



ASSOCIAZIONE
ITALIANA
di ACUSTICA

Atti del Seminario
METODI NUMERICI DI PREVISIONE
DEL RUMORE DA TRAFFICO

a cura di
Roberto Pompoli



Parma, 12 Aprile 1989

Facoltà di Ingegneria - Università di Parma

INDICE

Prefazione

Seminario su «Metodi numerici di previsione del rumore da traffico»

Caratterizzazione acustica delle sorgenti di rumore (Ing. A. Farina)	Pag.	1
Caratterizzazione acustica della propagazione sonora (Ing. G. Elia)	»	37
Descrizione di alcuni codici di calcolo (Prof. M. Masoero)	»	58

Confronto tra alcuni metodi numerici di previsione del rumore da traffico

0. Premessa (R. Pompoli)	»	68
1. Misure sperimentali (D. Bertoni, A. Franchini, M. Magnoni)	»	69
2. Metodi numerici di previsione::		
2.1 CRTN (G. Brambilla)	»	76
2.2 EMPA (R. Borchellini, V. Giaretto, M. Masoero)	»	84
2.3 EMPA (F. Ventura)	»	93
2.4 STAMINA (F. Ventura, M. Di Prete)	»	103
2.5 STAMINA (D. Bertoni, A. Franchini, M. Magnoni)	»	118
2.6 CETUR (V. Ganzaroli, P. Giacomini)	»	124
2.7 CEE (R. Pompoli)	»	131
2.8 RLS 81 (A. Farina, G. Semprini)	»	137
2.9 OAL (A. Cocchi)	»	146
3. Osservazioni conclusive e lavori futuri	»	151

Caratterizzazione Acustica delle Sorgenti di Rumore

(a cura di A. Farina)

0. Premessa

La conoscenza delle caratteristiche delle sorgenti sonore connesse con il traffico é fondamentale per comprendere particolari fenomeni di propagazione e gli effetti del rumore sull' uomo.

Le sorgenti sonore vengono caratterizzate anzitutto dal punto di vista spettrale, suddividendole in categorie, e mostrando la differenza fra gli spettri ottenuti da misure stradali e quelli ottenuti durante le prove di omologazione dei veicoli.

Vengono poi forniti dati sul livello sonoro massimo ponderato "A" prodotto dal passaggio dei veicoli, e sull' effetto di velocità, stile di guida e caratteristiche del traffico su tale livello massimo.

Tenuto conto che il descrittore più usato per la quantificazione della rumorosità in un sito é il Livello Equivalente, viene poi mostrato come calcolarlo a partire dai dati di rumorosità dei singoli veicoli.

Vengono infine prese in esame le singole sorgenti di rumore a bordo dei veicoli, ne viene stabilita l' importanza relativa e sono presentate in modo succinto le cause di rumorosità di ciascuna di esse.

1. Rumore da Traffico Stradale

1.1 Composizione spettrale del rumore stradale

Lo spettro di emissione del rumore da traffico è dominato dalle basse frequenze, e questo costituisce un fatto importante per la valutazione dei suoi effetti disturbanti sull'uomo e per il progetto di interventi di protezione dal rumore.

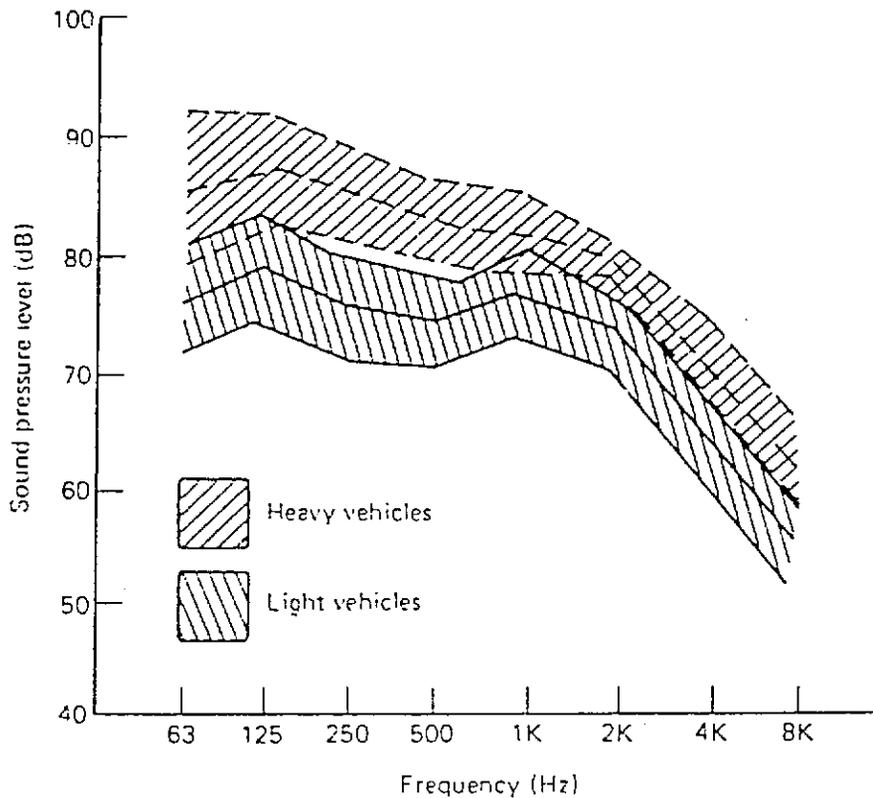


Fig. 1 - Spettri tipici di veicoli leggeri e pesanti.

Sono stati presentati numerosi spettri tipici del rumore stradale, usualmente dettagliati in bande di 1/3 di ottava e ottenuti separando i veicoli leggeri dai veicoli pesanti (purtroppo con una linea di demarcazione fra le due classi variabile da autore ad autore). Ad esempio in fig. 1 sono riportati sovrapposti gli spettri di veicoli leggeri e pesanti in condizioni di circolazione scorrevole (autostrada). La distinzione fra veicoli leggeri e pesanti è qui fatta in base al peso a vuoto, con un valore limite di 1525 kg [1].

SPETTRO RUMORE da Traffico LEGGERO

Misurato lungo Autostrada del Sole

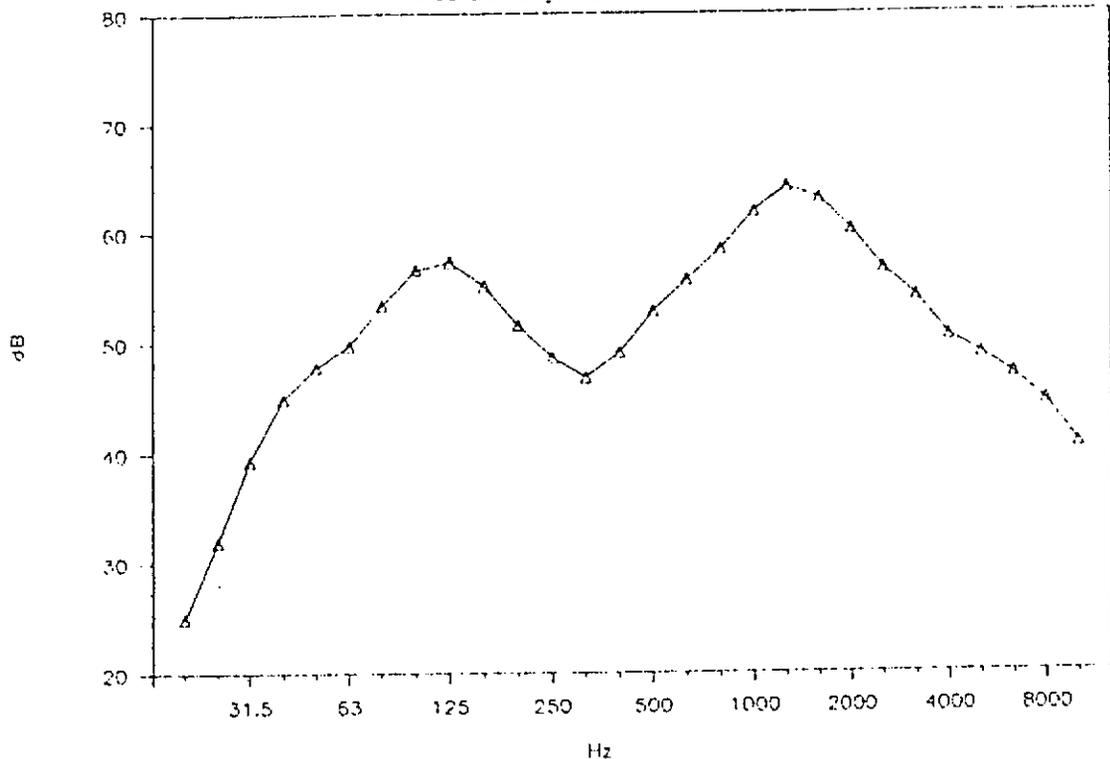


Fig. 2 - Spettro sperimentale del traffico leggero.

Questi spettri, ottenuti dalla media di migliaia di passaggi veicolari, sono molto stabili e ripetibili, purché le condizioni di prova siano simili; ad esempio, nelle figure 2 e 3 sono riportati spettri del rumore di veicoli leggeri e pesanti ottenuti da misure eseguite lungo la Autostrada del Sole nel mese di febbraio 1989. A parte i valori assoluti del livello, dipendenti ovviamente dalla velocità e dal numero di veicoli, si osserva come la forma dello spettro sia sostanzialmente simile a quella di fig. 1. In queste misure la distinzione fra veicoli leggeri e pesanti è stata fatta in base al peso a pieno carico, con un valore limite di 3500 kg.

In fig. 4 è riportato lo spettro complessivo ottenuto in modo indifferenziato da veicoli leggeri e pesanti. Poiché i veicoli pesanti costituivano circa il 40% dei veicoli complessivi, ed essi sono nettamente più rumorosi di quelli leggeri, lo spettro complessivo è fortemente simile a quello di fig. 3. Pertanto si nota come, se su una strada c'è una percentuale non trascurabile di veicoli pesanti, si possa tranquillamente assegnare il loro spettro come spettro complessivo di emissione.

SPETTRO RUMORE da Traffico PESANTE

Misurato lungo Autostrada del Sole

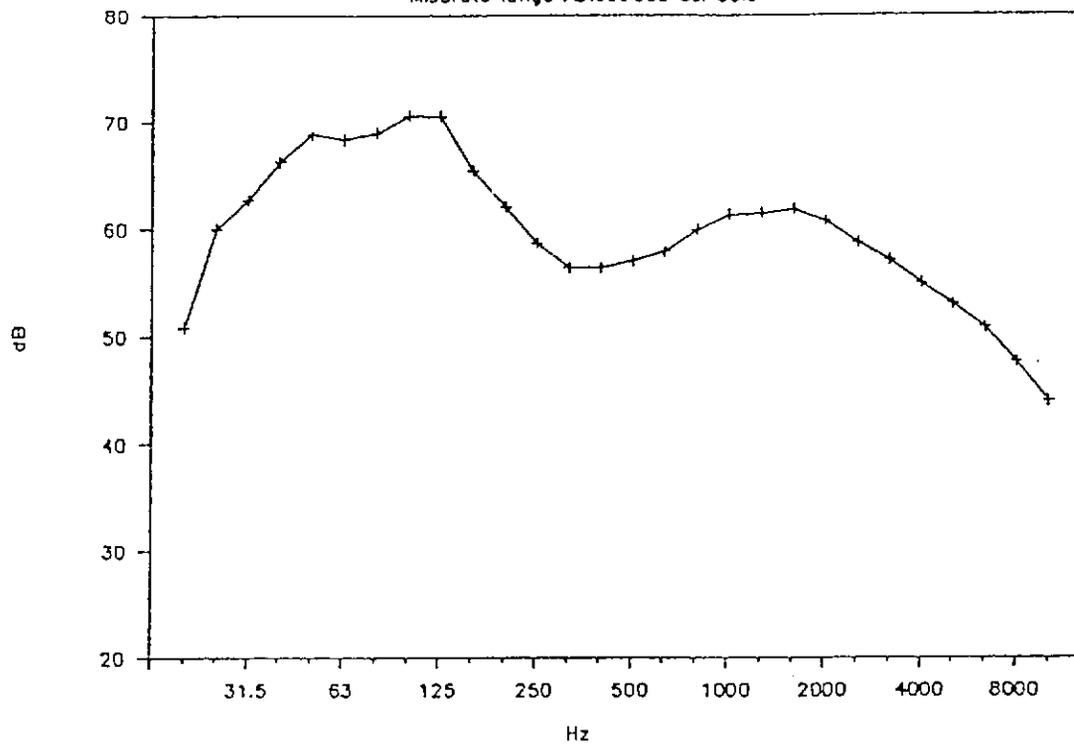


Fig. 3 - Spettro sperimentale del traffico pesante.

SPETTRO RUMORE da Traffico MEDIO

Misurato lungo Autostrada del Sole

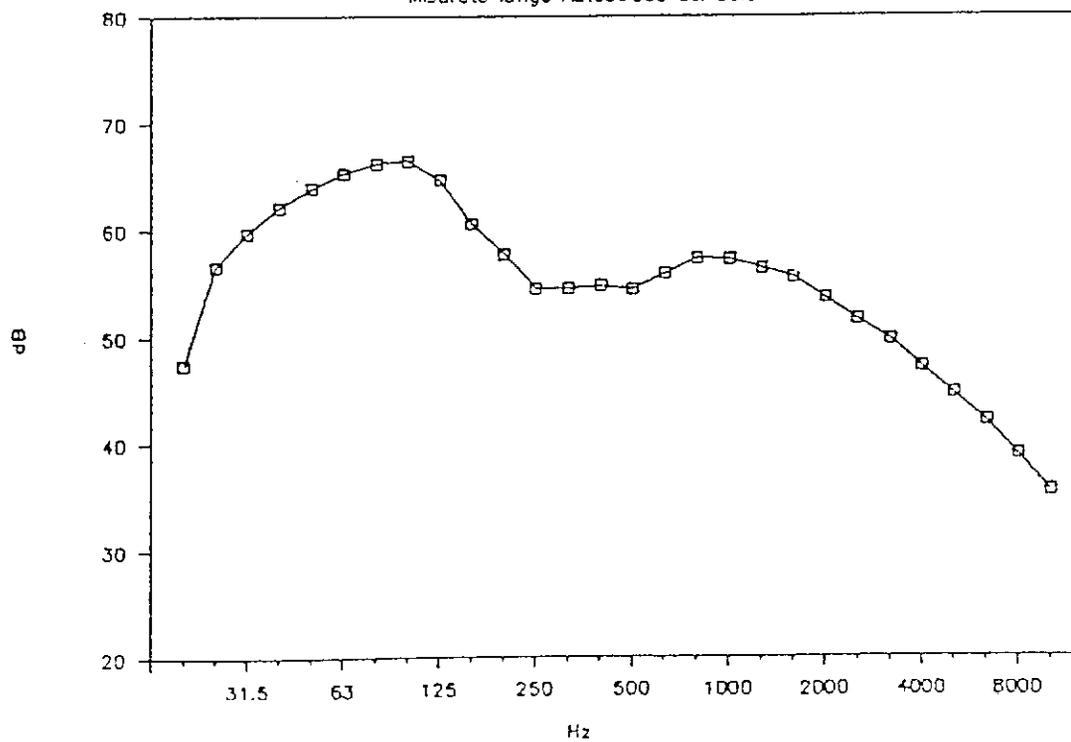


Fig. 4 - Spettro sperimentale del traffico complessivo.

Le condizioni di circolazione influenzano la forma dello spettro: in fig. 5 viene posto a confronto lo spettro ottenuto in condizioni di traffico scorrevoli (in assenza di intralci alla circolazione) con quello ottenuto in condizioni urbane, in presenza di interruzioni al traffico dovute agli incroci ed ai semafori [2]. Si nota che nel secondo caso é presente un picco molto forte alle frequenze più basse, dovuto all'impiego di una rilevante potenza da parte dei mezzi più pesanti per riaccelerare dopo le fermate.

In effetti i veicoli stradali presentano una varietà ben maggiore di quella sin qui considerata, varietà che in effetti scompare nelle misure eseguite ai lati delle strade.

