

ATTI E RASSEGNA TECNICA

DELLA SOCIETÀ DEGLI INGEGNERI E DEGLI ARCHITETTI IN TORINO

RIVISTA FONDATA A TORINO NEL 1867

NUOVA SERIE . ANNO XXXI . N. 5-6 . MAGGIO - GIUGNO 1977

SOMMARIO

RASSEGNA TECNICA

Il Centro Ricerche Fiat	pag. 85
A. COSTELLI, P. GABRIELE, A. LOREA - <i>Riduzione della rumorosità negli impianti aeraulici</i>	» 89
P. CHIAMPO, M. OGGERO - <i>Miscele di combustibile a doppia alimentazione per motori alternativi</i>	» 99
V. SARTI - <i>Studio sulla mobilità degli abitanti di Cambiano e Santena</i> (Ottobre 1975)	» 111
P. G. CASTELLI - <i>Gestione automatizzata di cambi continui e discreti</i>	» 118

Direttore: Roberto Gabetti.

Comitato d'onore: Gaudenzio Bono, Mario Catella, Cesare Codegone, Federico Filippi, Rolando Rigamonti, Rinaldo Sartori, Paolo Verzzone, Vittorio Zignoli.

Comitato di redazione: Giuseppe Boffa, Paolo Bondi, Guido Bonicelli, Aldo Brizio, Vincenzo Ferro, Oreste Gentile, Mario Oreglia, Ugo Rossetti.

Segretario di redazione: Dante Buelli.

Redazione, segreteria, amministrazione: Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino, via Giolitti, 1 - Torino.

Periodico inviato gratuitamente ai Soci della Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino.

SPEDIZIONE IN ABBONAMENTO POSTALE — GRUPPO III/70

NELLO SCRIVERE AGLI INSERZIONISTI CITARE QUESTA RIVISTA

180.000

sportelli bancari
riconoscono
la Carta Assegni
del Credito Italiano
e cambiano i tuoi assegni
in denaro contante



1.300.000

negozi, alberghi ed
esercizi di ogni genere
accettano
per i tuoi pagamenti
la carta di credito
Eurocard

**Con Eurocard e Carta Assegni
sei ovunque tra amici...
il Credito Italiano
ti presenta e garantisce per te**



**Credito
Italiano**

BANCA D'INTERESSE NAZIONALE

RASSEGNA TECNICA

La Società degli Ingegneri e degli Architetti in Torino accoglie nella « Rassegna Tecnica », in relazione ai suoi fini culturali istituzionali, articoli di Soci ed anche non soci, invitati. La pubblicazione, implica e sollecita l'apertura di una discussione, per iscritto o in apposite riunioni di Società. Le opinioni ed i giudizi impegnano esclusivamente gli Autori e non la Società.

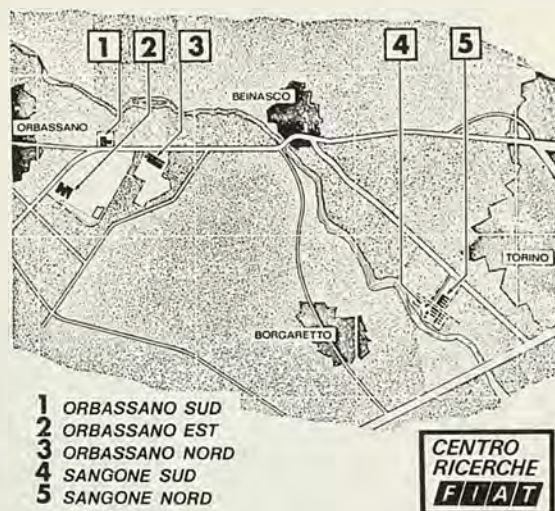
La « Rassegna Tecnica » è lieta di raccogliere in questo numero alcuni contributi che il Centro di Ricerca Fiat ci ha recentemente inviato.

Poiché gli argomenti trattati hanno carattere assai diverso e non esauriscono neppure a titolo esemplificativo la molteplice attività del Centro, abbiamo ritenuto opportuno richiedere al Centro una breve nota introduttiva di presentazione delle funzioni e dell'attività del Centro stesso.

Il Centro Ricerche Fiat



Vista dall'alto della sede di Orbassano Nord.



Planimetria del Centro Ricerche Fiat.

Il Centro Ricerche Fiat è l'organizzazione centrale della Fiat nel settore della ricerca. È stato costituito il 1° marzo 1976 sulla base della riconversione della Direzione Centrale Ricerche, nel quadro di una ristrutturazione dell'azienda.

Costituito da cinque edifici, sorge negli immediati pressi di Torino e occupa un'area di 65 mila metri quadrati. Vi lavorano complessivamente 1.700 persone, ottocento delle quali sono ricercatori e tecnici.

Il suo budget annuale è di oltre trenta miliardi di lire.

Il Centro Ricerche Fiat svolge un'attività di ricerca interdisciplinare a medio e lungo termine su materiali, processi, componenti e sistemi, volta all'innovazione dei settori operativi tradizionali e all'esplorazione di nuovi campi di diversificazione aziendale.

Restano demandate ai singoli settori operativi Fiat le attività di ricerca e sviluppo a breve termine, destinate al miglioramento e all'innovazione dei prodotti e dei processi di produzione correnti.

I progetti di ricerca applicata sono raggruppati per affinità tematica in « aree di progetto » che vengono sviluppate con le risorse specializzate di unità per-

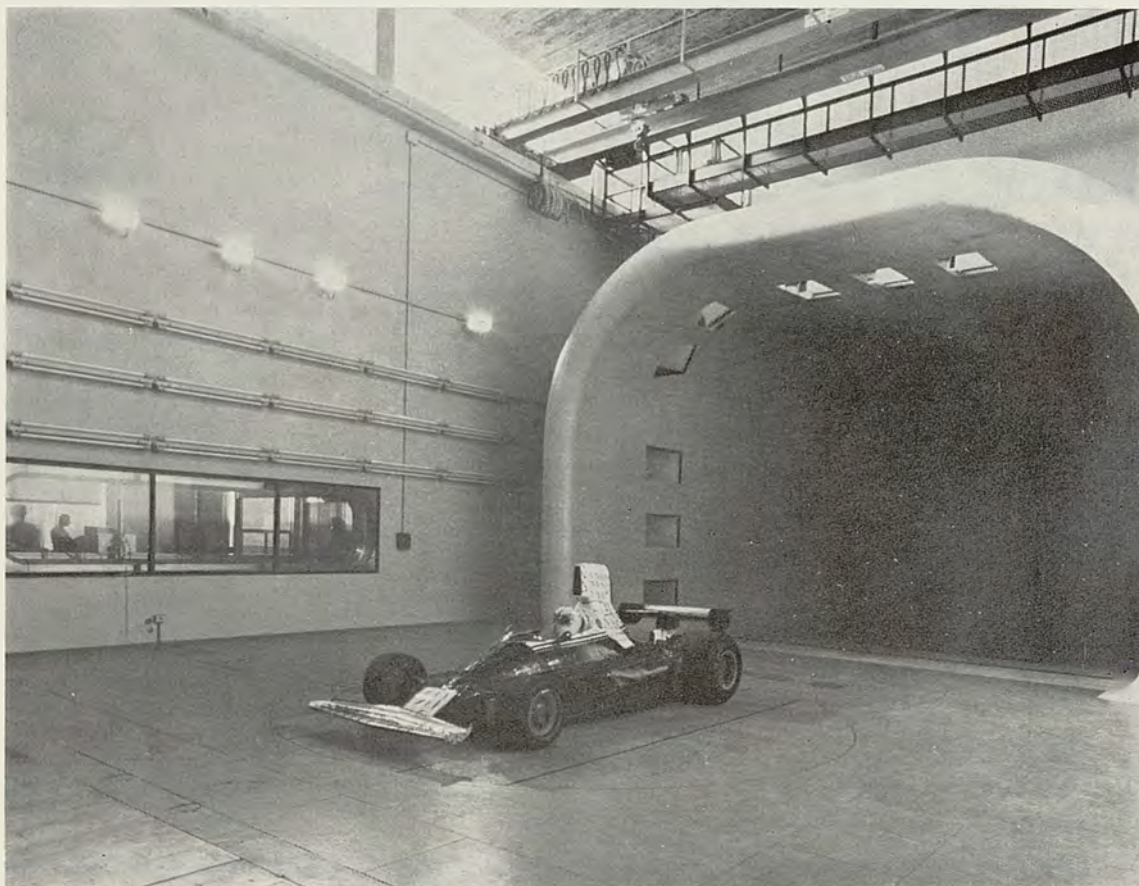
manenti di ricerca. Appositi servizi tecnici operano in supporto alle unità di ricerca.

Il Centro Ricerche Fiat gestisce inoltre — per conto di tutti i settori operativi Fiat e, su richiesta, anche di terzi — laboratori e servizi particolarmente specializzati quali, le gallerie aerodinamiche e climatiche.

La attività di ricerca è finalizzata ad applicazioni industriali nei seguenti campi:

- Veicoli e componenti
- Motori alternativi a turbina
- Sistemi di trasporto
- Energia (fonti alternative, risparmi energetici)
- Tecnologie di lavorazione
- Nuove tecniche di controllo (non distruttivo)
- Applicazione di materiali
- Ecologia

Il Centro Ricerche collabora inoltre con alcuni Istituti Universitari ed altri Centri di ricerca specializzati sia per ricerche finalizzate del CNR, che per ricerche autonome.



Galleria aerodinamica - Vista interna.



Cambio power-shift.



Vettura X1/23 elettrica.



Furgone « 242 » elettrico.

Citiamo alcune ricerche significative sviluppate nel corso del 1976:

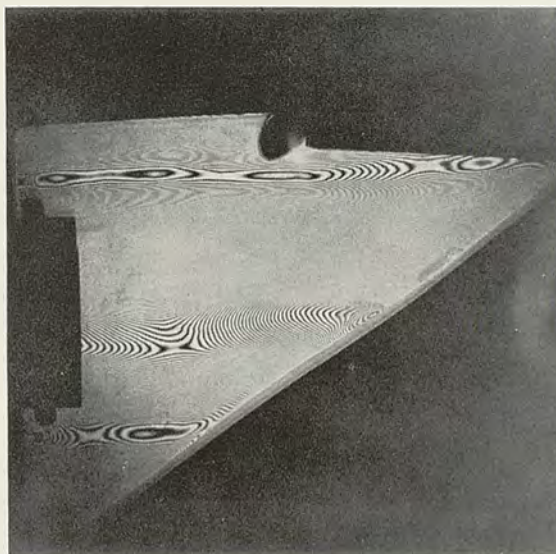
— Nel settore motori e veicoli, si è puntato sulla riduzione dei consumi, sia nei motori stessi (modifiche alla camera di combustione, iniezione elettronica) sia nella trasmissione (cambi di velocità continui e discreti comandati da logica elettronica). È stato brevettato un sistema di misura della ruvidezza dei motori Diesel.

Sono stati sperimentati su vetture nuovi servomeccanismi economici per freni antibloccaggio. È stato messo a punto un dispositivo antislittamento per veicoli industriali.

— Il motore a turbina da 500 cavalli è stato sperimentato su un autobus con risultati soddisfacenti.

— Nella trazione elettrica, oltre all'allestimento di una vettura elettrica sono già in servizio sperimentale prototipi di furgoni elettrici.

— Sono stati perseguiti obiettivi di risparmio energetico e di utilizzazione di fonti energetiche alternative, sia nel settore domestico (sistema a energia totale « TOTEM » per la produzione combinata di elettricità e calore, con rendimenti superiori al 90%, sviluppo del riscaldamento solare nelle abitazioni per operai



Difetti di fabbricazione riscontrati in un deflettore della 128 mediante tecniche interferometriche laser.



Comportamento dinamico delle strutture di un motore durante il normale funzionamento ricavata a mezzo di tecniche olografiche con laser a doppio impulso.

e in scuole) sia nel settore industriale (analisi dei flussi energetici e negli stabilimenti FIAT e definizioni dei rimedi).

— *L'attività per il miglioramento dell'ambiente di lavoro e dell'ambiente esterno, si è rivolta al trattamento delle acque di scarico e loro riciclaggio; al miglioramento linee di verniciatura e relative emissioni, all'abbattimento della rumorosità da autoveicoli, da impianti estrazione aria, da sale prove motori e da centrali turbogas, allo studio con modelli matematici della qualità dell'aria urbana.*

— *Nelle tecnologie di controllo e fabbricazione si segnala lo sviluppo di un nuovo sistema di microelaboratori per il governo delle trasferte meccaniche, e un nuovo ciclo di applicazione di vernici ad acqua.*

È entrata in funzione nello stabilimento FIAT a Termoli un'apparecchiatura automatica di controllo acustico per il cambio 131.

— *L'applicazione delle tecniche Laser è stata estesa per analisi di vibrazioni di motori e per rilievo di difetti in vetri per uso automobilistico.*

— *È stato sviluppato in collaborazione internazionale un processo originale per l'applicazione di rivestimenti protettivi contro la corrosione ad alte temperature, si studiano materiali ceramici ad alta resistenza termica e meccanica per turbine a gas ad alto rendimento, e nuovi materiali strutturali « compositi » destinati all'alleggerimento di strutture e ai risparmi energetici.*

— *Sono in corso indagini relative al riciclo dei materiali (recupero residui di produzione, progetto di componenti a riciclo facilitato).*

— *È stata avviata l'analisi del sistema trasporto (organizzazione e gestione in una città di dimensioni medie (Firenze e Alessandria), si sono sviluppate sperimentazioni in laboratorio e in sede stradale per il controllo del traffico mediante microelaboratori, ed è iniziata la sperimentazione di un sistema di trasporto pubblico « a domanda ».*

Riduzione della rumorosità negli impianti aeraulici

ALDO COSTELLI, PIETRO GABRIELE, ANGELO LOREA () presentano, attraverso due esempi di interventi migliorativi, i vantaggi ottenibili negli impianti aeraulici dal punto di vista riduzione rumore e potenza assorbita, mediante la loro ottimizzazione fluidodinamica.*

Dopo una breve esposizione delle leggi generali che governano la rumorosità degli impianti per trasporto aria, vengono presentate le modifiche apportate agli impianti di ventilazione di due cabine inserite nella linea di produzione di un veicolo industriale al fine di ridurre la loro rumorosità.

Di esse una è adibita alla verniciatura a spruzzo delle scocche, l'altra alla applicazione, sempre a spruzzo, di un olio protettivo al sottoscocca, all'interno degli scatolati e nel vano motore del veicolo finito.

Tali modifiche costituiscono un significativo esempio dei vantaggi che si possono ottenere negli impianti aeraulici curandone al massimo le caratteristiche fluidodinamiche: la eliminazione di ogni inutile perdita di carico, la scelta opportuna del tipo di ventilatore e la sua opportuna collocazione nell'impianto consentono il contenimento non solo del rumore emesso ma anche della potenza assorbita.

Il ricorso a sistemi « passivi » di attenuazione (silenziatori) è da riguardarsi come eventuale complemento agli interventi del tipo visto sopra (« attivi ») e deve essere effettuato evitando l'introduzione di perdite di carico aggiuntive.

Seguendo questi criteri le modifiche apportate all'impianto di ventilazione della prima cabina, di tipo chiuso, (cubatura 450 m³; portata aria di ventilazione 160.000 m³/h; potenza complessivamente installata ~ 200 KW) hanno consentito una attenuazione di 17 d (A) del rumore emesso verso l'ambiente esterno allo stabilimento che la contiene e una riduzione alla metà della potenza assorbita.

Per la seconda cabina di tipo « aperto » (portata aria aspirata 120.000 m³/h; potenza complessivamente installata 50 KW) il rumore verso l'esterno è stato ridotto di 20 dB (A) mentre la potenza assorbita è stata ridotta ad un terzo.

1. Introduzione.

Nei procedimenti industriali di verniciatura o altro trattamento superficiale a spruzzo, con operatori, l'esigenza di asportare, per motivi innanzitutto igienici, le particelle non depositate sulle superfici da ricoprire richiede che l'operazione venga effettuata in apposite cabine a ventilazione forzata.

Un apposito impianto provvede all'aspirazione dell'aria dalla cabina e all'espulsione della stessa

verso l'ambiente esterno; per evitare l'inquinamento di quest'ultimo è prevista una fase di lavaggio con acqua in appositi cassoni.

Se la cabina è di tipo « chiuso » ⁽¹⁾ un secondo impianto provvede alla sostituzione dell'aria estratta con un eguale volume di aria preventivamente trattata (filtraggio, riscaldamento, deumidificazione) in modo da mantenere in cabina una pressione eguale a quella ambiente, o meglio leggermente superiore, per impedire l'ingresso di aria polverosa proveniente dagli altri reparti di lavorazione.

La cabina ha dimensioni opportune per contenere il numero di pezzi previsti dal piano di produzione e gli operatori corrispondenti: tali dimensioni possono anche essere considerevoli.

Dovendosi d'altronde garantire un sufficiente numero di ricambi/ora, ne deriva che tali impianti sono caratterizzati da notevoli valori della portata aria.

Per tutti gli impianti di questo tipo, come in generale per tutti i grossi impianti di trasporto aria, è emersa in questi ultimi tempi una esigenza non sufficientemente soddisfatta in precedenza; il contenimento cioè della loro rumorosità.

Gli interventi migliorativi che, per soddisfare la sopraddeita esigenza si debbono eseguire su impianti già realizzati, hanno dimostrato che le possibilità di successo di tali interventi sono spesso legate ad una non appropriata progettazione dell'impianto e che, conseguentemente, è possibile il contemporaneo soddisfacimento di un'altra esigenza oggi particolarmente sentita e cioè il contenimento dell'energia assorbita.

Di ciò si darà esempio presentando le modifiche apportate agli impianti di ventilazione di due cabine, l'una di tipo aperto l'altra di tipo chiuso, al fine di ridurre il rumore emesso verso l'ambiente esterno allo stabilimento che lo contiene.

2. Considerazioni sulle caratteristiche fluidodinamiche e acustiche di un sistema di trasporto aria.

Un qualsiasi sistema per trasporto aria è essenzialmente costituito da uno o più ventilatori e da elementi d'impianto vari a seconda della funzione cui è adibito il sistema: cappe, filtri, scambiatori di calore, valvole e serrande di regolazione, bocchette di distribuzione ecc.; il collegamento tra il

(*) Costelli p.i. Aldo e Gabriele ing. Pietro, Centro Ricerche FIAT - Gallerie del Vento; Lorea dott. Angelo, Centro Ricerche FIAT - Applicazioni di Acustica.

⁽¹⁾ Nelle cabine di questo tipo le uniche aperture sono quelle che permettono l'ingresso e l'uscita dei pezzi da trattare; in esse è realizzato un rudimentale sistema di tenuta di cui fa parte il pezzo stesso, seppure in movimento.

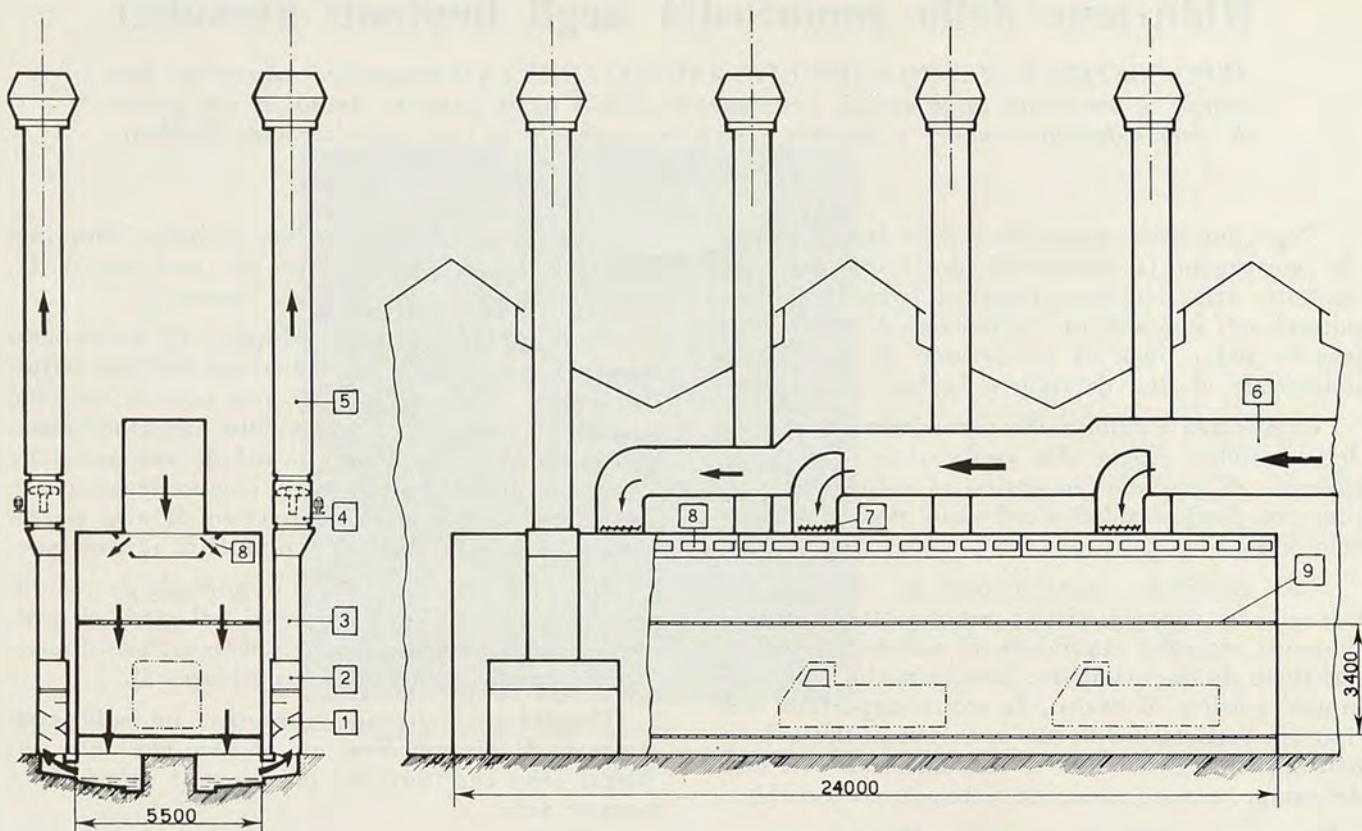


Fig. 1 - CABINA DI VERNICIATURA - Impianti di ventilazione.

IMPIANTO DI ESTRAZIONE - 1. Cassone di lavaggio - 2. Cappa d'aspirazione - 3. Tubo di raccordo al ventilatore - 4. Gruppo ventilatore - 5. Tubo di mandata.

IMPIANTO DI IMMISSIONE - 6. Tubo di distribuzione - 7. Serranda di regolazione - 8. Bocchette di distribuzione - 9. Filtro.

ventilatore e questi elementi d'impianto è effettuato tramite canali d'aria variamente conformati.

Un sistema di questo genere è capace di emettere rumore da ognuna delle sue parti ora menzionate.

In effetti, causa unica del rumore è la turbolenza dell'aria in moto nel contatto con altra aria in quiete o con superfici rigide.

Come i fenomeni di turbolenza da cui proviene, la suddetta rumorosità è un fenomeno casuale e generalmente si avverte quindi come un rumore con spettro di frequenza a larga banda in cui non si notano né la presenza di toni puri né di toni comunque correlati fra loro (fondamentale e armoniche).

Un caso particolare di contatto aria-superficie si ha quando nel sistema sussistano moti relativi fra corpi solidi: è questo il caso del ventilatore nel quale una girante si muove rispetto all'involucro che la contiene e la sostiene.

In esso ogni volta che una pala della girante passa nelle vicinanze di un elemento rigido si determina un impulso di pressione caratterizzato da uno spettro a banda relativamente stretta nel quale tuttavia non esiste quella caratteristica di casualità propria dei fenomeni precedenti. Allora, se il ventilatore è fornito di n pale e se queste n pale sono distribuite uniformemente lungo la circonferenza della girante la sua rumorosità è formata da toni componenti la cui frequenza fondamentale è

data dal prodotto del numero delle pale per la velocità di rotazione espressa in giri/sec.

