

Pier Luigi Tenci

“Energia e Ambiente”

Sin dal 1979 lavoro nella ricerca e nella sperimentazione di sistemi e dispositivi per la riduzione dei consumi energetici e delle emissioni atmosferiche industriali e civili.

Volume 2°

- 1- **TENCI Energy Saving Cogenerazione:** “TURIN PALACE HOTEL - Studio sul risparmio energie primarie Aprile 1983”
- 2- **ATEC S.r.L:** “DISPOSITIVO ANTI INQUINAMENTO PER UNA CALDAIA A COMBUSTIBILE GASSOSO”.
- 3- **ATEC S.r.L:** “DISPOSITIVO ANTI INQUINAMENTO ATMOSFERICO DOVUTO ALLA COMBUSTIONE DI COMBUSTIBILI GASSOSI”.
- 4- **MINISTERO DEI TRASPORTI:** Centro superiore ricerche e prove autoveicoli e dispositivi.“Relazione di prova FILTRO CATALITICO ENEA/ATEC – Verifiche di funzionalità ed efficienza”
- 5- **TUV:** “Test report- testing of a ATEC catalyst”
- 6- **ENEA/ATEC 15427:** “Sviluppo qualificazione e promozione di dispositivi catalitici per il trattamento dei gas di scarico dei motori Diesel”
- 7- **AIAS S.r.L - LA RUDE S.r.L. - EUROENGEL S.r.L.:** “Qualche altro esempio di tecnologie da me adottate per realizzare manufatti e dispositivi nel rispetto dell’ambiente”

Pier Luigi Tenci

Torino 02 Maggio 2014

TURIN PALACE HOTEL

STUDIO SUL RISPARMIO ENERGIE PRIMARIE

Parte 1a

	pag.
<u>INTRODUZIONE</u>	1-2
<u>SINTESI DEI RISULTATI</u>	3-6
<u>CAP. 1 DATI GENERALI DELL'ATTIVITA' ESAMINATA</u>	
Tabella generale presenze	7
Tabella dei consumi energetici	8
Destinazioni principali del combustibile	9
Consumo stagionale energia elettrica	10
Diagramma consumi energetici	11-12
Diagramma dei consumi stagionali di energia	13
Costo unitario dell'energia	14
Diagramma dei costi energetici	15
Diagramma degli indici di consumo	16
Energia termica assorbita nell'anno (80-81-82)	17-19
<u>CAP. 2 DATI GENERALI E CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO DELLA CENTRALE TERMICA</u>	
Specifiche caldaie	20-21
Controllo della combustione in C.T.	22-32
<u>CAP. 3 DISPERSIONI TERMICHE E RECUPERI NELL'EDIFICIO</u>	
3.1 Torre di espulsione lato via Assietta	33-43
3.2 Sotterraneo	44-50
3.3 Piano terreno	51
3.4 Vetrate HALL	51-52
3.5 Vetrate autorimessa	52-53
3.6 Piani ammezzato,quarto	54
3.7 Piano quinto	54-56
3.8 Scalone lato via Assietta	57-58
3.9 Scalone lato via Magenta	59-61
3.10 SALE serbatoi di riserva	61-62
3.11 Tromba ascensore	63-64

Tabella riassuntiva dispersioni significative
nei volumi dell'edificio 65

Diagramma di flusso risultante in C.T. 66

3.12 Energia termica persa nelle acque bianche 67-73

3.13 Correlazione potenza /ore di esercizio e
bilancio in C.T. con gli interventi conservativi
adottati 74-79

CAP. 4 PRINCIPALI CRITERI DI SOSTITUZIONE C.T.

Premessa 80-81

4.1 1^ Ipotesi 82-84

4.2 2^ Ipotesi 85-86

4.3 3^ Ipotesi 87-89

4.4 4^ Ipotesi 90-92

4.5 5^ Ipotesi 93-95

Tabella riassuntiva bilanci in C.T. 96

CAP. 5 REFRIGERAZIONE ESTIVA E PRODUZIONE COMBINATA

ACQUA CALDA

Cogenerazione " Condizionamento e produzione
acqua calda per uso sanitario " 97-99

CAP. 6 PRODUZIONE COMBINATA DI ENERGIA ELETTRICA E CALORE

Premessa 100-101

Bilancio energetico ed economico 101-103

ALLEGATI:

- Scheda tecnica scambiatori a lamelle
- Schede tecniche scambiatori a tubi di calore
- Schede tecniche coppelle isolanti per tubazioni ISOTERM 373
- Ciclo frigorifero ad assorbimento JASAKI
- Caldaie ad alto rendimento RAYPAK
- Caldaie ad alto rendimento a condensazione GUILLOT
- Pannelli radianti POLYTHERM
- Ciclo frigorifero JUCKER
- Scheda TOTEM

STUDIO SUL RISPARMIO ENERGIE PRIMARIE

Parte 1^a

INTRODUZIONE

Il presente studio ha lo scopo di :

- Evidenziare i più significativi disperdimenti di energia TERMICA presenti nell'edificio .
- Proporre il sistema per effettuare il ricupero .
- Valutare il risparmio energetico conseguibile con il sistema proposto, nonché parametrizzare il risparmio energetico e quello economico .

I disperdimenti elettrici saranno valutati in una successiva edizione (parte 2^a)

In questo studio non si affronta il bilancio economico benefici-investimenti ; esso sarà oggetto in appendice al presente elaborato, solo a progettazione sistemistica generale elaborata .

(Si ritiene che sia più reale la valutazione del rendimento di investimento se si dispone di tutti i costi previsti per ristrutturare gli impianti esaminati.)