Spettri del Rumore Stradale

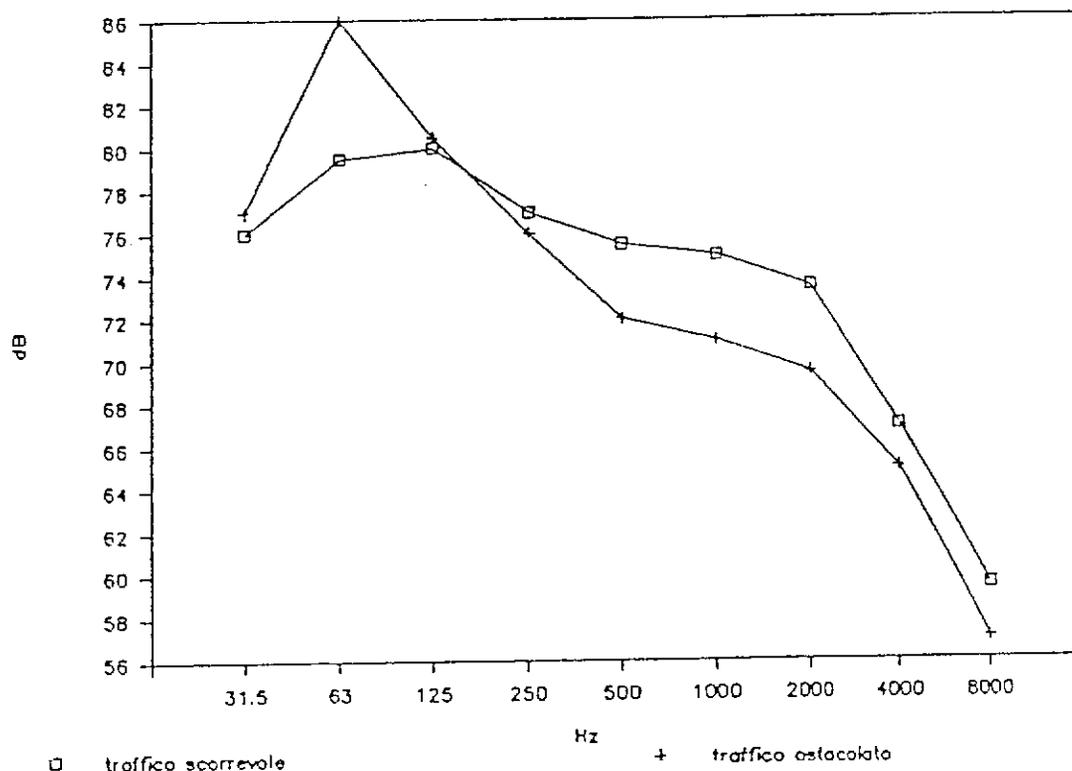


Fig. 5 - Confronto fra spettro autostradale e urbano.

Per valutare più dettagliatamente lo spettro dei singoli veicoli é necessario basarsi sui dati ottenuti durante le prove di omologazione dei veicoli stessi, tipicamente ottenuti durante una violenta accelerazione, mediante un microfono posizionato lateralmente, a 7.5 m di distanza dalla traiettoria del veicolo. In tal modo si può osservare sia la variabilità dello spettro all'interno di una singola categoria di veicoli, sia le differenze fra una categoria ed

un' altra.

Nella fig. 6 sono riportati ad esempio i risultati ottenuti da una serie di tests su motocicli, in tre diverse classi di cilindrata: si osserva come al ridursi della cilindrata cresce la componente ad alta frequenza del

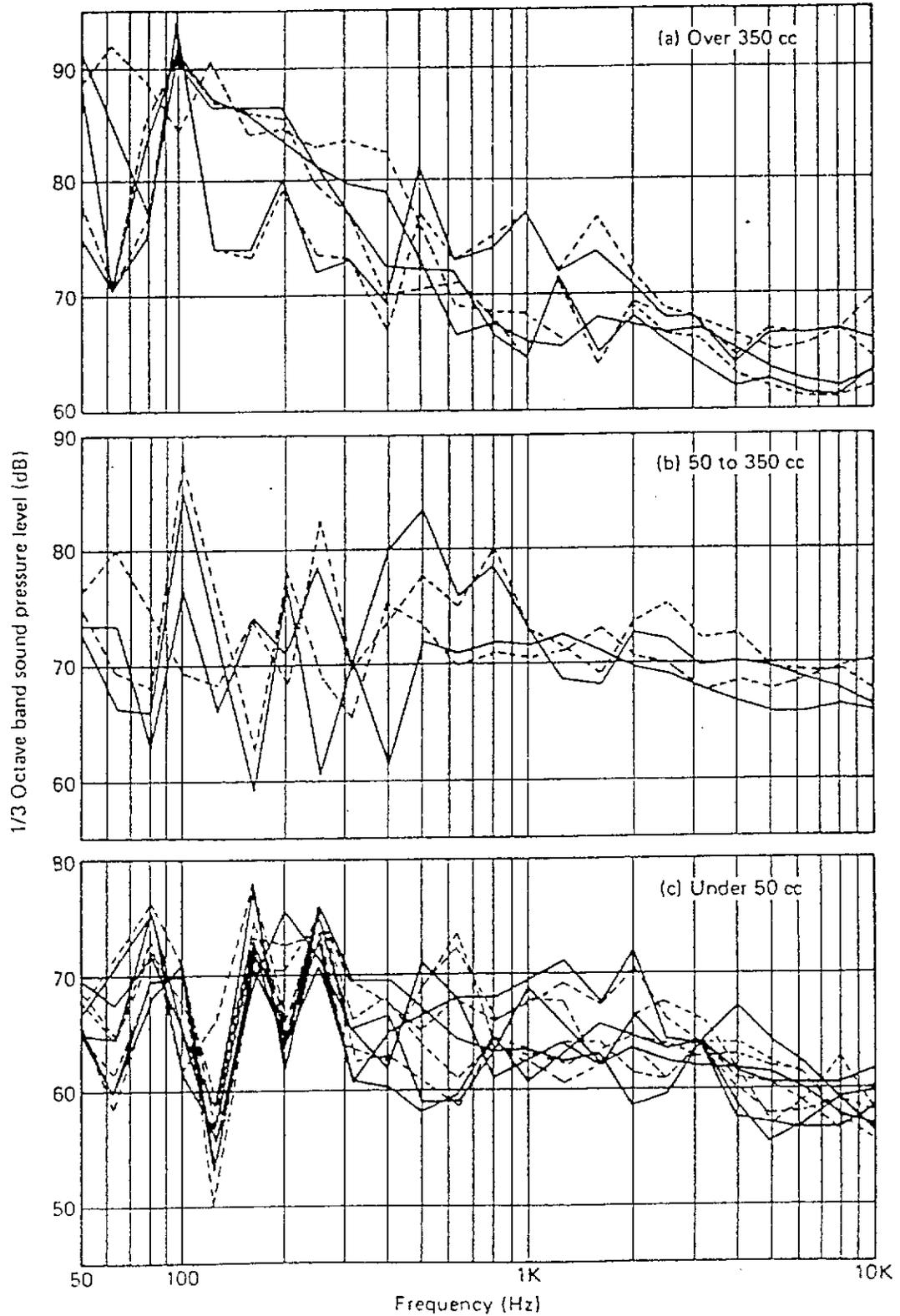


Fig. 6 - Spettri di motocicli.

rumore, con conseguente maggior sensazione di fastidio soggettivo per chi vi è soggetto [3]. Ciò spiega perché i motocicli di piccola cilindrata sono considerati usualmente più rumorosi di quelli di grossa cilindrata, che viceversa fanno registrare livelli più alti. Va tuttavia considerato il fatto che, mentre i motocicli di grossa cilindrata sono chiamati molto raramente a sviluppare l'intera potenza del propulsore, viceversa quelli piccoli sono sovente utilizzati al limite delle loro prestazioni.

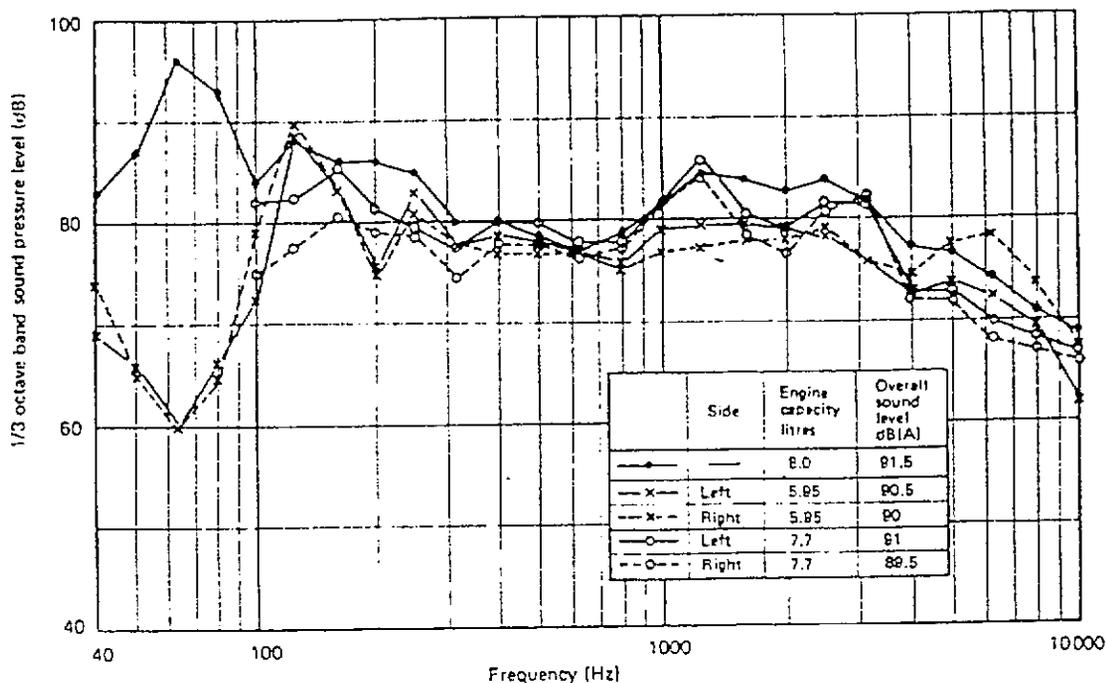


Fig. 7 - Spettri di collaudo - veicoli commerciali medi.

Tenuto conto dei limiti delle prove di rumorosità in sede di omologazione, si possono tuttavia utilizzare questi dati per utili confronti. Nelle figg. 7, 8, 9 e 10 sono riportati gli spettri ottenuti da prove su veicoli di 4 categorie: autocarri medi, autoveicoli e autofurgoni, grosse automobili e piccole automobili [4]. Si nota come gli autocarri emettano anche a frequenze molto basse, ma con uno spettro quasi piatto fino a 10 kHz. Viceversa gli autoveicoli, soprattutto se piccoli, presentano un forte picco di rumorosità ad una frequenza compresa fra 125 e 160 Hz, dopodiché danno luogo a spettri più o meno decrescenti con la frequenza. E' facile riconoscere la frequenza del picco come quella corrispondente alla frequenza di accensione dei cilindri (il cosiddetto "rombo"). Essa si trova appunto a circa 150 Hz durante la prova di accelerazione, vista la normalizzazione della stessa in termini di velocità di accesso del tratto di prova e di rapporto al cambio impiegato.

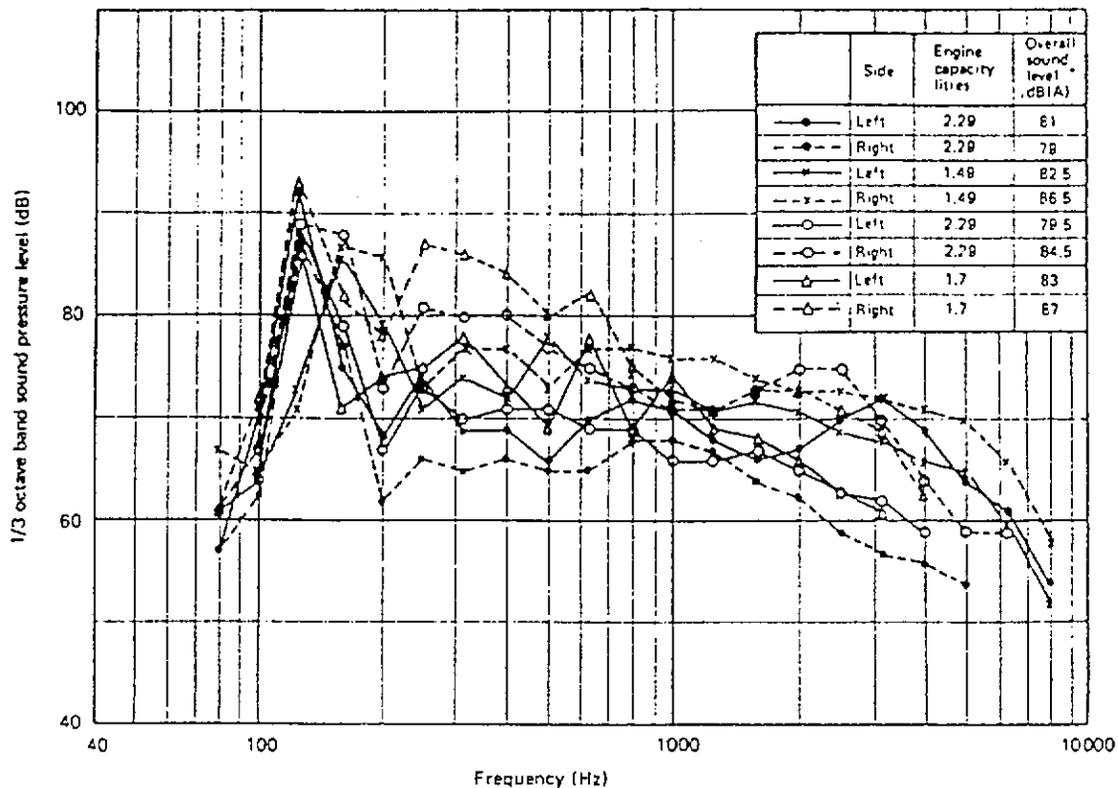


Fig. 8 - Spettri di collaudo - veicoli commerciali leggeri.

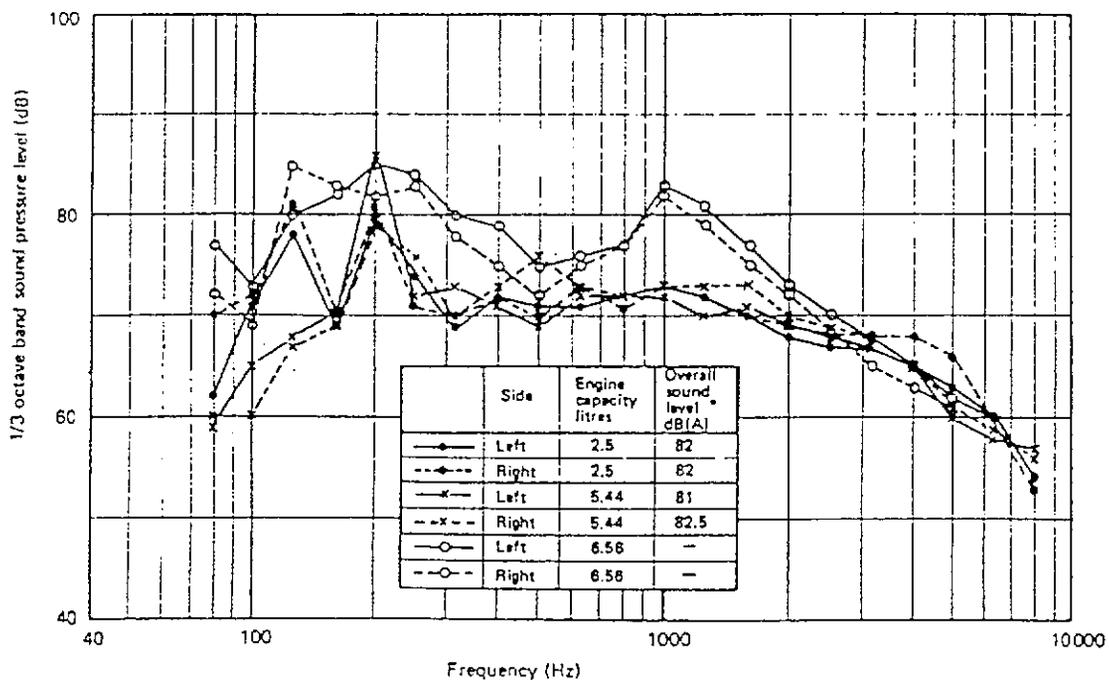


Fig. 9 - Spettri di collaudo - grosse autovetture.