Come si vede le cause di rumorosità di un sistema trasporto aria sono molteplici e, a seconda dei casi, d'importanza assai diversa l'una dall'altra.

Qui di seguito illustriamo brevemente le leggi che le governano:

a) Contatto fluido-fluido.

È questo, ad esempio, il caso di una tubazione che scarica direttamente nell'ambiente esterno; esso rientra nel caso più generale dei getti, per la potenza acustica emessa dai quali è stata stabilita la seguente relazione:

$$W = \frac{K \cdot \rho_1^2}{\rho_0} \frac{V^8}{C_0^5} d^2 \quad (1)$$

in cui:

K , all'incirca costante è il coefficiente di potenza acustica;

ρ_1 , ρ_0 sono la densità del fluido rispettivamente nel getto e nell'ambiente in cui esso scarica;

C_0 è la velocità del suono nel fluido di densità ρ_0 ;

V è la velocità media di scarico;

d è il diametro del getto.

Limitandoci al caso più semplice, che d'altronde è anche il più frequente per gli impianti qui considerati, nei quali l'aria si trova in condizioni di pressione e temperatura eguali a quelle ambiente oppure non troppo diverse da esse, ρ_1 e p_0 , possono ritenersi, in prima approssimazione, eguali tra di loro e con valore corrispondente a quelle condizioni ($\sim 15^\circ\text{C}$; $\sim 760\text{ mmHg}$; $\rho \approx 1,2\text{ Kg}_{\text{massa}}/\text{m}^3$ per cui $C_0 \approx 340\text{ m/sec}$).

Ricordando inoltre la definizione di decibel per cui alla potenza W corrisponde il livello di potenza L_w (decibel) in base alla relazione:

$$L_w = 10 \log_{10} \frac{W}{W_0}$$

in cui $W_0 = 10^{-12}\text{ Watt}$ è la potenza di riferimento, la relazione che esprime la potenza sonora del getto può scriversi come segue:

$$L_w = 80 \log V + 10 \log A + \text{Cost} \quad (2)$$

in cui A è la sezione di sbocco del getto.

Per K nella (1) viene fornito il valore medio di $0,6 \cdot 10^{-4}$ (cfr. bibl. [1]) a cui corrisponde nella (2) un valore della costante di -47 dB .

Se ad esempio la velocità di scarico è di 50 m/sec attraverso un ugello di diametro 400 mm la potenza acustica emessa è di 80 dB .

La relazione scritta sopra mostra la forte dipendenza del rumore dalla velocità: per ogni raddoppio o dimezzamento di essa si ha un aumento o una diminuzione di 24 dB nel livello di potenza sonora.

Se la velocità di scarico dal tubo di diametro 400 mm considerato sopra viene ridotta a 10 m/sec il livello di potenza sonora si riduce a 24 dB .

b) Contatto fluido-superfici rigide.

È questo il caso degli elementi vari d'impianto.

Gli studi effettuati e le esperienze condotte non sono molte e pochi sono i dati disponibili dai quali, tuttavia, risulta sempre la forte dipendenza del rumore dalla velocità dell'aria secondo valori compresi fra la quinta e la ottava potenza.

Una delle relazioni che si trovano nella letteratura tecnica è, ad esempio, la seguente: cfr. bibl. [3])

$$L_w = 55 \log V + 10 \log A + \text{cost}$$

in cui:

A (m^2) è la sezione di passaggio dell'aria attraverso l'elemento considerato;

V (m/sec) è la velocità dell'aria.

Il valore della costante dipende dall'elemento di impianto considerato.

Ad esempio nel caso di curva brusca a 90° , senza deflettori interni, viene indicato il valore di $+12\text{ dB}$: allora per $V = 10\text{ m/sec}$ e tubo con diametro di 400 mm la potenza sonora emessa è di 58 dB . Dalla stessa relazione risulta che per ogni raddoppio o dimezzamento della velocità dell'aria si ha un aumento o una diminuzione del livello sonoro emesso di circa 17 dB .

c) Ventilatori.

Per ventilatori geometricamente simili che lavorino inoltre in condizioni di similitudine cinematica e dinamica (eguaglianza dei triangoli delle velocità e dei numeri di Reynolds) valgono le seguenti relazioni (leggi di similitudine acustica):

$$L_w = L_{w0} + 20 \log \Delta H + 10 \log Q$$

$$L_w = L_{w0}' + 70 \log R + 50 \log n$$

in cui:

R è il raggio della girante;

n il regime di rotazione;

ΔH la prevalenza del ventilatore;

Q la portata del ventilatore.

Per una intera serie di ventilatori assiali del commercio, di buona progettazione e costruzione, con diametri compresi fra 400 e 1200 mm e regimi di rotazione compresi fra 300 e 3000 giri/min (portata aria fino a $100\text{ m}^3/\text{sec}$; prevalenza totali fino a $100\text{ mm H}_2\text{O}$), abbiamo calcolato, in base alle curve di livello sonoro fornite dal costruttore, i valori di L_{w0} e L_{w0}' nell'impiego a massimo rendimento (il cui valore è del 76%). Tali valori

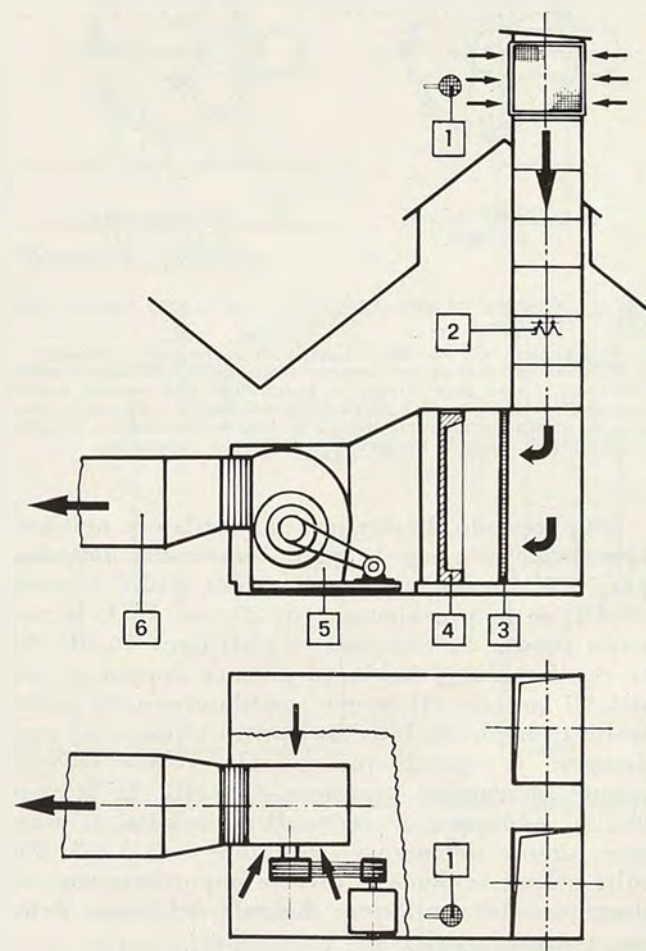


Fig. 2 - CABINA DI VERNICIATURA - IMPIANTO DI IMMISSIONE ARIA - Torre di aspirazione e ventilatore.

1. Posizione microfono per rilievi acustici in Near Field - 2. Bruciatori a metano - 3. Raddrizzatore di flusso - 4. Filtro rotativo automatico - 5. Ventilatore centrifugo - 6. Mandata al sistema distribuzione aria in cabina.

sono risultati ragionevolmente costanti essendo L_{wo} compreso fra 46 e 51 dB e L_{wo}' fra - 30 e - 35 dB.

A titolo esemplificativo delle relazioni sopra scritte consideriamo il caso di un ventilatore che deve alimentare la tubazione di diametro 400 mm, già considerata negli esempi precedenti, con una velocità dell'aria di 10 m/sec; esso dovrebbe fornire una portata di circa 1,3 m³/sec, mentre la sua prevalenza dipende dalla resistenza dell'impianto.

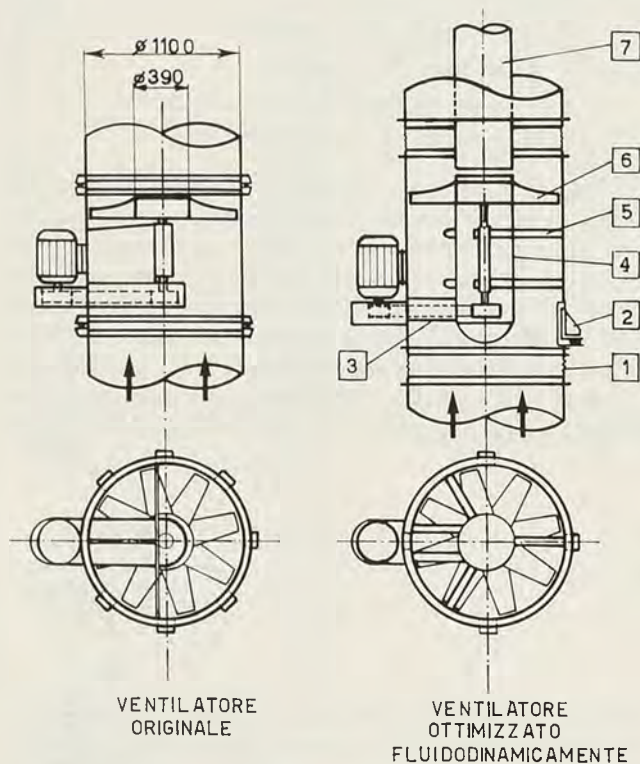


Fig. 3 - CABINA DI VERNICIATURA - IMPIANTO ESTRAZIONE ARIA - Ventilatore. —

1. Collegamenti elastici alle tubazioni di aspirazione e mandata - 2. Supporti antivibranti per sostegno indipendente dal gruppo ventilatore - 3. Carter della cinghia di trasmissione (con minima sezione trasversale) - 4. Carter dell'albero di trasmissione - 5. Razze di sostegno con minima sezione trasversale - 6. Girante (invariata) - 7. Cilindro interno di raccordo fra girante e nucleo del silenziatore.

Supponendo di scegliere il ventilatore nell'ambito della serie per la quale, come si è detto sopra, si è trovato, per L_{wo} il valore medio di circa 49 dB, se la prevalenza è di 20 mm H₂O, la potenza sonora da esso emessa è di circa 76 dB. Se la resistenza dell'impianto diventa doppia, a parità di portata, il nuovo ventilatore della serie, scelto in modo da lavorare ancora al massimo rendimento (e quindi più piccolo e più veloce), emette un rumore superiore di 6 dB. Se la portata si raddoppia, a parità di prevalenza, il maggior rumore del nuovo ventilatore è di 3 dB. Risulta quindi evidente la diversa importanza con cui il rumore del ventilatore dipende dal valore della sua portata e della sua prevalenza.

Dalla seconda delle relazioni scritte sopra risulta inoltre che, per un ventilatore di dato raggio, a parità di resistenza dell'impianto, la potenza sonora emessa varia con la quinta potenza del regime di rotazione.

Ad un raddoppio del regime di rotazione corrisponde quindi un maggior rumore di 15 dB (contemporaneamente, come è noto, in base alle leggi di similitudine fluidodinamica, la portata aumenta di due volte, la prevalenza di quattro e la potenza assorbita di otto volte).

Particolarmente interessante è il significato della costante L_{wo} , in quanto essa esprime il livello di potenza sonora di quel ventilatore della serie che fornisce l'unità di portata e l'unità di prevalenza; come tale esso può definirsi « Livello sonoro specifico » e con il suo valore è possibile classificare un'intera serie di ventilatori simili dal punto di vista delle qualità acustiche.

In effetti il valore di L_{wo} , o, il che è lo stesso, il rumore di un ventilatore, a parità di portata e prevalenza, dipende dai seguenti fattori:

— tipo di ventilatore: assiale, centrifugo, elicocentrifugo;

— qualità fluidodinamica del ventilatore: una indicazione di tale qualità è data dal valore del rendimento massimo; hanno influenza su di esso la forma delle pale, che possono essere a spessore costante o a profilo alare; i giochi tra parte rotante e parte fissa. Hanno ancora influenza sia sul rumore che sulle prestazioni fluidodinamiche, specie nel caso di ventilatori assiali, gli eventuali ostacoli troppo vicini alla girante; tali ostacoli possono essere o intrinseci al gruppo ventilatore (ad esempio razze di sostegno o carter delle cinghie di trasmissione) o derivanti da una cattiva installazione del gruppo nell'impianto (eccessiva vicinanza alle bocche di aspirazione o mandata del ventilatore di elementi d'impianto come valvole, curve brusche, ecc.);

— rendimento al quale si fa lavorare il ventilatore; e, in proposito è da tener presente che il minor rumore si ha nella zona di massimo rendimento.

Ciascuno dei fattori ora esaminati incide sul rumore del ventilatore sino a 5 ÷ 10 dB.

In conclusione, le considerazioni fatte sulle diverse modalità di emissione del rumore dalle tre sorgenti sopra individuate (appoggiate anche dai dati relativi al caso di un tubo di diametro 400 mm alimentato da un ventilatore che fornisce una prevalenza di 20 mm H₂O ed una portata corrispondente ad una velocità di 10 m/sec) mettono in evidenza l'importanza relativa di quelle sorgenti (per l'esempio considerato le potenze acustiche emesse valgono rispettivamente: 24 dB per lo sbocco nell'aria, 58 dB per la curva a 90°, 76 dB per il ventilatore).

Risulta anche evidente, tuttavia, che tale situazione vale sinché la velocità dell'aria si mantiene contenuta, come dovrebbe essere per gli impianti qui considerati: anche al fine di contenere le perdite di carico, proporzionali al quadrato della velocità, il valore di quest'ultima non dovrebbe essere superiore, orientativamente, ai 10 m/sec. Per velocità superiori diventano via a via più importanti, insieme al ventilatore, le altre sorgenti di rumore.

4. Criteri di intervento e metodi di analisi.

Si ritiene utile descrivere i criteri di intervento e i metodi di analisi che si sono seguiti per i due impianti oggetto dell'articolo in quanto essi possono ritenersi sufficientemente validi in generale.

La riduzione del rumore emesso può essere effettuata in base a due possibili criteri di intervento: uno attivo e uno passivo.

Con il primo, introducendo appositi miglioramenti fluidodinamici all'impianto, si punta a ridurre la potenza acustica emessa.

Con il secondo, non si agisce sulla fluidodinamica dell'impianto e non viene alterata la potenza acustica emessa dai ventilatori e dalle eventuali sorgenti secondarie, viene bensì ridotto il livello di pressione sonora dell'ambiente in cui interessa il contenimento del rumore introducendo nell'impianto opportuni dispositivi di silenziamento.

In base a quanto detto nel paragrafo precedente, quando la progettazione dell'impianto è stata effettuata con scarsa attenzione agli aspetti qui considerati, è possibile, e conviene, dare la preferenza agli interventi di tipo attivo in quanto con essi è possibile non solo la riduzione del rumore emesso ma anche il contemporaneo contenimento della energia assorbita.

Agli interventi di tipo passivo conviene ricorrere solo quando i primi non sono sufficienti a ridurre nella misura richiesta le emissioni acustiche: i dispositivi silenzianti vengono quindi dimensionati in modo da ridurre le emissioni nel campo di frequenza voluto e in modo da evitare, sin che è possibile, l'introduzione di perdite di carico aggiuntive.

Per individuare le possibilità di applicazione di ciascuno dei due criteri ora descritti si rendono necessarie apposite analisi che consistono essenzialmente nel rilievo e nella valutazione dei seguenti parametri:

- portata aria;
- andamento delle pressioni e delle velocità lungo l'impianto;
- distribuzione della velocità in alcune sezioni caratteristiche.

Tali analisi ed alcune eventuali esperienze preliminari possono essere condotte sull'impianto reale oppure su impianto sperimentale appositamente costruito, soprattutto quando si intravede la necessità di intervenire con modifiche sostanziali per la sperimentazione delle quali non è possibile interrompere la produzione.

5. Esempio di intervento su una cabina di tipo chiuso.

La cabina è inserita nella linea di produzione di un veicolo industriale (90 veicoli al giorno in due turni lavorativi di 8 ore ciascuno) e in essa viene effettuata la verniciatura a spruzzo delle scocche.

Per tale cabina era richiesta una attenuazione di almeno 15 dB (A) per il rumore emesso verso l'esterno dello stabilimento che la contiene.

Essa ha le seguenti caratteristiche:

- dimensioni: larghezza 5,5 m; altezza 3,4 m; lunghezza 24 m; cubatura 450 m³;
- vernice impiegata: eposintetica (600 kg al giorno);
- portata aria: 160.000 m³/h (330 ricambi ora).

Alla sua ventilazione provvedono:

- a) *Impianto di estrazione* (fig. 1)

che comprende otto estrattori ciascuno essenzialmente costituito da:

- cassone di lavaggio con acqua;
- cappa di aspirazione;

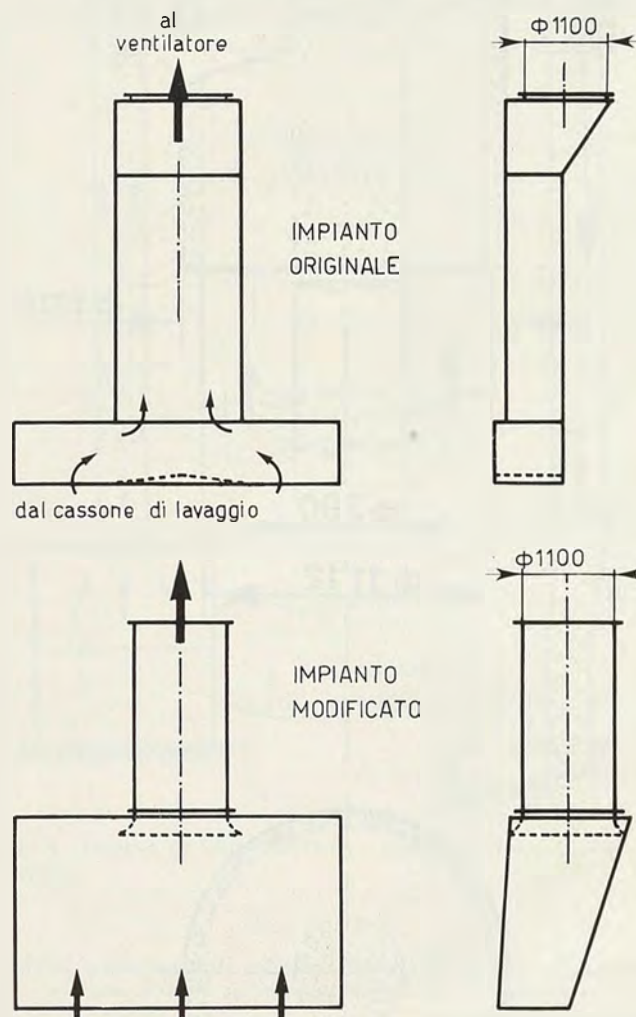


Fig. 4 - CABINA DI VERNICIATURA - IMPIANTO ESTRAZIONE ARIA - Cappa e tubazione di raccordo al ventilatore.

- ventilatore assiale (8 pale a profilo alare);
- tubazione verticale di mandata all'esterno dello stabilimento.

Il ventilatore è azionato, a 1100 giri/min, mediante trasmissione a cinghia, da un motore elettrico con potenza nominale di 11 KW.

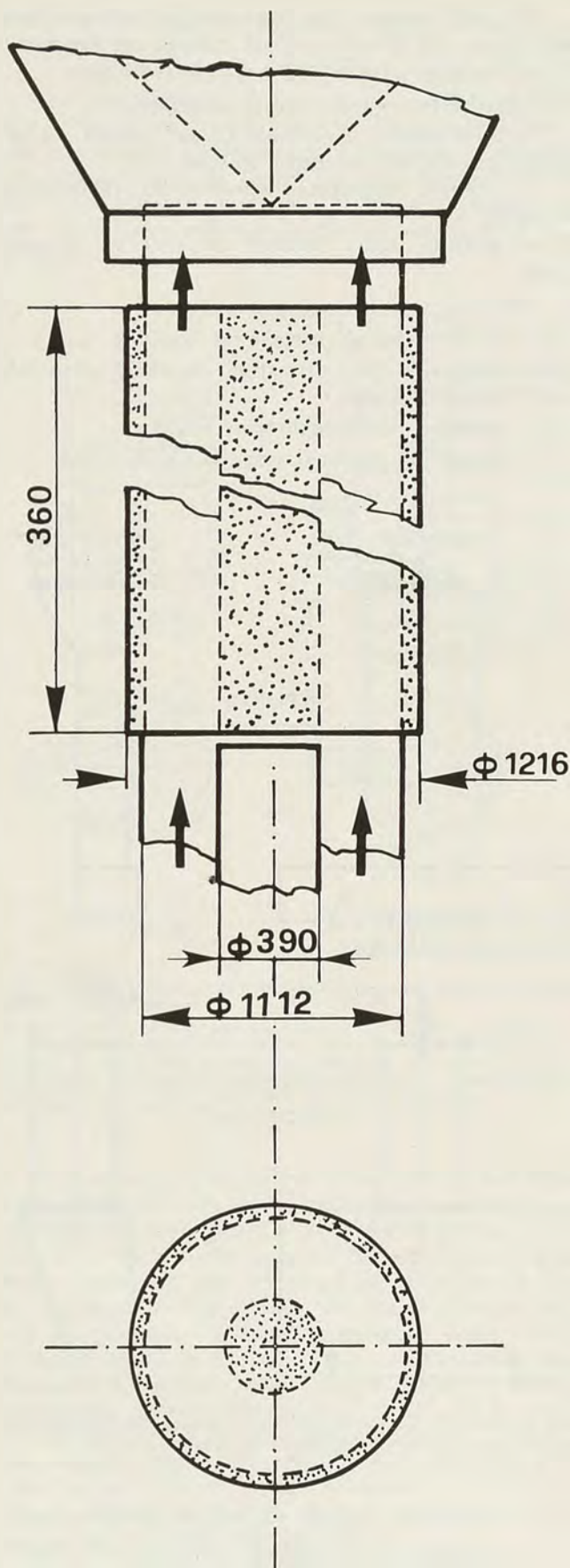


Fig. 5 - CABINA DI VERNICIATURA - IMPIANTO ESTRAZIONE ARIA - Silenziatore.

b) Impianto di immissione (figg. 1 e 2).

All'immissione dell'aria in cabina provvede un ventilatore centrifugo con 10 pale piane rovescie azionato, al regime di 770 giri/min, mediante trasmissione a cinghia, da un motore elettrico con potenza nominale di 110 KW.

Il ventilatore aspira, con doppia bocca, da una ampia camera, contenente un filtro rotativo automatico, nella quale s'immette l'aria proveniente da una torre di aspirazione; in questa una serie di bruciatori a metano provvede all'eventuale riscaldamento dell'aria.

Un condotto posto alla mandata del ventilatore distribuisce l'aria in cabina per mezzo di tre discese ognuna intercettata da una serranda di regolazione; ogni discesa immette in un sottostante polmone; dai tre polmoni l'aria passa in una precamera sovrastante la cabina di verniciatura vera e propria attraverso una serie di 50 bocchette di distribuzione con doppio filare di alette orientabili; finalmente l'aria passa in cabina attraverso due finestre longitudinali intercettate da filtro.

I rilievi acustici sono stati effettuati in Far Field, in un punto distante mediamente 80 m dalle tubazioni di immissione e scarico, per il rilievo dei livelli sonori dell'impianto originale e del contributo dei due impianti sul rumore globale; in Near Field, con microfono posto nelle vicinanze dell'impianto, come verrà precisato in seguito, per le analisi frequenzimetriche e la valutazione delle singole modifiche apportate agli impianti.

Il rumore emesso dagli estrattori, 65 dB (A) (misura in Far Field) è risultato preponderante nei confronti di quello emesso dall'impianto di immissione, 50 dB (A).

Occorreva quindi innanzitutto intervenire sugli estrattori per ridurre il loro rumore almeno al livello di quello dell'impianto di immissione e, in seguito, su entrambi gli impianti per raggiungere l'attenuazione richiesta, per il rumore emesso globalmente, di almeno 15 dB (A).

Le modifiche a tal fine resesi necessarie verranno descritte qui di seguito.

