile risposta  $Y$  per un generico regressore  $x$  e supponendo che media e varianza di  $\varepsilon$  siano rispettivamente 0 e  $\sigma^2$  allora

$$E(Y|x) = E(\beta_0 + \beta_1 x + \varepsilon) = \beta_0 + \beta_1 x + E(\varepsilon) = \beta_0 + \beta_1 x$$

La varianza di  $Y$  assume la seguente espressione

$$V(Y|x) = V(\beta_0 + \beta_1 x + \varepsilon) = V(\beta_0 + \beta_1 x) + V(\varepsilon) = 0 + \sigma^2$$

Un generico modello di regressione lineare multipla assume la seguente equazione

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_k x_k + \varepsilon$$

### Stima dei parametri nella regressione multipla

Utilizzando il metodo dei minimi quadrati, si abbiano  $n$  osservazioni, con  $n > k$  e sia  $x_{ij}$  l' $i$ -esima osservazione della variabile  $x_j$ . Le osservazioni sono

$$(x_{i1}, x_{i2}, \dots, x_{ik}, y_i) \quad i = 1, 2, \dots, n > k$$

## Appendice B

Ciascuna osservazione soddisfa il modello

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_{i1} + \beta_2 x_{i2} + \dots + \beta_k x_{ik} + \varepsilon_i = \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_{ij} + \varepsilon_i$$

Con  $i=1 \dots n$ .

La funzione del metodo dei minimi quadrati è

$$L = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2 = \sum_{i=1}^n \left( y_i - \beta_0 - \sum_{j=1}^k \beta_j x_{ij} \right)^2$$

Andando a minimizzare L rispetto a  $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_k$ , le stime ai minimi quadrati di  $\beta_0, \beta_1, \dots, \beta_k$  devono soddisfare le equazioni

$$\left. \frac{\delta L}{\delta \beta_0} \right| = -2 \sum_{i=1}^n \left( y_i - \hat{\beta}_0 - \sum_{j=1}^k \hat{\beta}_j x_{ij} \right) = 0$$

e

$$\left. \frac{\delta L}{\delta \beta_j} \right| = -2 \sum_{i=1}^n \left( y_i - \hat{\beta}_0 - \sum_{j=1}^k \hat{\beta}_j x_{ij} \right) x_{ij} = 0 \quad j = 1, 2, \dots, k$$

Semplificando si ottengono le equazioni normali ai minimi quadrati

$$\begin{aligned} n\hat{\beta}_0 + \hat{\beta}_1 \sum_{i=1}^n x_{i1} + \hat{\beta}_2 \sum_{i=1}^n x_{i2} + \dots + \hat{\beta}_k \sum_{i=1}^n x_{ik} &= \sum_{i=1}^n y_i \\ \hat{\beta}_0 \sum_{i=1}^n x_{i1} + \hat{\beta}_1 \sum_{i=1}^n x_{i1}^2 + \hat{\beta}_2 \sum_{i=1}^n x_{i1}x_{i2} + \dots + \hat{\beta}_k \sum_{i=1}^n x_{i1}x_{ik} &= \sum_{i=1}^n x_{i1}y_i \\ \hat{\beta}_0 \sum_{i=1}^n x_{ik} + \hat{\beta}_1 \sum_{i=1}^n x_{ik}x_{i1} + \hat{\beta}_2 \sum_{i=1}^n x_{ik}x_{i2} + \dots + \hat{\beta}_k \sum_{i=1}^n x_{ik}^2 &= \sum_{i=1}^n x_{ik}y_i \end{aligned}$$

Ci sono  $p=k+1$  equazioni normali, una per ogni coefficiente di regressione. Risolvendo si ottengono gli stimatori ai minimi quadrati dei coefficienti di regressione  $\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \dots, \hat{\beta}_k$ .