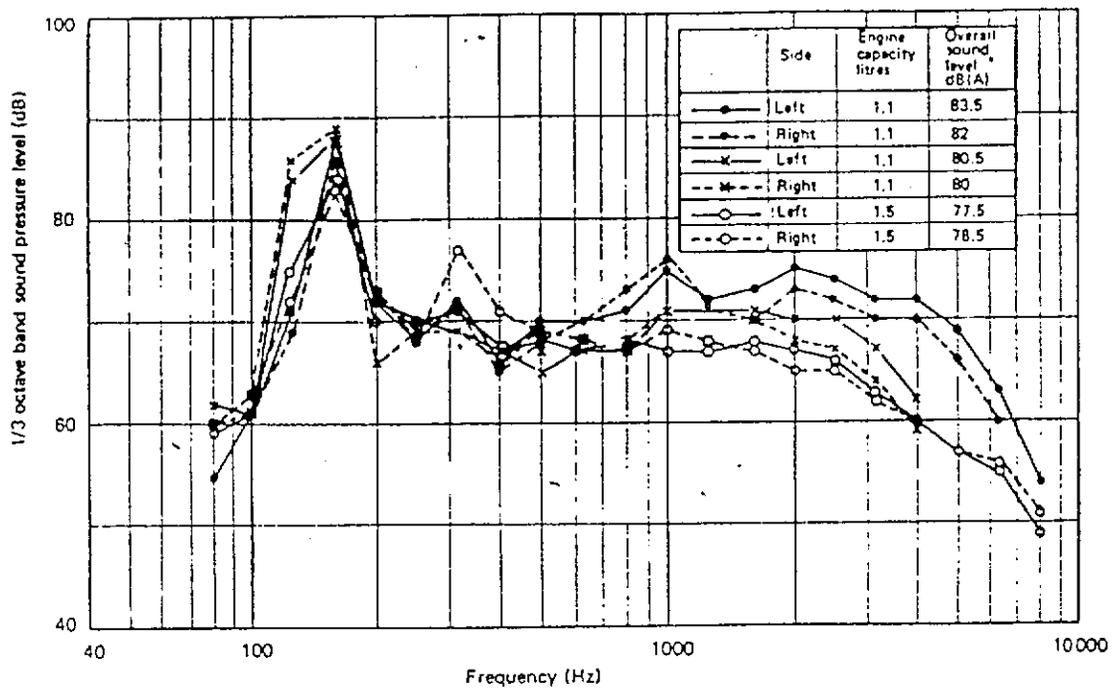


Fig. 10 - Spettri di collaudo - piccole autovetture.

E' ovvio ancora una volta come la rumorosità degli autoveicoli venga giudicata più sopportabile di quella dei mezzi pesanti, vista la minor sensibilità dell' orecchio umano alle basse frequenze.

Anche dal punto di vista degli interventi di protezione acustica é importante tenere conto della composizione spettrale del rumore da traffico stradale. Infatti la capacità fonoisolante delle strutture edilizie e delle barriere antirumore varia fortemente con la frequenza, e pertanto le basse frequenze tipiche del rumore stradale passano facilmente anche attraverso pareti abbastanza isolanti, mentre superano facilmente per diffrazione le barriere. Fortunatamente però il rumore percepito, privato delle alte frequenze, viene usualmente giudicato molto più accettabile.

E' possibile sfruttare la scarsa variabilità dello spettro del rumore per stimare rapidamente gli effetti ottenibili con una parete isolante o con una schermatura.

Si supponga ad esempio di utilizzare una parete di un edificio avente massa superficiale di 100 kg/m^2 , e che essa segua la legge di massa. Detta parete presenterà un Indice di Valutazione del Potere Fonoisolante (secondo ISO 717) pari a 56 dB, come mostrato dalla fig. 11. Si supponga che essa venga assoggettata su un lato al rumore da traffico illustrato in fig. 4, avente un livello complessivo ponderato "A" di 63 dB(A). Sottraendo frequenza per

frequenza dallo spettro di fig. 4 il potere fonoisolante dato dalla legge di massa (fig. 11), si ottiene lo spettro attenuato che verrà percepito all' interno dell' ambiente protetto dalla parete studiata. Detto spettro presenta un valore complessivo di 23 db(A), pertanto l' attenuazione ottenuta é stata pari a 40 dB(A).

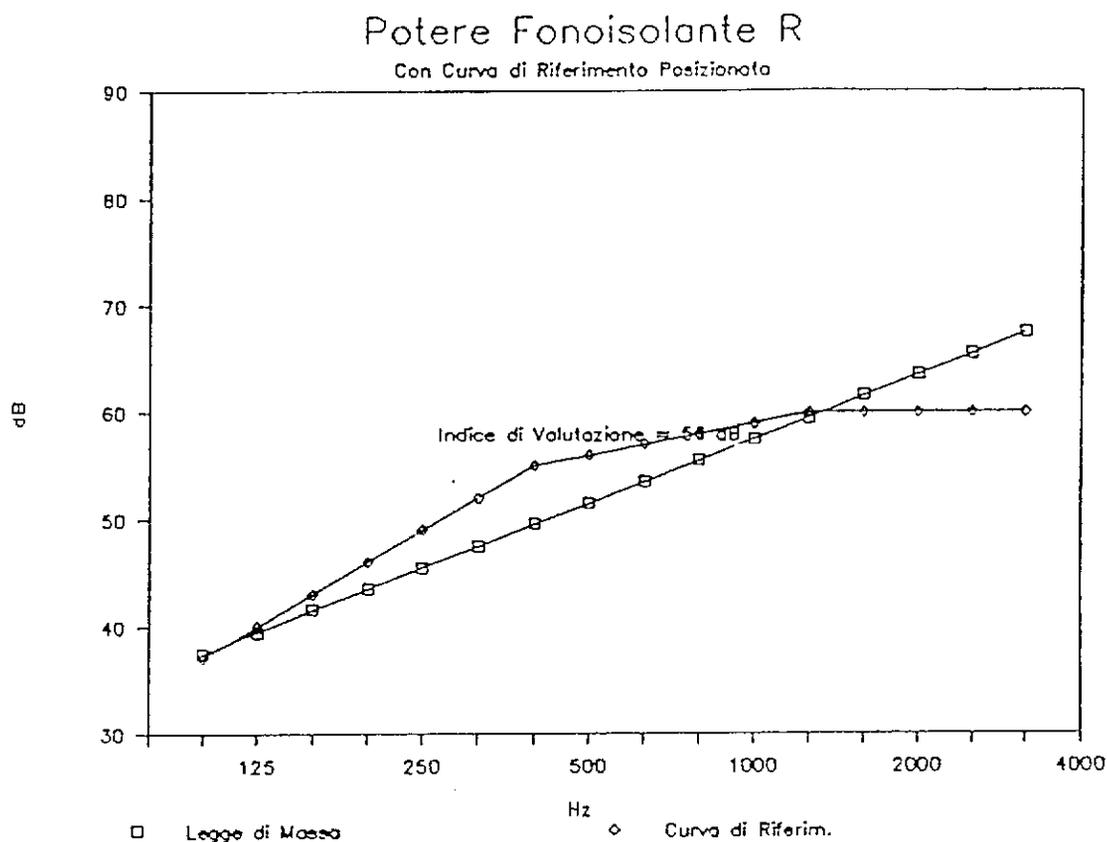


Fig. 11 - Isolamento teorico di una parete - $\sigma = 100 \text{ kg/m}^2$.

Da quanto esposto emerge la regola pratica così sintetizzabile:

L' isolamento in dB(A) rispetto al rumore da traffico ottenibile da una parete che segue la legge di massa é pari all' Indice ISO ridotto di 16 dB.

Considerando poi il caso della barriera antirumore, si può osservare come sovente l' attenuazione da essa ottenibile sia esprimibile tramite la semplice relazione di Maekawa [5]:

$$\Delta L = 10 \cdot \log \left(20 \cdot N \right) \quad (\text{dB})$$

$$N = \frac{2 \cdot \delta \cdot f}{c_0}$$

Nella quale N è il n° di Fresnel, δ è la differenza di cammino introdotta dalla barriera, f è la frequenza e c_0 è la velocità del suono.

L'attenuazione ΔL è pertanto funzione della frequenza. E' possibile separare l'effetto di dipendenza dalla frequenza da quello di δ , per cui, fissato lo spettro della sorgente di rumore, l'attenuazione ottenibile può essere valutata direttamente in dB(A) tramite la relazione [6]:

$$\Delta L = 10 \cdot \log \left[\delta \right] + K \quad \text{dB(A)}$$

Nella quale il termine K dipende solo dalla forma dello spettro della sorgente sonora. Considerando sempre lo spettro di fig. 4, è risultato che il termine K vale circa 15.9 dB(A).

Un secondo modo di utilizzare la relazione di Maekawa è quello di individuare la frequenza f alla quale la formula fornisce direttamente l'attenuazione corretta in dB(A). E' facile vedere come per un valore di f pari a circa 330 Hz si ottenga appunto un termine K di 15.9 dB(A).

Il concetto di frequenza caratteristica del traffico stradale è utilizzabile anche per quei casi ove la relazione di Maekawa non vale più, e conduce a valutazioni usualmente abbastanza attendibili.

1.2 Livello massimo di rumorosità

Usualmente si tiene conto del solo valore complessivo in dB(A) per classificare la rumorosità dei veicoli stradali, visto che questa misura è risultata molto ben correlata con gli effetti di disturbo sull' uomo.

Normalmente si considerano due valori caratteristici della rumorosità: il **Livello Equivalente** ed il **Livello Massimo**. Il primo viene usualmente utilizzato per descrivere la rumorosità di un sito, e pertanto è un indice utilizzato nelle analisi territoriali. Il secondo viene invece solitamente associato alla rumorosità dei singoli veicoli, e viene misurato con la ponderazione temporale "FAST".

Nel seguito di questo paragrafo verranno illustrati dati sul Livello Massimo di singoli veicoli.

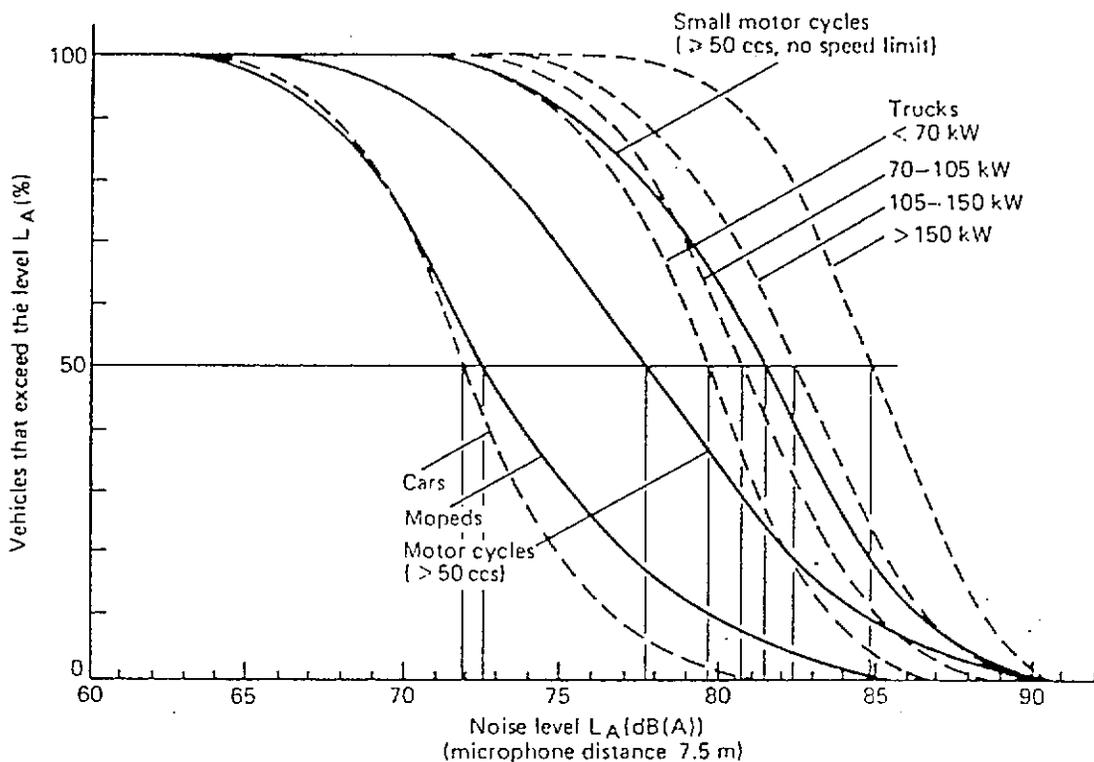


Fig. 12 - Distribuzione statistica dei livelli di vari tipi di veicoli.

Non tutti i veicoli di uno stesso tipo presentano lo stesso Livello Massimo di rumorosità, ma si verifica una certa dispersione statistica. Nella fig. 12 sono riportate le curve di distribuzione statistica cumulativa di varie categorie di veicoli, ottenute da misure urbane [7]. La dispersione di rumorosità è tanto maggiore quanto più una linea è distesa.

Si osserva come gli autocarri pesanti siano i più

rumorosi, mentre gli autoveicoli con motore a benzina sono i più silenziosi, con una differenza media di ben 23 dB(A).

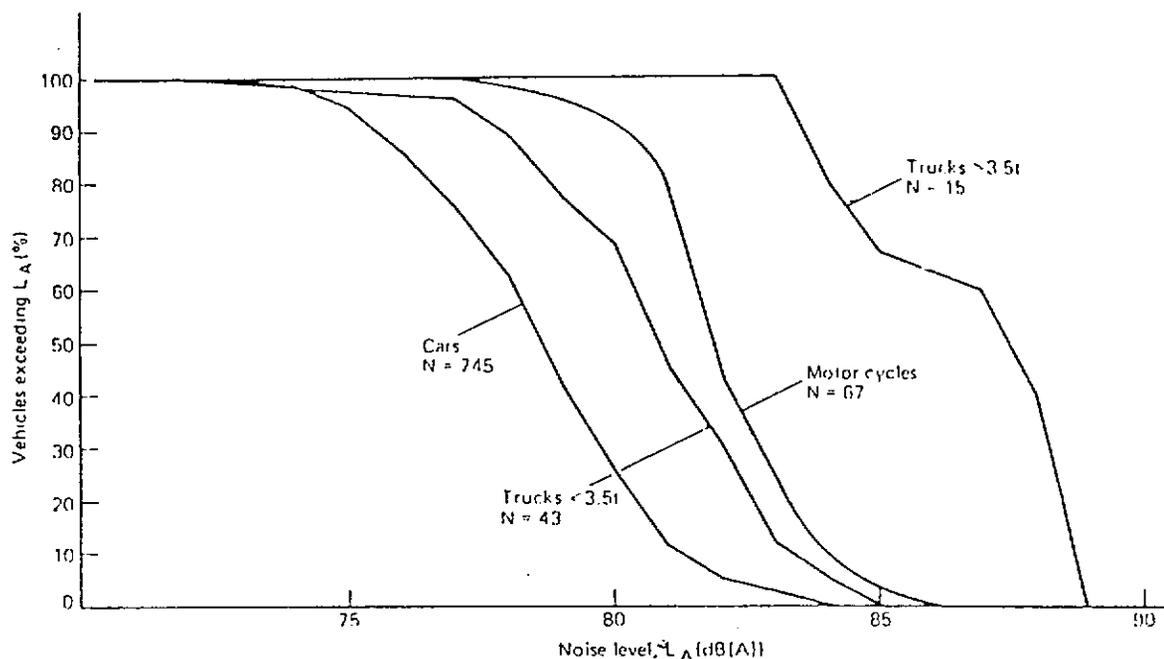


Fig. 13 - Distribuzione dei livelli - prove di omologazione.