A) Modifiche apportate agli estrattori.

Data l'impossibilità di effettuare le modifiche necessarie senza interrompere la produzione e date le difficoltà di conseguire una sufficiente attenuazione senza modifiche radicali dell'impianto, le esperienze sono state effettuate su impianto sperimentale riprodotto in scala 1:1 uno degli 8 estrattori.

Il microfono per i rilievi acustici in Near Field è stato fatto scorrere lungo un asse parallelo a quello del ventilatore e della tubazione e distante da esso 2,8 m (cfr. fig. 7).

I principali risultati dei rilievi fluidodinamici e acustici sono presentati nella Tav. I. In particolare l'analisi fluidodinamica effettuata su impianto originale ha messo in evidenza una perdita di carico concentrata in modo eccessivo (circa 25 su 70 mm H₂O in corrispondenza ad una portata aria aspirata di 19.000 m³/h) sulla cappa di aspirazione

del cassone di lavaggio e sulla tubazione di raccordo della cappa al gruppo ventilatore, entrambe con brusche variazioni di sezione e direzione dell'asse (cfr. fig. 4; si tenga anche presente che la parte « utile » della perdita di carico e cioè quella attraverso il « cassone di lavaggio », è dello stesso ordine di grandezza e cioè circa 30 mm H₂O).

Si presentava quindi una prima opportunità di intervenire con metodi attivi tramite la sostituzione di quei due elementi con altri realizzati con geometria di minima resistenza; ciò avrebbe consentito di ridurre la perdita di carico di almeno un terzo del globale.

Una seconda possibilità di intervento attivo era mostrata dall'analisi frequenzimetrica del rumore emesso dall'estrattore (cfr. fig. 8); (microfono posto all'uscita della tubazione di mandata a 45° rispetto al suo asse): come conseguenza di un cattivo disegno del ventilatore (cfr. fig. 3: razze di sostegno della girante e carter della cinghia di trasmissione troppo ingombranti e troppo vicine alla girante) tale analisi evidenziava una sensibile concentrazione della emissione sonora nella ottava 125 Hz corrispondente alla frequenza di pala e nella ottava successiva 250 Hz (2^a armonica): rispettivamente 94 e 88 dB, con livelli totali di 86 dB nella scala A e 95 dB nella scala C.

In base alle modalità e alle leggi di emissione del rumore dai ventilatori richiamate in precedenza, era prevedibile con il primo intervento, considerando anche che la riduzione della perdita di carico avrebbe portato il ventilatore a funzionare a rendimento più prossimo a quello massimo (e cioè dal 55 a circa il 67 %, in base alle caratteristiche fornite dal costruttore), un'attenuazione di almeno 5 dB, e ancora, prudenzialmente di 5 dB sostituendo il ventilatore con altro a geometria interna migliorata.

Complessivamente quindi un'attenuazione intorno ai 10 dB, e maggiore in ogni caso nella scala (C) (riduzione prevalente alle basse frequenze). Tale attenuazione non sarebbe stata sufficiente; si iniziarono quindi le prove con l'intendimento di aggiungere al termine un silenziatore ad assorbimento che consentisse la residua attenuazione.

Qui di seguito vengono presentati i risultati ottenuti per ciascuna delle modifiche introdotte nell'impianto insieme a una più completa descrizione delle stesse; i rilievi acustici sono riportati nella fig. 7 per quanto riguarda l'andamento del livello di pressione sonora lungo l'asse della tubazione e nella fig. 8 per quanto riguarda l'analisi frequenzimetrica del rumore all'uscita della tubazione.

1) Sostituzione del ventilatore.

In fig. 3 è illustrato, per confronto con l'originale, il nuovo ventilatore, migliorato nella geometria degli ingombri a monte della girante (rimasta invariata).

Per ridurre le vibrazioni trasmesse dal gruppo alla restante parte dell'impianto sono stati introdotti dei collegamenti elastici; si è provveduto

inoltre a sostenere il gruppo stesso in modo indipendente dal resto dell'impianto.

L'attenuazione conseguita è stata di 4,5 dB (A) (da 86 a 81,5) e di 7 dB (C) (da 95 a 88); per quanto riguarda l'attenuazione nelle singole ottave essa è stata di 10 dB nella 125 Hz (frequenza di pala); nelle ottave successive è decrescente da 7 dB per la 250 Hz a 3 dB per la 1000 Hz (si tenga presente che il nuovo ventilatore consente un incremento di portata intorno al 5 %).

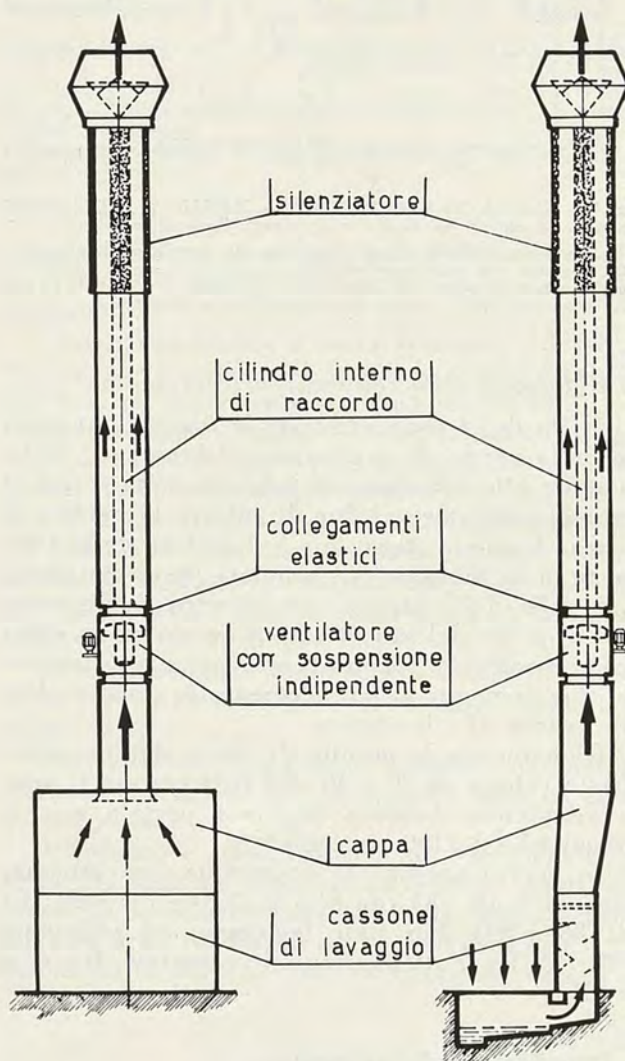


Fig. 6 - CABINA DI VERNICIATURA - Estrattore ottimizzato e silenziatore.

Tav. I - Impianto di estrazione aria dalla cabina di verniciatura. Rilievi su impianto originale e modificato.

RILIEVI EFFETTUATI (1 estrattore)	IMPIANTO ORIGINALE	IMPIANTO MODIFICATO
Regime rotazione ventilatore (giri/min)	1.100	850
Portata aria (m ³ /h)	19.000	19.000
Prevalenza totale (mm H ₂ O)	70	40
Potenza assorbita dal motore elettrico (KW)	9	4,5
Livelli di pressione sonora (dB (A) (Near Field)	86	62
	95	76

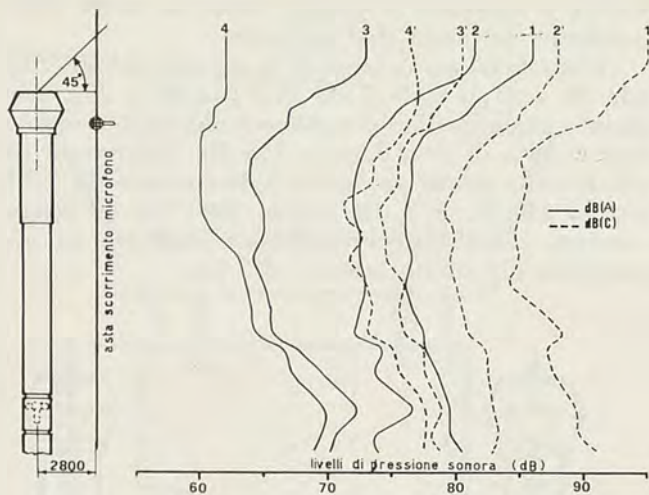


Fig. 7 - CABINA DI VERNICIATURA - IMPIANTO ESTRAZIONE ARIA - Andamento del livello sonoro lungo l'asse della tubazione.
1-1'. Impianto originale - 2-2'. Impianto con ventilatore migliorato - 3-3'. Impianto con ventilatore migliorato e perdite di carico ridotte (regime di rotazione ridotto da 1100 a 850 giri/min) - 4-4'. Impianto con ventilatore migliorato, perdite di carico ridotte, e silenziatore.

2) Riduzione della resistenza dell'impianto.

Nella fig. 4 sono illustrate le modifiche apportate alla cappa di aspirazione dal cassone di lavaggio e alla tubazione di raccordo della cappa al gruppo ventilatore al fine di ridurre le perdite di carico. A questo stesso fine è stato introdotto (cfr. fig. 6) nella tubazione di mandata, immediatamente a valle della girante, un cilindro di diametro pari a quello del suo mozzo; a questo stesso cilindro si sarebbe in seguito raccordato il più interno dei due elementi di cui è composto, come si dirà più avanti, il silenziatore.

Globalmente la perdita di carico dell'impianto è stata ridotta da 70 a 40 mm H₂O per cui il nuovo ventilatore fornisce la stessa portata aria a 850 anziché a 1100 giri/min.

In corrispondenza si è ottenuta una attenuazione di 8 dB (A) (da 81,5 a 73,5) e di 7 dB (C) (da 88 a 81). Per tutte le ottave, ad esclusione della 63 Hz l'attenuazione è compresa fra 6 a 10 dB.

3) Introduzione del silenziatore.

Per quanto riguarda il silenziatore si è seguito il criterio di realizzarlo con una sezione trasver-

Tav. II - Impianto immissione aria nella cabina di verniciatura. Rilievo su impianto originale e modificato.

RILIEVI EFFETTUATI	IMPIANTO ORIGINALE	IMPIANTO MODIFICATO
Regime rotazione ventilatore (giri/min)	770	590
Portata aria (m ³ /h)	160.000	160.000
Prevalenza totale (mm H ₂ O)	140	50
Potenza assorbita dal motore elettrico (KW)	80	35
Livelli di pressione sonora (dB (A))	78	73
(Near Field) (dB (C))	81	76

sale di minima resistenza: esso è costituito (cfr. fig. 5) da un involucro cilindrico esterno e da un cilindro interno entrambi pieni di materiale fonoassorbente (a base di lana di roccia). L'involucro esterno è stato ottenuto rivestendo la superficie interna di un tubo di diametro maggiore dell'originale per compensare lo spessore del materiale fonoassorbente. Al fine di ridurre al minimo le possibilità di sporcamento da vernice il silenziatore, lungo 3,6 m, è stato introdotto alla estremità della tubazione di mandata al posto di una pari lunghezza di tubazione.

La sua introduzione ha consentito una attenuazione di 11,5 dB (A) (da 73,5 a 62) e di 5 dB (C) (da 81 a 76); l'attenuazione è trascurabile nelle ottave 63 e 125 Hz; è compreso fra 7 e 11 dB nelle ottave successive.

In fig. 6 è rappresentato l'estrattore dopo l'introduzione di tutte le modifiche descritte.

In conclusione l'insieme delle modifiche introdotte ha permesso di ridurre la rumorosità degli estrattori di 24 dB (A) e 19 dB (C).

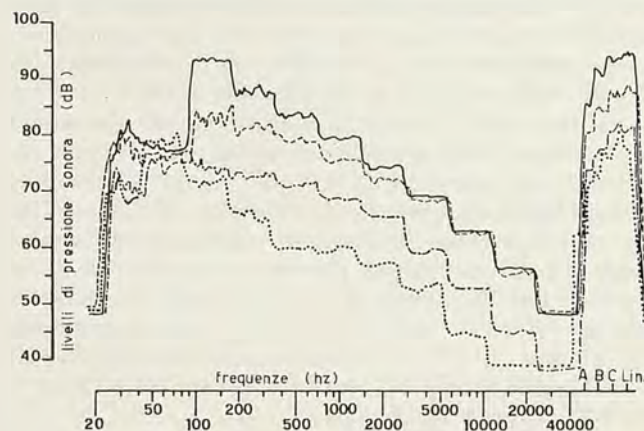


Fig. 8 - CABINA DI VERNICIATURA - IMPIANTO ESTRAZIONE ARIA - Analisi frequenzimetrica del rumore all'uscita della tubazione (a 45° e a 2,8 m dall'asse).

— — — impianto originale
— — — — — impianto con ventilatore migliorato
— · — · — — — — — impianto con ventilatore migliorato e perdite di carico ridotte (regime di rotazione ridotto da 1100 a 850 giri/min)
· · · · · impianto con ventilatore migliorato, perdite di carico ridotte e silenziatore.

Tali attenuazioni sono state verificate, con misure in Far Field, sull'impianto effettivo, dopo l'introduzione di tutte le modifiche descritte sopra.

Esse sono risultate inferiori: 20 dB (A) e 15 dB (C); ciò si spiega tenendo presente che in Far Field viene percepito anche parte del rumore relativo alla parte inferiore dell'impianto, per la quale è stata raggiunta una minore attenuazione, e che riesce a filtrare attraverso la copertura dello stabilimento.

Per quanto riguarda il rumore verso l'ambiente interno non sono state fatte prove apposite; ma un'indicazione di massima si può ottenere dai rilievi effettuati sull'impianto sperimentale con microfono nella posizione più bassa dell'asta lungo la quale è stata fatta scorrere: essi mostrano una attenuazione intorno ai 10 dB (A) (cfr. fig. 7).

In ultimo si fa osservare che la riduzione della potenza assorbita dal motore che trascina il ventilatore, grazie ai miglioramenti fluidodinamici apportati all'impianto, è stata da 9 a 4,5 Kw per ognuno degli otto estrattori.

B) Modifiche apportate all'impianto di immissione.

Avendo constatato la possibilità di intervenire con modifiche non radicali, tutte le esperienze sono state condotte sull'impianto originale.

I principali risultati dei rilievi fluidodinamici e acustici sono presentati nella Tav. II. In particolare l'analisi fluidodinamica ha messo in evidenza una eccessiva perdita di carico concentrata sulle tre serrande di regolazione, in posizione semichiusa, e sulle bocchette di distribuzione, rispettivamente 30 e 80 su un totale di 140 mm H₂O in corrispondenza ad una portata aria aspirata di 160.000 m³/h.



Fig. 9 - CABINA DI VERNICIATURA - IMPIANTO IMMISSIONE ARIA - Analisi frequenzimetrica del rumore in Near Field.

Tale concentrazione si mostrava ingiustificata non essendo, da una parte, richiesta una regolazione nel tempo della portata aria e ritenendo, dall'altra, non indispensabili le bocchette ai fini di una buona distribuzione dell'aria in cabina (come è risultato da apposite prove effettuate misurando la distribuzione delle velocità dell'aria in cabina).

Si presentava quindi la possibilità di ridurre, con interventi abbastanza semplici, la perdita di carico dell'impianto a circa un terzo del totale. Per conservare un buon accoppiamento (e cioè a rendimento all'incirca massimo) tra impianto e ventilatore sarebbe stato però necessario sostituire quest'ultimo con altro di dimensioni maggiori (del 30 % circa) e regime di rotazione ridotto da 770 a circa 350 giri/min.

In corrispondenza la riduzione di rumore, in base alle leggi di similitudine acustica, sarebbe stata di circa 9 dB.

Tale sostituzione non si presentava però né agevole né economica.

Le modifiche apportate sono consistite quindi nella regolazione delle tre serrande in posizione prossima a quella di massima apertura e nella eliminazione di tutte le bocchette di distribuzione

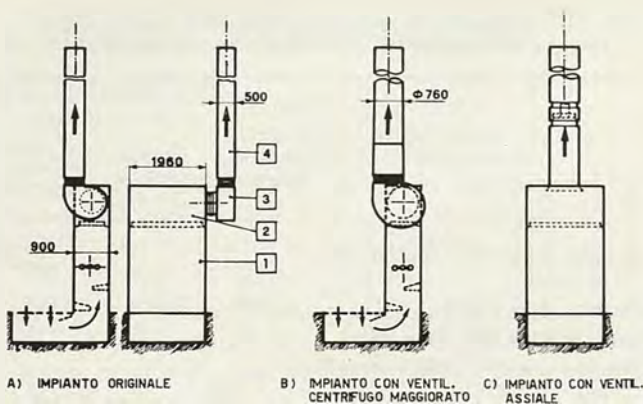


Fig. 10 - CABINA APPLICAZIONE OLIO PROTETTIVO - Estrattore originale e modificati.

1. Cassone di lavaggio 2. - Cappa di aspirazione 3. Ventilatore 4. Tubazione di mandata.

riducendo in tal modo la perdita di carico totale da 140 a 50 mm H₂O a parità di portata aria aspirata.

Conseguentemente è stato possibile ridurre il regime di rotazione del ventilatore da 770 a 550 giri/min (il rendimento si riduce dall'84 al 75 %). La riduzione del rumore emesso è stato di circa 5 dB in tutte le ottave (cfr. fig. 9); pure di 5 dB è stata la corrispondente riduzione nella scala A (da 78 a 73) e C (da 81 a 76; rilievi effettuati con microfono la cui distanza minima dalle prese d'aria della torre di aspirazione è di 1,5 m; cfr. fig. 2); una eguale attenuazione è stata riscontrata con i rilievi in Far Field.

Presumibilmente dello stesso ordine di grandezza è stata l'attenuazione del rumore verso l'ambiente interno.

La riduzione della potenza assorbita dal motore elettrico che aziona il ventilatore è stata da circa 80 a 35 Kw.

In ultimo è stato misurato in Far Field il livello del rumore globalmente emesso dagli impianti di ventilazione della cabina, dopo l'introduzione delle modifiche sopra descritte: esso è risultato di 48 dB (A) con una riduzione quindi di 17 dB (A).

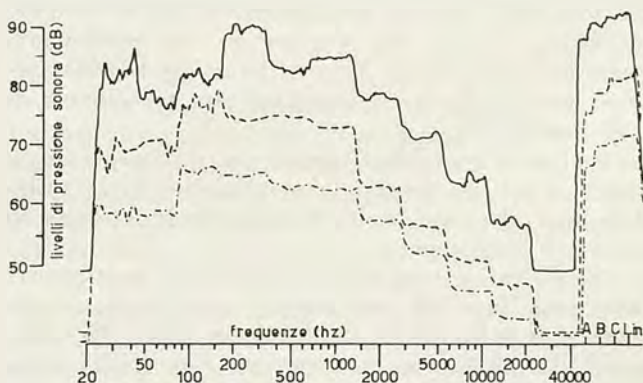


Fig. 11 - CABINA APPLICAZIONE OLIO PROTETTIVO - Impianto estrazione aria - Analisi frequenzimetrica del rumore all'uscita della tubazione (a 45° e a 1,4 m dall'asse).

— impianto con ventilatore centrifugo originale
 - - - impianto con ventilatore centrifugo maggiorato.
 - . - . - impianto con ventilatore assiale.

Tav. III - Impianto di estrazione aria dalla cabina di applicazione olio protettivo. Rilievi con ventilatori diversi.

RILIEVI EFFETTUATI (1 estrattore)	IMPIANTO ORIGINALE	IMPIANTO MODIFICATO	
	Ventilatore centrifugo	Ventilatore centrifugo maggiorato	Ventilatore assiale
Regime rotazione ventilatore (giri/min)	1.150	550	980
Portata aria (m ³ /h)	12.000	12.000	12.000
Prevalenza totale (mm H ₂ O)	22	15	15
Potenza assorbita dal motore elettrico (KW)	3	~1	~1
Livelli di potenza sonora (Near Field)	dB (C) 87,5	76,5	67,5
	dB (A) 90,5	82	72

6) Esempio di intervento su una cabina di tipo aperto.

La cabina è posta al termine della stessa linea di produzione di cui fa parte la cabina esaminata in precedenza.

In essa viene effettuata l'applicazione a spruzzo di un olio protettivo al sottoscocca, all'interno degli scatolati e nel vano motore del veicolo finito.

L'attenuazione richiesta per il rumore emesso verso l'esterno dello stabilimento era di almeno 10 dB (A). Alla ventilazione della cabina provvedono 10 estrattori con una portata complessiva di 120.000 m³/h.

Ciascuno di essi è essenzialmente costituito da (cfr. fig. 10 A):

- cassone di lavaggio con acqua;
- cappa di aspirazione;
- ventilatore centrifugo (12 pale rovesciate piane);
- tubazione di mandata.

Il ventilatore è azionato, al regime di 1150 giri/min da un motore elettrico con potenza nominale di 5 Kw.

L'analisi fluidodinamica effettuata sull'impianto nella configurazione originale ha messo in evidenza un cattivo accoppiamento del ventilatore all'impianto: con una portata di 12.000 m³/h il ventilatore lavora contro una resistenza d'impianto di 22 mm H₂O con un rendimento al 35 % secondo le curve fornite dal costruttore (a rendimento massimo, dell'82 %, il ventilatore potrebbe fornire per quella stessa portata, una prevalenza di 180 mm H₂O).

La modifica che si mostrava più proficua in questo caso era quindi la sostituzione del ventilatore con altro in grado di lavorare nella zona di massimo rendimento.

Sono stati considerati a tal fine due ventilatori: uno centrifugo ed uno assiale, scelti non solo in base al rendimento, ma anche in base alla compatibilità delle loro dimensioni con quelle della cappa di aspirazione (larga 900 mm) e con quelle di una nuova tubazione di mandata, con sezione cilindrica di diametro 760 mm che si è adottata al posto di quello originale, con sezione rettangolare 500 x 550 mm, anche al fine di ridurre la

pressione corrispondente alla velocità nella sezione di sbocco (da ~ 9 a ~ 3 mm H₂O) e quindi la prevalenza totale del ventilatore.

Il ventilatore centrifugo è della stessa serie di quello originale ma più grande (bocca d'aspirazione 830 contro 615 mm; la bocca di mandata, con dimensioni 660 x 740 mm, è stata raccordata alla tubazione cilindrica di diametro 760 mm; cfr. fig. 10 b).

Il ventilatore assiale, di diametro 760 mm, ha 9 pale a profilo alare (cfr. fig. 10 c).

I risultati ottenuti, fluidodinamici e acustici, sono presentati nella Tav. III per confronto con quelli relativi all'impianto originale; in fig. 11 è riportata l'analisi frequenzimetrica del rumore all'uscita della tubazione.

Tali risultati permettono di osservare quanto segue:

a) Ventilatore centrifugo (fig. 10 b).

Esso fornisce la portata richiesta al regime di 550 giri/min; la prevalenza totale è di 15 mm H₂O e il rendimento del 63 %. Non si è potuto adottare il ventilatore della serie in grado di lavorare al massimo rendimento a causa delle sue eccessive dimensioni (bocca all'aspirazione circa 1100 mm).

La riduzione di rumore (microfono posto all'uscita della tubazione di mandata e a 45° rispetto al suo asse da cui dista 1,4 m) è stata di 11 dB (A) (da 87,5 a 76,5) e di 8,5 dB (C) (da 90,5 a 82).

La potenza assorbita dal motore che aziona il ventilatore è stata ridotta da circa 3 Kw a circa 1 Kw.

b) Ventilatore assiale (fig. 10 c).

Esso fornisce la portata richiesta al regime di 980 giri/min lavorando all'incirca a rendimento massimo (73 %); la prevalenza totale è di 15 mm H₂O.

La riduzione di rumore è stata di 20 dB (A) (da 87,5 a 67,5) e di 18,5 dB (C) (da 90,5 a 72).

La potenza assorbita, anche in questo caso, si riduce all'incirca ad un terzo rispetto all'originale.