In questa sede si è riportato tutto in forma matriciale come segue

$$Y = X * P$$

## Statistica utilizzata

Dove  $Y$  è il vettore colonna contenente i responsi di giuria,  $P$  il vettore colonna contenente i coefficienti di regressione  $\hat{\beta}_0, \hat{\beta}_1, \dots, \hat{\beta}_k$  da calcolare,  $X$  la matrice contenente sulle colonne le variabili indipendenti ed una colonna di termini noti, qui posti uguali ad 1.

Per le proprietà matriciali vale la seguente relazione

$$P = \text{inv}(X^T * X) * (X^T * Y).$$

Le righe del vettore colonna  $P$  contengono i coefficienti di regressione.

Definendo la somma dei quadrati dei residui come segue

$$SS_E = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 = \sum_{i=1}^n (\varepsilon_i)^2$$

La varianza dell'errore è calcolata come segue

$$\sigma^2 = \frac{SS_E}{n - p}$$

La somma totale dei quadrati

$$SS_T = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 + \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2$$

La somma dei quadrati di regressione

$$SS_R = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2$$

Il coefficiente di determinazione lineare  $R^2$  viene calcolato esattamente come nella regressione semplice

$$R^2 = 1 - \frac{SS_E}{SS_T}$$

## Appendice B

Ma nel caso di regressione multipla è più corretto utilizzare il suo valore corretto, indipendente dal numero di regressori utilizzati

$$R_{AD}^2 = 1 - \frac{\frac{SS_E}{n-p}}{\frac{SS_T}{n-1}} = 1 - \frac{n-1}{n-k-1} (1 - R^2)$$

### Inferenze nella regressione multipla

Nella regressione multipla, il test per la significatività della regressione, controlla l'ipotesi che non vi sia alcuna relazione utile tra la risposta Y e nessuno dei regressori  $x_i$ . Le ipotesi sono

- $H_0: \beta_0 = \beta_1 = \beta_k = 0$
- $H_1: \text{almeno un } \beta_j \neq 0$

Definendo

$$MS_R = \frac{SS_R}{k}$$

$$MS_E = \frac{SS_E}{n-p}$$

La statistica test diventa

$$F_0 = \frac{MS_R}{MS_E}$$

Criterio di rifiuto  $H_0$  con livello di significatività pari ad  $\alpha$  :  $F_0 > f_{\alpha, k, n-p}$  con distribuzione F, con  $k$  gradi di libertà per il numeratore e  $n-p$  per il denominatore.

### Multicollinearità

Nelle regressioni multiple è possibile trovare dipendenza fra i regressori, se sono elevate si ha multicollinearità, che comporta una errata stima dei parametri della regressione ed equazioni per la predizioni future non affidabili.

In questa sede, per diagnosticare la presenza di multicollinearità si utilizza il fattore di inflazione della varianza (VIF).

$$VIF(\beta_j) = \frac{1}{1 - R_j^2} \quad j = 1, 2, \dots, k$$

## Statistica utilizzata

Dove  $R_j^2$  è il coefficiente di determinazione multipla (non corretto) che risulta dalla regressione di  $x_j$  sugli altri  $k-1$  regressori. Nel caso in cui  $x_j$  abbia forte dipendenza lineare rispetto a qualche sottoinsieme di altri regressori,  $R_j^2$  è prossimo ad 1, di conseguenza il VIF assume alti valori.

In questo lavoro si considera, a titolo cautelativo, la presenza di multicollinearità se ad un regressore è associato un VIF maggiore di 5, cioè un  $R_j^2$  pari a 0.8.

In letteratura il valore di soglia è spesso portato a 10.

## Verifica della normalità

Per verificare che i differenti campioni abbiano distribuzione normale è stato utilizzato il test di Shapiro-Wilk [22], adatta per campioni di piccole dimensioni. L'ipotesi  $H_0$ , cioè l'ipotesi nulla, è che i campioni appartengano ad una distribuzione normale.

$$W = \frac{(\sum_{i=1}^n a_i x_{(i)})^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

con

- $x_{(i)}$  i-esimo valore più piccolo del campione
- $\bar{x}$  è la media aritmetica del campione
- $a_{(i)}$  sono costanti calcolate come segue

$$a_i \dots a_n = \frac{m^T V^{-1}}{(m^T V^{-1} V^{-1} m)^{0.5}}$$

Dove  $m=(m_1 \dots m_n)^T$  sono i valori attesi dei ranghi di un generico numero standardizzato.  $V$  è la matrice di covarianza di tali ranghi.