I valori ottenuti devono essere considerati medi e possono scostarsi dalla realtà entro inevitabili tolleranze che sono legate alle rilevanti variabili in gioco .

Tuttavia tali risultati dovrebbero rientrare nella tolleranza del $\pm 10\pm 15\%$ rispetto alla realtà constatabile solo dopo l'attuazione coerente degli interventi proposti .

Si consiglia a questo proposito di inserire nei nuovi impianti i dispositivi per la misurazione dei consumi di energia primaria dai quali sarà possibile trarre validi elementi di confronto .

Tutti gli interventi proposti possono essere attuati gradualmente ; ma devono essere parte organica di un unico progetto esecutivo .

SINTESI DEI RISULTATI**Disperdimenti di energia TERMICA significativi individuati :**

	<u>Kwh dispersi</u>
1) Ricambio d'aria ambienti	110,8
2) Isolamento condotte acqua calda sotterraneo	49,7
3) Vetrate HALL	2,8
4) Vetrate autorimessa	1,65
5) Muri perimetrali piano 5°	11,6
6) Scalone lato Via Assietta	2,95
7) Scalone Via Magenta	6,85
8) Sala serbatoi di riserva	11,5
9) Trombe ascensori	13,6
10) Acque bianche	109,3
11) Rendimento di centrale termica	153,7
<hr/>	
TOT.	474

Questa energia dispersa è stata in parte recuperata e si è ottenuta una riduzione in centrale termica nella potenza resa di ≈ 300 Kwh consentendo un risparmio economico di \approx 71.000.000 £/anno

(In questo risparmio è compresa anche la cogenerazione)

Le soluzioni proposte analizzano le nuove tecnologie disponibili sul mercato :

- Scambiatori a tubi di calore
- Isolamenti ad alta resistenza termica
- Pompe di calore
- Caldaie ad alto rendimento a metano
- Cicli frigoriferi con recupero di calore
- Cogenerazione elettricità + Calore .

Negli elaborati che seguiranno esse sono valutate voce per voce ed ampiamente descritte .

La centrale termica non risponde alle normative vigenti.

Si consiglia la totale rimozione della stessa con collocamento in terrazza ed alimentazione a metano .

TABELLA RIASSUNTIVA DEI RISPARMI ECONOMICI GLOBALI MASSIMI OTTENUTI EDIFICIO + CENTR. TERM.

Intervento conservativo	Energia recuperata Kcal/anno $\times 10^6$	Kwh/anno $\times 10^3$	Risparmio conseguito £/anno
Edificio	653,7	760,2	(58395480) 56131342 *
Centrale termica 4°ipotesi	176	204,7	(67,73 $\times 10^6$ - 58395480) = = 9334520
Ciclo frigorif. con produzione acqua calda	36,5	42,4	1619628 **
Cogenerazione	245,8	286	4633560 ***
TOTALE	1112	1293	71719050