Aldo Costelli, Pietro Gabriele, Angelo Lorea

BIBLIOGRAFIA

- [1] HARRIS, *Handbook of noise control*, McGraw-Hill.
- [2] P. PONSONNET, SOLYVENT VENTEC. *Bruit des ventilateurs et calcul acoustique des installations aerauliques*, Dunod, Paris, 1974.
- [3] IAN SHARLAND, *Woods practical guide to noise control*, Woods of Colchester Limited, England, 1972.
- [4] Norma UNI 7179-73P: *Ventilatori industriali - Metodi di prova e condizioni di accettazione*, luglio 1973.
- [5] Norma B.S. 848: *Methods of testing fans: Part 1: Performance*, 1963; Part 2: *Fan noise testing*, 1966, British Standards Institution.
- [6] BERANEK, *Noise reduction*, McGraw-Hill, New York, 1960.
- [7] WALLIS, *Axial Flow fans*, George Newnes Limited, London, 1961.
- [8] B. ECH, *Ventilatoren*, Springer Verlag, 1962.

Miscela di combustibile a doppia alimentazione per motori alternativi

PIETRO CHIAMPO (*) e MARIO OGGERO (**) prendono in esame le caratteristiche di impiego di miscele combustibili quali benzina-etanolo, gasolio-GPL, gasolio-metanolo. Esaminano quindi il loro comportamento in termini di prestazioni e di emissioni e le eventuali controindicazioni di natura motoristica che limitano la utilizzazione.

1. INTRODUZIONE.

L'impiego dei combustibili alternativi sui motori a combustione interna è di notevole interesse per il conseguimento dei seguenti obiettivi:

A) riduzione dell'importazione del greggio, visto il profilarsi di una crisi delle fonti tradizionali di energia;

B) riduzione delle emissioni gassose per il superamento dei limiti più restrittivi previsti dalle legislazioni vigenti.

La presente relazione sarà così dedicata all'esame delle caratteristiche di impiego di questi combustibili; in particolare verranno trattati:

— le miscele benzina-etanolo, in quanto questo alcool è tra i combustibili alternativi più facilmente disponibile in un prossimo futuro. In Italia si può ottenere dalla fermentazione dei cereali;

— alimentazione dual-fuel, in particolare gasolio-GPL per i motori Diesel montati sui mezzi di trasporto pubblico in servizio urbano;

— alimentazione con gasolio-metanolo per motori Diesel sovralimentati.

Tale soluzione offre la possibilità di eliminare gli eventuali refrigeratori dell'aria di aspirazione dei motori sovralimentati, grazie al calore di evaporazione elevato del metanolo.

2. IMPIEGO DI MISCELE ETANOLO-BENZINA SUI MOTORI AD ACCENSIONE COMANDATA.

La possibilità di ottenere etanolo, ha riproposto nel nostro paese la necessità dello studio delle caratteristiche di miscele benzina-etanolo, tuttora utilizzate in alcuni paesi, come ad esempio il Brasile, sui motori ad accensione comandata.

Negli Stati Uniti, l'Università del Nebraska sta esaminando il comportamento di una miscela costituita dal 10 % vol. di etanolo in benzina (chiamata GASOHOL) su una flotta di 26 vetture (si spera di portarle a 50 in futuro). Fino ad ora non sono stati osservati particolari inconvenienti su tutti i motori in prova.

L'etanolo ha caratteristiche chimico-fisiche abbastanza diverse da quelle degli idrocarburi che costituiscono i carburanti per autotrazione.

In particolare esso ha un peso specifico relativamente elevato, un basso potere calorifico, un basso rapporto stechiometrico aria/combustibile ed

un elevato calore di evaporazione. Inoltre l'etanolo ha una temperatura di ebollizione (78,4 °C) bassa, forma azeotropi con molti idrocarburi ed è solubile in acqua.

A causa di tale diversità possono nascere numerosi problemi e di formulazione e di utilizzazione allorché si voglia passare dalla attuale benzina a miscele benzina-etanolo.

2.1. Principali caratteristiche delle miscele etanolo-benzina.

Quattro aspetti devono essere tenuti presenti nella formulazione di un carburante:

a) Qualità ottaniche.

b) Stabilità del combustibile.

c) Caratteristiche legate alla volatilità.

d) Caratteristiche che influenzano la carburazione come ad esempio il rapporto stechiometrico aria/combustibile, la densità, ecc.

a) Qualità ottaniche.

I numeri di ottano di miscela ⁽¹⁾ dell'etanolo sono piuttosto elevati e dipendono dal livello ottanico e dal tipo di benzina a cui questo viene aggiunto risultando massimi per benzine paraffiniche e minimi per benzine ad alto contenuto di aromatici.

Le misure effettuate hanno messo in rilievo che:

— il Numero di Ottano Research di miscela dell'etanolo è compreso tra 120 ÷ 125;

— Il Numero di Ottano Motor di miscela dell'etanolo è compreso tra 90 ÷ 95;

— a causa dell'azeotropicità il ΔR (100 °C) risulta molto basso con effetto positivo sulla resistenza alla detonazione a bassa velocità delle miscele etanolo-benzina.

b) Stabilità.

La stabilità delle miscele etanolo-benzina viene influenzata dalla presenza di acqua poiché questa favorisce la separazione dell'etanolo dalla benzina. Infatti, dato il carattere polare dell'etanolo, la sua solubilità in benzina è limitata, ma aumenta all'aumentare del contenuto di aromatici.

Tuttavia per miscele con contenuto in etanolo inferiore o uguale al 20 % non vi sono problemi. Solo la presenza di acqua, al disopra di una certa quantità, porta alla separazione della fase polare

(*) Dott. Pietro Chiampo - Vice Direttore Centro Ricerche FIAT.

(**) Ing. Mario Oggero - Dirigente V.I. SPA.

⁽¹⁾ Per Numero di Ottano di miscela si intende il valore estrapolato al 100 % di etanolo dei Numeri di Ottano misurati di miscele benzina-etanolo in concentrazione dallo zero al 20 %.

acqua-etanolo che in pratica si deposita sul fondo del serbatoio.

La separazione di fase può essere eliminata con l'aggiunta di alcoli superiori, come ad esempio l'alcool isopropilico. La figura 1 mostra come, per una benzina contenente il 30 % di aromatici, la

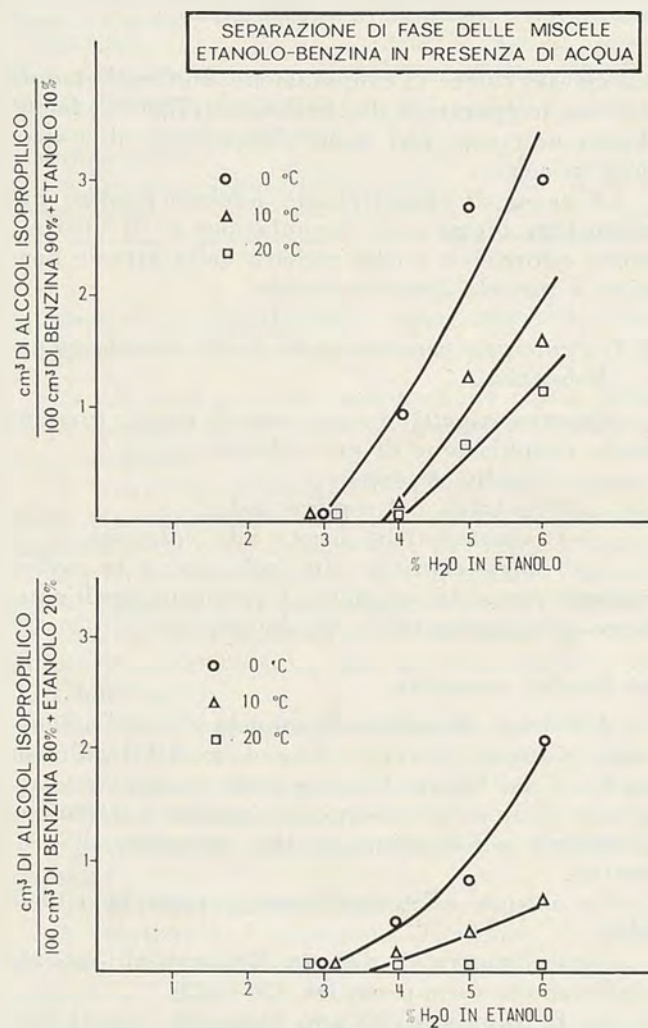


Fig. 1

separazione di fase delle miscele etanolo-benzina in presenza di acqua si manifesti:

- al diminuire della temperatura ambiente;
- al diminuire della concentrazione di etanolo nella benzina;
- al diminuire della concentrazione di alcool isopropilico;
- all'aumentare della quantità di acqua.

L'etanolo di partenza dev'essere così il più possibile anidro (purezza maggiore del 96 %) e soprattutto alle basse temperature dovrà essere evitato il contatto della miscela con acqua a meno di non utilizzare l'alcool isopropilico oppure altri agenti stabilizzanti.

c) Volatilità.

L'aggiunta di etanolo alla benzina aumenta considerevolmente la volatilità del carburante.

Questo fatto è dovuto alla riduzione delle forze polari tra le singole molecole disperse, dopo la miscelazione, nella benzina (prodotto non polare).

Inoltre l'etanolo modifica sostanzialmente la curva di distillazione ASTM poiché forma azeotropi basso-bollenti con molti idrocarburi.

d) Carburazione.

Altra caratteristica dell'etanolo è quella di avere un rapporto aria/combustibile stechiometrico pari a 9,04 e quindi inferiore a quello della comune benzina (14,7).

Utilizzando quindi il medesimo carburatore si verifica uno smagrimiento teorico di circa il 4 % e l'8 % allorché si passa dalla benzina a una miscela contenente il 10 oppure il 20 % di etanolo rispettivamente.

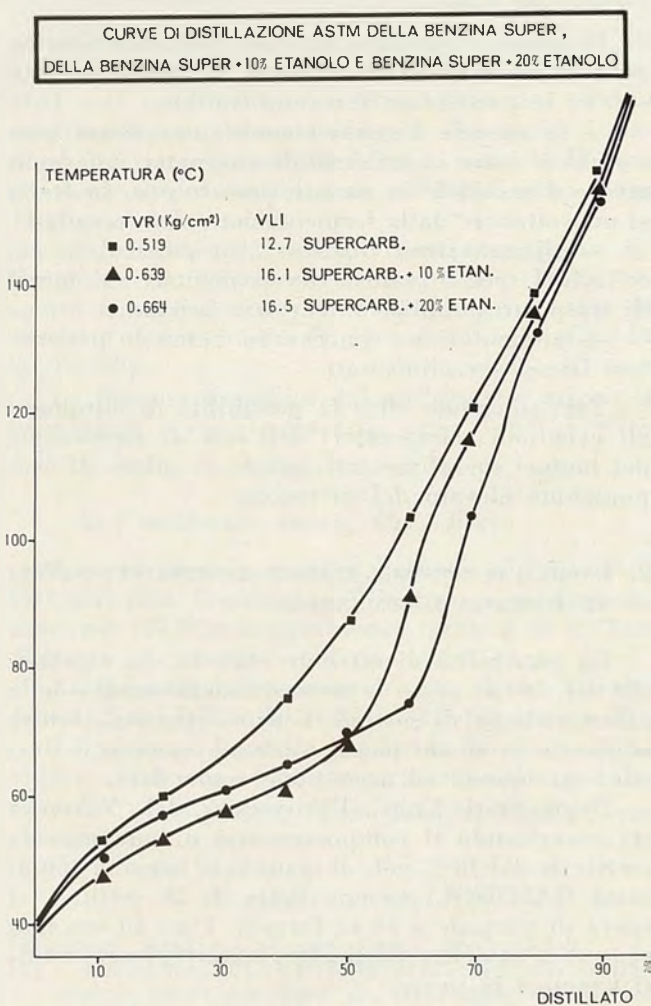


Fig. 2

Tuttavia la maggiore volatilità, che influenza l'omogeneizzazione della miscela, e i più ampi limiti di infiammabilità delle miscele etanolo-benzina compensano in parte lo smagrimiento della miscela che alimenta il motore, consentendone in alcuni casi il funzionamento in condizioni più critiche.

2.2. Formulazione di benzine con etanolo.

La formulazione di benzine con etanolo deve soprattutto tener conto di impartire alla benzina finiti valori accettabili di tensione di vapore e di intervallo di distillazione. Solitamente si preferisce sintetizzare tali valori in un indice, il VLI = Vapor Lock Index, secondo l'equazione:

$$\text{VLI} = \text{TVR} + 0,16 \text{ EV } (70^\circ \text{C})$$

dove:

TVR è la tensione di vapore Reid in psi

EV (70 °C) è la percentuale di evaporato a 70 °C.

Risulta così che con la benzina commerciale di tipo super, figura 2, a cui è stato aggiunto il 10 oppure il 20 % di etanolo i valori di tensione di vapore e di evaporato a 70 °C sono tali per cui il

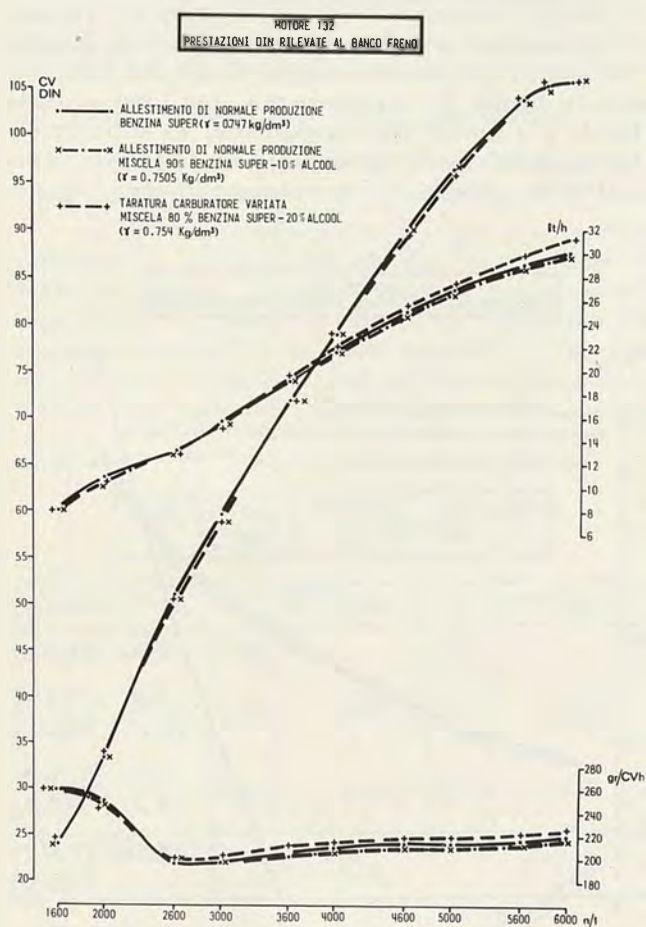


Fig. 3

VLI arriva a superare 16, valore da considerarsi critico nel senso che anche ulteriori modesti aumenti possono far insorgere il fenomeno di vapor lock.

2.3. Prove con miscele del 10 e del 20 % di etanolo-benzina.

Le prove sono state svolte sui motori Fiat 132 (avente 1800 cm³ di cilindrata) e 126. Il lavoro

sperimentale si è effettuato con il seguente programma:

- Rilievo prestazioni e consumi al banco freno.
- Avviamento a freddo a -15°C in cella climatizzata.

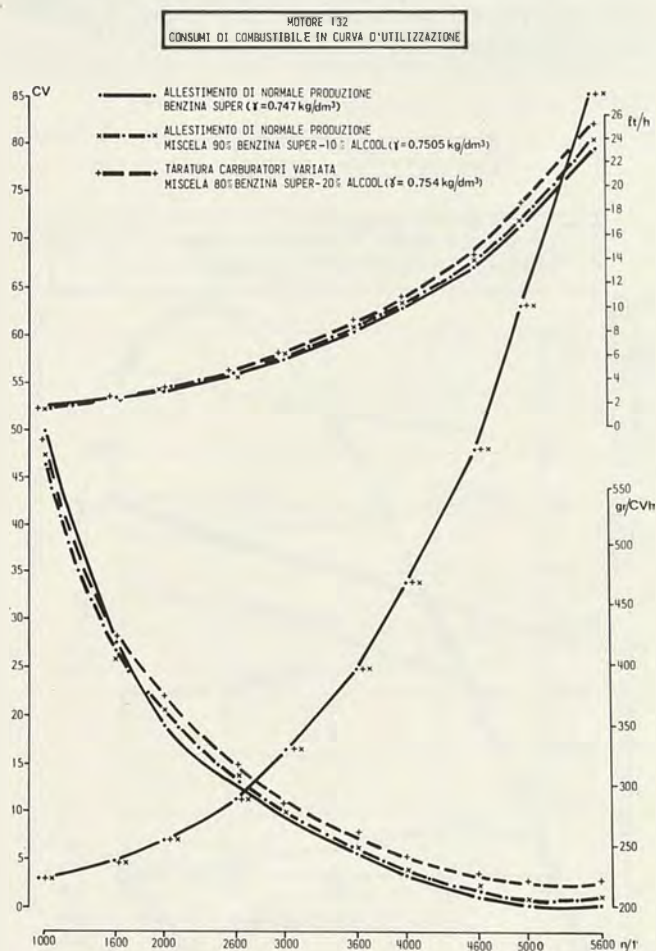


Fig. 4

- Rilievo delle emissioni inquinanti secondo il ciclo Europa.
- Rilievo del vapor-lock al banco rulli.
- Rilievo delle prestazioni su strada e driveability.

A) Risultati delle prove con benzina super + 10 % in vol. di alcool etilico anidro.

I due motori presi in esame sono in grado di funzionare senza inconvenienti apprezzabili, pur lasciando inalterata la carburazione.

In particolare si può specificare:

a) le prestazioni ed i consumi rilevati al banco freno (ved. figg. 3 ÷ 6) non si discostano da quelli ottenuti con l'impiego della sola benzina super;

b) i tempi dell'avviamento a freddo non differiscono in pratica rispetto a quelli ottenuti con la benzina super;

c) nei rilievi delle emissioni inquinanti fatti secondo il ciclo Europa si nota, rispetto ai cicli base con benzina super una riduzione del monossido di carbonio (ved. fig. 7);

d) non sono state riscontrate tracce evidenti di vapor-lock;

e) le prestazioni su strada e la driveability sono equivalenti per entrambe le vetture, a quelle che si ottengono con benzina super.

b) i tempi dell'avviamento a freddo per entrambi i motori non differiscono sostanzialmente rispetto a quelli ottenuti con benzina super;

c) nel rilievo delle emissioni inquinanti si è ottenuta una riduzione maggiore di monossido di carbonio rispetto al caso A;

d) per quanto riguarda il fenomeno di vapor-lock, il comportamento del motore 132 è soddisfacente, mentre per il motore 126 è meno soddisfacente;

e) per quanto riguarda le prove su strada, su entrambe le vetture, si riscontrano esitazioni nelle accelerazioni. L'entità degli inconvenienti è comunque accettabile.

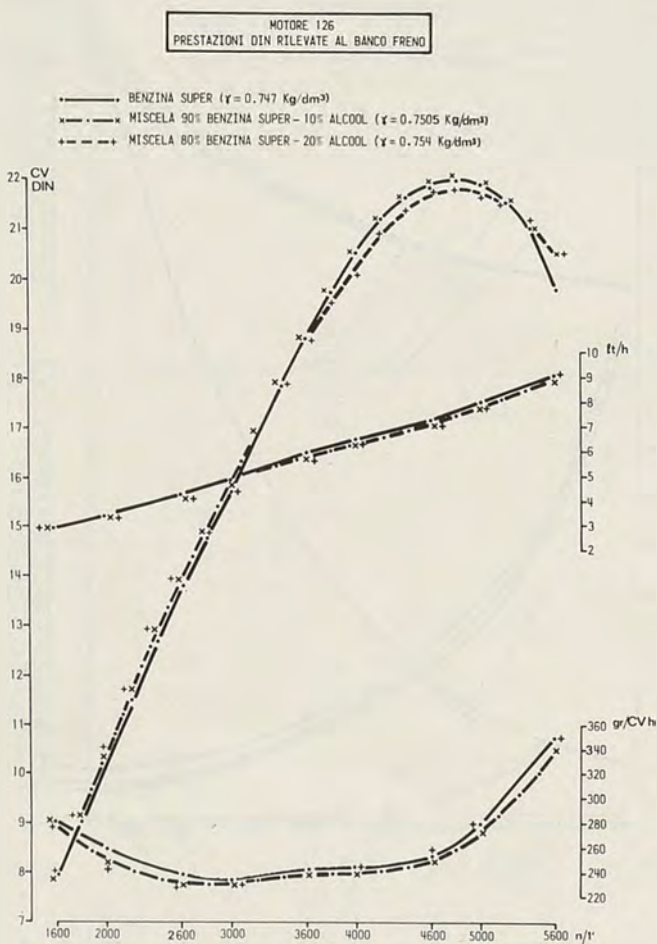


Fig. 5

B) Risultati delle prove con benzina super + 20 % in vol. di alcool etilico anidro.

I due motori presi in esame hanno presentato inconvenienti di carburazione per eccessiva smagrezza; per il motore 132 si è reso necessario ritoccare la taratura del carburatore.

In particolare si può specificare:

a) per il motore 132 le prestazioni risultano praticamente invariate, mentre i consumi risultano leggermente aumentati (ved. figg. 3-4).

Per il motore 126 si ha un leggero peggioramento delle prestazioni agli alti regimi; i consumi specifici di combustibile risultano tendenzialmente migliori in curva di potenza e peggiori in curva di utilizzazione (ved. figg. 5-6);

3. ALIMENTAZIONE DUAL-FUEL (GASOLIO-GPL) PER MOTORI DIESEL MONTATI SUI MEZZI DI TRASPORTO PUBBLICO IN SERVIZIO URBANO.

L'interesse a ridurre la fumosità allo scarico dei motori per autobus urbani deriva dal fatto che questa forma di inquinamento, pur non essendo fra le più nocive fisiologicamente, ha tuttavia caratteristiche molto percepibili e fastidiose, specialmente quando si concentra nelle zone più po-

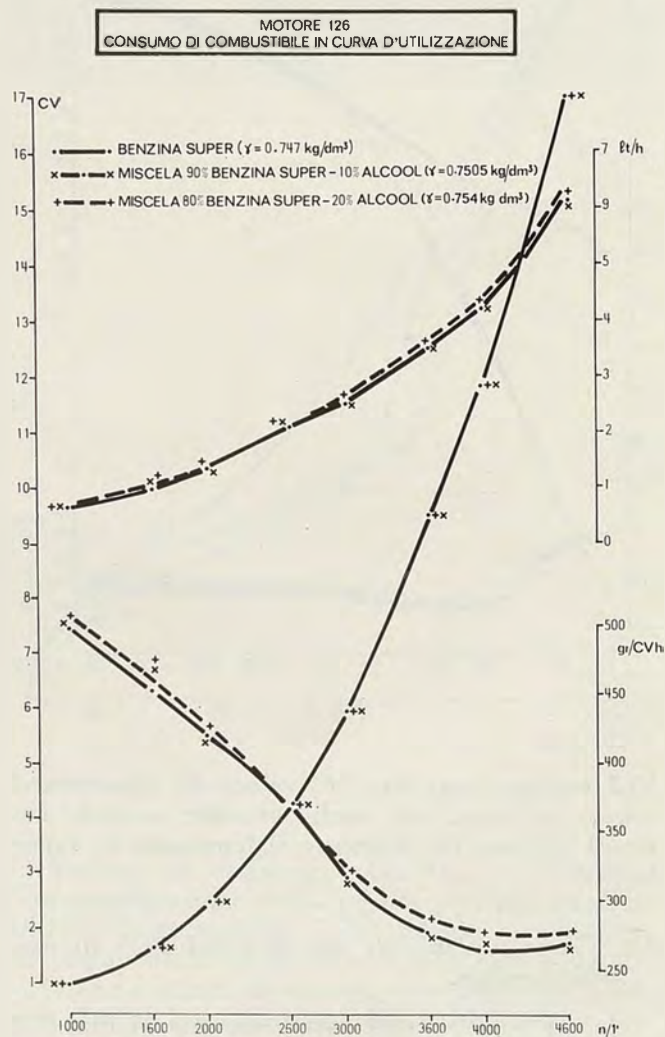


Fig. 6

polate delle grandi città a traffico intenso. Tale interesse è sempre più diffuso sia nella pubblica opinione, sia presso le competenti Amministrazioni locali e gli organi di Governo, tenuto conto in particolare che il tema si sta inserendo in norme di legge, nazionali e internazionali, per i motori Diesel da autotrazione in genere.