$W$  assume valori fra 0 ed 1. L'ipotesi  $H_0$  viene rifiutata per piccoli valori di  $W$  con un p-value inferiore a 0.05, questo comporta che i campioni non hanno distribuzione normale.

## Appendice B

Tavola distribuzione F

GdL denomi natore	Prob $\alpha$	Gradi di liberta' al Numeratore										
		1	2	3	4	5	6	7	8	12	24	$\infty$
1	0.05	161	200	216	225	230	234	237	239	244	249	254
1	0.025	648	800	864	900	922	937	948	957	977	997	1018
1	0.01	4052	5000	5403	5625	5764	5859	5928	5981	6106	6235	6366
1	0.005	16211	20000	21615	22500	23056	23437	23715	23925	24426	24940	25465
2	0.05	18.51	19.00	19.16	19.25	19.30	19.33	19.35	19.37	19.41	19.45	19.50
2	0.025	38.51	39.00	39.17	39.25	39.30	39.33	39.36	39.37	39.41	39.46	39.50
2	0.01	98.50	99.00	99.17	99.25	99.30	99.33	99.36	99.37	99.41	99.46	99.50
2	0.005	198.50	199.00	199.20	199.20	199.30	199.30	199.40	199.40	199.40	199.50	199.50
3	0.05	10.13	9.55	9.28	9.12	9.01	8.94	8.89	8.85	8.74	8.64	8.53
3	0.025	17.44	16.04	15.44	15.10	14.88	14.73	14.62	14.54	14.34	14.12	13.90
3	0.01	34.12	30.82	29.46	28.71	28.24	27.91	27.67	27.49	27.05	26.60	26.13
3	0.005	55.55	49.80	47.47	46.19	45.39	44.84	44.43	44.13	43.39	42.62	41.83
4	0.05	7.71	6.94	6.59	6.39	6.26	6.16	6.09	6.04	5.91	5.77	5.63
4	0.025	12.22	10.65	9.98	9.60	9.36	9.20	9.07	8.98	8.75	8.51	8.26
4	0.01	21.20	18.00	16.69	15.98	15.52	15.21	14.98	14.80	14.37	13.93	13.46
4	0.005	31.33	26.28	24.26	23.15	22.46	21.97	21.62	21.35	20.70	20.03	19.32
5	0.05	6.61	5.79	5.41	5.19	5.05	4.95	4.88	4.82	4.68	4.53	4.36
5	0.025	10.01	8.43	7.76	7.39	7.15	6.98	6.85	6.76	6.52	6.28	6.02
5	0.01	16.26	13.27	12.06	11.39	10.97	10.67	10.46	10.29	9.89	9.47	9.02
5	0.005	22.78	18.31	16.53	15.56	14.94	14.51	14.20	13.96	13.38	12.78	12.14
6	0.05	5.99	5.14	4.76	4.53	4.39	4.28	4.21	4.15	4.00	3.84	3.67
6	0.025	8.81	7.26	6.60	6.23	5.99	5.82	5.70	5.60	5.37	5.12	4.85
6	0.01	13.75	10.92	9.78	9.15	8.75	8.47	8.26	8.10	7.72	7.31	6.88
6	0.005	18.63	14.54	12.92	12.03	11.46	11.07	10.79	10.57	10.03	9.47	8.88
7	0.05	5.59	4.74	4.35	4.12	3.97	3.87	3.79	3.73	3.57	3.41	3.23
7	0.025	8.07	6.54	5.89	5.52	5.29	5.12	4.99	4.90	4.67	4.42	4.14
7	0.01	12.25	9.55	8.45	7.85	7.46	7.19	6.99	6.84	6.47	6.07	5.65
7	0.005	16.24	12.40	10.88	10.05	9.52	9.16	8.89	8.68	8.18	7.65	7.08
8	0.05	5.32	4.46	4.07	3.84	3.69	3.58	3.50	3.44	3.28	3.12	2.93
8	0.025	7.57	6.06	5.42	5.05	4.82	4.65	4.53	4.43	4.20	3.95	3.67
8	0.01	11.26	8.65	7.59	7.01	6.63	6.37	6.18	6.03	5.67	5.28	4.86
8	0.005	14.69	11.04	9.60	8.81	8.30	7.95	7.69	7.50	7.01	6.50	5.95
9	0.05	5.12	4.26	3.86	3.63	3.48	3.37	3.29	3.23	3.07	2.90	2.71
9	0.025	7.21	5.71	5.08	4.72	4.48	4.32	4.20	4.10	3.87	3.61	3.33
9	0.01	10.56	8.02	6.99	6.42	6.06	5.80	5.61	5.47	5.11	4.73	4.31
9	0.005	13.61	10.11	8.72	7.96	7.47	7.13	6.88	6.69	6.23	5.73	5.19
10	0.05	4.96	4.10	3.71	3.48	3.33	3.22	3.14	3.07	2.91	2.74	2.54
10	0.025	6.94	5.46	4.83	4.46	4.24	4.06	3.95	3.85	3.62	3.37	3.08
10	0.01	10.04	7.56	6.55	5.99	5.64	5.39	5.20	5.06	4.71	4.33	3.91
10	0.005	12.83	9.43	8.08	7.34	6.87	6.54	6.30	6.12	5.66	5.17	4.64