Distribuzioni analoghe sono state ottenute raggruppando i dati ottenuti durante le prove di omologazione: in fig. 13 sono visibili le distribuzioni cumulative così ottenute [8]. Esse differiscono da quelle di fig. 11 di una quantità pressoché costante, pari a circa 4-7 dB(A), a causa delle diverse condizioni della prova di accelerazione rispetto alla circolazione media del flusso veicolare urbano.

La velocità dei veicoli influenza fortemente la rumorosità prodotta. In fig. 14 sono riportate le distribuzioni cumulative di rumorosità per una classe particolare di veicoli (autobus), al variare delle condizioni di velocità e di accelerazione [9]. Al crescere di esse, aumenta ovviamente il livello sonoro, ma cala la dispersione attorno al valore medio. Effetti analoghi si verificano anche per gli altri tipi di veicoli. In fig. 15 sono riportati i livelli medi di rumorosità di vari tipi di veicoli in funzione della velocità: si osserva che al di sotto di una certa velocità minima il livello sonoro si mantiene costante, per salire poi con una pendenza di circa 8.5 dB(A) per raddoppio di velocità [10].

Infine anche lo stile di guida influenza la rumorosità prodotta. In fig. 16 sono riportate le distribuzioni cumulative di rumorosità prodotta da automobili di media cilindrata guidate secondo tre diversi stili: guida dolce, media o aggressiva. Ovviamente la guida aggressiva produce più rumore, mediamente 5 dB(A) [11].

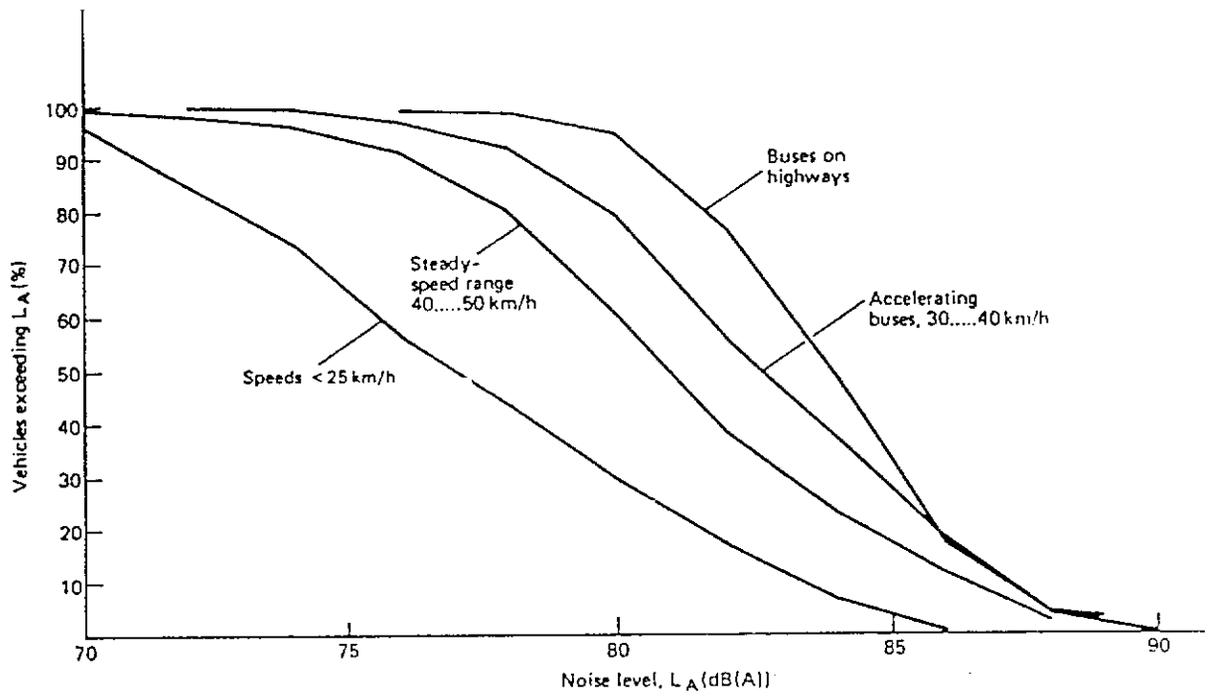


Fig. 14 - Effetto della velocità sulle distribuzioni.

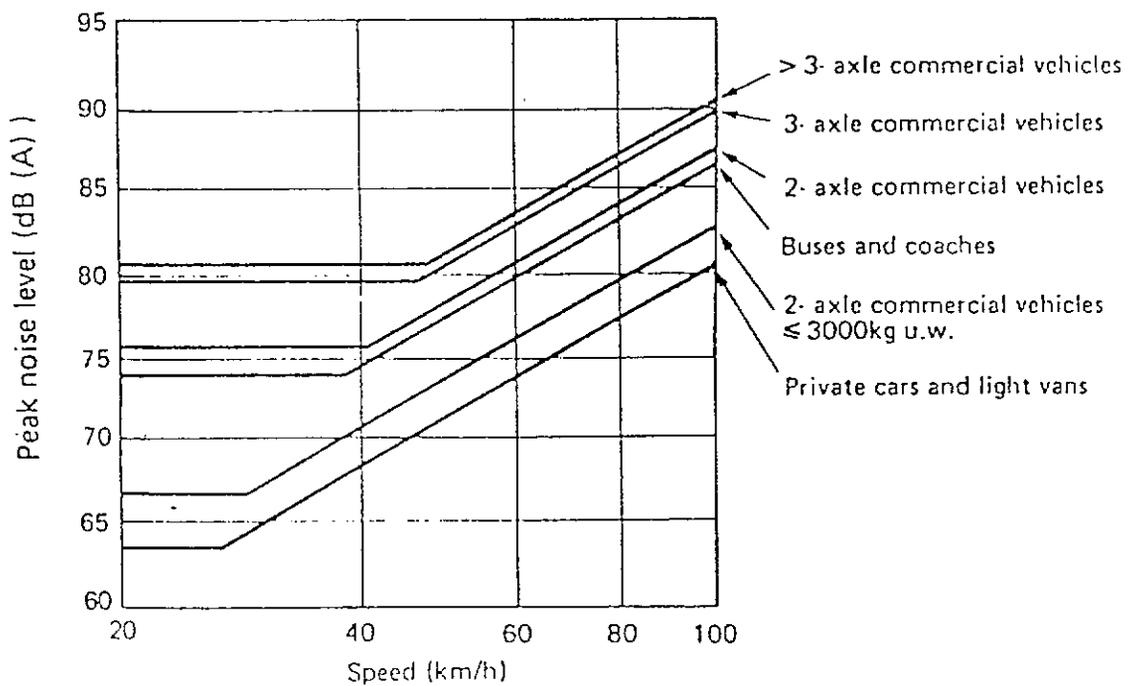


Fig. 15 - Variazione del Livello di Picco al crescere della velocità.

Effetto dello stile di guida

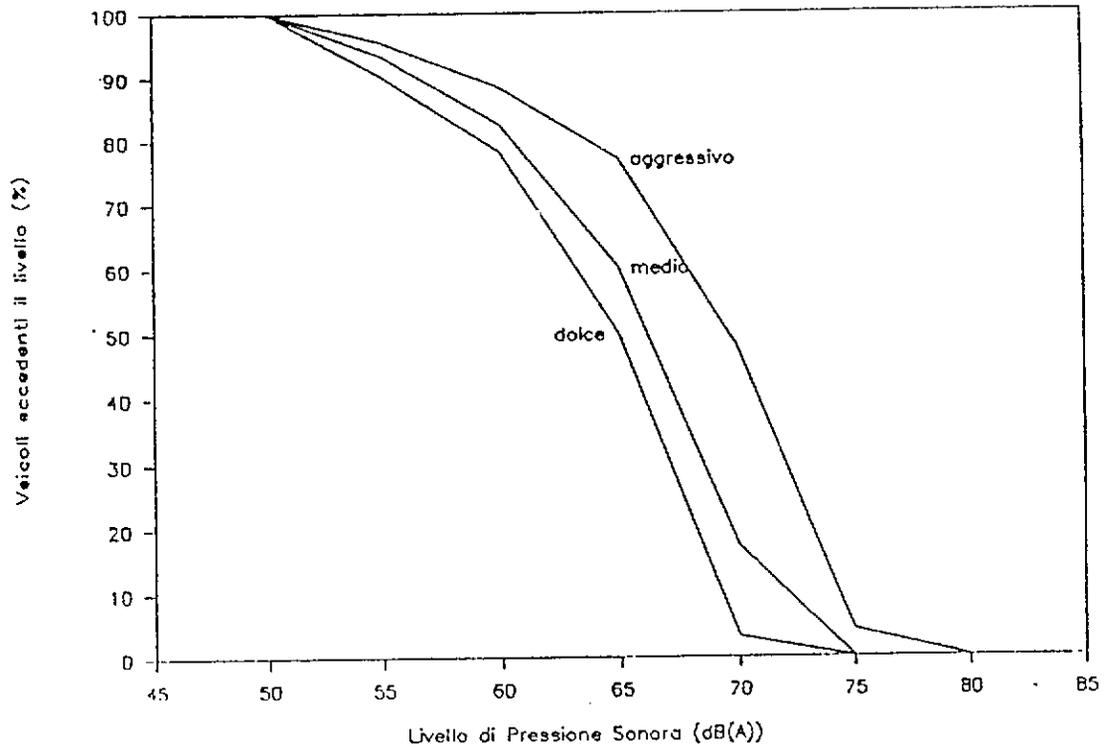


Fig. 16 - Effetto dello stile di guida sul livello massimo.

1.3 Livello sonoro prodotto in un sito

Il livello sonoro prodotto in un sito dipende ovviamente dai veicoli che vi passano. Sovente però tutti i veicoli che passano vi transitano con velocità e accelerazione dipendenti dalla situazione locale, e pertanto sostanzialmente stabili. Il livello sonoro prodotto sarà dunque influenzato da due classi di parametri: la distribuzione temporale dei veicoli (nelle varie ore del giorno o secondo il giorno della settimana) e le caratteristiche di circolazione del luogo (rettilineo o curva, presenza di incroci o semafori, pendenza della strada e tipo di pavimentazione).

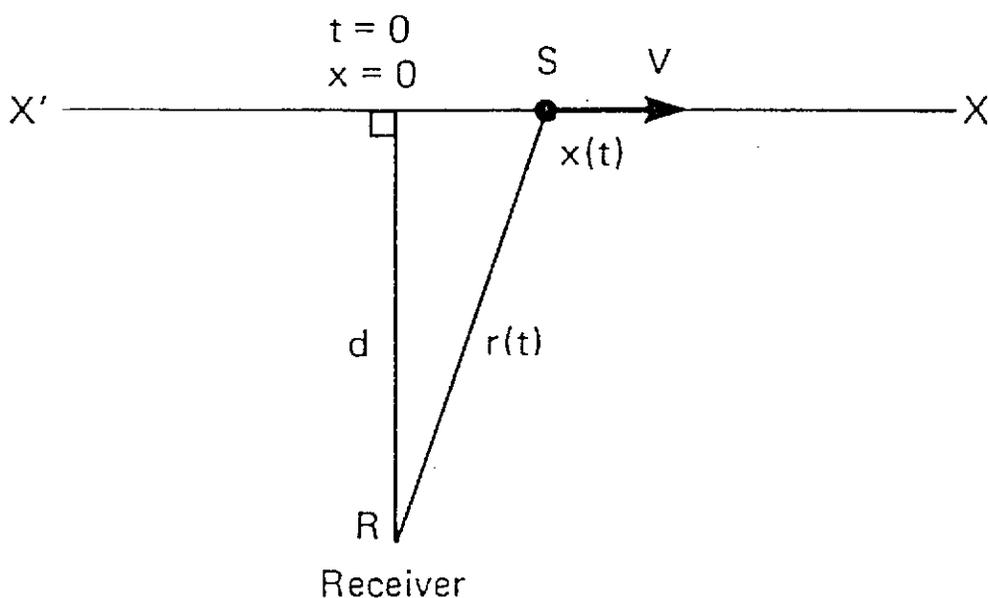


Fig. 17 - Geometria per il calcolo del Livello Equivalente.

In teoria è possibile valutare il Livello Equivalente sommando energeticamente il rumore emesso dai singoli veicoli; tenuto conto che per i veicoli stradali si può ragionevolmente supporre una emissione di tipo omnidirezionale (sorgente sferica), la dose di energia accumulata in seguito al passaggio di un singolo veicolo di potenza sonora W si può calcolare in questo modo:

$$L_{eq} = L_W + 10 \cdot \log \left[\int_{-T}^{+T} \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r^2(t)} dt \right] - 10 \cdot \log(2 \cdot T)$$

facendo riferimento ai simboli riportati in fig. 17.

Eseguendo l'integrale su un periodo $2 \cdot T$ pari ad un'ora si ottiene il livello equivalente prodotto dal passaggio di un singolo veicolo. Tenuto conto che lo spazio percorso è direttamente proporzionale alla velocità V del veicolo, si ottiene:

$$L_{eq(1h)} = L_W - 10 \cdot \log(d) - 10 \cdot \log(V) - 38$$

Se poi in un'ora passano Q veicoli, è sufficiente aggiungere un termine pari a $10 \cdot \log(Q)$.

Dall'espressione ottenuta si possono osservare alcune cose: innanzitutto il legame fra distanza d e Livello Equivalente mostra come raddoppiando la distanza del ricevitore il livello cali di 3 dB. Ciò corrisponde ad un campo sonoro *cilindrico*, sebbene i singoli veicoli siano stati ipotizzati come *sorgenti sferiche*.

Inoltre il legame fra velocità e livello mostra come, a parità di potenza delle singole sorgenti, un incremento di velocità riduca il Livello Equivalente, poiché esse rimangono per meno tempo in prossimità dell'ascoltatore. Questo effetto è molto marcato alle basse velocità (cioè in città), poiché come mostrato dalla fig. 15 in questa regione la potenza sonora emessa dai veicoli non dipende dalla loro velocità.

A velocità più sostenute la potenza sonora emessa cresce rapidamente con la velocità, secondo un termine logaritmico del tipo:

$$L_W = L_{W0} + 10 \log \left(v^n \right)$$

nella quale l' esponente n é circa pari a 3, come spiegato al paragrafo precedente. Tuttavia il Livello Equivalente cresce meno rapidamente, secondo un esponente ridotto di 1 rispetto ad n (quindi circa 2).

Risultati identici si possono trovare utilizzando una sorgente sonora lineare, avente una potenza per unità di lunghezza Ψ così legata agli altri parametri:

$$\Psi = \frac{W \cdot Q}{3600 \cdot V}$$

Numerosi autori hanno presentato relazioni semiempiriche che legano direttamente il Livello Equivalente ad una distanza di riferimento dalla strada (solitamente 25 m) ai dati di portata oraria, composizione e velocità del traffico stradale. Ad esempio, il C.N.R. italiano ha ottenuto, dopo una estesa campagna di misure, la seguente relazione per il calcolo di L_{eq} in strade urbane italiane (a 25 m, trascurando alcuni effetti) [12]:

$$L_{eq} = 35.1 + 10 \cdot \log \left(Q_L + 8 \cdot Q_P \right) + \Delta L_v + \Delta L_s + \Delta L_g + \Delta L_{vb}$$

nella quale:

Q_L é il flusso orario di veicoli leggeri

Q_P é il flusso orario di veicoli pesanti

ΔL_v é il termine correttore in funzione della velocità

ΔL_s é il termine correttore per il tipo di manto stradale

ΔL_g é il termine correttore per la pendenza della strada

ΔL_{vb} é il termine correttore per presenza di semafori.