Una prima soluzione, che è stata messa a punto in sede sperimentale e che è giunta fino alla fase di industrializzazione avanzata con diversi veicoli funzionanti presso le principali aziende municipali italiane, è basata sul principio di limitare la mandata di combustibile liquido (gasolio) fino a un valore di circa il 75 % del carico massimo e di completare l'alimentazione per piena potenza con una opportuna introduzione di gas liquido (GPL) nel collettore di aspirazione (alimentazione a dual-fuel).

La messa a punto del funzionamento a Dual Fuel con GPL è stata svolta su tutti i principali motori di costruzione FIAT compresi quelli di cessata produzione ma tuttora in esercizio.

3.1. Criteri generali del lavoro sperimentale.

Il lavoro sperimentale si è suddiviso in diverse fasi che possono così riassumersi:

a) Ricerca preliminare del più conveniente rapporto di introduzione dei due combustibili, a regimi e carichi diversi, operando con comandi separati per il gasolio e per il GPL: il primo introdotto mediante il normale apparato di iniezione (Diesel), il secondo con un sistema di miscelazione nel collettore di adduzione aria, prece-

duto da regolatore-riduttore di pressione opportunamente riscaldato.

b) Messa a punto di un comando unico per i due combustibili, rispondente alle indicazioni della ricerca precedente.

c) Controlli complementari della fumosità e analisi delle altre emissioni (CO, NO, e idrocarburi) con il comando suddetto.

d) Prove di lunga durata e di resistenza con sovraccarichi e cicli ripetuti di shock termico.

e) Prove di accettabilità su veicoli in condizioni di utenza effettiva.

EFFETTO DELLA PERCENTUALE DEL G.P.L. A PIENO CARICO E MASSIMA VELOCITA'

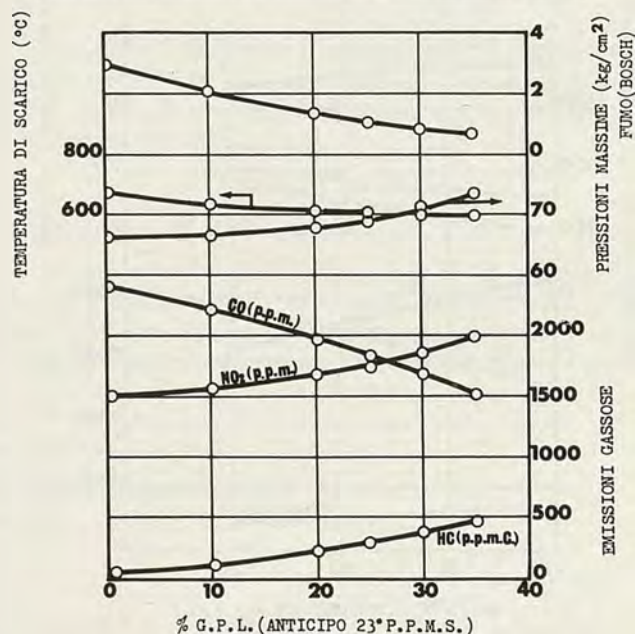


Fig. 8

RISULTATI DELLE EMISSIONI INQUINANTI SECONDO IL CICLO EUROPA

VEETTURA 132 Bn	HC	DIFFERENZA %	CO	DIFFERENZA %
BENZINA SUPER	6,26		126	
BENZINA + 10% ALCOOL ETILICO	7,54	+ 16,97	114	- 9,52
BENZINA + 20% ALCOOL ETILICO	8,65	+ 27,63	113,5	- 9,92
LIMITI OMOLOGAZ. EUROPA	9,4 g/CICLO		134 g/CICLO	

VEETTURA 126	HC	DIFFERENZA %	CO	DIFFERENZA %
BENZINA SUPER	4,71		87,5	
BENZINA + 10% ALCOOL ETILICO	4,02	- 14,65	65	- 21,21
BENZINA + 20% ALCOOL ETILICO	3,8	- 19,32	55	- 33,33
LIMITI OMOLOGAZ. EUROPA	8 g/CICLO		100 g/CICLO	

Fig. 7

La prima fase a) è stata caratterizzata da accurate misure di tutti i parametri più indicativi del funzionamento del motore, con particolare riguardo al tendenziale aumento di ruvidità che l'introduzione del GPL inevitabilmente comporta. In relazione con questo aspetto del problema, è stato inoltre esaminato l'effetto di variazioni dell'anticipo di iniezione del gasolio.

Nella seconda fase b) il comando combinato dei due combustibili è stato studiato e controllato non soltanto dal punto di vista del dosaggio e della manovrabilità, ma anche per quanto riguarda i dispositivi di sicurezza.

3.1.a) Prove preliminari.

A titolo indicativo riporteremo i risultati delle prove effettuate sul motore FIAT 310 H-61, un motore a 6 cilindri in linea, con cilindrata totale di 11,548 litri, velocità di rotazione 1900 giri/min. Tale motore, pur appartenendo alla «vecchia ge-

nerazione», è uno dei più diffusi sui veicoli urbani attualmente in esercizio e pertanto i risultati acquisiti su di esso presentano un particolare interesse per l'applicazione al parco circolante.

I risultati più significativi delle prove di messa a punto al banco sono raccolti nelle figure 8-9-10.

La prima si riferisce all'effetto che diverse percentuali di GPL presentano sulle prestazioni del motore in generale, operando a parità di poten-

EFFETTO DELL'ANTICIPO INIEZIONE A PIENO CARICO E MASSIMA VELOCITA'

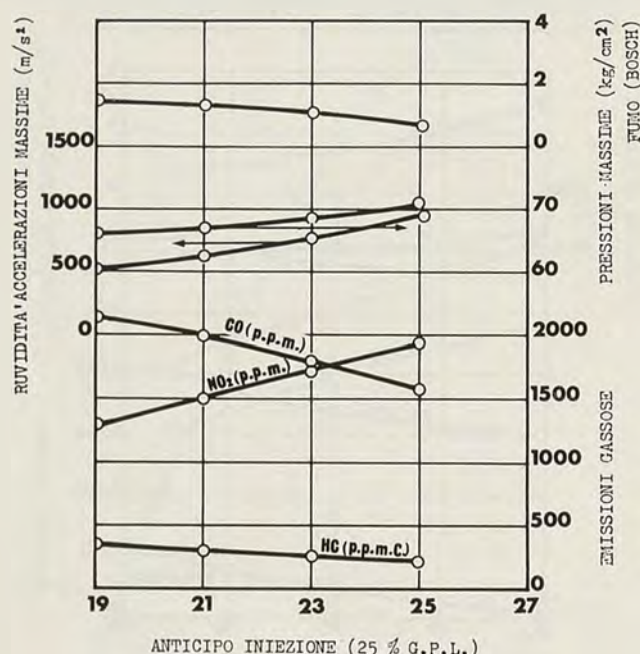


Fig. 9

za massima. Da tale figura risulta subito evidente il benefico effetto sulla riduzione di fumosità che si ottiene con l'introduzione del GPL che, tuttavia, comporta un aumento delle pressioni massime interno cilindro e delle «ruvidità» di combustione, misurate come accelerazioni sulla testa cilindri; l'aumento sopra indicato risulta particolarmente elevato oltre il valore del 25 % di GPL che, pertanto, è stato assunto come limite per le applicazioni.

La figura 9 illustra il comportamento del motore al variare dell'anticipo iniezione nel funzionamento a Dual Fuel con la percentuale di GPL sopra indicata; da essa è possibile osservare che, pur mantenendosi inalterata la notevole riduzione di fumosità dal funzionamento a Dual Fuel, questa tende sensibilmente ad aumentare con il ridursi dell'anticipo. Per contro la ruvidità del motore manifesta un preoccupante aumento dei suoi valori verso gli anticipi più elevati.

La figura 10 presenta l'influenza del funzionamento a Dual Fuel sulle prestazioni del motore quando si operi a rapporto Gasolio + GPL costante al variare del carico, per confronto con il funzionamento a solo gasolio; essa mette in evidenza che il benefico effetto sulla fumosità derivante dal funzionamento a Dual Fuel comincia a farsi sentire a partire da carichi superiori al 75 %, quando la fumosità del motore alimentato a solo gasolio cresce rapidamente; le migliori condizioni di combustione derivanti dall'impiego del GPL si riflettono anche sui consumi specifici che presentano valori sensibilmente inferiori a potenza massima.

3.1.b) Messa a punto del sistema di comando.

Stabilite le condizioni ottimali per il funzionamento del motore dal punto di vista dei concetti sopra indicati, si è passato alla realizzazione di un impianto unico per comando dei due combustibili, rispondente ai requisiti già espressi precedentemente e cioè: introduzione di solo gasolio fino alla potenza corrispondente del 75 % della potenza massima e completamento della potenza con introduzione di GPL.

EFFETTO DELL'INTRODUZIONE G.P.L. ALLA MASSIMA VELOCITA'

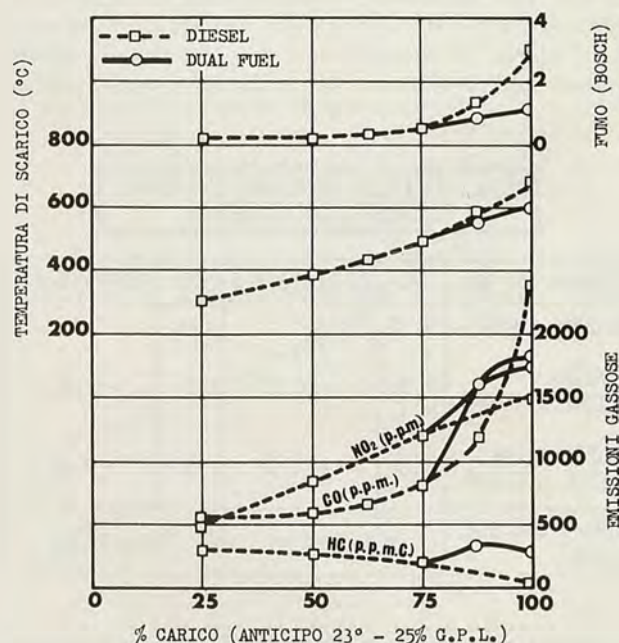


Fig. 10

Lo schema generale dell'impianto previsto per il veicolo e provato in Sala Prova è indicato in fig. 11, dove si possono vedere i diversi mezzi di sicurezza.

Con questo impianto di controllo la distribuzione GPL è ottenuta attraverso una valvola regolatrice azionata direttamente per mezzo dell'asta regolazione portata (cremagliera) quando vengono

raggiunte le condizioni di carico al di sopra del 75 %. La limitazione della distribuzione del combustibile Diesel durante l'operazione Dual Fuel viene ottenuta da un giunto flessibile sull'asta regolazione portata.

3.1.c) Rilievo delle emissioni.

Oltre che dal punto di vista motoristico, il funzionamento a GPL è stato controllato, nel corso delle prove al banco, anche da quello delle emissioni di fumosità e gassose.

I risultati di questa analisi, compiuta con riferimento alle varie Norme di legge nazionali ed estere, in vigore e previste, sono sintetizzati dalla fig. 12, dove i dati ottenuti sono confrontati con quelli del funzionamento a solo gasolio.

Da questi dati si possono trarre le osservazioni seguenti:

— Fumosità.

Il funzionamento a gasolio e GPL fornisce un margine molto cospicuo nei confronti sia dell'attuale legge italiana, sia del progetto di legge europeo.

— Emissioni.

L'aggiunta del GPL provoca un tendenziale peggioramento per le emissioni gassose di CO, HC, NO₂.

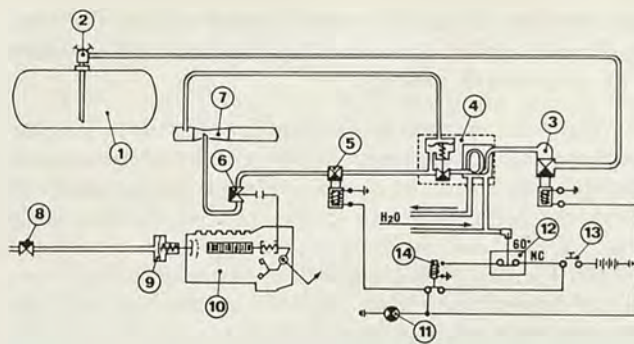


Fig. 11

1. Serbatoio G.P.L. - 2. Valvola di mandata - 3. Valvola d'intercettazione con filtro - 4. Riduttore di pressione e gassificatore - 5. Valvola d'intercettazione in fase gassosa - 6. Valvola dosatrice - 7. Venturi - 8. Valvola per inserimento manuale limitatore corsa cremagliera - 9. Limitatore corsa cremagliera - 10. Pompa iniezione - 11. Indicatore funzionamento a dual fuel - 12. Interruttore termostatico - 13. Interruttore funzionamento a dual fuel - 14. Relè di blocco.

Facendo riferimento, comunque, alle leggi federali USA 1974 il motore sarebbe accettabile sia nella versione originaria Diesel sia in quella a funzionamento Dual Fuel.

3.1.d) Prove su strada.

Le prove su strada per rilevare il comportamento funzionale di un veicolo, con motore alimentato con lo stesso sistema provato al banco come è stato detto sopra, sono state effettuate su

RISULTATI DELLE PROVE DI EMISSIONE SECONDO LE VARIE REGOLAMENTAZIONI CON G.P.L.

REGOLAMENTAZIONE	EMISSIONI	APPARECCHIATURE	MODALITA' DI PROVA	LIMITI	RISULTATI	
					DIESEL E G.P.L.	DIESEL
ITALIA ★	FUMO	HARTRIDGE OPACITA' %	ACCELERAZIONI A VUOTO	AUTOBUS 45 (NUOVI) 65 (IN SERVIZIO)	16	38
EUROPA ★★	FUMO	HARTRIDGE (ASSORB. m ⁻¹)	VELOCITA' MAX (1900) A PIENO MIN (1000) CARICO	1.115 1.510	0.25 0.35	1.2 1.5
U.S.A. FEDERAL 1974 *	CO NO ₂ HC	NDIR NDIR FID (ppm)	CARICHI E VELOCITA' VARIABILI	40 16	8 11.5	7 10.5
U.S.A. CALIFORNIA 1975 **	CO NO ₂ HC	NDIR NDIR FID (ppm)	CARICHI E VELOCITA' VARIABILI	25 5	8 11.5	7 10.5

★ LEGGE 13.7.1966 - REGOLAMENTO 9.6.1971

★★ PROPOSTA CEE-CNU (WP 29/367/REV.1) 13.4.1971

* FEDERAL REGISTER VOL.37-No.221-15.11.1972

** REGOLAMENTO 13.11.1970-EMENDATO 17.2.1971

Fig. 12

un autobus 410 A di normale produzione, del tipo utilizzato dalle Aziende Pubbliche di Trasporto per il servizio urbano.

Dopo le prove preliminari, effettuate su tre percorsi tipici: urbano, misto extra urbano, autostradale, è stato messo in esercizio prolungato un percorso simulato di città corrispondente alla fig. 13 con cui si sono potuti ottenere dati confortanti circa l'affidabilità del sistema e confronti significativi tra i due tipi di alimentazione per quanto riguarda la fumosità allo scarico e i consumi di combustibile.

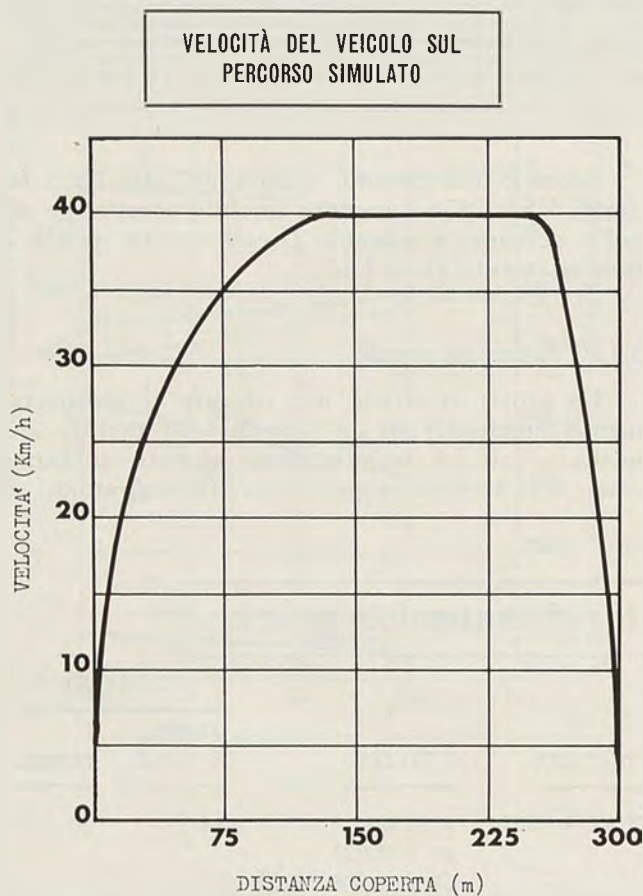


Fig. 13

Nel corso di tali prove sono state effettuate le seguenti osservazioni:

— *Comportamento funzionale.*

Il comportamento funzionale del motore è risultato nel complesso accettabile; l'alimentazione con GPL al raggiungimento del 75 % della potenza globale determina una accelerazione progressiva del veicolo senza differenze avvertibili durante la marcia rispetto al funzionamento a solo gasolio.

— *Consumi di combustibile.*

In servizio urbano simulato alle velocità medie di 20 e di 23 km/h, normalmente realizzabili su tale tipo di percorso, sono state rilevate (fig. 14)

riduzioni di consumo di gasolio fino a 24 litri/100 km corrispondenti al 30 % circa del consumo del motore originario.

4. ALIMENTAZIONE DUAL FUEL (GASOLIO-METANO).

Considerati i risultati positivi acquisiti con il GPL, si è deciso di estendere l'indagine all'impiego di altri tipi di combustibile.

In primo luogo si è preso in esame il metano che offre sostanzialmente le stesse possibilità di applicazione del GPL con una reperibilità sensibilmente più vasta (l'Europa, con la Russia, potrebbe essere autosufficiente).

Con il metano, le prove sono state svolte operando con un motore 8210.12 montato sugli autobus FIAT 525 di nuova produzione:

- N. cilindri: 6
- Cilindrata totale: 13,798 dm³
- Velocità rotazione: 2200 giri/min
- Alessaggio: 137 mm
- Corsa: 156 mm.

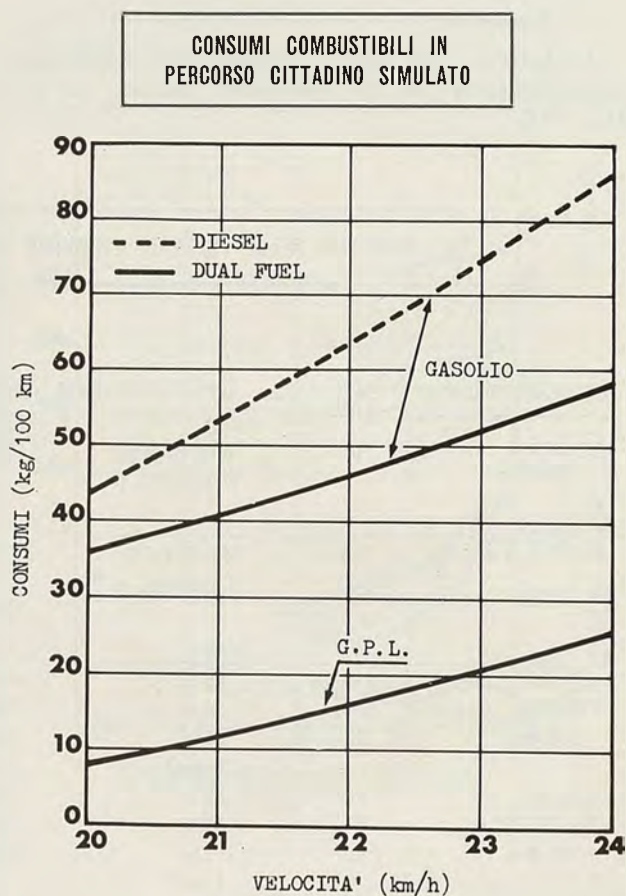
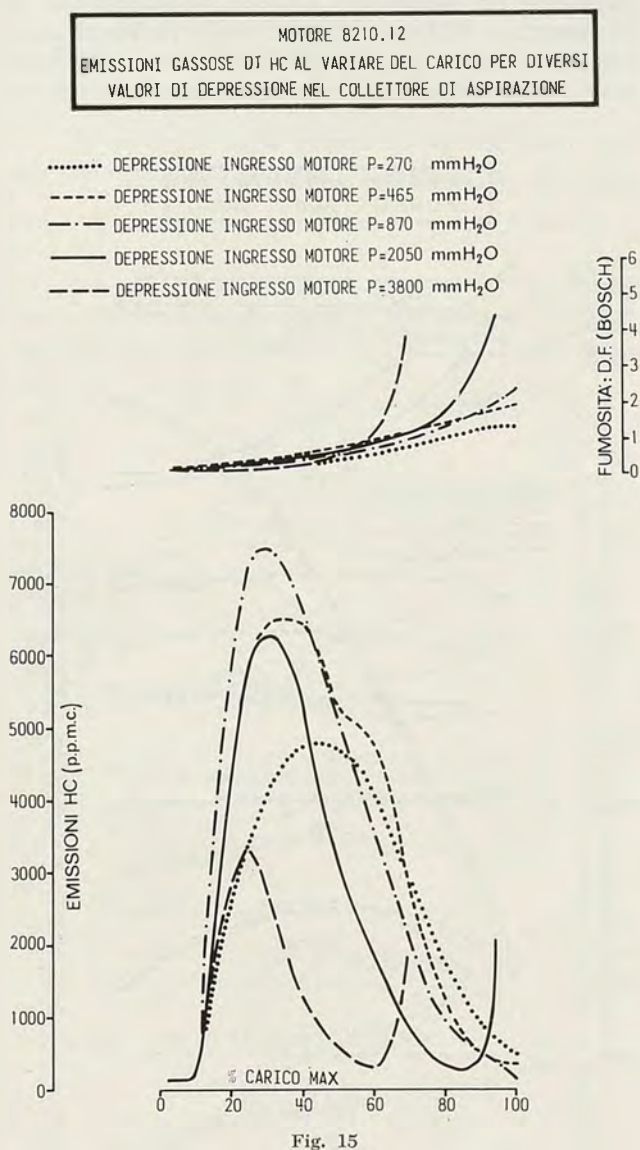


Fig. 14

La ricerca in questo caso è stata limitata alle sole prove al banco, stante la maggior difficoltà di allestire un autobus con bombole di gas, senza dover interferire sostanzialmente sulla sua struttura originaria.

Le prove con il metano, grazie al maggior numero di ottano di questo gas, hanno potuto essere estese fino alle condizioni di alimentazione tipo «fiamma pilota» per la quale oltre l'80 % del combustibile fornito è costituito da metano e solo il 20 % è rappresentato dal gasolio, la cui introduzione nel cilindro, con la consueta pompa iniezione, determina l'accensione della carica.



Con questo assetto, naturalmente, tutta la regolazione del carico viene effettuata sul metano mentre il gasolio rimane costante, corrispondente all'incirca alla quantità minima necessaria per sostenere il motore al minimo.

Le prove hanno indicato che, come con il GPL, è possibile ottenere drastici abbattimenti della fumosità; nel corso di queste prove, tuttavia, si è reso in evidenza che nel funzionamento con percentuali di metano superiori al 60 % dell'introduzione globale era necessario introdurre una parzializzazione dell'aria aspirata ai carichi parziali

per evitare la formazione di ingenti quantità di idrocarburi incombusti.

Tale fatto è messo in evidenza dalla fig. 15 che presenta, per la velocità di rotazione massima, le emissioni gassose di HC al variare del carico per diversi valori di depressione nel collettore di aspirazione.

Mantenendo l'introduzione di metano al di sotto del 60 % del globale, è possibile operare variazioni di carico agendo esclusivamente nella introduzione di metano, con notevole vantaggio dal punto di vista della semplicità del dispositivo di controllo.