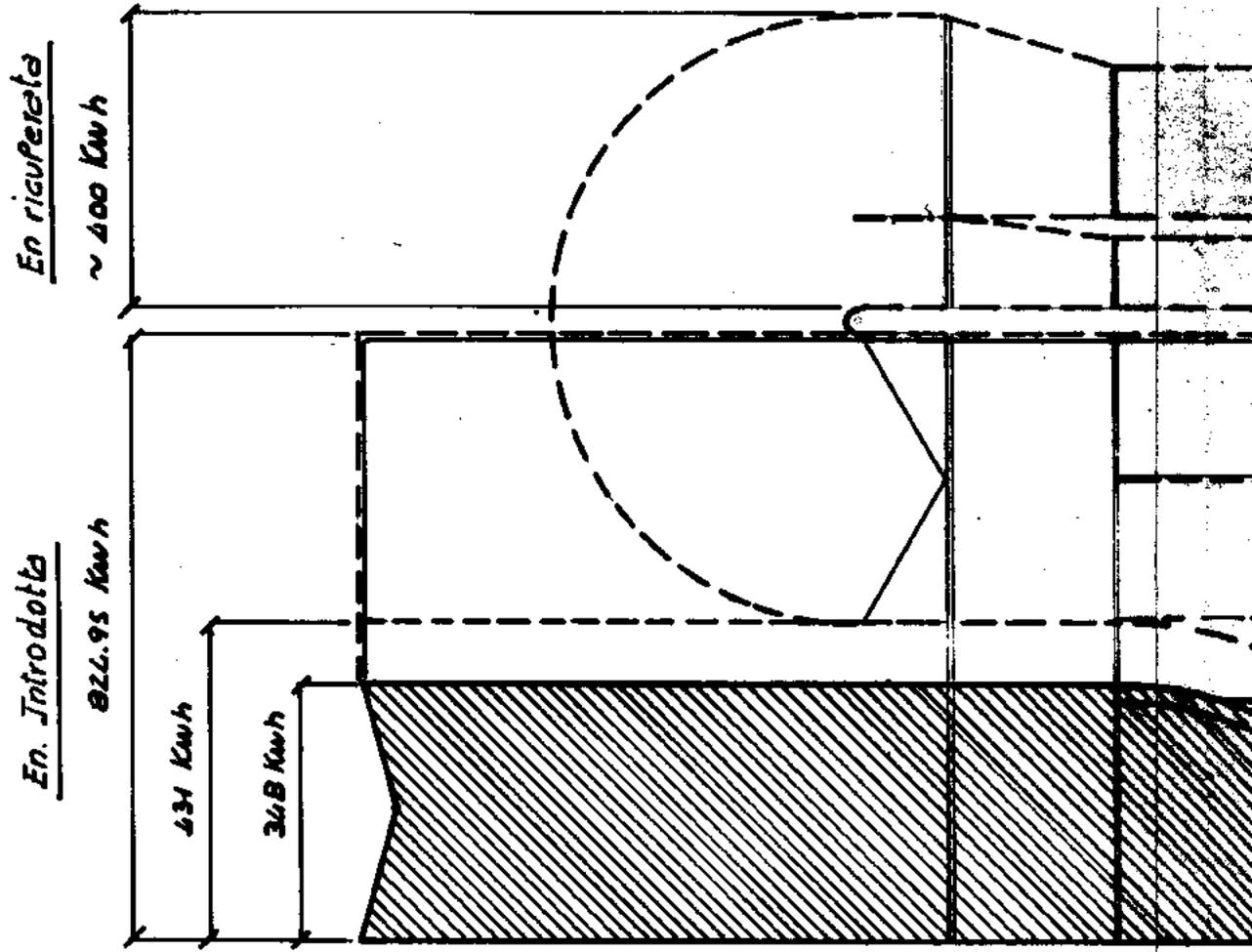
NOTA

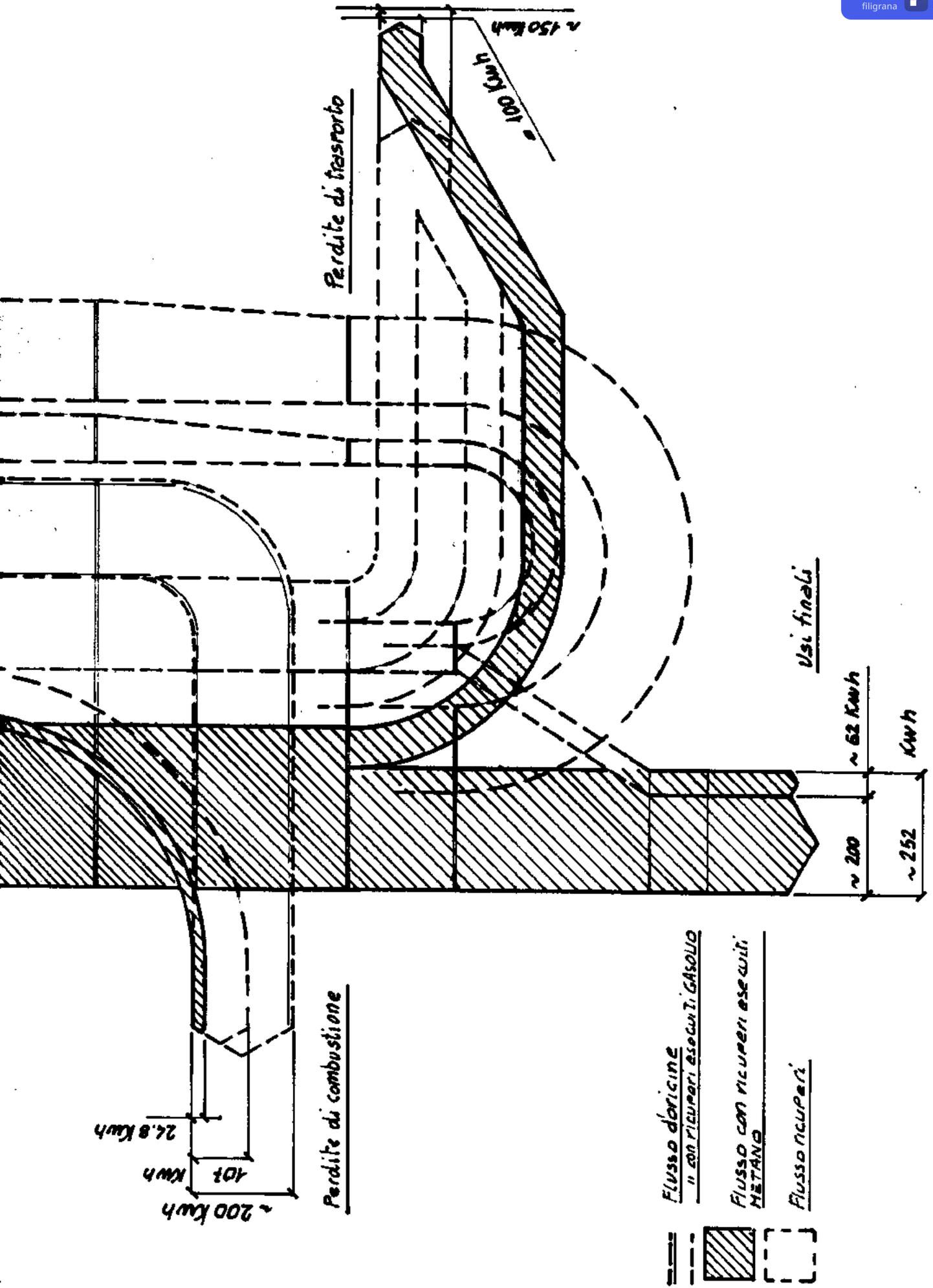
L'energia recuperata all'uso finale é ridotta rispetto a quella assorbita in centrale in funzione del rendimento globale di produzione più quello di trasmissione.

Questo rendimento vale circa 0,55;0,70

* Al netto costo gestione pompa di calore
 ** Al netto costo gestione
 *** Al netto costo gestione

DIAGRAMMA GENERALE DEI FLUSSI DI PROCESSO





CAP. I°

DATI GENERALI DELL'ATTIVITÀ ESAMINATA

In questo capitolo sono analizzati i principali fattori che caratterizzano l'attività energetica ed economica relativa alla gestione del triennio 1980-1983.