In Germania Federale vige un metodo di calcolo ufficiale della rumorosità delle strade [13], basato sulla seguente espressione per il calcolo del Livello Equivalente a 25m dalla carreggiata più vicina:

$$L_{eq}^{(25m)} = 36.8 + 10 \cdot \log \left[M \cdot \left(1 + 0.082 \cdot p \right) \right] + \Delta L_{stro} + \Delta L_k + \Delta L_{stg} + \Delta L_v$$

nella quale:

M è la portata oraria di veicoli

p è la percentuale di veicoli pesanti

ΔL_{stro} è la correzione per il tipo di pavimentazione (tabellata)

ΔL_k è la correzione per rallentamenti dovuti ai semafori (tabellata)

ΔL_{stg} è la correzione per la pendenza della strada

ΔL_v è la correzione per velocità diverse da quelle standard (110 km/h per i veicoli leggeri e 80 per quelli pesanti).

Una volta stabilito il legame fra Livello Equivalente, velocità e portata oraria di veicoli è possibile valutare gli effetti del regime di traffico. Per ogni tipo di strada esiste una relazione fra velocità dei veicoli e portata oraria: in condizioni di circolazione non intasata usualmente la velocità decresce con la portata oraria, mentre una volta raggiunta la saturazione (portata massima) si verifica una proporzionalità diretta fra portata e velocità (sostanzialmente in queste condizioni la distanza fra i veicoli diviene costante).

In fig. 18 sono riportate queste relazioni per due tipi caratteristici di strada (urbana ed autostrada); a lato è riportato il Livello Equivalente prodotto al variare della portata oraria [2]. Si osserva che il livello più alto si verifica in condizioni di circolazione non intasata, con una portata abbastanza elevata ma non massima. Ciò significa che è sbagliato considerare la portata massima di una strada quale condizione più gravosa per le valutazioni acustiche. Andrebbe viceversa analizzata caso per caso la relazione fra portata e velocità della strada considerata, e presa in considerazione la combinazione portata-velocità in grado di produrre il livello più alto.

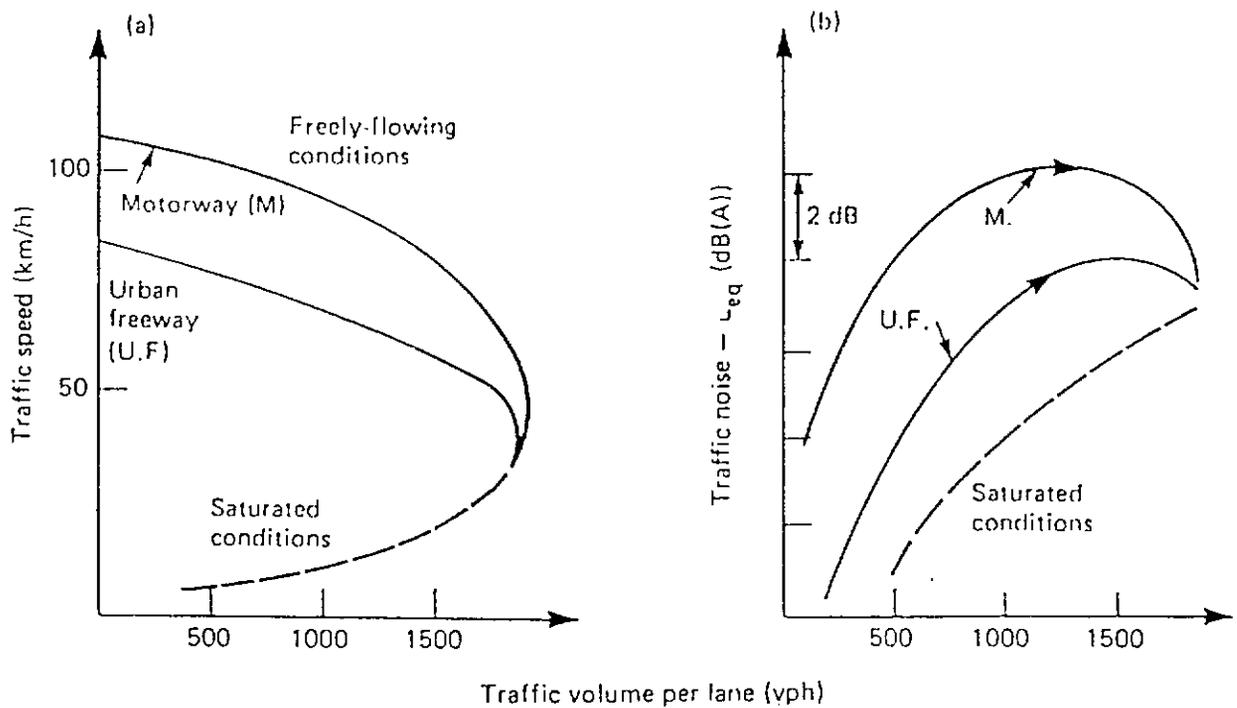


Fig. 18 - Relazioni fra portata, velocità e Livello Equiv.

Il discorso ovviamente si complica in quei luoghi ove sono presenti intralci alla libera circolazione, come incroci, semafori o confluenze. In questi casi tutti i veicoli rallentano in prossimità del punto critico, e riaccelerano dopo averlo superato. A seconda della distanza del punto considerato dal punto di intralcio si avrà dunque una diversa velocità media dei veicoli, come mostrato dalla fig. 19. In questi casi non è semplice valutare il Livello Equivalente, per cui si ricorre usualmente a relazioni semiempiriche, ottenute da un *fitting* di dati sperimentali.

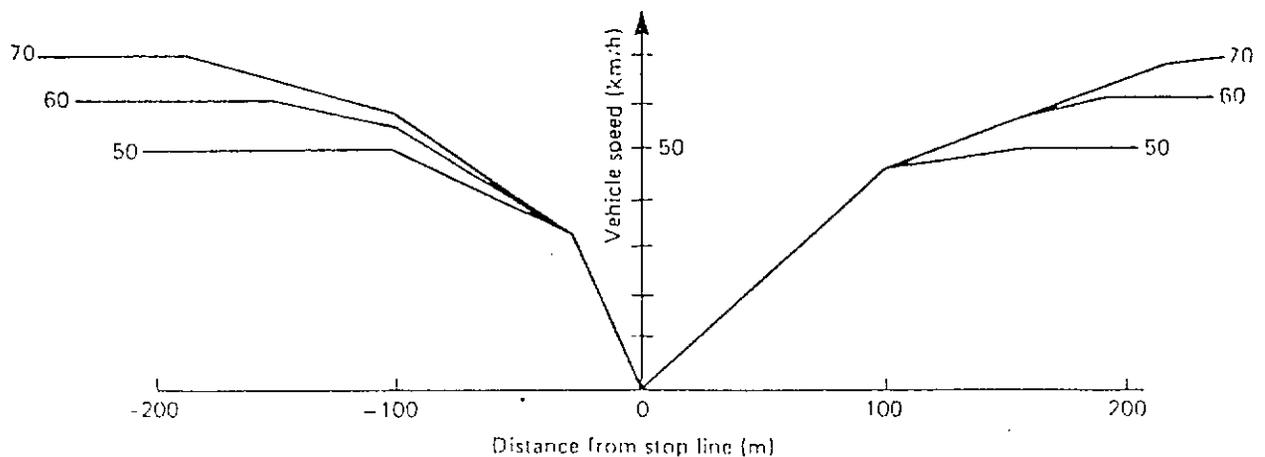
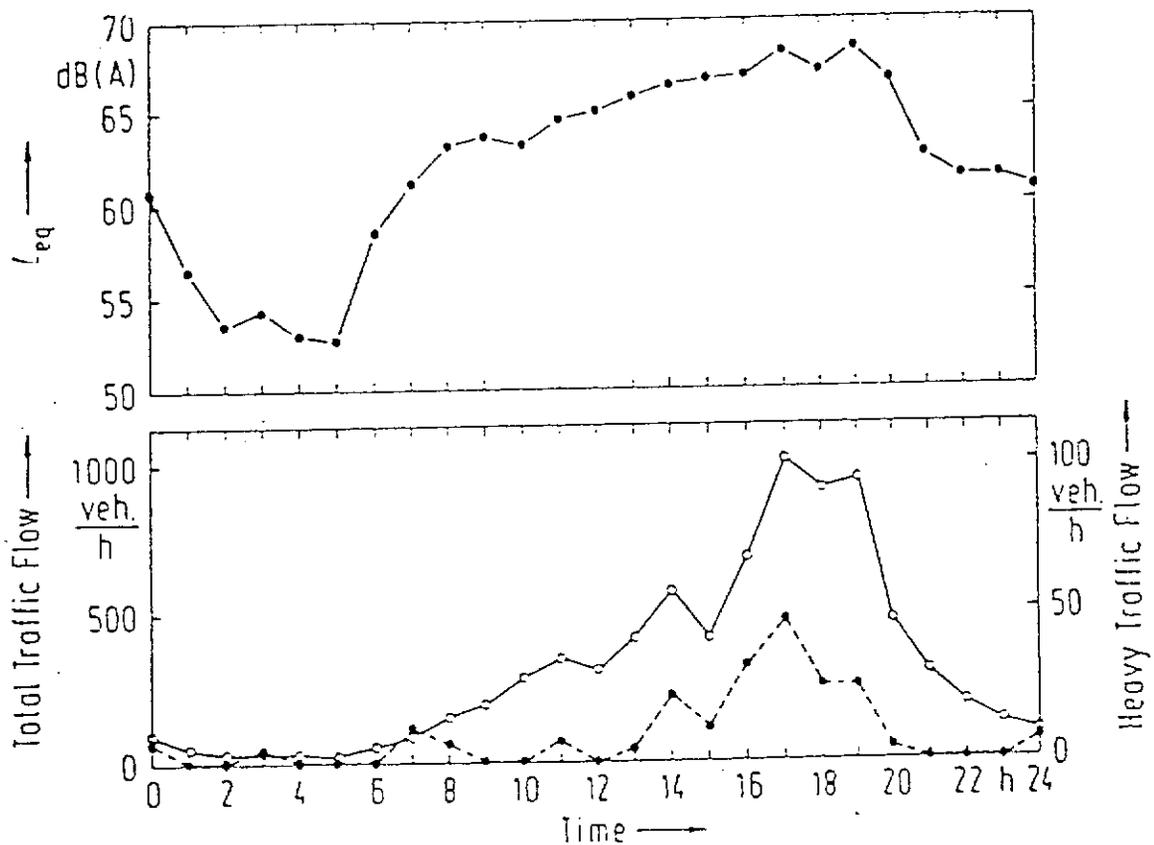


Fig. 19 - Profili di velocità in prossimità di un incrocio.

Rimane da considerare la variabilità del flusso veicolare nel tempo. Questa viene studiata mediante istogrammi giornalieri del Livello Equivalente, quali quello rappresentato in fig. 20, che usualmente debbono essere rilevati sperimentalmente. Nella figura si osserva il legame fra livello equivalente e portata oraria dei veicoli [12].



Variation over 24 h. of the mean energy noise level and of traffic flow at a residential area (one way street) in Rome. Dotted lines indicate heavy traffic flow (right hand ordinate).

Fig. 20 - Distribuzioni del Livello Equivalente nel tempo.

1.4 Individuazione delle singole sorgenti sonore

Numerose parti del veicolo contribuiscono alla generazione del rumore:

- motore
- impianto di aspirazione e scarico
- trasmissione
- impianto di raffreddamento
- contatto ruota-pavimentazione
- rumore aerodinamico

Nella presente trattazione è possibile accennare solamente alle problematiche relative a ciascuna fonte di rumore; si rimanda alla bibliografia per un maggiore approfondimento.

L'importanza relativa delle varie fonti di rumore dipende dal tipo di veicolo e dalla sua velocità.

In fig. 21 sono riportati, al variare della velocità, dati relativi alla rumorosità del gruppo propulsore ed al rumore di avanzamento (rotolamento, aerodinamico), sia per veicoli leggeri che pesanti. Si osserva che il motore è sempre la sorgente più intensa per i veicoli pesanti, mentre per le autovetture essa è predominante a bassa velocità, ma viene superata dal rumore di rotolamento ad alta velocità.

Una analisi più dettagliata delle sorgenti di rumore, eseguita a 50 km/h (velocità costante), ha fornito questi dati:

Tipo del veicolo	Leggero	Pesante
Rumorosità (dB(A))		
Motore	84	90
Trasmissione	65	70
Ventola di raffreddam.	65	78
Aspirazione	65	70
Scarico	74	82
Rotolamento	68	70

Si può dunque concludere che a bassa velocità il rumore del motore è comunque predominante, mentre ad alta velocità

diviene importante anche il rotolamento. Il rumore dello scarico é sempre nettamente inferiore di quello del motore.

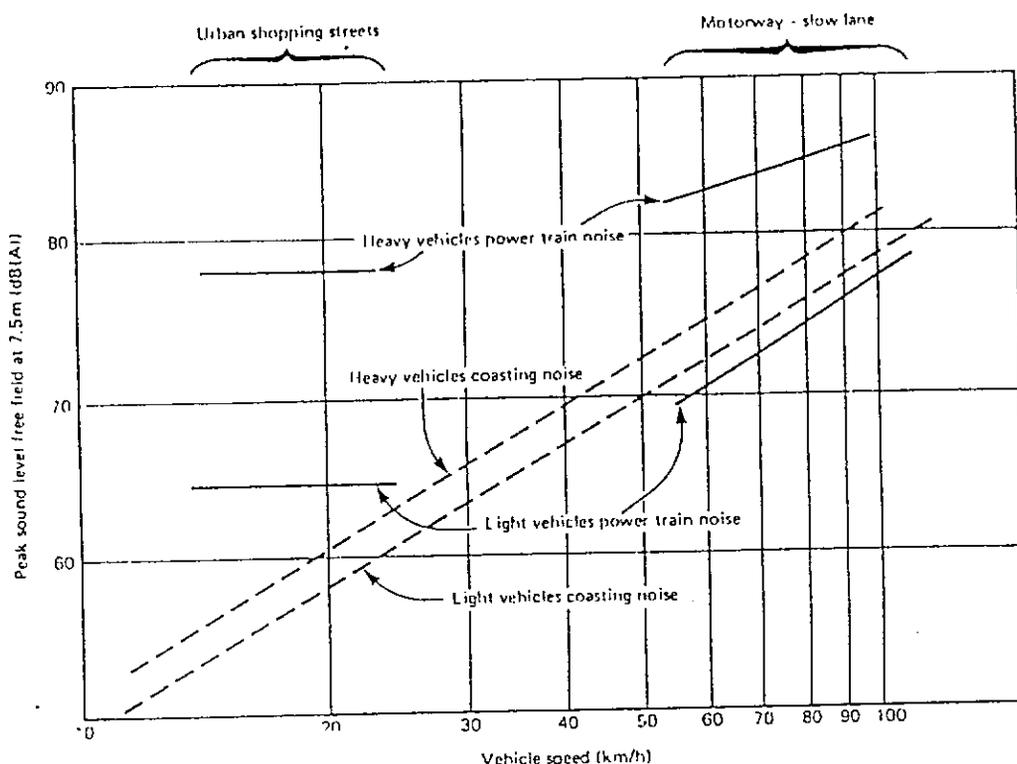


Fig. 21 - Rumore di propulsione e di avanzamento.

1.4.1 Rumorosità prodotta dal motore

Il motore di un autoveicolo produce rumore attraverso diversi meccanismi. Si considera anzitutto il rumore di combustione, che é la componente principale del rumore dei motori Diesel, mentre non é solitamente rilevante nei motori a benzina. Per effetto dei processi di combustione (che nei motori Diesel é praticamente una detonazione), all' interno del cilindro si generano pressioni molto elevate, con fluttuazioni usualmente molto forti a bassa frequenza, e decrescenti con una pendenza che é risultata pari a:

25-30 dB/decade	Diesel iniez. diretta aspirati
40-50 dB/decade	Diesel iniez. diretta turbo
40-50 dB/decade	Diesel iniez. indiretta aspirati
50-60 dB/decade	motori a benzina.

Ad esempio in fig. 22 sono riportati gli spettri della pressione sonora dentro il cilindro per due motori Diesel, uno a iniezione diretta e l' altro ad iniezione indiretta, e con diversa fasatura della pompa di iniezione [14].

La struttura metallica del blocco motore attenua poi notevolmente queste fluttuazioni di pressione, per cui ad un

metro di distanza dal motore il Livello di Pressione Sonora é molto più basso. In fig. 23 si può osservare questo effetto di attenuazione strutturale, che ovviamente dipende fortemente dalle caratteristiche costruttive del motore [15].