Per il funzionamento a fiamma pilota, viceversa, è necessario accoppiare il comando della manetta combustibile con una farfalla parzializzatrice dell'aria.

I risultati acquisiti con il metano sono stati analoghi a quelli già visti con il GPL per quanto riguarda la fumosità: in questo caso, però, grazie alle maggiori introduzioni di gas, si è potuto ottenere abbattimenti del fumo fino a livelli estremamente bassi.

Ciò ha aperto una nuova prospettiva nell'impiego del funzionamento a Dual Fuel: la possibilità di ottenere una apprezzabile riduzione di emissioni gassose degli NO_x attraverso la riduzione di anticipo iniezione, il parametro che, come è noto, risulta dominante nella formazione di tali emissioni.

MOTORE 8210.12
EFFETTO ANTICIPO INIEZIONE SULLE EMISSIONI GASSOSE DI NO_x + HC

ALLESTIMENTO MOTORE	ANTICIPO FISSO INIEZIONE (°)	POTENZA A 2200 GIRI/MIN (CV)	EMISSIONI SPECIFICHE (gr/HP h)			FUMOSITÀ A 2200 GIRI/MIN	
			NO ₂	HC	CO	RILEVATA (HSU)	LIMITE EUROPA
DIESEL (100% GASOLIO)	22	220	11,8	0,5	5	34	35
DUAL FUEL (40% GASOLIO 60% METANO DEL CARICO MAX)	22	220	10,7	2,9	8,5	10	35
DUAL FUEL (40% GASOLIO 60% METANO DEL CARICO MAX)	14	220	5,6	2,6	9,4	32	35

Fig. 16

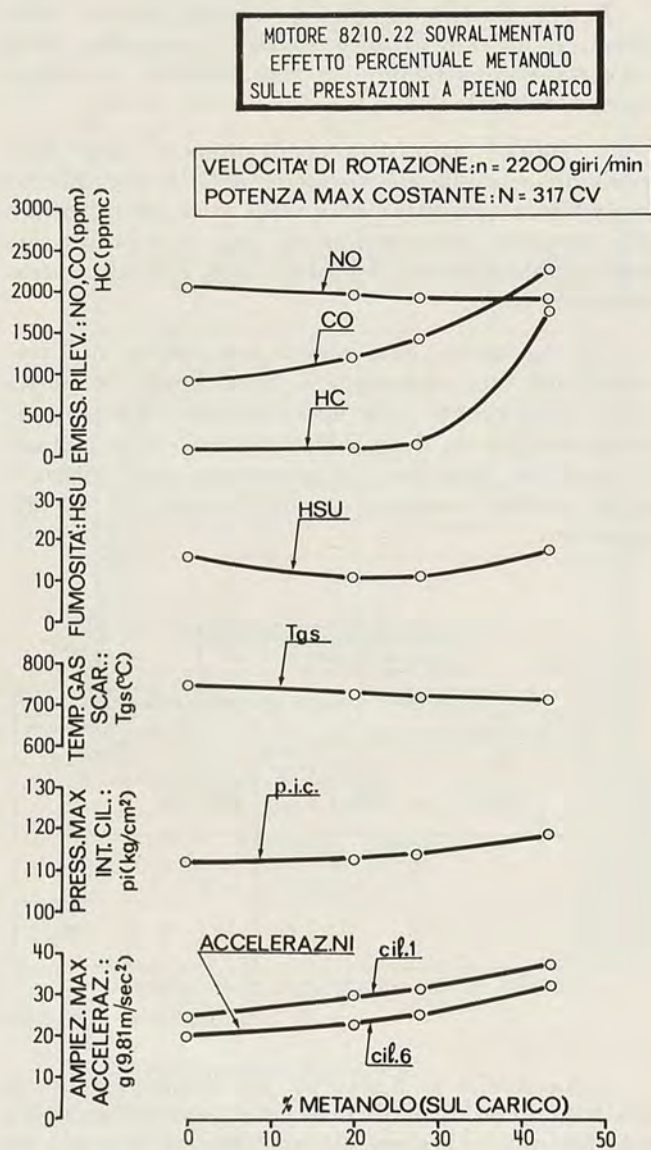
Come indica la figura 16, nel funzionamento a Dual Fuel con 60 % di metano è possibile ottenere tramite una riduzione di anticipo di 8 gradi di manovella valori di emissioni gassose di NO_x + HC inferiori a 9 gr/HP.h senza alcuna parzializzazione di potenza e conservando un notevole margine rispetto ai limiti di fumosità.

5. ALIMENTAZIONE DUAL FUEL (GASOLIO-METANOLO).

Tra i combustibili alternativi il metanolo riveste un particolare interesse in quanto può essere prodotto in grandi quantità sia dal metano (ri-

spetto al quale presenta il notevole vantaggio di essere liquido a pressione e temperatura ambiente) sia dal carbone, sia per elaborazione dei residui vegetali (es. distillazione del legno).

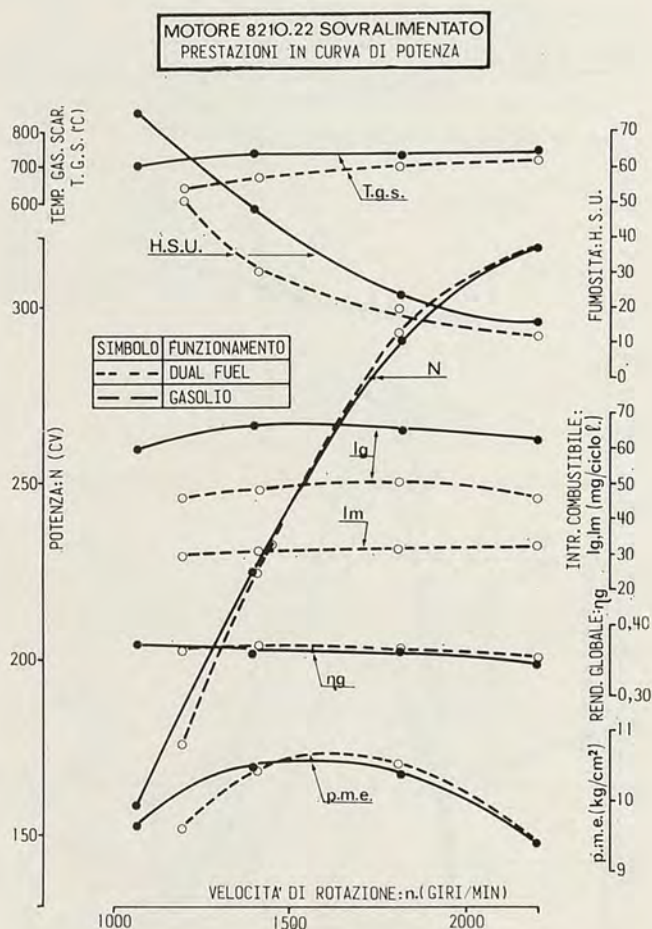
La possibilità di impiegare il metanolo come combustibile per i motori a combustione interna è nota da molto tempo, specie nel campo dei motori ad accensione comandata; nel nostro caso, comunque, l'indagine, come per il GPL e il metano si è proposta di valutarne l'applicabilità ai nostri Diesel per autotrazione e di stabilirne la compatibilità con i motori dei veicoli già circolanti.



Pertanto, come per il GPL e il metano, l'impiego del metanolo come combustibile alternativo dei motori Diesel è stato visto nella applicazione Dual Fuel, dove il metanolo che rappresenta solo una parte del combustibile necessario, viene introdotto tramite un carburatore nel collettore dell'aria di aspirazione mentre l'accensione della

miscela viene fornita dalla iniezione di una adeguata carica di gasolio.

Poiché il metanolo è caratterizzato da un calore di evaporazione molto elevato (che spesso crea problemi di formazione di ghiaccio nelle applicazioni ai motori a carburazione) l'applicazione che si prospettava più interessante era rappresentata dai motori sovralimentati nei quali l'introduzione di metanolo nell'aria di alimentazione può costituire un mezzo per ridurre drasticamente la temperatura dell'aria stessa a valle turbosoffiante, con conseguente possibilità di eliminare gli eventuali refrigeratori.



Come caso tipico a questo fine si è preso il motore FIAT 8210.22 sovralimentato caratterizzato da:

- n. cilindri: 6
- alesaggio: 137 mm
- corsa: 156 mm
- cilindrata totale: 13,798 dm³
- velocità massima di rotazione: 2200 giri/min
- sistema di sovralimentazione: turbosoffiante Holset tipo 4 HD.

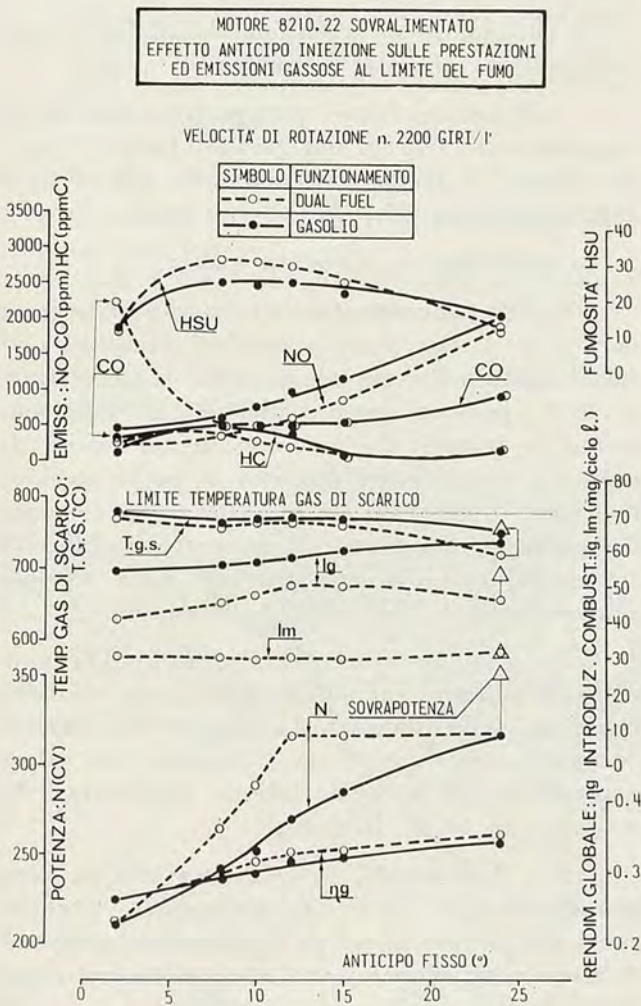
Le prove sono state svolte con criteri analoghi a quelli seguiti per il metano: anche in questo

caso esse sono state limitate alla verifica di fattibilità sul motore al banco con impianti di regolazione e controllo combustibili di «sala prova».

Ciò in quanto l'allestimento di un impianto definitivo per prove su veicolo non comporta problemi sostanzialmente differenti da quelli già risolti per il GPL.

Le prove hanno compreso due fasi:

- a) determinazione della massima introduzione di metanolo compatibile con il corretto funzionamento del motore;
- b) ricerche sulla riduzione di emissioni gassose allo scarico mediante riduzione di anticipo,



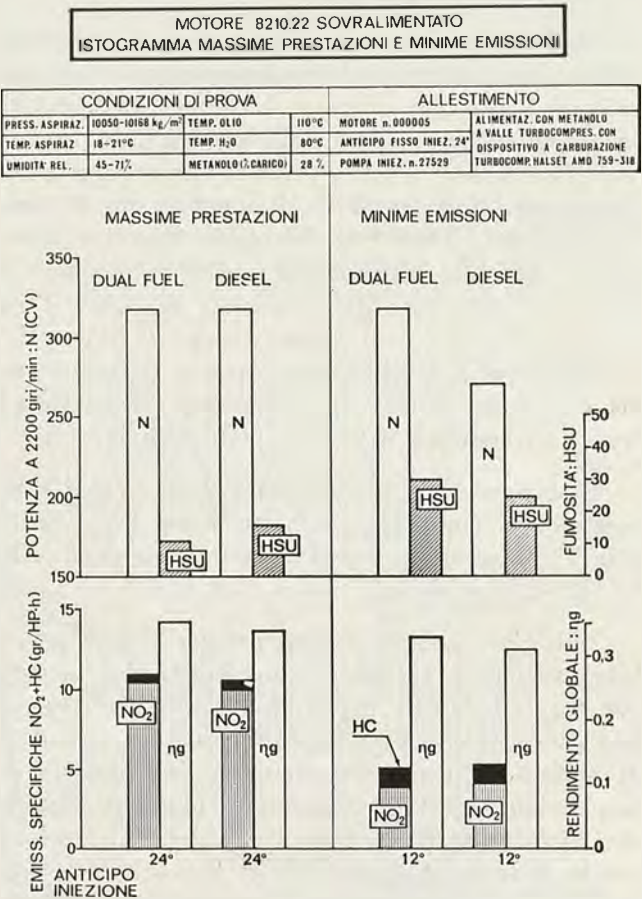
operando alle condizioni di massima introduzione di metanolo sopra definite.

La ricerca sulla massima introduzione di metanolo compatibile con il corretto funzionamento del motore è stato effettuato operando alle condizioni di massima potenza prevista a capitolato per il motore, rilevando oltre ai parametri motoristici,

le emissioni gassose e le ruvidità: tale ricerca ha indicato che esiste un valore critico al di sotto del quale il motore non presenta particolari irregolarità di comportamento, se si accetta un leggero incremento della ruvidità di combustione (valutate come al solito per gli altri combustibili Dual Fuel, in termini di accelerazioni massime rilevate sulle teste) mentre al di sopra si verificano vistosi fenomeni di detonazione (fig. 17).

La criticità è macroscopica: mentre nelle condizioni subcritiche il motore non denuncia fenomeni di affaticamento, l'introduzione di metanolo al di sopra del valore limite, determina in brevissimo tempo vistose erosioni degli stantuffi e cricature delle teste.

Poiché al di sopra del 20 % di introduzione di metanolo, riferito alle condizioni di massima po-



tenza, l'effetto sulla riduzione di fumosità diventa trascurabile, si è assunto come ottimo per la ricerca sulle emissioni il valore del 28 % a piena introduzione.

I risultati ottenuti in curva di potenza per tali condizioni sono presentati nella fig. 18: a parità di potenza nominale, con il Dual Fuel, si otten-

gono temperature di scarico sensibilmente inferiori, fumosità molto bassa, ed inoltre si acquisisce un vantaggio non trascurabile in termini di consumo specifico.

Per quanto riguarda le emissioni, come per il metano, si è valutato con il metanolo gli eventuali vantaggi per le emissioni gassose di NO_x derivanti dalla riduzione di anticipo, resa possibile dalla riduzione di fumosità conseguita.

I risultati ottenuti sono indicati nella fig. 19 che riporta le emissioni gassose, la potenza erogata e la temperatura di scarico al variare dell'anticipo fisso di iniezione per il motore funzionante a Dual Fuel, per confronto con il funzionamento a solo gasolio.

Come parametro limite si è assunta la temperatura di scarico, che è stata contenuta sempre inferiore al valore di 780°C , riducendo, quando necessario, l'introduzione di combustibile.

Dall'analisi di questa figura si può osservare subito che, mentre nel funzionamento a solo gasolio è necessario operare drastiche riduzioni di introduzione al ridursi dell'anticipo per mantenere la temperatura di scarico ai valori voluti, con conseguenti forti perdite di potenza, con il funzionamento a Dual Fuel Metanolo/Gasolio è possibile acquisire riduzioni di anticipo fisso fino a 12° senza riduzione della potenza massima. Corrispondentemente le emissioni gassose di $\text{NO}_x + \text{HC}$ risultano più che dimezzate, mentre il fumo, pur crescendo leggermente, rimane sempre inferiore al limite prestabilito delle norme legislative.

Elaborando le emissioni in termini di gr/HP.h , secondo le modalità prescritte dalla legge federale USA, si ottengono i risultati presentati nella fig. 20.

Dalle loro analisi si può osservare che è possibile mantenere la potenza originaria del motore con leggere perdite in termini di consumo specifico (espresso come rendimento globale, trattandosi di combustibili non direttamente confrontali tra loro) acquisendo nel contempo emissioni specifiche di $\text{NO}_x + \text{HC}$ inferiori a 5 gr/HP.h , valore corrispondente al minimo finora previsto dalle leggi sull'antiquinamento per i motori Diesel Heavy Duty.

Per acquisire lo stesso valore con il motore a funzionamento a solo gasolio è necessario ridurre la potenza massima del 15 % (270 CV).

Il funzionamento a Dual Fuel metanolo/gasolio si presenta, pertanto, molto interessante non solo dal punto di vista delle alternative dei combustibili, ma soprattutto da quello dell'abbattimento delle emissioni gassose allo scarico.

Le indagini in tale direzione sono tuttora in corso, estese anche al caso del motore aspirato.

6. CONCLUSIONI.

Gli alcool, qualora disponibili in sufficiente quantità, il GPL (Gas di Petrolio Liquefatto) e il metano presentano in aggiunta ai combustibili tradizionali, benzina e gasolio, interessanti caratteristiche di impiego, utili ad ampliare lo spettro dei combustibili che possono essere utilizzati sui motori alternativi.

In generale per ottenere il massimo vantaggio dell'impiego di questi combustibili con il minimo di controindicazioni occorre differenziare l'alimentazione del motore ad accensione comandata da quella del motore Diesel e precisamente:

— nel motore ad accensione comandata è preferibile l'uso di miscele benzina ed alcool;

— nel motore Diesel è opportuno introdurre separatamente l'alcool dal gasolio. Inoltre il motore Diesel è facilmente adattabile alla doppia alimentazione gasolio-GPL oppure gasolio-metano.

In particolare si è osservato che:

1) Una concentrazione di etanolo in benzina pari al 10 % non pone particolari problemi agli attuali motori. Percentuali maggiori di alcool, pari al 20 %, possono causare difficoltà di funzionamento in motori che lavorano in condizioni di rapporto aria/benzina prossime a quelle stechiometriche. In quest'ultimo caso una nuova taratura del carburatore permette di superare le difficoltà create dall'eccessivo smagrimiento della miscela aria-combustibile che alimenta il motore.

2) La doppia alimentazione gasolio-GPL permette di ottenere sul motore Diesel una sensibile riduzione della fumosità. La doppia alimentazione gasolio-metano consente di operare con valori dell'anticipo all'iniezione tali da minimizzare le emissioni di ossidi di azoto.

Infine il metanolo, in concentrazioni in peso non superiore al 35 % del combustibile totale a causa dell'elevato calore di evaporazione permette di ottenere un'efficace sovralimentazione con notevoli riduzioni degli ossidi di azoto.

Pietro Chiampo - Mario Oggero

BIBLIOGRAFIA

- C. MARTINI - M. OGGERO, *Diesel Oil and LPG fuel feed of i.e. Engines to reduce urban bus exhaust smokiness*, Atti Fisita Congress, 1972.
- G. ANTONUCCI - L. ZANDONÀ, *Heavy-Duty Dual-Fuel Diesel Engines for Smoke Reduction in city Bus Service*, SAE Paper 740121, febbraio 1974.

Studio sulla mobilità degli abitanti di Cambiano e Santena (Ottobre 1975)

VINCENZO SARTI (*) presenta uno studio su la mobilità degli abitanti di due Comuni della seconda cintura di Torino dislocati lungo una direttrice ad intenso traffico.

1. Premessa.

La presente indagine sui trasporti si riferisce al comprensorio dei Comuni Cambiano (4.500 abitanti, estensione 14,22 km²) e Santena (9.293 abitanti, estensione 16,21 km²), distanti da Torino circa 20 km sulla SS29 Torino-Asti.

Lo studio si propone di determinare:

- 1) La disponibilità attuale dei mezzi di trasporto pubblici e privati.
- 2) Le fondamentali direttrici degli spostamenti abituali.
- 3) I motivi che portano alla scelta di un mezzo di trasporto invece di un altro.
- 4) Il grado di utilizzazione dei mezzi di trasporto pubblici e privati.

2. Procedura.

Per procedere si è scelto il metodo delle interviste per campione.

Un test di veridicità si è effettuato per qualche risposta quantitativa, per esempio: sui mezzi di tra-

sporto a disposizione della famiglia è emerso che le autovetture effettivamente possedute sono circa il 5% in più di quelle dichiarate.

2.1 Scelta del campione.

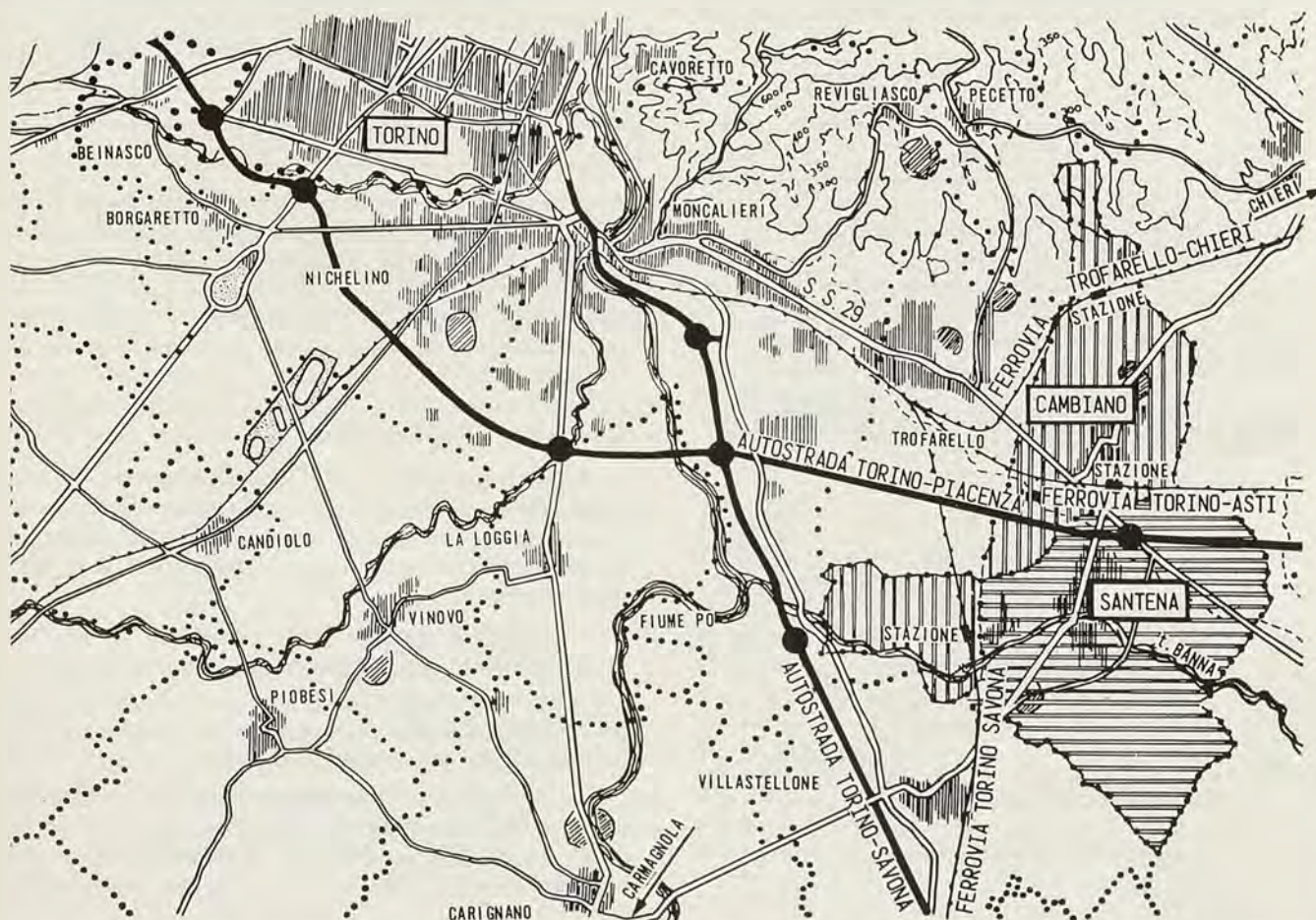
Per rendere nulla l'influenza dell'ora e del luogo dell'intervista si è scelto il campionamento per famiglie e non per persona. Le famiglie sono state suddivise a secondo dell'attività del capo famiglia rilevata dai registri comunali:

a Cambiano sono state intervistate 99 famiglie pari al 7,0% del totale, interessando 343 persone pari al 7,6% di tutta la popolazione. (Una famiglia è risultata composta in media da 3,5 persone);

a Santena sono state intervistate 195 famiglie pari al 7,2% del totale, interessando il 6,9% della popolazione. (La composizione media di una famiglia è 3,3 persone).