Tabella B.1 Distribuzione F.

## Appendice C Valutazioni di giuria

### Massimo regime motore

Candidato	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Modello											
A	7	5	5	4	5	4	4	7	6	5	7
B	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	10
C	5	6	6	8	8	7	8	6	8	7	5
D	1	2	3	3	3	3	3	3	2	3	9
E	6	8	7	7	7	8	7	8	7	8	3
F	3	3	2	2	2	2	2	2	3	2	6
G	9	7	8	9	9	10	9	9	9	9	2
H	10	10	10	10	10	9	10	10	10	10	4
I	8	9	9	5	4	6	6	4	5	6	1
L	4	4	4	6	6	5	5	5	4	4	8

Tabella C.1 Responsi giuria acquisizioni massimo regime motore.

La valutazione del candidato 11 è stata scartata.

### Sweep 7 s

Candidato	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Modello										
E	3	4	4	5	1	4	1	1	4	1
M	1	1	1	2	2	1	3	2	1	2
Q	2	3	2	3	4	3	6	5	2	5
S	6	6	5	6	6	5	2	6	6	6
G	5	5	6	4	5	6	4	4	5	4
I	4	2	3	1	3	2	5	3	3	3

Tabella C.2 Responsi giuria sweep 7 s.

## Appendice C

Candidato	1	2	3	4	6	9
Modello						
E	3	4	4	5	4	4
M	1	1	1	2	1	1
Q	2	3	2	3	3	2
S	6	6	5	6	5	6
G	5	5	6	4	6	5
I	4	2	3	1	2	3

Tabella C.3responsi giuria 7 s 6 acquisizioni su 10.

Sono state scartate le valutazioni dei candidati 5, 7, 8 e 10.

## Appendice D Normalità dei dati

In questa sede vengono riportati i valori utili a valutare la normalità dei dati utilizzati.

### Massimo regime motore

Valori in uscita dal test di Shapiro-Wilk per

- Valutazione medie di giuria, utilizzate come variabili dipendenti (Y) nel modello multiparametro.  $W=0.966$ ,  $p\_value=0.856$ , non posso rifiutare  $H_0$ .
- Residui del modello.  $W=0.953$ ,  $p\_value=0.7042$ , non posso rifiutare  $H_0$ .