CAP. 1 TABELLA GENERALE PRESENZE

Periodo analizzato 1/1/80 - 31/12/82

ANNO	PERIODO (1)	g.g.	Presenze ospiti n°	TOTALE pres. ospiti n°	Presenze fisse personale servizio (2)	Pres. equiv. giorno	Totale presenze fisse
1980	Estate	168	14772	30706	20x207x06 = 2484	10,18	34422
	Inverno	197	15934		28x207x02 = $\frac{1232}{3716}$		
1981	Estate	168	17921	35497	Idem	10,18	39213
	Inverno	197	17576		Idem		
1982	Estate	168	18120	37000	Idem	10,18	40716
	Inverno	197	18880		Idem		

1) Suddivisione convenzionale legata al ciclo di riscaldamento ambienti : 16 Ottobre:30Aprile

2) Presenze medie 48 di cui 20 con utilizzo energia 0,6 1 Maggio/15 Ottobre

28 con utilizzo energia 0,2

gg. lavorativi 207 20 presenze pernottano, 28 svolgono solo servizio diurno .

TABELLA DEI CONSUMI ENERGETICI

CAP 1:

Periodo analizzato : 1-1-1980...31-12-1982.....

Vettore Energetico	ANNO	LITRI	(1) kWhx10 ³ equivalen.	(2) presenze / anno	kWh / presenza	COSTO £ X 10 ³	£/kWh	£ / presenza
GASOLIO	1980	182.000	1790,9	34422	52,03	48888	27,3	1420
	1981	187500	1845	39213	47,05	62881	34,1	1603
	1982	200.000	1968	40716	48,33	84377	42,9	2072
ENERGIA ELETTRICA	1980		488,697	34422	14,2	34591	70,8	1005
	1981		561,140	39213	14,3	43800	78,05	1117
	1982		645,739	40716	15,86	61547	95,3	1512

(1) 1 litro di gasolio equivale a : 10200 x 0,83/860 =9,84 kWh/l

(2) Nelle presenze sono comprese quelle del personale di servizio pari a 3716 medio nel triennio .

DESTINAZIONI PRINCIPALI DEL COMBUSTIBILE

CAP. 1

Periodo analizzato : 1-1-80...-31-12-82.....

UTILIZZAZIONE	PERIODO	ANNO	g.g.	quantità lt.	kWh x 10 ³ equivalen.	(1) PRESENZE	kWh presenza	(2) acqua sanit.	
								m ³	lt. pres.
Riscaldamento ambiente più produzione acqua sanitaria	Inverno	1980	197	150.000	1476	17939	82,28	11111	619
		1981	197	153.000	1505	19581	76,86	12132	619,6
		1982	197	164.000	1614	20885	77,3	15306	733
Produzione acqua sanitaria	Estate	1980	168	32.000	314,9	16482	19,1	11123	675
		1981	168	34.000	334,56	19631	17,04	12095	616
		1982	168	36.000	354,24	19830	17,9	15306	772

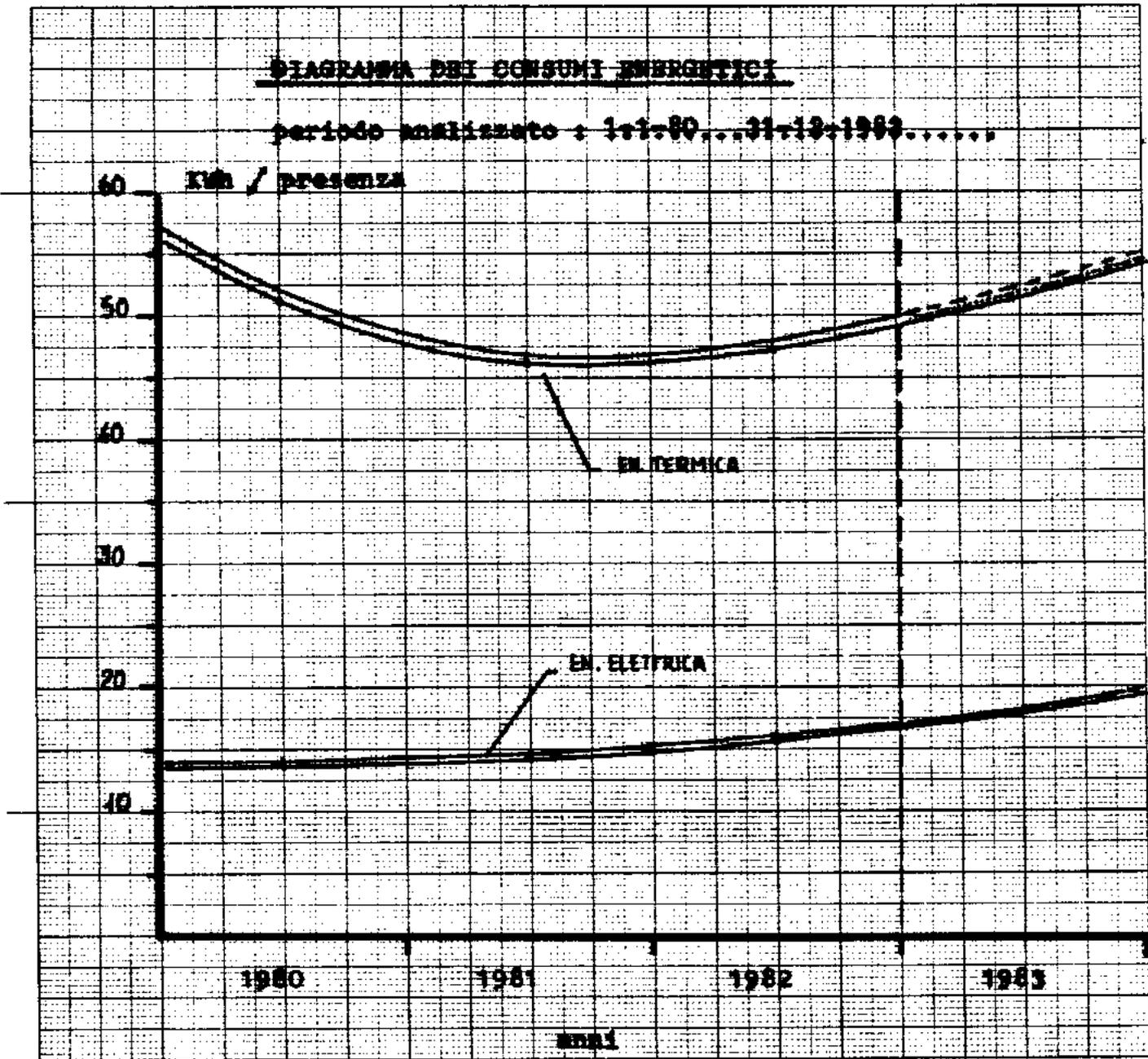
(1) Sono comprese le presenze del personale di servizio come da computo di TAB 1 .