Per distribuire il campione in modo equo sull'area interessata, si sono divisi i due comuni in zone ed all'interno di queste si sono distribuiti i campioni quanto più omogeneamente possibile fra le varie professioni rappresentate. La determinazione delle persone da intervistare all'interno di

(*) Vincenzo Sarti, Ingegnere del Centro Ricerche FIAT - Servosistemi e Componenti.



Per condurre l'indagine è stato preparato il questionario riportato, utilizzato dopo averlo sottoposto preventivamente ad un test di validità.

1.

	C FAMIGLIA	CONIUGE	FIGLIO	FIGLIA				
LIBERO PROFESSIONISTA								
COMMERCIANTE/ARTIGIANO								
IMPIEGATO								
OPERAIO								
AGRICOLTORE								
RAPPRESENTANTE DI COMM.								
STUDENTE								
CASALINGA								
PENSIONATO								
DISOCCUPATO								
ALTRI MESTIERI								

2.

	SI	NO	N°
BICICLETTA			
MOTOCICLO			
AUTOVETTURA			
AUTOCARRO			

3.

SPOSTAMENTI ABITUALI : ANDATA

[illegible]

SPOSTAMENTI ABITUALI: RITORNO

[illegible]

SPOSTAMENTI SALTUARI

[illegible]

2.2 Validità dell'indagine.

La determinazione delle caratteristiche di una popolazione mediante un esame campionario può essere fatta solo su basi probalistiche. Definita la caratteristica da esaminare, è applicabile la procedura seguente:

— in modo completamente casuale si estrae dalla popolazione un campione di numerosità « n »;

— si indaga sul campione e si rileva quale è la percentuale « x/n » di elementi del campione che presentano la caratteristica in esame;

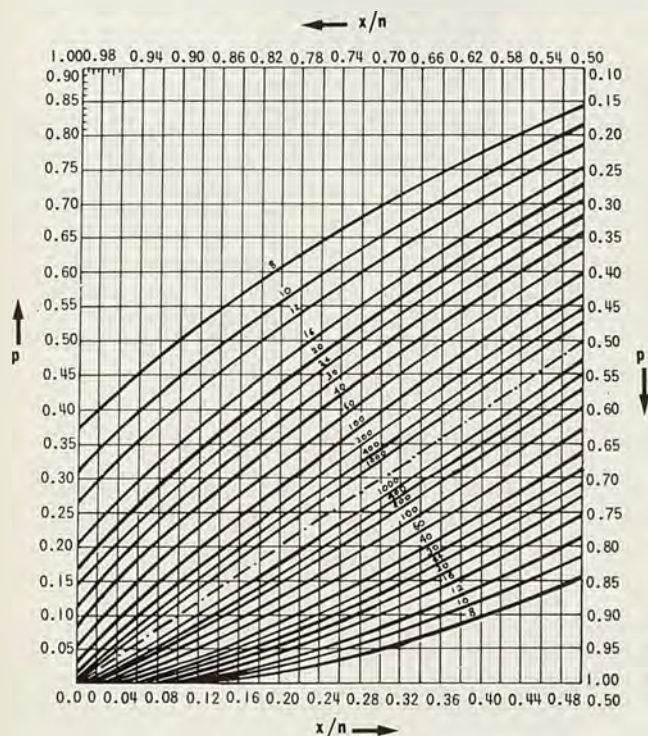
— in funzione della numerosità « n » del campione e della percentuale rilevata « x/n », si determina un intervallo, detto di confidenza, entro cui è compresa, con una certa prefissata probabilità,

la percentuale « p » di elementi che nell'intera popolazione presentano la medesima caratteristica.

Gli abachi A e B, allegati, forniscono i valori di « p » che limitano l'intervallo di confidenza. L'intervallo resta determinato dalle intersezioni della retta « x/n », parallela all'asse delle ordinate, con le due curve di parametro « n ».

ABACO "A",

INTERVALLI DI CONFIDENZA 0.95 PER PROPORZIONI



Esempi:

a) In Cambiano si sono intervistate 343 persone ($n=343$) ed il 51,8% di queste ($x/n=0,518$) si sposta abitualmente usando un mezzo di trasporto. Dall'abaco allegato A si vede che, con probabilità del 95%, la percentuale dei Cambianesi che si sposta abitualmente utilizzando un mezzo di trasporto è compresa tra il 47% ed il 57,5%. Analogamente all'abaco B si vede che, con probabilità del 99% la percentuale risulta compresa tra il 45% ed il 59%;

b) Gli intervistati che utilizzano un mezzo di trasporto si ripartiscono nel modo seguente:

mezzo privato	63,5%
bus	30,3%
treno	6,2%

Tenendo conto che la numerosità « n » del campione è diventata 178, pari al 51,8% del totale degli intervistati, si ottiene che, con probabilità del 95% gli utilizzatori Cambianesi dei vari mezzi di trasporto sono compresi fra:

mezzo privato	56% ÷ 71%
bus	24% ÷ 37%
treno	2% ÷ 7%

e con probabilità del 99% fra:

mezzo privato	54% ÷ 73%
bus	22% ÷ 40%
treno	2% ÷ 12%

3. Risultati.

La composizione della popolazione è stata diagrammata negli allegati n. 1c, 2c, 1s, 2s.

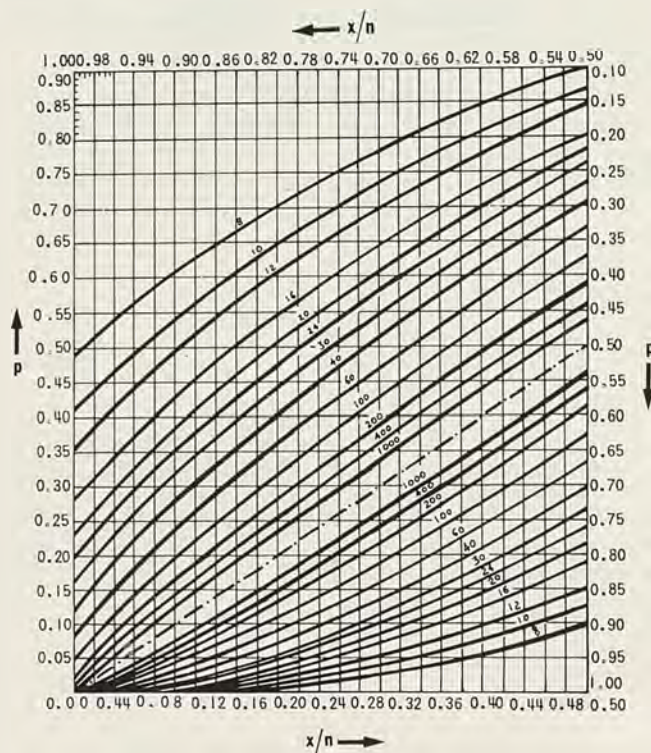
3.1 Disponibilità dei mezzi di trasporto.

— Le persone che utilizzano abitualmente un qualunque mezzo di trasporto ammontano al 51,8% di tutta la popolazione di Cambiano ed al 50,8% di Santena.

— La pendolarità (spostamenti abituali fuori dal Comune) risulta pari, rispettivamente, al 40,7% ed al 41,7% delle due popolazioni.

ABACO "B",

INTERVALLI DI CONFIDENZA 0.99 PER PROPORZIONI



I mezzi privati disponibili sono:

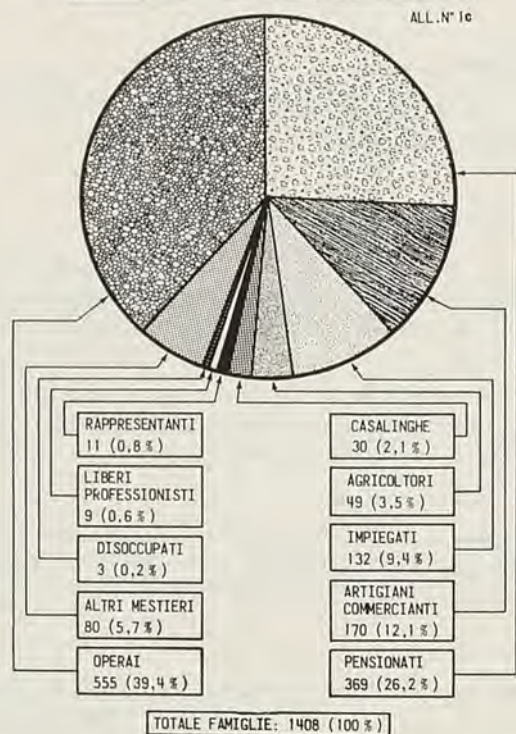
In Cambiano:

- 1 bicicletta ogni 2,2 abitanti
- 1 motociclo ogni 8,3 abitanti
- 1 autocarro ogni 34,3 abitanti
- 1 autovettura ogni 3,4 abitanti.

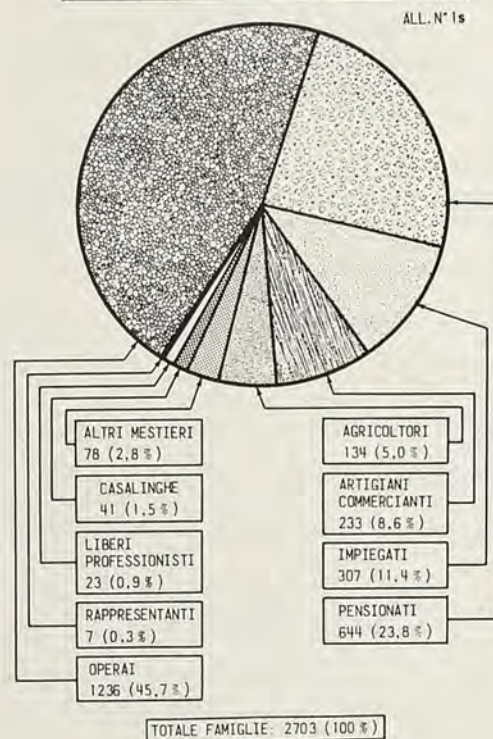
In Santena:

- 1 bicicletta ogni 1,9 abitanti
- 1 motociclo ogni 8,4 abitanti
- 1 autocarro ogni 40,2 abitanti
- 1 autovettura ogni 3,1 abitanti.

CAMBIANO
ESAME DELLA POPOLAZIONE
PROFESSIONI DEI CAPIFAMIGLIA
DATI ASSOLUTI E PERCENTUALI RICAVATI DAI REGISTRI COMUNALI



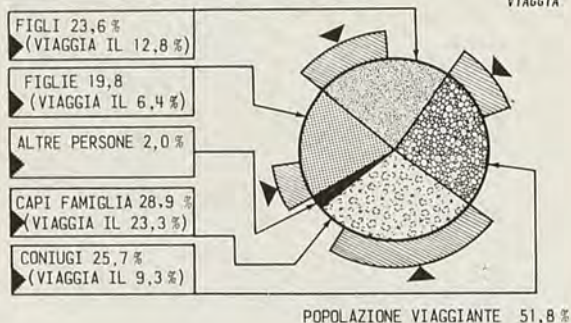
SANTENA
ESAME DELLA POPOLAZIONE
PROFESSIONI DEI CAPIFAMIGLIA
DATI ASSOLUTI E PERCENTUALI RICAVATI DAI REGISTRI COMUNALI



CAMBIANO
ESAME DEL CAMPIONE

ALL. N° 2c

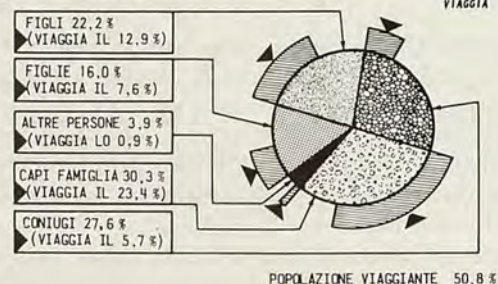
COMPOSIZIONE DELLA POPOLAZIONE DEL COMUNE



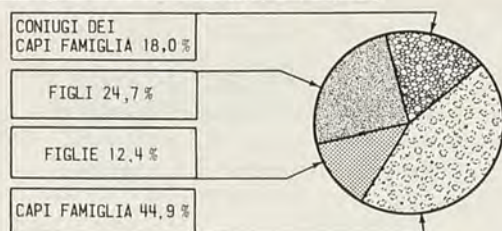
SANTENA
ESAME DEL CAMPIONE

ALL. N° 2s

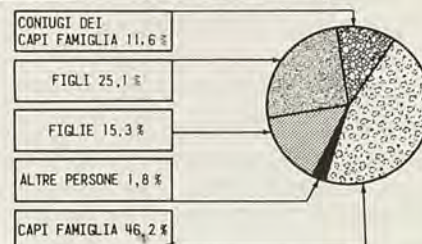
COMPOSIZIONE DELLA POPOLAZIONE DEL COMUNE



COMPOSIZIONE DELLA POPOLAZIONE VIAGGIANTE



COMPOSIZIONE DELLA POPOLAZIONE VIAGGIANTE



— L'indice di motorizzazione del comprensorio è di 1 autovettura ogni 3,2 abitanti, nettamente superiore alla media nazionale (1 autovettura ogni 4 abitanti).

Tenendo conto che la composizione media del nucleo familiare è risultata di 3,5 persone in Cambiano e 3,3 in Santena, si deduce che si ha, mediamente, una autovettura per famiglia e, quindi, una forte disponibilità potenziale all'uso del mezzo privato.

— Le distribuzioni percentuali di coloro che nei loro spostamenti abituali usano un mezzo di trasporto sono:

MEZZO USATO	CAMBIANO	SANTENA	COMPENSIORIO
MEZZO PRIVATO	63.5	48.3	53.7
BUS	30.3	45.0	39.8
TRENO	6.2	6.7	6.5

3.2 Principali direttrici degli spostamenti abituali.

Le principali direttrici di spostamento e le percentuali di viaggiatori rispetto al totale della popolazione viaggiante sono in tabella C.

PRINCIPALI DIRETTRICI DI SPOSTAMENTO E PERCENTUALI DI VIAGGIATORI SUL TOTALE DELLA POPOLAZIONE VIAGGIANTE

TABELLA C		
DIRETTRICE	CAMBIANO	SANTENA
TORINO	53.5	47.7 (*)
POIRINO	0.6	2.4
TOTALI	54.1	50.1
CHIERI	14.0	6.4
CAMBIANO	21.3	—
SANTENA	0.6	6.4
A.G.E.S.	3.3	11.6
S.T.A.R.S.	—	12.2
VILLASTELLONE	0.6	2.1
CARMAGNOLA	0.6	2.2
TOTALI	40.4	40.9
VARIE	5.5	0.6

(*) PER SANTENA LA DIRETTRICE TORINO - POIRINO COMPRENDE ANCHE LA DESTINAZIONE CAMBIANO (INTERESSA LO 0.9 % DEI PARTENTI DA SANTENA).

N.B. IL 15.7 % IN CAMBIANO E L'8.0 % IN SANTENA, DI COLORO CHE UTILIZZANO UN MEZZO DI TRASPORTO, NON HA PRECISATO LA DIRETTRICE DI SPOSTAMENTO E SONO STATI RIPARTITI PERCENTUALMENTE FRA LE VARIE DESTINAZIONI, ESCLUSA QUELLA DI PARTENZA.

3.3 Motivi della scelta di un mezzo di trasporto.

Le motivazioni che determinano la scelta dei mezzi di trasporto sono ripartite per i vari tipi di veicoli in tabella D.

MOTIVI CHE SPINGONO ALLA SCELTA DI UN MEZZO DI TRASPORTO
—DATI IN PERCENTUALE—

MOTIVAZIONI	CAMBIANO			SANTENA			COMPENSIORIO		
	MEZZO PRIVATO	BUS	TRENO	MEZZO PRIVATO	BUS	TRENO	MEZZO PRIVATO	BUS	TRENO
EFFICIENZA	47.7	53.9	21.2	44.5	13.4	64.8	45.8	24.5	45.0
COSTI	9.7	13.3	44.2	2.0	38.5	17.6	5.2	31.5	30.0
ORARI	9.7	13.3	5.8	16.3	11.1	8.8	13.7	11.6	7.5
IMPOSS. DI SCELTA	9.7	13.3	17.3	12.7	31.5	8.8	11.4	26.6	12.5
SICUREZZA	0.9	6.2	11.5	1.2	3.3	—	1.1	4.1	5.0
LAVORO	4.6	—	—	19.6	2.2	—	13.3	1.7	—
NON PRECISATO	17.7	—	—	3.7	—	—	9.5	—	—
TOTALI	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0	100.0

ESEMPIO DI LETTURA DELLA TABELLA :

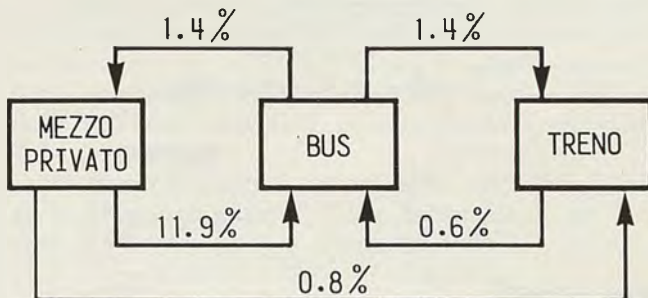
NEL COMPENSIORIO FRA TUTTI COLORO CHE UTILIZZANO IL MEZZO PRIVATO IL 45.8 % LO SCEGLIE PER L'EFFICIENZA, IL 13.7 % A CAUSA DEGLI ORARI DA RISPETTARE, L'11.4 % PER L'IMPOSSIBILITA' DI SCELTE ALTERNATIVE, ETC...

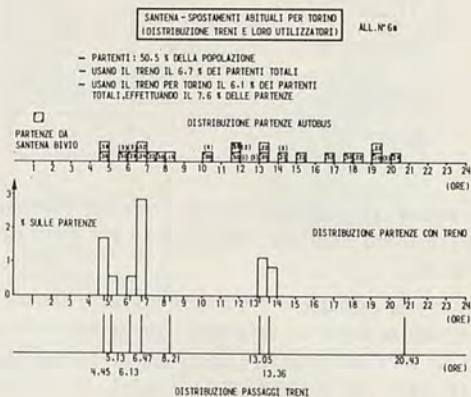
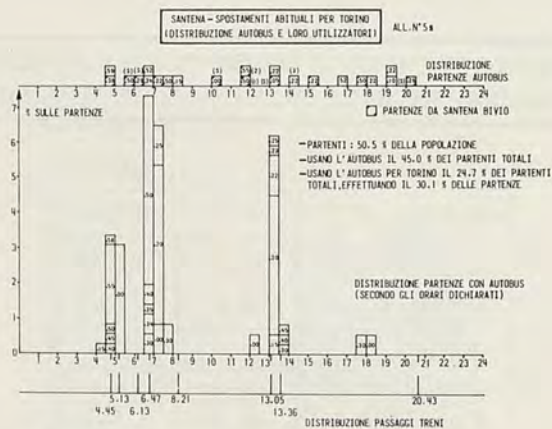
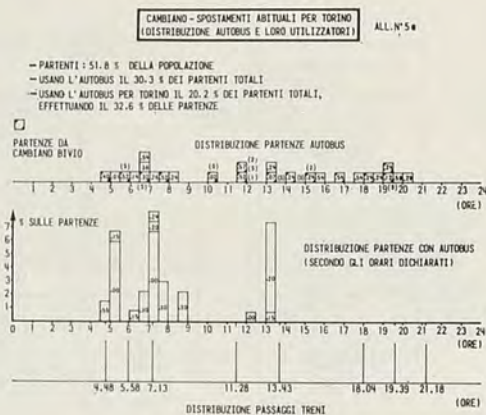
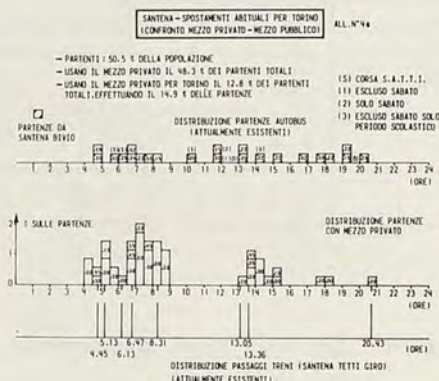
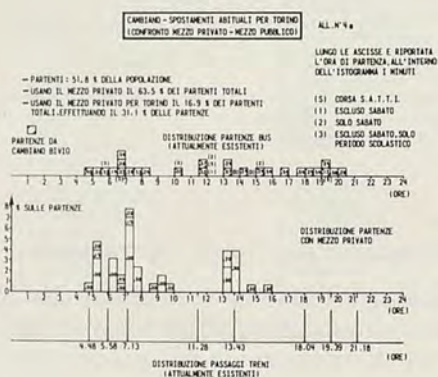
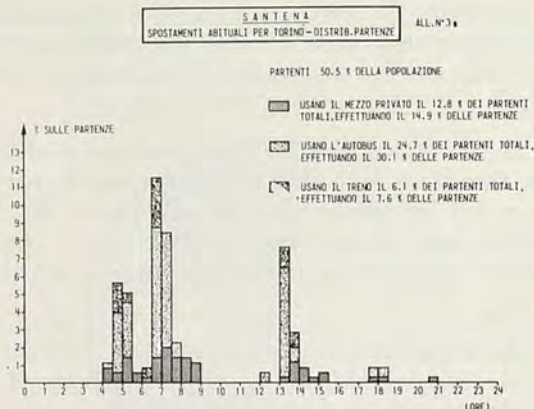
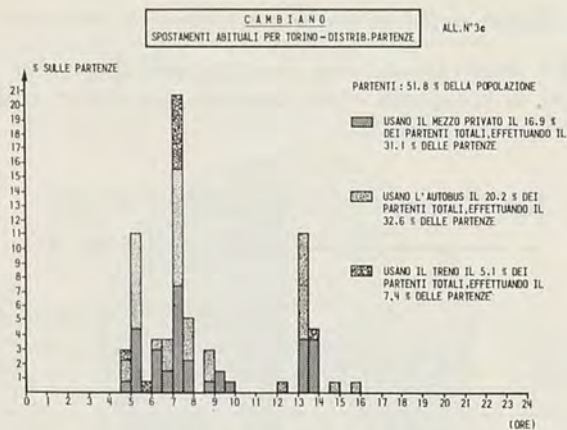
3.4 Utilizzazione dei mezzi di trasporto.

Dalla nostra indagine è risultato che la popolazione intervistata desidererebbe distribuirsi fra i vari mezzi di trasporto nelle proporzioni indicate dalla seguente tabella, dove per comodità sono state riportate di nuovo le percentuali attuali, riferite al totale della popolazione viaggiante:

	MEZZO PRIVATO			BUS			TRENO		
	ATTUALE	DESIDERATO	VARIAZIONE	ATTUALE	DESIDERATO	VARIAZIONE	ATTUALE	DESIDERATO	VARIAZIONE
CAMBIANO	63.5	55.1	-8.4	30.3	36.5	+6.2	6.2	8.4	+2.2
SANTENA	48.3	35.4	-12.9	45.0	56.6	+11.6	6.7	8.0	+1.3
COMPENSIORIO	53.7	42.4	-11.3	39.8	49.5	+9.7	6.5	8.1	+1.6

I risultati in tabella derivano dagli interscambi desiderati dall'utenza, illustrati nello schema seguente per il comprensorio:





In particolare: in Santena il 16,8% di coloro che utilizzano normalmente un mezzo di trasporto desidererebbe cambiarlo:

- il 13,8% prenderebbe il bus
- il 2,1% prenderebbe il treno
- il 0,6% prenderebbe l'autovettura.