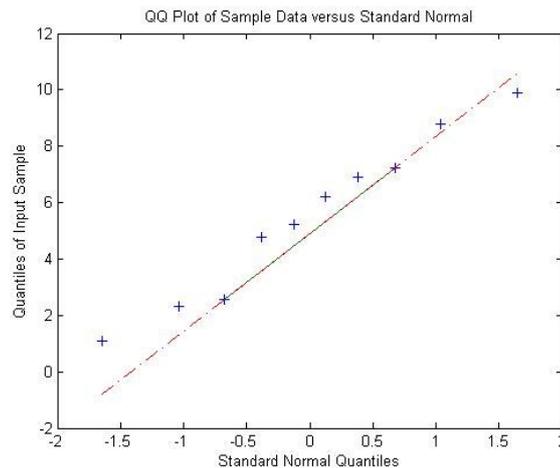


Figura D.1 QQplot delle valutazioni medie di giurie al massimo regime motore.

### Sweep di durata complessiva 7 s modello 1

Valori in uscita dal test di Shapiro-Wilk per

- Valutazione medie di giuria, utilizzate come variabili dipendenti (Y) nel modello multiparametro.  $W=0.958$ ,  $p\_value=0.804$ , non posso rifiutare  $H_0$ .
- Residui del modello.  $W=0.881$ ,  $p\_value=0.2727$ , non posso rifiutare  $H_0$ .

## Appendice D

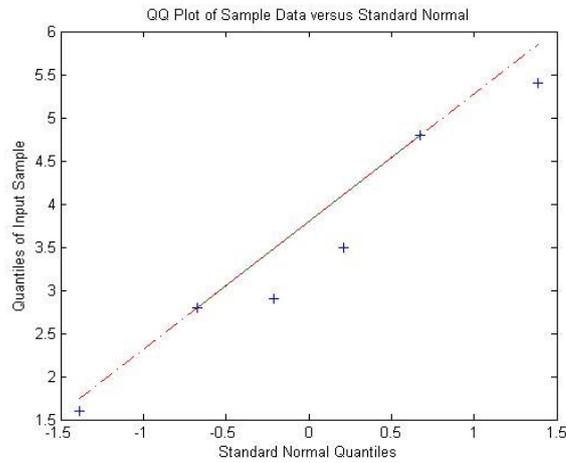


Figura D.2 QQplot delle valutazioni medie di giurie per lo sweep.

### Sweep di durata complessiva 7 s modello 2

Valori in uscita dal test di Shapiro-Wilk per

- Valutazione medie di giuria, utilizzate come va635, non posso rifiutare  $H_0$ .
- Residui del modello.  $W=0.971$ ,  $p\_value=0.899$ , non posso rifiutare  $H_0$ .

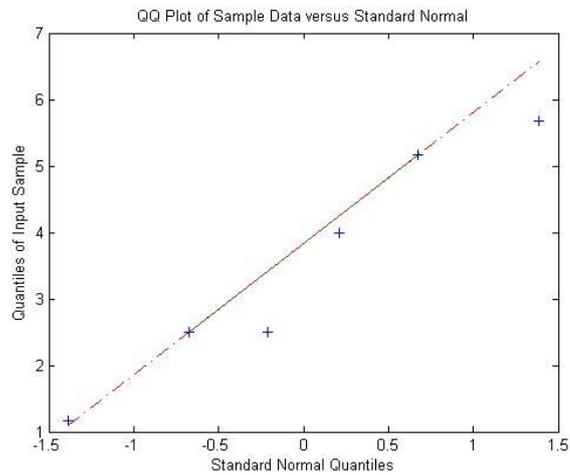


Figura D.3 QQplot delle valutazioni medie di giurie per lo sweep, 6 valutazioni su 10.

## Appendice E Livelli di Eccitazione

Le bande critiche riproducono la selettività del nostro sistema uditivo. Andando a suddividere l'intensità sonora ( $\text{W/m}^2$ ) su tali bande, si realizzano le intensità di banda critica, dalle quali vengono ricavati i livelli di eccitazione.