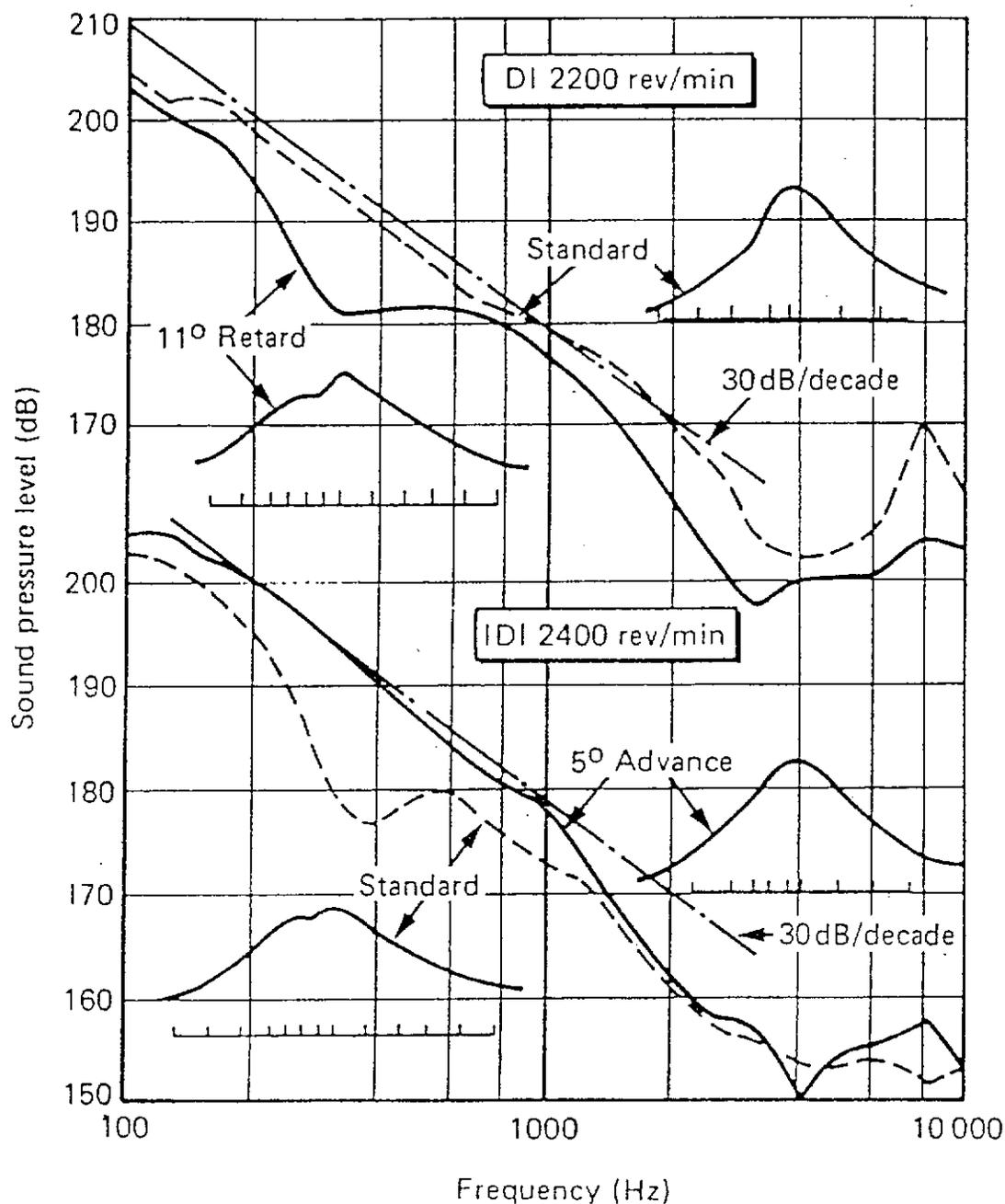


Fig. 22 - Spettri di pressione entro il cilindro.

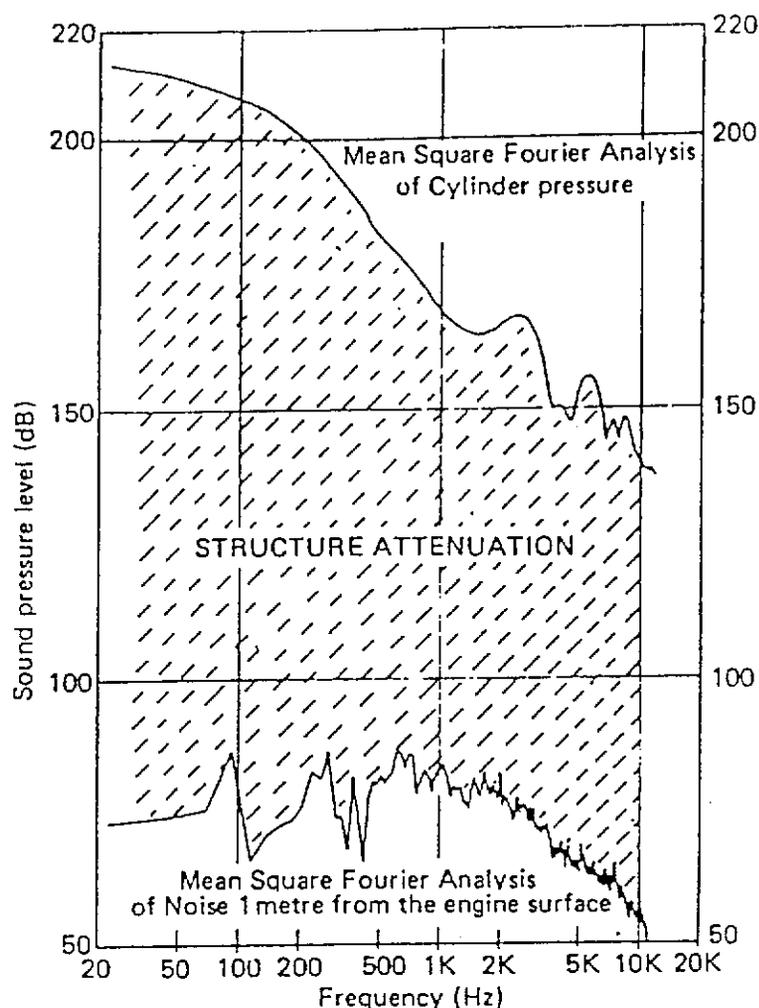


Fig. 23 - Attenuazione strutturale del rumore di combustione

La seconda importante fonte di rumorosità di un motore è costituita dal cosiddetto **rumore meccanico**, nel quale vengono raggruppate le emissioni prodotte dagli organi di distribuzione, dal manovellismo, ed in generale dal movimento delle parti.

E' possibile separare il rumore meccanico da quello di combustione facendo trascinare il motore da un motore elettrico ausiliario, in modo che siano presenti tutte le componenti del rumore meccanico, ma non ovviamente il rumore di combustione.

Spesso sono noti gli spettri di rumorosità complessiva dei motori, ottenuti da prove al banco in fase di collaudo della produzione. Usualmente sono spettri misurati in ambienti perfettamente uguali, abbastanza anecoici, ad una distanza di 1m dal motore. Ad esempio in fig. 24 sono visibili sovrapposti gli spettri ottenuti da prove di motori automobilistici e motociclistici. Ovviamente si ha poi una ulteriore attenuazione, poiché il motore viene schermato dalla scocca del veicolo, dimodoché la rumorosità emessa è inferiore quando il motore è installato sul veicolo.

SPETTRO RUMORE MOTORI AL BANCO

MISURATO AD 1m - lato aspirazione

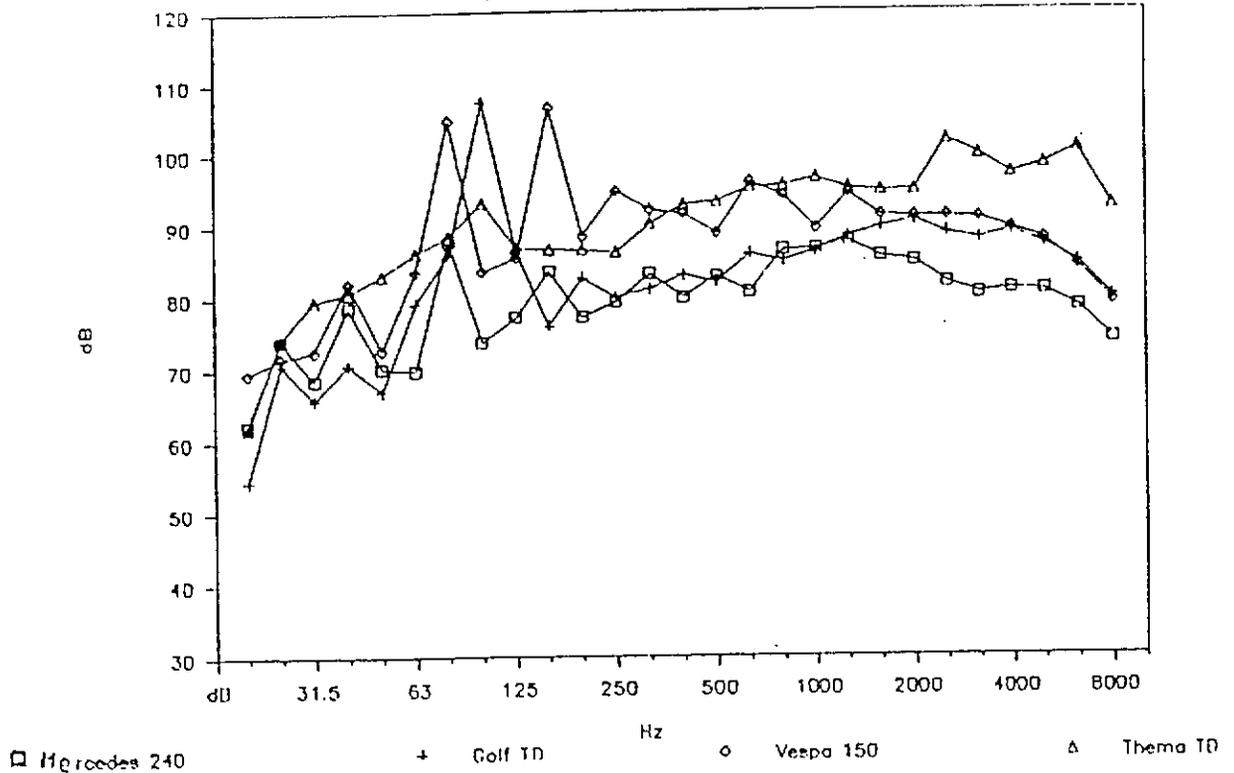


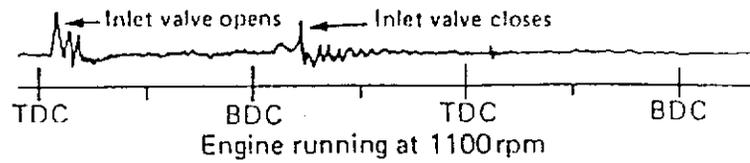
Fig. 24 - Spettri di rumorosità di vari motori al banco.

1.4.2 Rumore dell' aspirazione e dello scarico

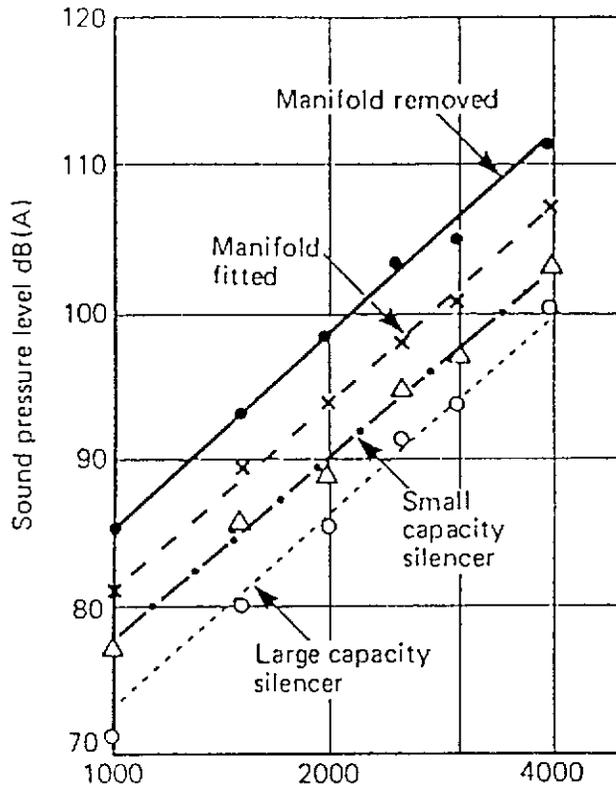
Il rumore di aspirazione deriva dalla periodica apertura della valvola di aspirazione, e dalle perturbazioni che ne seguono all' interno del condotto di aspirazione. In fig. 25 si può vedere l' effetto sul rumore di aspirazione della presenza o meno di silenziatori, nonché del numero di giri e del carico del motore [16]. E' riportato inoltre lo oscillogramma della pressione sonora nel condotto di aspirazione.

Il rumore dello scarico é prodotto dall' improvvisa fuoriscita dei gas combusti quando si verifica l' apertura della valvola di scarico. In fig. 26 sono riportati, in funzione dell' angolo di manovella, i tracciati della pressione sonora nel condotto di scarico, della pressione all' interno del cilindro, il diagramma di alzata della valvola ed il flusso istantaneo dei gas combusti [16].

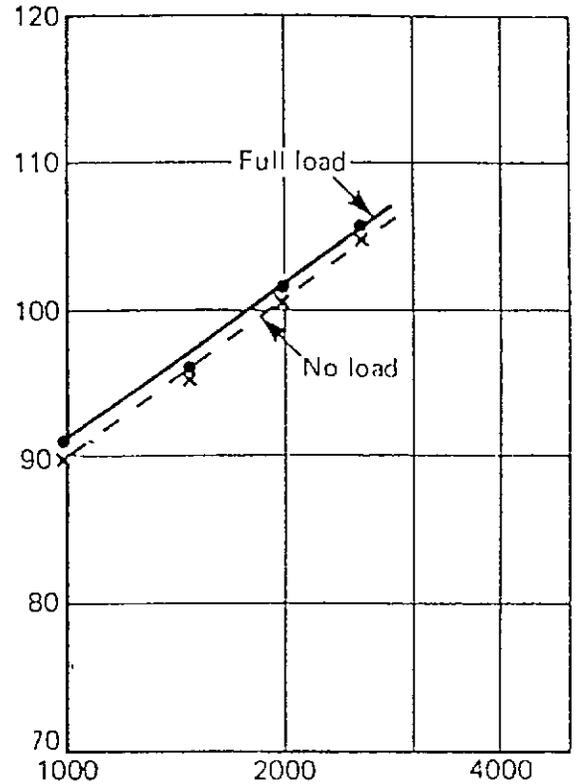
E' ovvio che la rumorosità risultante é tanto più alta quanto più elevato é il regime di rotazione (più scarichi nell' unità di tempo) e più alta la pressione dei gas al momento dell' apertura della valvola (più energia ad ogni scarico). La fig. 27 mostra questi due effetti.



(a) Inlet noise oscillogram



(b) Effect of inlet system



(c) Effect of load

Fig. 25 - Rumore di aspirazione al variare del n° di giri.

Anche il carico che il motore eroga influenza in modo considerevole la rumorosità dello scarico: in fig. 28 vengono mostrate le relazioni esistenti fra numero di giri e livello sonoro in dB(A) per 3 diversi motori, sia a pieno carico che a carico nullo.

La rumorosità emessa dallo scarico non è tuttavia usualmente rilevante, poiché è agevole per i costruttori ridurla mediante adeguati silenziatori. In effetti la marmitta di scarico è la parte di un veicolo ove si ottengono le più significative riduzioni di rumorosità con la minima spesa, per cui tutti i produttori hanno interesse ad installare silenziatori di scarico molto efficienti.