Insoddisfatti del mezzo che usano attualmente sono:

— gli utenti del mezzo privato (il 27,9% di tutti coloro che lo usano non desidererebbe più utilizzarlo abitualmente preferendo per il 26,6% il bus);

— gli utenti del treno (il 13,6% di tutti coloro che lo usano desidererebbe sostituirlo con il bus).

Gli utenti dei bus sono i più soddisfatti, infatti solo il 5,4% degli utilizzatori abituali desidera un mezzo alternativo (il 3,4% utilizzerebbe il treno, l'1,4% l'autovettura).

I risultati di Cambiano sono abbastanza simili: il 14,6% desidera un'alternativa all'attuale mezzo utilizzato così suddiviso:

- 9,6% prenderebbe il bus
- 2,2% prenderebbe il treno
- 2,8% prenderebbe l'autovettura.

Anche qui i più propensi al cambiamento del proprio mezzo di trasporto risultano gli utenti del mezzo privato (il 17,7% di tutti coloro che lo utilizzano lo cambierebbe prendendo per il 15,9% il bus e per l'1,8% il treno).

Per contro, l'11,1% degli utilizzatori del bus lo cambierebbe come mezzo di trasporto abituale preferendo per il 7,4% l'autovettura ed il 3,7% il treno.

C'è da rilevare una buona propensione all'uso del bus e si può prevedere che lo spostamento fra le varie classi di utenza cercherà di privilegiare questo mezzo di trasporto che sembra compendiare economicità ed efficienza.

Per il treno si è rilevato un deciso incremento nel suo uso al diminuire della lontananza dell'abitazione degli utenti dalle fermate di partenza.

C'è da aggiungere che la distribuzione oraria del treno, non risponde alle esigenze di mobilità della popolazione ed è tale da produrre un affollamento eccessivo nelle ore di punta che scoraggia ed allontana gli eventuali utenti.

Le varie distribuzioni nel tempo dei mezzi pubblici, delle loro utilizzazioni e delle partenze effettuate con mezzo privato, risultano nei diagrammi.

In particolare:

— 3c, 3s mostrano l'andamento nel tempo delle partenze per Torino, suddivise a secondo del mezzo utilizzato;

— in 4c, 4s le partenze per Torino effettuate col mezzo privato sono raffrontate con gli orari di partenza dei bus e dei treni;

— 5c, 5s mostrano la distribuzione dei bus e dei loro utilizzatori analogamente 6c, 6s per i treni.

L'andamento nel tempo delle partenze effettuate col mezzo privato rappresenta « mercato potenziabile » per i mezzi pubblici ed indica quali sono gli orari in cui intensificare le corse.

Il raffronto tra l'andamento delle partenze dei mezzi pubblici e l'andamento delle partenze dei loro utilizzatori indica gli orari in cui quei mezzi sono più utilizzati dagli abitanti del comprensorio.

Dall'esame dettagliato delle distribuzioni delle varie direttrici si possono trarre valide indicazioni, ad esempio:

— per la direttrice Santena-Torino si nota un servizio bus carente dal centro fra le 5 e le 6,30 e tra le 7,22 e le 8,15 (in queste ore esistono solo passaggi dal « bivio »); la carenza dal centro è grave fra le 13,22 e le 15,22, nonostante vi siano parecchie partenze;

— da Cambiano centro non si ha neppure una partenza di bus per Torino fra le 8,30 e le 13,24, ecc.

Per il viaggio di ritorno non si è approfondito lo studio in quanto pochissimi intervistati hanno dichiarato di arrivare a destinazione in ore diverse da quelle desiderate.

4. Conclusioni.

Premesso che qualunque decisione di carattere operativo necessita di contatti fra i vari organi amministrativi e le aziende di trasporto per tenere conto di tutte le implicazioni che possono derivarne e che, per forza di cose, vanno ad interferire su zone ben più vaste di quelle esaminate, le conclusioni che emergono dallo studio del comprensorio sono:

Bus: È il mezzo più richiesto. Può migliorare ancora di molto la sua quota di mercato a condizione di migliorarne l'efficienza e contenerne il costo. Si nota una sproporzione, sfavorevole agli utenti dei due Comuni, fra le fermate sulla statale e quelle nei centri abitati.

Treno: Per poterne rilanciare l'uso è necessario un sostanziale incremento in ore determinate, delle corse giornaliere.

Sarebbe opportuno, inoltre, approfondire ulteriormente l'indagine per verificare l'eventuale incremento di utenza qualora:

— da Santena esistesse un bus collegante la stazione con il centro;

— da Cambiano si agevolasse l'affluenza degli utilizzatori per mezzo di un sottopassaggio collegante il paese con la stazione.

Mezzo privato: Si manifesta una disaffezione al suo uso, almeno per gli spostamenti abituali, essenzialmente a causa del costo. Il miglioramento della sua efficienza va inteso come miglioramento delle strutture destinate ad accoglierlo (rete stradale, parcheggi).

Il mancato potenziamento della rete viaria lungo le principali direttrici di spostamento è un fattore che contribuisce a diminuirne l'uso.

Vincenzo Sarti

Gestione automatizzata di cambi continui e discreti

PIER GUIDO CASTELLI () espone i concetti fondamentali su cui si basano la progettazione della trasmissione e la logica di regolazione dell'accoppiamento motore-trasmissione allo scopo di minimizzare i consumi senza intaccare le prestazioni potenziali del veicolo.*

Premessa.

L'attuale costo dell'energia soprattutto per quel che riguarda i prodotti petroliferi, ha dato notevole impulso in campo automobilistico alle ricerche volte ad ottimizzare l'impiego.

Se da un lato ciò comporta interventi tecnici proiettati nel medio e lungo termine in quanto richiede un riesame della struttura stessa del veicolo e del suo sistema propulsivo, dall'altro risultati apprezzabili possono essere ottenuti ricorrendo ad una migliore utilizzazione dei veicoli attuali.

In particolare nel presente articolo è affrontato il problema della gestione ottimale dal punto di vista dei consumi del propulsore, definendo la logica di regolazione del sistema motore-cambio.

Logica di regolazione del sistema motore-cambio.

La gestione automatizzata del sistema motore-cambio incide su uno dei fattori che maggiormente influenzano i consumi degli autoveicoli: la condotta di guida. Tale fattore diviene notevolmente importante in quelle condizioni di marcia che richiedono il maggior numero di decisioni e cioè le condizioni di uso urbano del veicolo.

D'altra parte è proprio in tali condizioni che viene spesa la più larga fetta del consumo totale degli autoveicoli: circa 64 % in Italia e circa 60 % negli U.S.A.

Per definire le condizioni di guida urbana faremo riferimento in quanto universalmente noto,

(*) Pier Guido Castelli, Centro Ricerche FIAT - Ingegneria Meccanica, Responsabile progettazione trasmissioni.

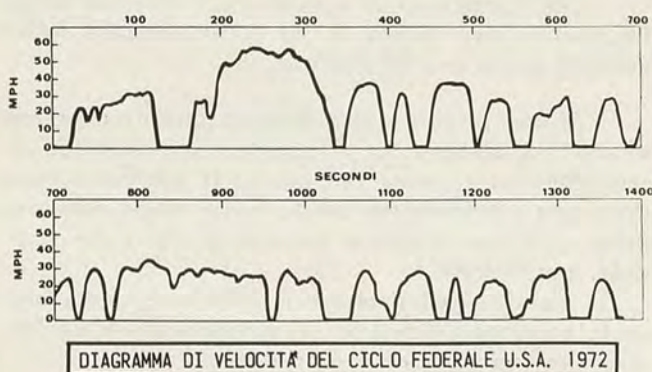


Fig. 1

al Federal Driving Cycle (F.D.C.), cioè il ciclo standard per il rilievo dei consumi urbani degli autoveicoli in U.S.A.

In ogni istante di tale ciclo sono definiti lo stato di moto del veicolo e la marcia inserita ed il suo andamento (velocità in funzione del tempo) è rappresentato in fig. 1.

Una prima importante informazione riguarda la potenza richiesta per far percorrere tale ciclo ad una vettura media europea (motore da 75 CV, peso a pieno carico circa 1400 Kg): come si può osservare dall'istogramma di fig. 2 la stessa risulta per il 50 % del tempo inferiore ai 7 CV e per ben il 90 % del tempo inferiore ai 20 CV.

Sempre per una vettura media, consideriamo ora il piano quotato dei consumi del motore: esso è rappresentato in fig. 3 in due forme: una forma tipica in cui nella rappresentazione potenza-regime di rotazione sono riportate le curve di equal consumo specifico e una più adatta ai ragionamenti che seguiranno in cui sempre nella rappresentazione potenza-regime di rotazione sono riportate le curve di equal portata di combustibile.

Nei diagrammi di fig. 3 sono riportati i punti di funzionamento del motore in condizioni di uso urbano del veicolo: si può subito notare come dal punto di vista energetico, guida urbana significhi condizioni di funzionamento di «basso

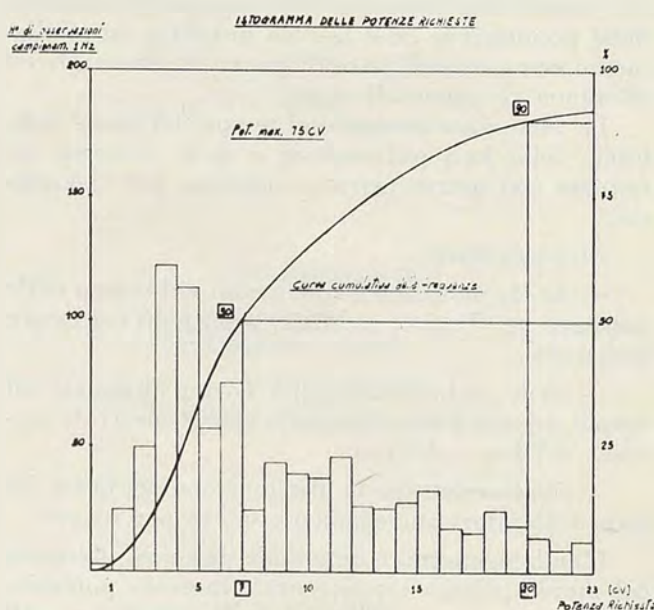


Fig. 2

rendimento»: i punti di funzionamento reale cadono infatti in zone di elevato consumo specifico, ben lontane dal punto di ottimo rendimento.

A ciò si aggiunge il fatto che a parità di condizioni di marcia i punti reali di funzionamento possono variare notevolmente la loro posizione sul piano quotato in funzione del regime di rotazione del motore: ciò equivale a dire che uno stesso livello di potenza può essere fornito dal motore ad efficienza e quindi consumo fortemente variabili, tanto più elevato quest'ultimo quanto più elevati sono il numero di giri e la parzializzazione.

In particolare esiste quindi una linea ottimale lungo la quale il motore dovrebbe funzionare idealmente per dare in ogni condizione di marcia il migliore consumo specifico. Tale linea riportata nel diagramma di fig. 4 si può definire come il luogo dei punti di massima potenza delle curve di egual portata di combustibile, e stabilisce una corrispondenza ben precisa tra il livello di potenza richiesto al motore ed i due parametri che ne definiscono le condizioni di funzionamento: l'apertura della valvola a farfalla (le cui curve non sono state riportate per chiarezza in figura) ed il regime di rotazione.

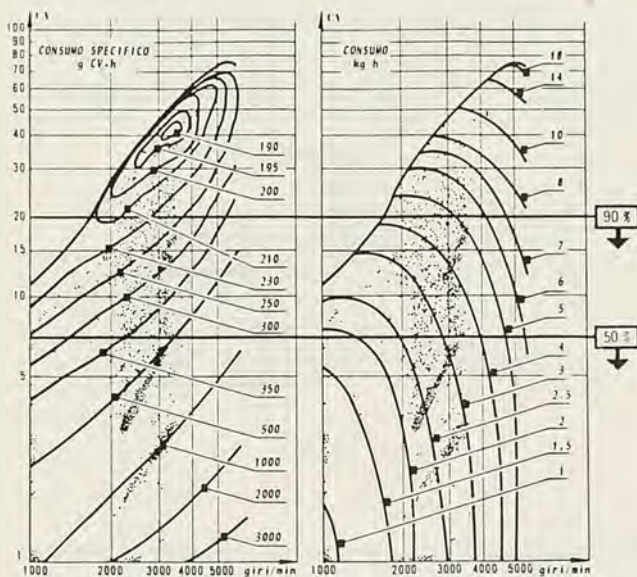


Fig. 3

Si possono quindi ora definire facilmente le due funzioni fondamentali della logica di regolazione del sistema motore-cambio il cui andamento è riportato nei diagrammi di fig. 5.

Per ogni livello di potenza necessario a soddisfare le condizioni di marcia richieste, esse definiscono i valori ottimali di parzializzazione e di regime di rotazione del motore.

Sistema di controllo.

Da quanto detto emerge che per ottenere risultati validi è necessario ricorrere ad una gestione completamente automatizzata del sistema motore-cambio: è impensabile infatti che un pilota anche abile possa realizzare una condotta di guida tale da realizzare le condizioni ideali di funzionamento; tramite il pedale dell'acceleratore egli dovrà unicamente scegliere un livello di accelerazione o di velocità: cambio e motore soddisferanno la sua richiesta in base alla logica di minimo consumo.

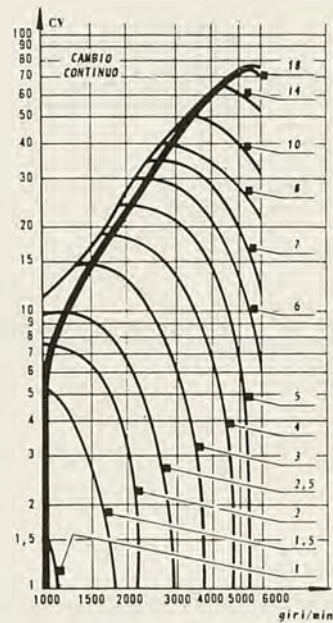


Fig. 4

La realizzazione di un sistema di controllo adatto si può pensare abbastanza agevole ricorrendo a controlli di tipo elettronico in cui la parte logica sia affidata ad un minicalcolatore.

Nella fig. 6 è rappresentata sotto forma di schema a blocchi una possibile soluzione per tale sistema di controllo.

Il microelaboratore in cui sono memorizzate le funzioni di regolazione del sistema motore-cambio riceve in input l'indicazione del livello di potenza richiesto dal pilota sotto forma di un segnale elettrico prelevato da un opportuno sensore posto sul pedale dell'acceleratore.

Sono così definiti i valori ottimali dell'apertura della valvola a farfalla e del regime di rotazione del motore: confrontando tali valori con quelli istantanei, il microelaboratore provvede ad eliminare tramite una rete di feed-back le differenze agendo su opportuni attuatori posti sul carburatore e sul cambio.

Evidentemente l'inconveniente più grave di tali sistemi riguarda il loro costo attualmente decisamente elevato: si può pensare però che in un futuro anche abbastanza prossimo evolvendosi ulteriormente la tecnologia elettronica soprattutto per quel che riguarda l'integrazione dei componenti, i costi possano essere accettabili.

Caratteristiche della trasmissione.

L'attuazione della logica di minimo consumo è legata evidentemente al tipo ed alle caratteristiche della trasmissione impiegata.

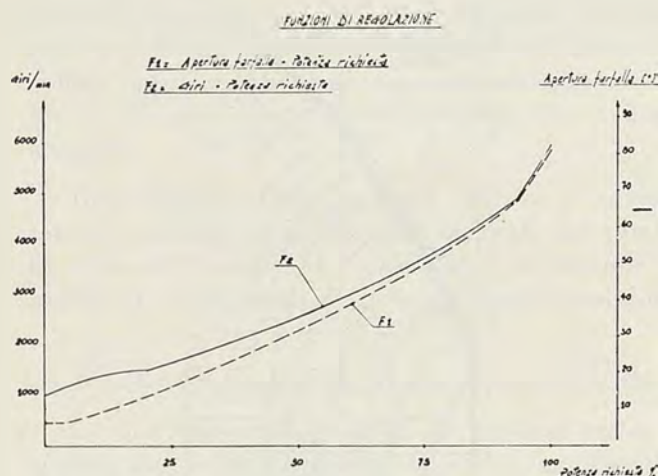


Fig. 5

Il tipo di trasmissione in particolare incide nella approssimazione con la quale tale logica può essere seguita mentre le caratteristiche della trasmissione determinano il campo di velocità del veicolo in cui la logica stessa è attuabile.

Ritornando al diagramma di fig. 4 è evidente che il funzionamento del motore può essere mantenuto tanto meglio lungo la linea ottimale quanto più fitto è lo scalamento fra i vari rapporti del cambio.

Una trasmissione a variazione continua di rapporto è quindi sotto tale aspetto la soluzione ottimale; con una trasmissione a rapporti discreti invece il funzionamento del motore potrà essere mantenuto in una fascia ottimale a cavallo della linea ideale, fascia la cui ampiezza sarà evidentemente funzione dello scalamento dei rapporti del cambio (fig. 7).

D'altra parte occorre ricordare che una trasmissione continua presenta due inconvenienti, perlomeno nella realizzazione finora fatta in campo automobilistico e cioè tramite cinghie di gomma: rendimenti che decadono rapidamente all'allungarsi del rapporto di trasmissione e al diminuire del carico e potenze trasmissibili limitate.

In base alle caratteristiche della trasmissione varia il campo di velocità in cui si possono realizzare le condizioni ottimali: esso è infatti tanto più esteso quanto maggiore è l'apertura del cambio.

Nell'istogramma di fig. 8 sono riportati i valori ideali dei rapporti del cambio e la loro frequenza di impiego supponendo di percorrere con una vettura media il ciclo F.D.C.

L'apertura del cambio risulta decisamente elevata: infatti per soddisfare il 95 % delle condizioni di marcia l'apertura necessaria è circa 10. Si può osservare inoltre come per ottimizzare le condizioni di impiego del motore si debba andare verso rapporti totali di trasmissione lunghi decisamente più lunghi degli attuali: nel 66 % dei punti del ciclo F.D.C. occorrono infatti rapporti inferiori ai valori usuali che sono circa 4.

Evidentemente quanto detto ottimizza le caratteristiche della trasmissione dal punto di vista dei consumi: all'atto pratico occorrerà considerare quanto ciò incide nelle prestazioni del veicolo ai fini di valutare se e quanto si sia disposti a pagare a tale riguardo allo scopo di ottenere miglioramenti di consumo.

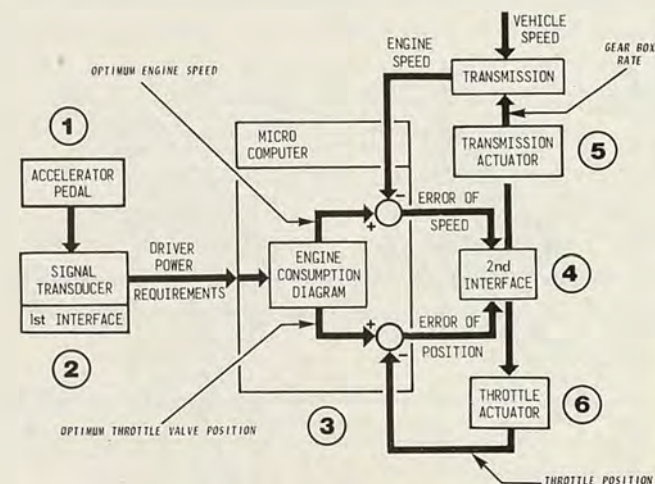


Fig. 6

Valutazione del risparmio di consumo ottenibili.

Nel diagramma di fig. 9 sono riportati i valori di consumo previsti sul ciclo F.D.C. per una vettura di media cilindrata in tre diversi allestimenti: cambio tradizionale a 4 velocità, trasmissione continua e discontinua a 5 velocità di caratteristiche ideali ed automatizzate secondo la logica di minimo consumo.

Si può osservare come già disponendo di un cambio tradizionale, sia possibile influenzare il consumo variando il regime di cambio marcia pur affrontando lo stesso profilo di velocità nel tempo: se consideriamo due regimi di cambio marcia ab-

bastanza usuali (rispettivamente di 4000 giri/min e 3000 giri/min), notiamo che il risparmio ottenibile si aggira già sul 10 %.

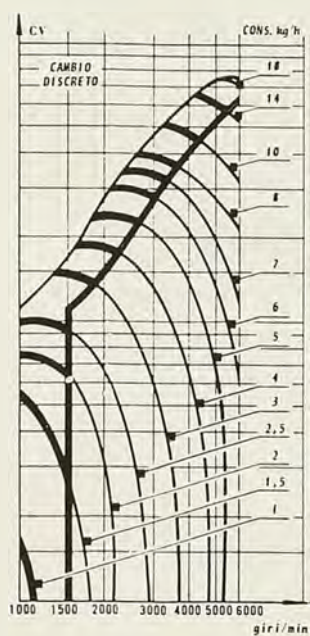


Fig. 7

Con una condotta di guida automatizzata i risparmi ottenibili con trasmissione continua e discontinua sono paragonabili e variano rispetto alle condizioni di migliore impiego del cambio tradizionale da un 15 a un 20 %.

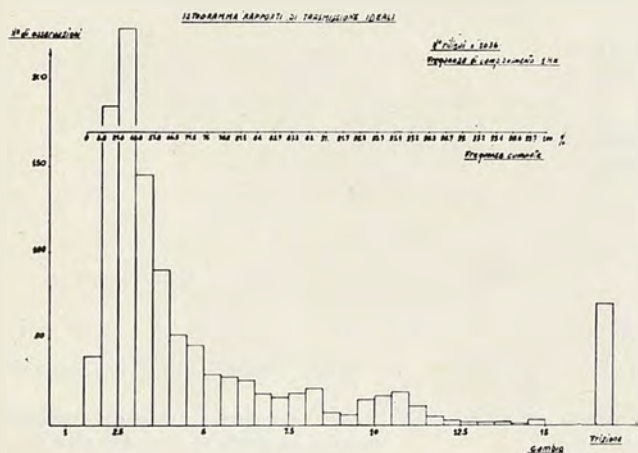


Fig. 8

Pur se tali valori si riferiscono a trasmissioni di caratteristiche ideali ciò sta ad indicare la notevole importanza della logica di regolazione del sistema che fa ritenere possibili buoni miglioramenti di consumi anche per trasmissioni reali.

Conclusioni.

Quanto detto evidenzia come con le vetture attuali sia possibile da parte del pilota un uso fortemente improprio che può causare notevoli aumenti di consumo a parità di prestazioni.

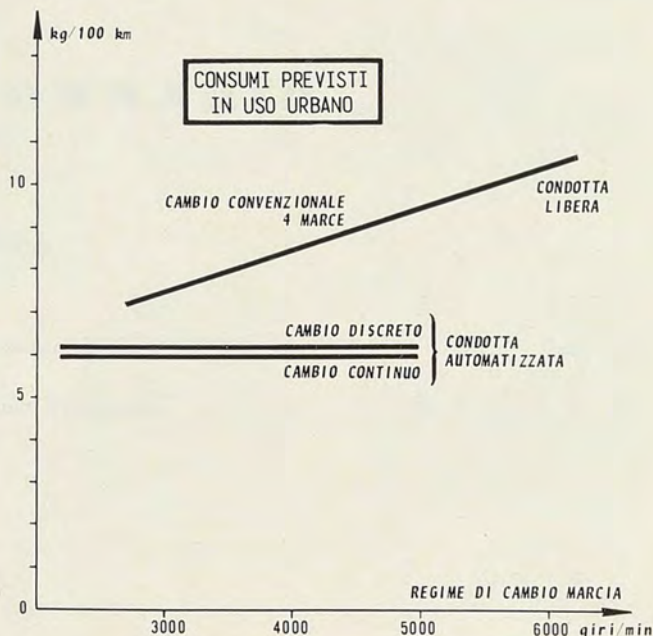


Fig. 9

Si possono infatti prelevare dal motore potenze molto care e forti parzializzazioni con regimi di rotazione elevati. Una condotta di guida automatizzata promette risparmi di consumo cospicui anche se per ottenere risultati veramente validi occorrerà affrontare notevoli problemi tecnici ed economici soprattutto per quel che riguarda le caratteristiche delle trasmissioni e dei sistemi di controllo da impiegare.

È appunto in tal senso che si sta studiando e lavorando.

Pier Guido Castelli