I livelli di eccitazione dipendono dall'effettivo filtraggio in frequenza dato dal nostro sistema uditivo, mentre le intensità di banda critica sono la mera suddivisione dell'intensità acustica sulle differenti bande.

Il livello di intensità di banda critica,  $I_G$ , assume, nel dominio delle frequenze, la seguente espressione

$$I_G(f) = \int_{f-0.5\Delta f_G(f)}^{f+0.5\Delta f_G(f)} \frac{dI}{df} df$$

Riportandolo sulle bande critiche invece ha la seguente espressione

$$I_G(z) = \int_{f-0.5Bark}^{f+0.5Bark} \frac{dI}{dz} dz$$

L'espressione logaritmica del livello di banda critica  $L_G$ , ponendo  $I_0=10^{-12} \text{ W/m}^2$  come riferimento, è la seguente

$$L_G = 10 * \text{Log}_{10} \frac{I_G}{I_0} \text{ dB}$$

Il livello di eccitazione  $L_E$  assume la seguente espressione

$$L_E = 10 * \text{Log}_{10} \frac{E}{E_0} \text{ dB}$$

Dove  $E$  assume un valore pari al valore massimo raggiunto da  $I_G$  sulla medesima banda critica.

Questo è evidente nei rumori UEN, dove sia il livello di intensità che di eccitazione sono costanti su tutte le bande critiche.

Un esempio di calcolo del livello di eccitazione è rappresentato in figura sottostante.

La linea continua è rappresentativa di un rumore bianco, le linee tratteggiate rappresentano un rumore a banda stretta con frequenza 2 kHz, mentre nella parte

## Appendice E

di destra sono rappresentati 11 toni con frequenze fra 0.5 e 5.5 kHz, separati ognuno da 500 Hz.

La prima riga rappresenta il livello specifico  $dI/df$  d'intensità di banda critica, in funzione della frequenza.

Nella seconda riga il livello viene riportato sulle bande critiche.

Nella terza riga vengono calcolate le intensità di banda critica vere e proprie, per poi riportarle, nella quarta riga, al livello logaritmico espresso in dB.

Infine, nell'ultima riga, vengono ricostruiti i livelli di eccitazione.