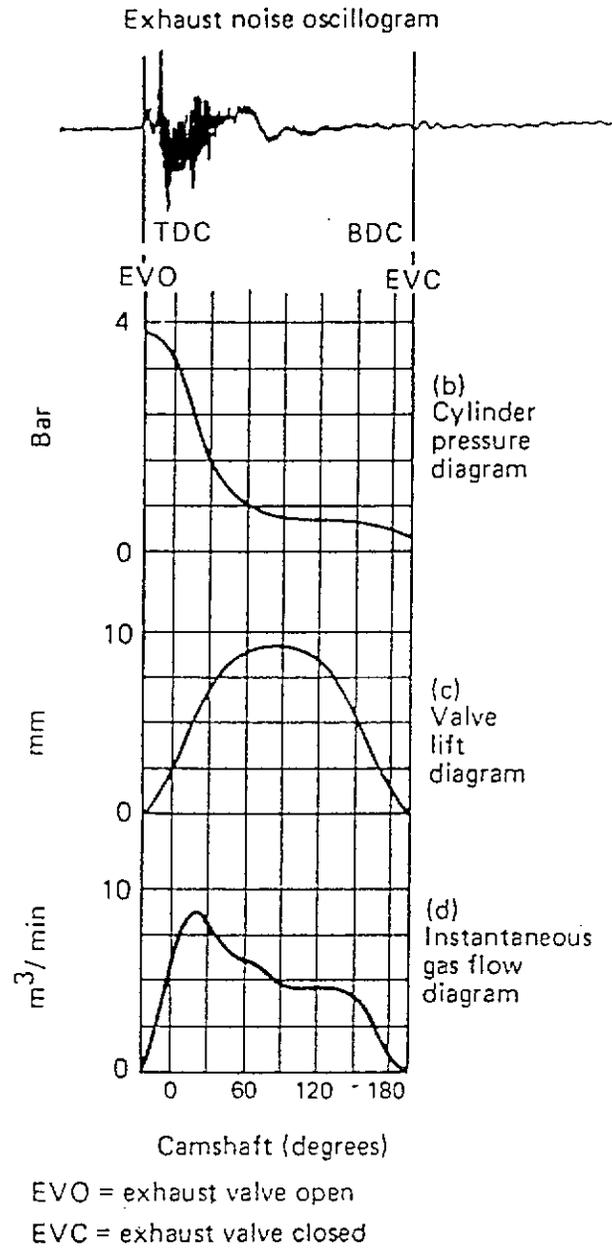


Fig. 26 - Origine del rumore di scarico.

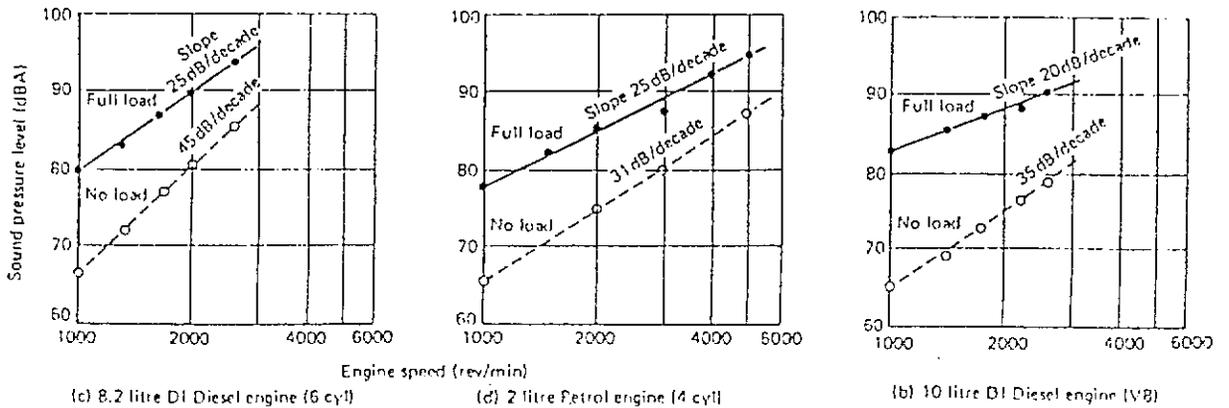


Fig. 28 - Effetto del carico sulla rumorosità dello scarico.

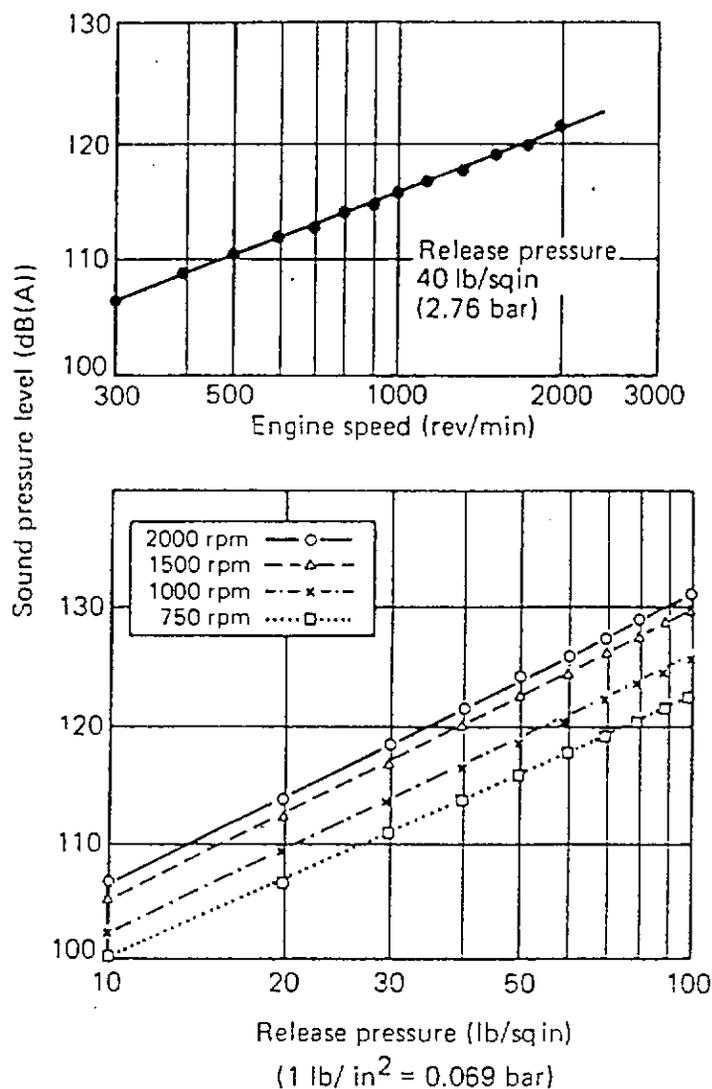


Fig. 27 - Rumore di scarico al variare del n° di giri.

1.4.3 Rumore della trasmissione

Questa sorgente di rumore non é usualmente di rilevante importanza. Tuttavia essa diviene rilevante nel caso di veicoli aventi motori molto silenziosi, oppure nel caso gli organi di trasmissione presentino usura anomala o difetti di ingranamento rilevanti. Il livello di rumorosità prodotto dagli ingranamenti é tanto più elevato quanto meno precisa é la lavorazione dei profili dei denti. In fig. 29 é visibile l' effetto della precisione nell' ingranamento al variare del numero di giri [17].

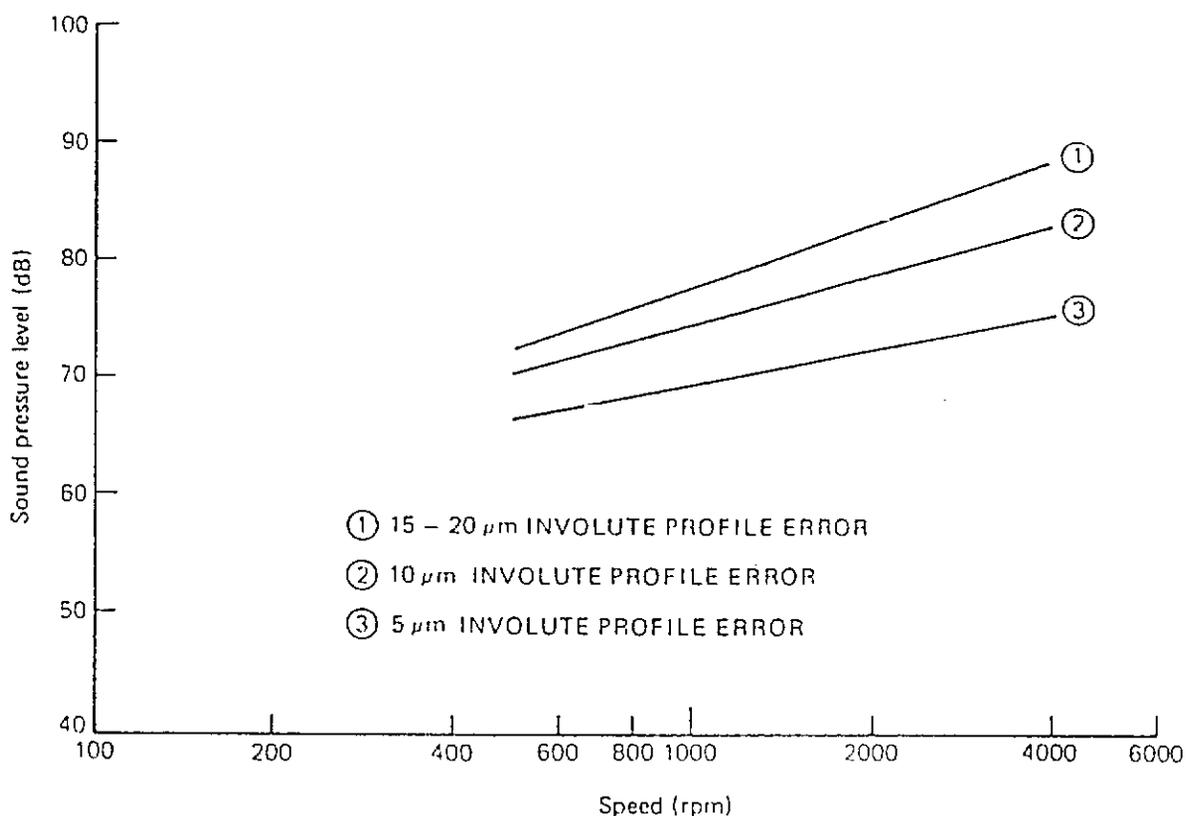


Fig. 29 - Rumorosità della trasmissione al variare del n° di giri.

1.4.4 Impianto di raffreddamento

La principale sorgente di rumore é costituita in questo caso dalla ventola di raffreddamento del radiatore, sovente ad azionamento elettrico controllato da un termostato. La rumorosità della ventola é usualmente fastidiosa per gli occupanti del veicolo, ma é difficilmente avvertibile da parte di chi assiste al suo passaggio. Diviene rilevante solo nel caso di autoveicoli incolonnati (ingorgo). In questo caso lo spettro di rumorosità dei veicoli si incrementa soprattutto alle alte frequenze, con un picco corrispondente alla frequenza di passaggio delle pale della ventola.

In fig. 30 sono visibili gli spettri di rumorosità di ventilatori assiali, nel caso di ventola perfettamente simmetrica oppure di ventola con pale leggermente deformate (simmetricamente o asimmetricamente) [18].

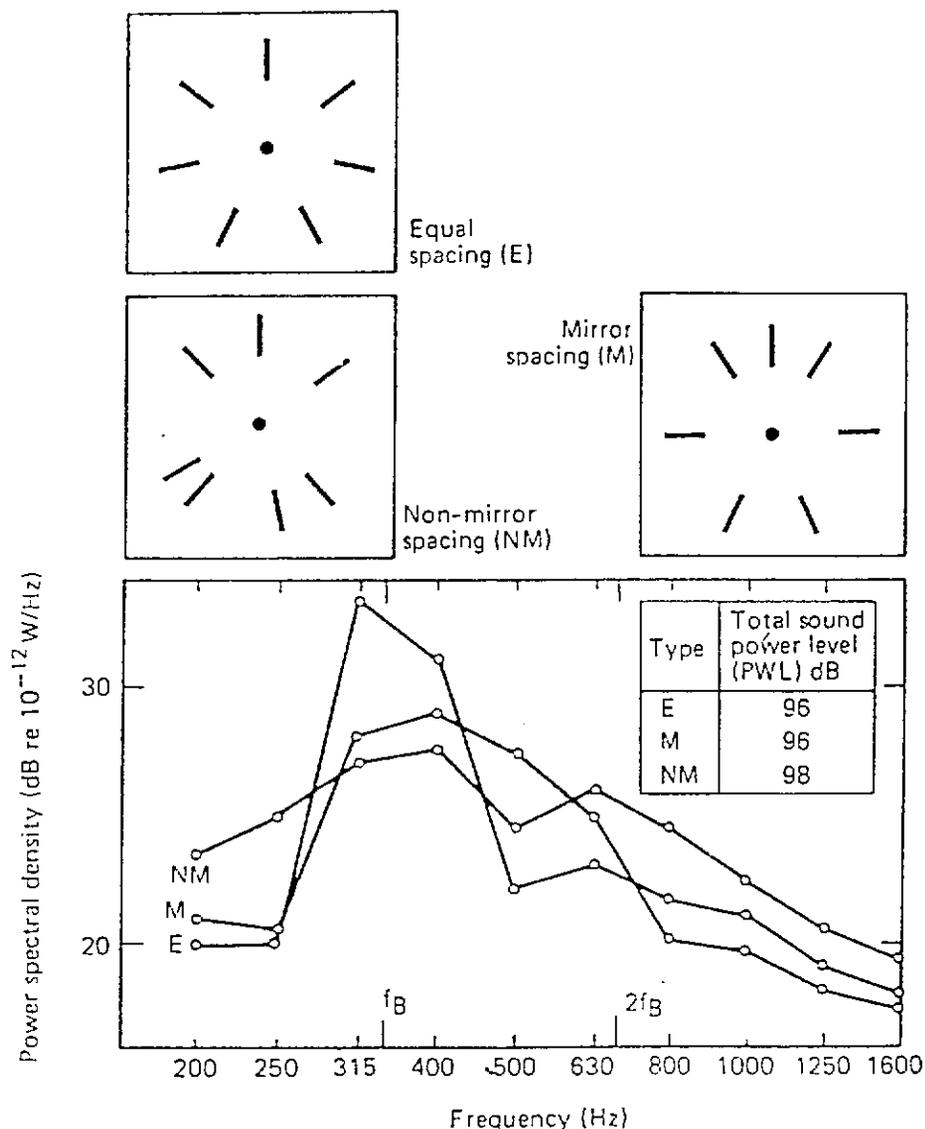


Fig. 30 - Rumorosità della ventola di raffreddamento.

1.4.5 Rumore di rotolamento dei pneumatici

Il rumore generato dal rotolamento dei pneumatici diviene la fonte di rumorosità principale dei veicoli che marcano ad alta velocità (tranne che per i grossi camion).

In fig. 31 sono riportati gli spettri di rumorosità di due pneumatici dal differente battistrada: il primo è un pneumatico con profonde scanalature trasversali (traction) mentre il secondo presenta solo sottili scanalature longitudinali. Il primo è ovviamente più rumoroso del secondo, e presenta inoltre una certa componente tonale, dovuta all' impatto ripetitivo dei tasselli di gomma sullo asfalto [19].

La rumorosità dei pneumatici cresce usualmente con la usura, poiché aumenta la scabrezza. L' incremento può variare da 1 a 5 dB(A), a seconda del grado di usura.