(2) Quantitativi assoluti di consumo non espressi per la sola acqua riscaldata ma per il volume globale consumato .

DIAGRAMMA DEI CONSUMI ENERGETICI

periodo analizzato : 1-1-80...31-12-1983.....

Kwh / presenza



Descrizione diagramma 1

Il consumo specifico di energia : Kwh/presenza ha subito un sensibile calo nella gestione del 1981 ; ma denuncia una rapida ripresa nella gestione 1982 e per estrapolazione nel 1983 .

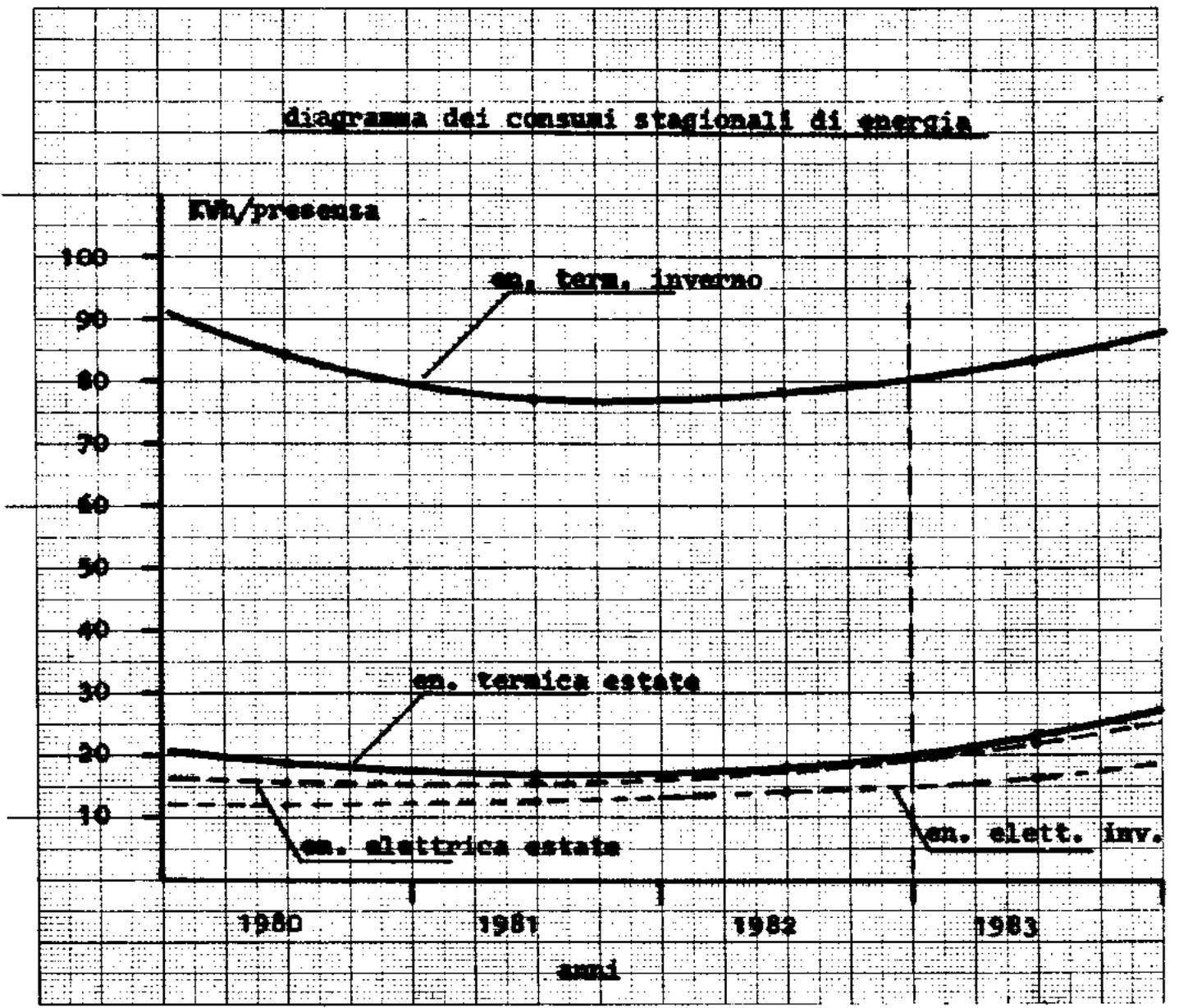
L'aumento dei consumi specifici sono imputabili essenzialmente a due fattori :

1°) alla disciplina sul contenimento dei consumi da parte di ogni singola presenza .