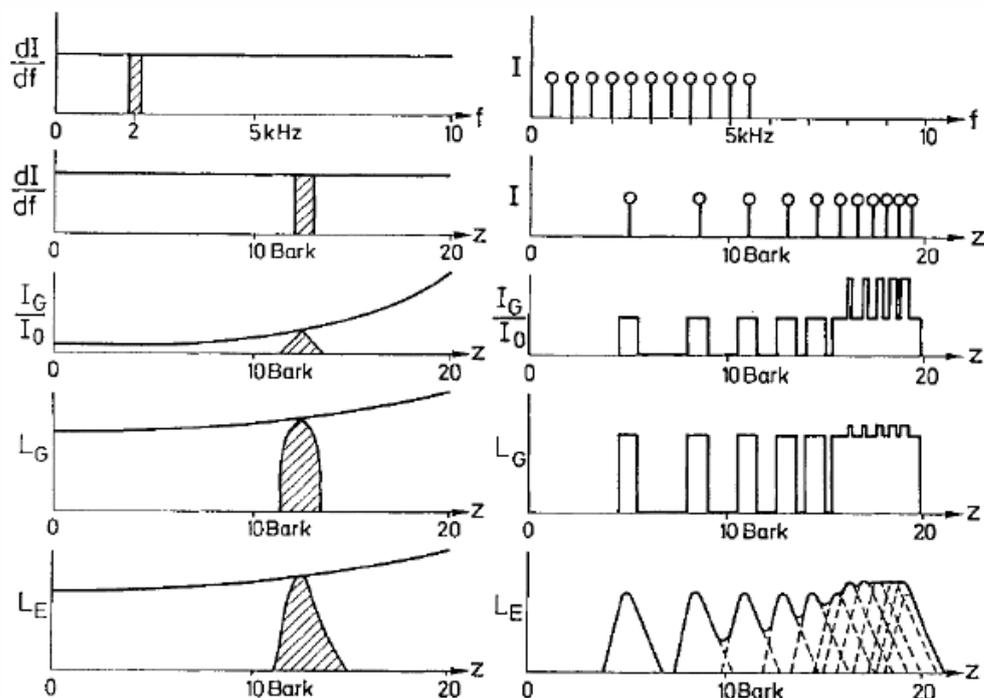


Figura E.1 Sviluppo del livello di eccitazione partendo dall'intensità, per rumore bianco (linea continua), rumore a banda stretta con frequenza 2 kHz e rumore formato da 11 toni con delta in frequenza pari 500 Hz e frequenze da 0.5 a 5.5 kHz, parte di destra {3}.

Nell'immagine seguente è rappresentato il livello di eccitazione generato da rumore a banda stretta, con frequenza centrale nota e 60 dB Spl.

## Livelli di Eccitazione

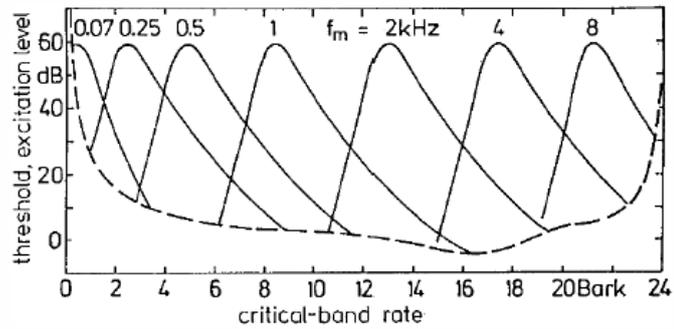


Figura E.2 Livelli di eccitazione generati da rumori a banda stretta, di frequenza nota, aventi 60 dB Spl. La linea tratteggiata è la soglia minima di udibilità [3].

Nell'immagine seguente è rappresentato il livello di eccitazione generato da rumore a banda larga con frequenza centrale 1 kHz e livello di intensità  $L_G$  noto.

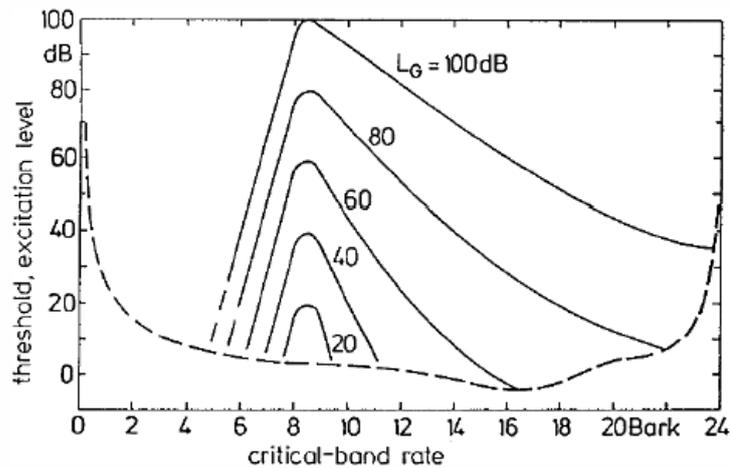


Figura E.3 Livelli di eccitazione generati rumore a banda larga, di frequenza centrale 1 kHz, con livello di banda critica  $L_G$  noto. La linea tratteggiata è la soglia minima di udibilità [3].

Per spiegazioni più dettagliate e approfondite, si rimanda al capitolo 6 dell'opera di Zwicker e Fastl [3].