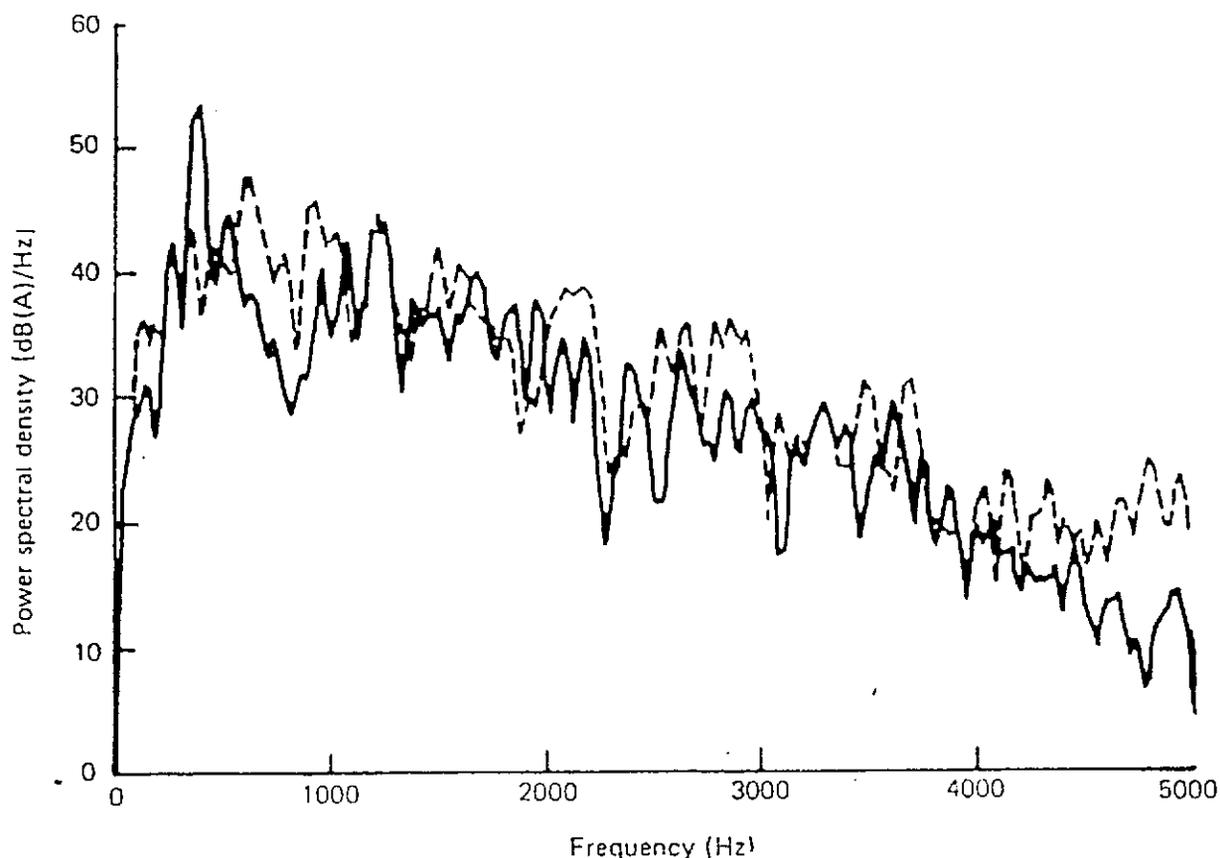


Fig. 31 - Spettro del rumore di rotolamento.

———— pneumatico "traction"
 pneumatico scanalato

Anche il tipo e le condizioni della pavimentazione influenzano notevolmente il rumore da rotolamento. Al crescere della scabrezza della pavimentazione migliora ovviamente l'aderenza fra pneumatico e manto stradale, con conseguente miglioramento della sicurezza della circolazione. Il coefficiente di attrito dinamico fra pneumatico e pavimentazione, denominato BFC, varia con la velocità di un veicolo, e tende a ridursi con essa quanto più la pavimentazione è liscia. Si valuta pertanto la sicurezza di una pavimentazione tramite la variazione ΔBFC fra il coefficiente di attrito a 50 km/h e quello a 130 km/h: questa deve essere la più elevata possibile.

La figura 32 mostra tuttavia che al crescere della scabrezza del manto stradale, e dunque di ΔBFC , cresce anche il livello di rumorosità prodotto dal rotolamento dei pneumatici (quelli tassellati sono ovviamente sempre più rumorosi di quelli scanalati longitudinalmente). Sulla figura sono anche riportati i punti caratteristici di alcune tipiche pavimentazioni [20]

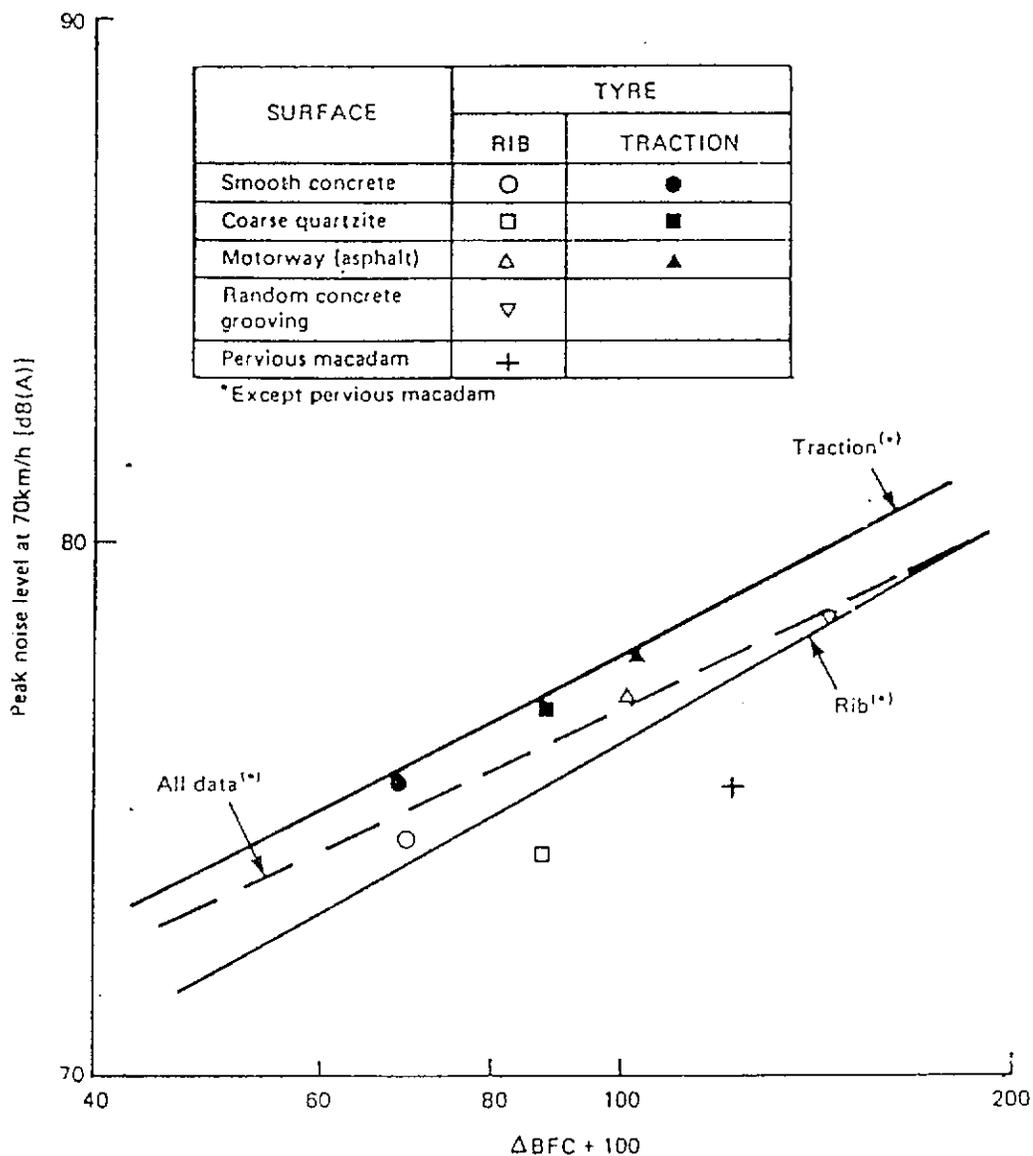


Fig. 32 - Rumorosità dei pneumatici su varie pavimentazioni.

Va notata la buona prestazione della pavimentazione denominata "pervious macadam", che fornisce un' ottima aderenza (addirittura essa cresce con la velocità) ed una bassa rumorosità. Si tratta di un conglomerato poroso, che risulta dunque parzialmente fonoassorbente. Esso ha inoltre il grande vantaggio di drenare l' acqua piovana, per cui garantisce maggior sicurezza in caso di pioggia.

La presenza di acqua sulla strada porta ad un notevole incremento di rumorosità di rotolamento, soprattutto alle alte frequenze, come mostrato dalla fig. 33 [21]. Ovviamente la pavimentazione porosa evita in parte questo effetto, dovuto alla proiezione delle goccioline d' acqua con forte accelerazione via dalla zona di contatto fra pneumatico e pavimentazione.

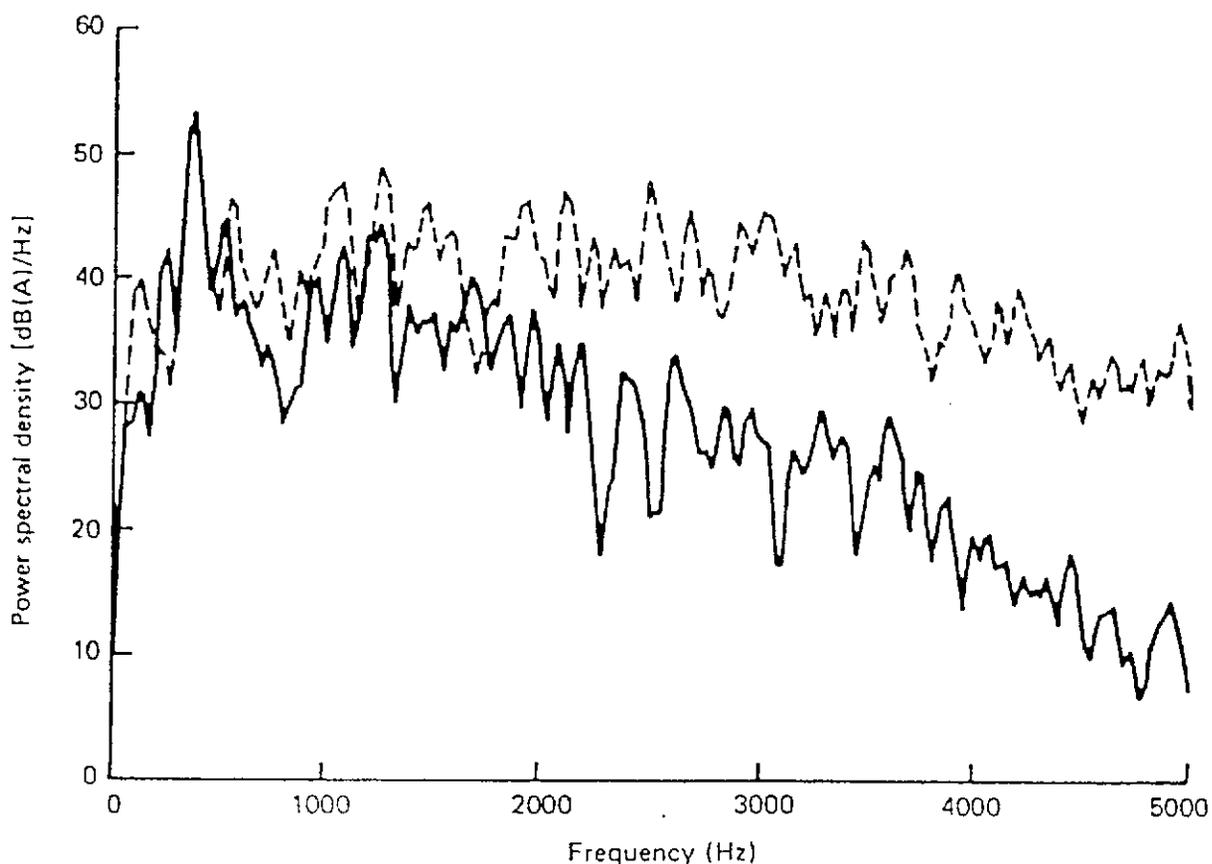


Fig. 33 - Rumorosità di rotolamento su strada — asciutta
e bagnata.

E' evidente che, cambiando tipi di pneumatici e di pavimentazioni stradali, é possibile ridurre all' origine una delle principali fonti di rumorosità, in particolare per le autostrade.

1.4.6 Rumore aerodinamico

Il rumore di origine aerodinamica, costituito da uno spettro continuo in banda larga, é prodotto nella regione di strato limite, ove l' aria scorre sulla superficie rigida del veicolo. La pressione sonora prodotta in questo modo é sostanzialmente proporzionale al quadrato della velocità, e dipende ovviamente dal coefficiente di penetrazione aerodinamica (c_x) del veicolo.

Alle velocità usualmente raggiunte dai veicoli stradali, questa sorgente di rumore é del tutto trascurabile rispetto alle altre, così come le altre fonti sonore aerodinamiche (vortici, instabilità locali su spigoli vivi).

Bibliografia

- [1] Lewis P.T. - "The noise generated by single vehicles in freely flowing traffic", Journ. of Sound And Vibration, 30, 191 (1973).
- [2] Favre B.M. - "Factors affecting traffic noise and methods of prediction", Transportation Noise Ref. Book, cap. 10, BUTTERWORTHS Publ., London (1987).
- [3] Waters P.E. - "The origins and characteristics of motor cycle noise", Institution of Mech. Eng. Conference, Vehicle Noise and Vibration, C144/48 (1984).
- [4] Tyler J.W. - "Sources of vehicle noise", Transportation Noise Ref. Book, cap. 7, BUTTERWORTHS Publ., London (1987).
- [5] Maekawa Z. - "Noise reduction by screens", Mem. Fac. Eng., Kobe University, 11, 29-53 (1965).
- [6] Farina A., Pompoli R. - "Previsione dell' attenuazione ottenibile con schermi impiegati nel controllo del rumore dei gruppi di raffreddamento...", Rivista Italiana di Acustica, vol. IX, (1985).
- [7] Steven H. - "Gerauschemission von Kraftfahrzeugen im realen Verkehr", VDI-Berichte, 499, 9 (1983).
- [8] Liedholm B.L., Zetterling T. - "Noise from road vehicles and traffic", The National Swedish Environment Protection Board, Stockholm, rep. no. 1320 (1980).
- [9] Steven H. - "Vorbeifahrtgerauschmessungen an Kraftfahrzeugen", FIGE report, Aachen (1980).
- [10] Nelson P.M. - "Classifying road vehicles for the prediction of road traffic noise", Depart. of the Environment, Dep. of Transport, TRRL Report LR752 (Transport and Road Research Laboratory), Crowthorne (1977).
- [11] Buna B. - "Some characteristics of noise from single vehicles", Transportation Noise Ref. Book. cap. 6, BUTTERWORTHS Publ., London (1987).
- [12] Cannelli G.B., Gluck K., Santoboni S. - "A mathematical model for evaluation and prediction of mean energy level of traffic noise in Italian towns" - Acustica, vol. 53, p. 31 (1983).
- [13] "Richtlinien for del Larmschutz an Strasse", Ausgabe 1981 - RLS81 - Allgemeines Rundschreiben Strassenbau Nr. 5/1981.
- [14] Challen B.J., Morrison D. - "Automotive engine noise", Diesel Engine Ref. Book, BUTERWORTHS Publ., London (1984).

- [15] Russell M.F., Palmer P.C., Young C.D. - "Measuring Diesel noise at source with a view to its control", Institution of Mech. Eng., Paper C142/84, Vehicle Noise and Vibration Conf. (1984).
- [16] Priede T. - "Effect of operating parameters on sources of vehicle noise", Symposium on Noise in Transportation. sec. II, Univ. of Southampton (1974).
- [17] Houser D.R. - "Research in the gear dynamics and gear noise research laboratory", Soc. of Automot. Eng., Intern. Off-Highway Meeting and Exposition, Wisconsin, Paper no. 821066 (1982).
- [18] Deepprose W.M. - "Fan noise generation and its control", Institution of Mech. Engin., CME (1974).
- [19] Nelson P.M., Underwood M.C.P. - "Lorry tyre noise", Instit. of Mech. Engin., Paper C139/84, Vehicle Noise and Vibration Conf., London (1984).
- [20] Franklin R.E., Harland D.G., Nelson P.M. - "Road surfaces and traffic noise", Dep. of Environment, Dep. of Transport, TRRL Report LR896, Crowthorne (1979).
- [21] Underwood M.C.P. - "A preliminary investigation into lorry tyre noise", Dep. of Environment, TRRL Paper LR601, Crowthorne (1973).