2°) alla degradazione del rendimento del processo termico escluse le condizioni climatiche dell'anno interessato in quanto lo stesso andamento è rilevabile nel diagramma scomposto ESTATE INVERNO dei consumi stagionali .

CAP. 1 Diagramma 2

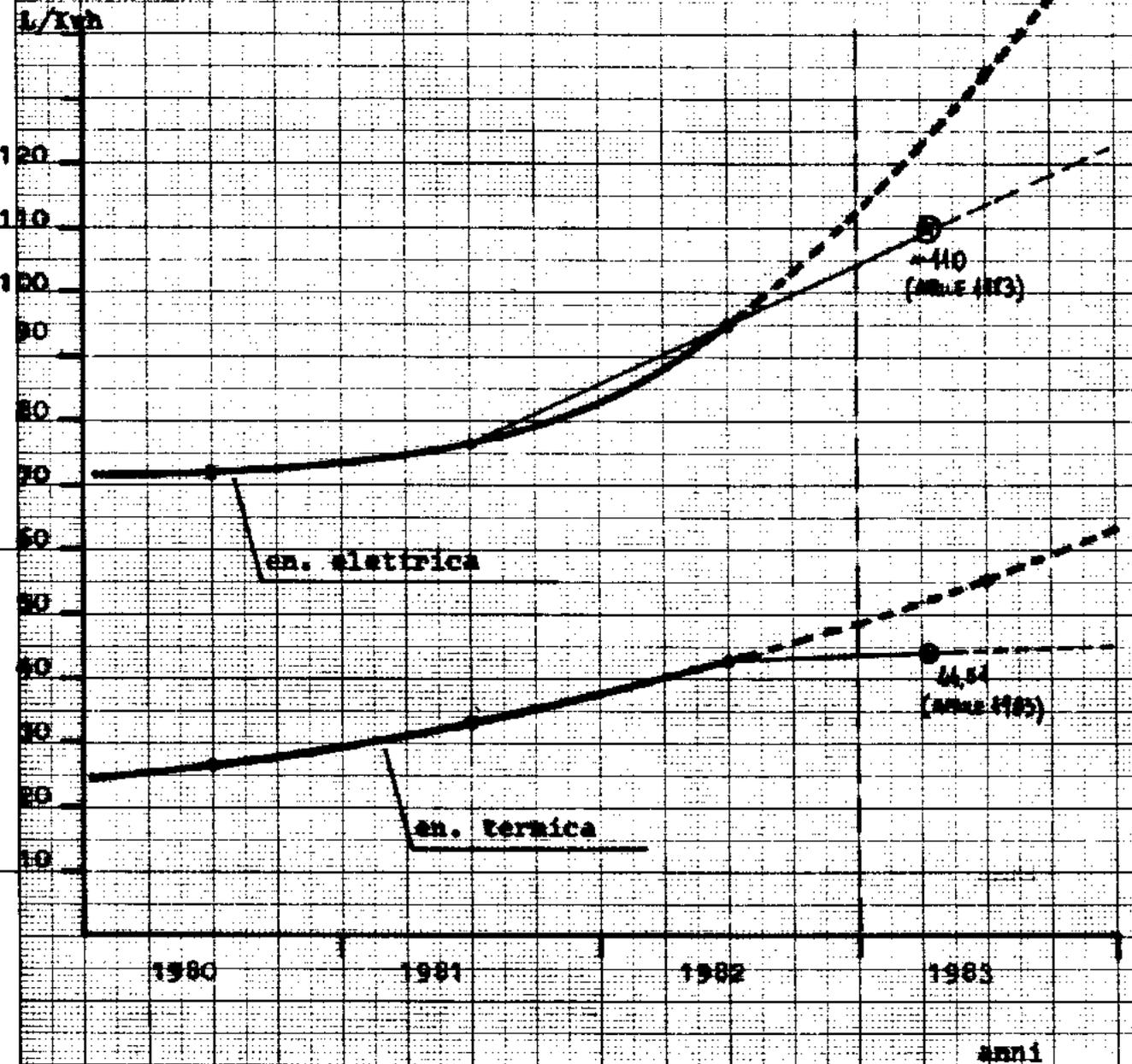
diagramma dei consumi stagionali di energia