## Appendice E

## **Acronimi**

**Spl : Livello di pressione sonora.**

**AI : Indice di articolazione.**

**AI<sub>OPEN</sub> : Indice di articolazione calcolato secondo la modalità ope**

**P.t.o. : Power take off, presa di forza.**

**UEN : Uniform exciting noise.**

**Cv : cavallo vapore.**

**TTV : cambio a variazione continua.**

**SDFG : Same Deutz-Fahr Group.**

**SDF : Same Deutz-Fahr.**



## Bibliografia

[1] Ferrari G. (2008), Motori a combustione interna, Quarta edizione, il capitello, Torino.

[2] Martini, Timmons, Tallitsch (2008), Anatomia umana, Terza edizione Napoli 2008 Edises.

[3] Zwicker E., Fastl H. (1990), Psychoacoustics Facts and Models, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

[4] Drioli C., Orio N. (1999), *“Elementi di Acustica e Psicoacustica”*.

[5] Silveira Brizon C.J., Bazer Medeiros E. (2012), *“Combine subjective and objective assessments to improve acoustic comfort evaluation of motor cars”* Applied Acoustic 73:913-920

[6] Palòmares N., et al. (2011) *“Development of a predictor model of acoustic discomfort in car for engine idle sounds”* EAEC 2011\_A72.

[7] Altinsoy E., Kanca, G., Belek H. T. (1999), *“A Comparative study on the sound quality of wet-and-dry vacuum cleaner”*, Sixth international congress on sound and vibrations 5-8 July 1999 Copenhagen, Denmark.

[8] Fastl H. (2007), *“Psychoacoustics basis of sound quality evaluation and sound engineering”* The Thirteenth International Congress on Sound and Vibrations July 2-6 2007 Vienna, Austria.

[9] Fletcher H (1929). *“Speech and Hearing”* (1st edition) New York Van Nostrand

[10] Fastl H. (1982), *“Fluctuation strength and temporal masking patterns of amplitude-modulated broadband noise”*. Hearing Res.8 , 59-62.

[11] Fastl H., *“Psycho-Acoustics and Sound Quality”*, in Blauer J. (2005), Communication Acoustics, Capitolo 6, Springer.

[12] Von Bismarck G. (1974), *“Sharpness as an attribute of the timbre of steady sounds”*, Acustica 30:159-172

## Bibliografia

- [13] ANSI S3.5 1969. Calcolo AI.
- [14] Berechnungstabelle für den Artikulationsindex aus Terzspektren (GLA Guidelines No. 22), Interkeller S.A. Zürich. Calcolo AI<sub>OPEN</sub>.
- [15] Therard, E., Stool, G., Seewann, M. (1982), “Algorithms for extraction of pitch and pitch salience from complex tonal signals” J. Acoust. Am. 71(3), 679-688.
- [16] Head acoustics “Head application note, Psychoacoustic Analyses II, Psychoacoustic Parameters in Artemis II” 11/08
- [17] norma DIN 45681, estrazioni componenti tonali.
- [18] norma ISO/R 1996:1971, calcolo curve Noise Rating.
- [19] HEAD application note “Conducting listening Test”
- [20] Widmann U. (1995), “Subjektive Beurteilung der Lautheit und der Psychoakustischen Lästigkeit von PKW-Geräuschen”. Fortschr Akust, DAGA'95, 875-878, Dt Ges Akust, Oldenburg
- [21] Montgomery, Runger, Hubele (2004), “statistica per l'ingegneria”, edizione italiana a cura di Barchielli, Verri, Egea, Milano.
- [22] Shapiro S., Wilk M. B. (1965) “An analysis of variance test for normality (complete samples)”, Biometrika, 52, 3 e 4, pag 591-611.

## **Bibliografia delle figure e delle tabelle**

{1} Materiale aziendale interno, cortesemente concesso.

{2} Martini, Timmons, Tallitsch (2008), Anatomia umana, Terza edizione Napoli 2008 Edises.

{3} Zwicker E., Fastl H. (1990), Psychoacoustics Facts and Models, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

{4} [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/it/7/7c/Filtro\\_passivo\\_passa\\_banda.PNG](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/it/7/7c/Filtro_passivo_passa_banda.PNG)