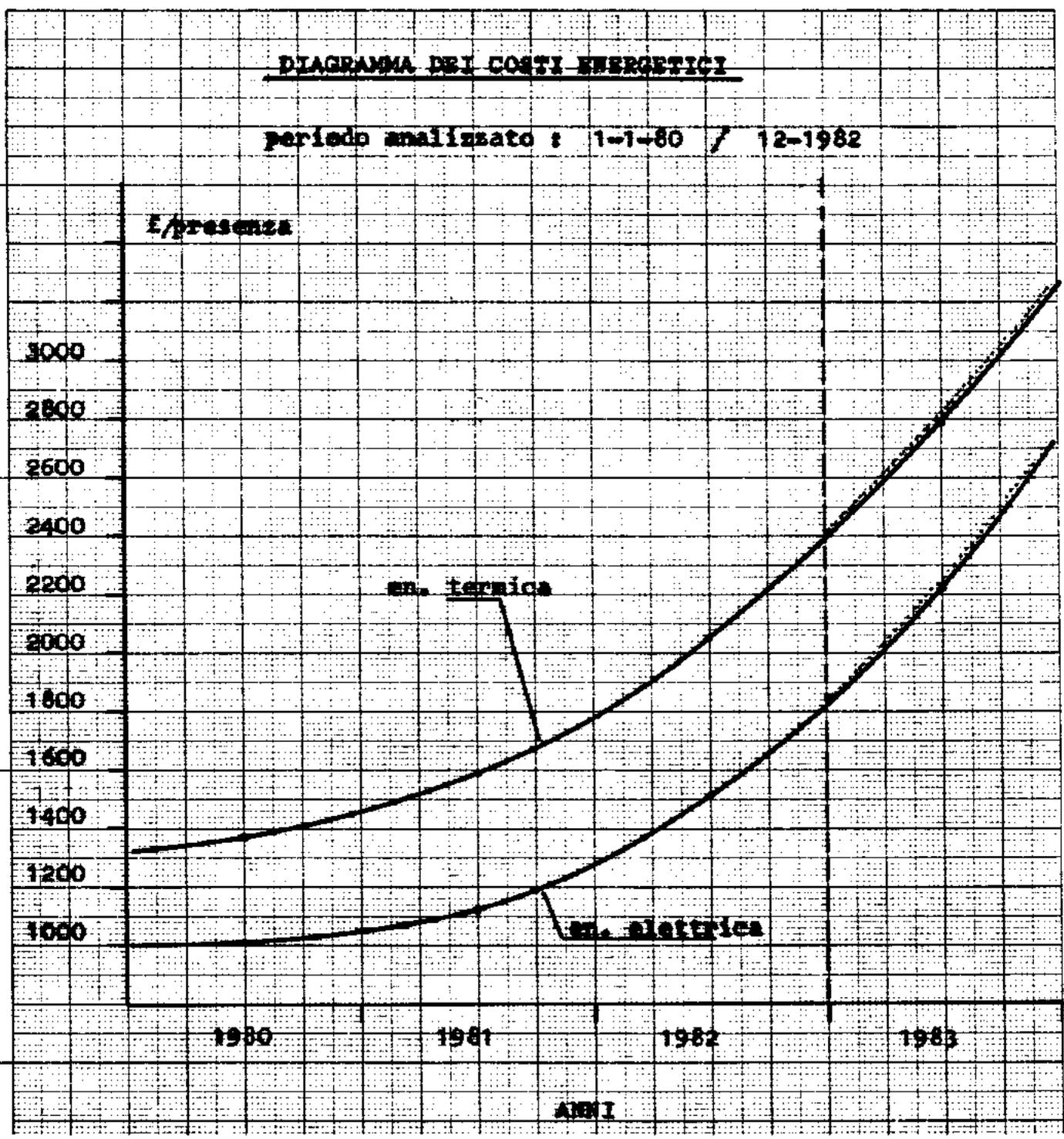
Il consumo specifico dell'energia scomposto nelle componenti stagionali rileva la stessa riduzione percentuale rilevata nel diagramma dei consumi energetici annuali .

Tale andamento esclude le influenze climatiche medie annuali, e pone in risalto sia il criterio di gestione dell'energia che il contenimento dei consumi da parte di ogni singola presenza .

COSTO UNITARIO DELL'ENERGIA
 Periodo analizzato : 1-1-1980 ; 31-12-1982



- Costo del gasolio in aprile 1983.
 L'andamento del costo del gasolio non è estrapolabile tecnicamente. Si rileva infatti una forte discontinuità della curva rispetto agli anni precedenti.
- Costo dell'energia elettrica Aprile 1983.

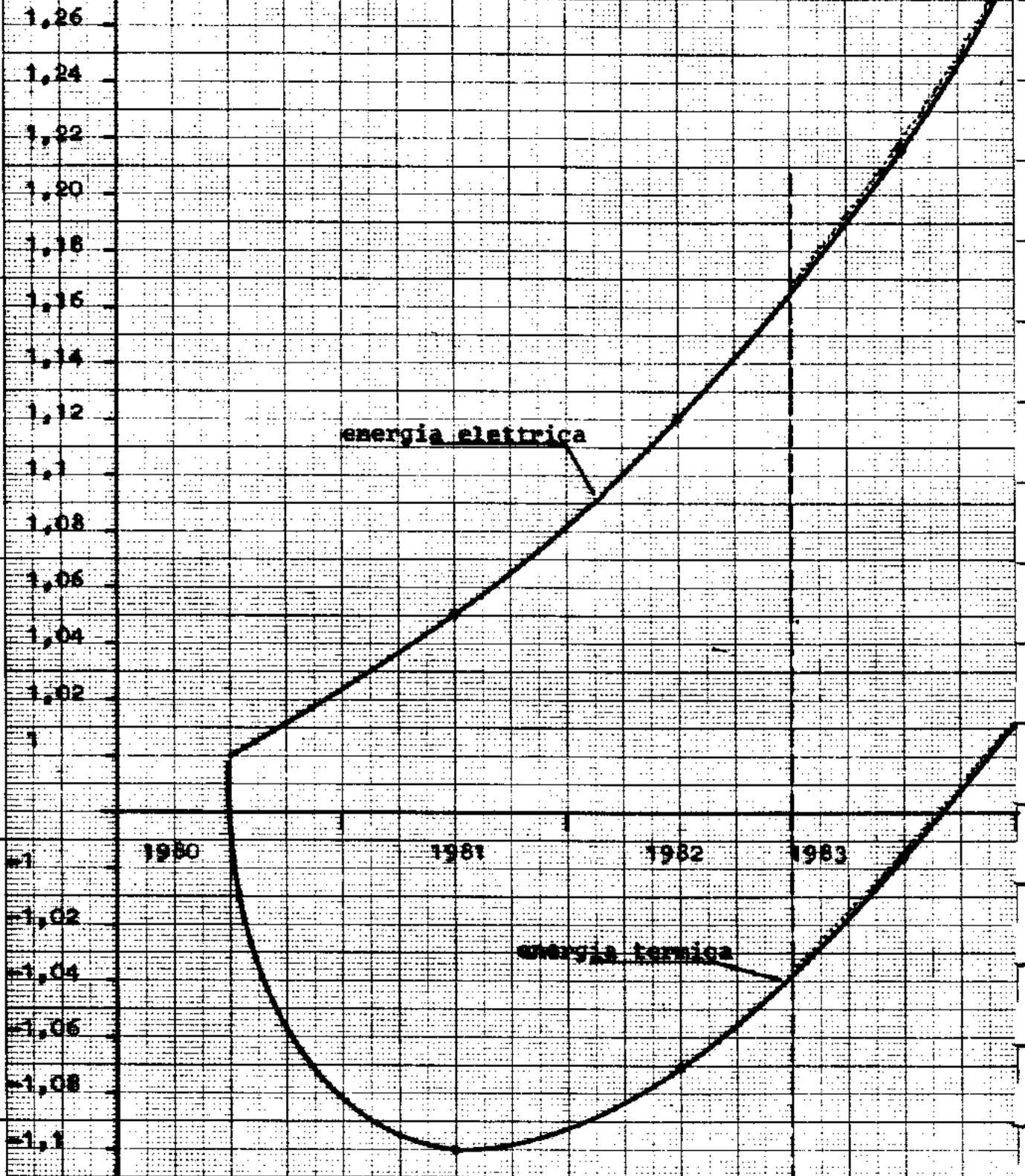


Il costo specifico delle energie consumate nel triennio dimostra un incremento con andamento quadratico .

L'incremento di costo è stato tale da assorbire completamente il minor consumo di energia rilevato nel corso della gestione 1981 (Ved. diagrammi 1 e 2)

DIAGRAMMA DEGLI INDICI DI CONSUMO ENERGETICO

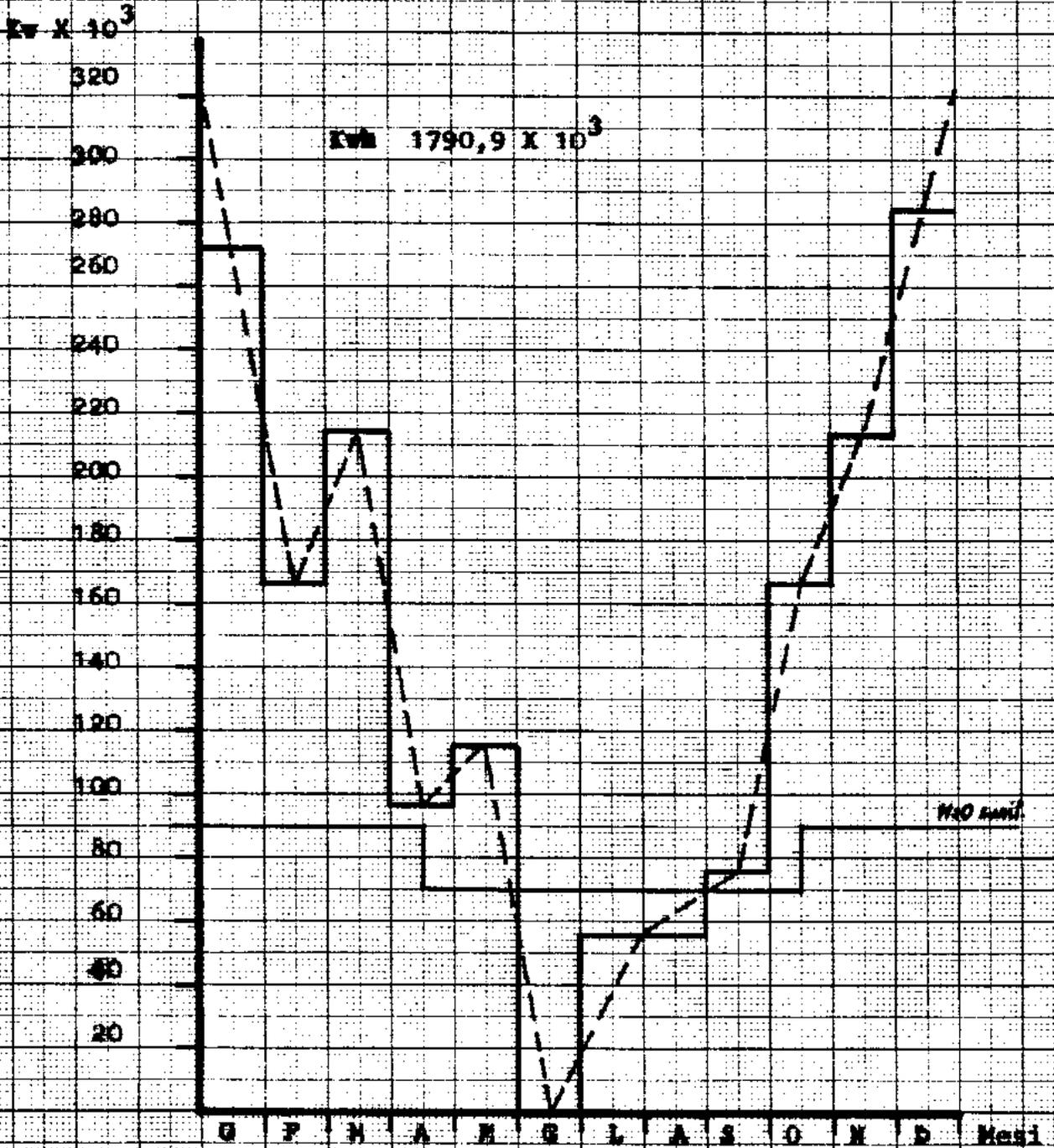
periodo analizzato : 1-1-1980 ; 31-12-1982



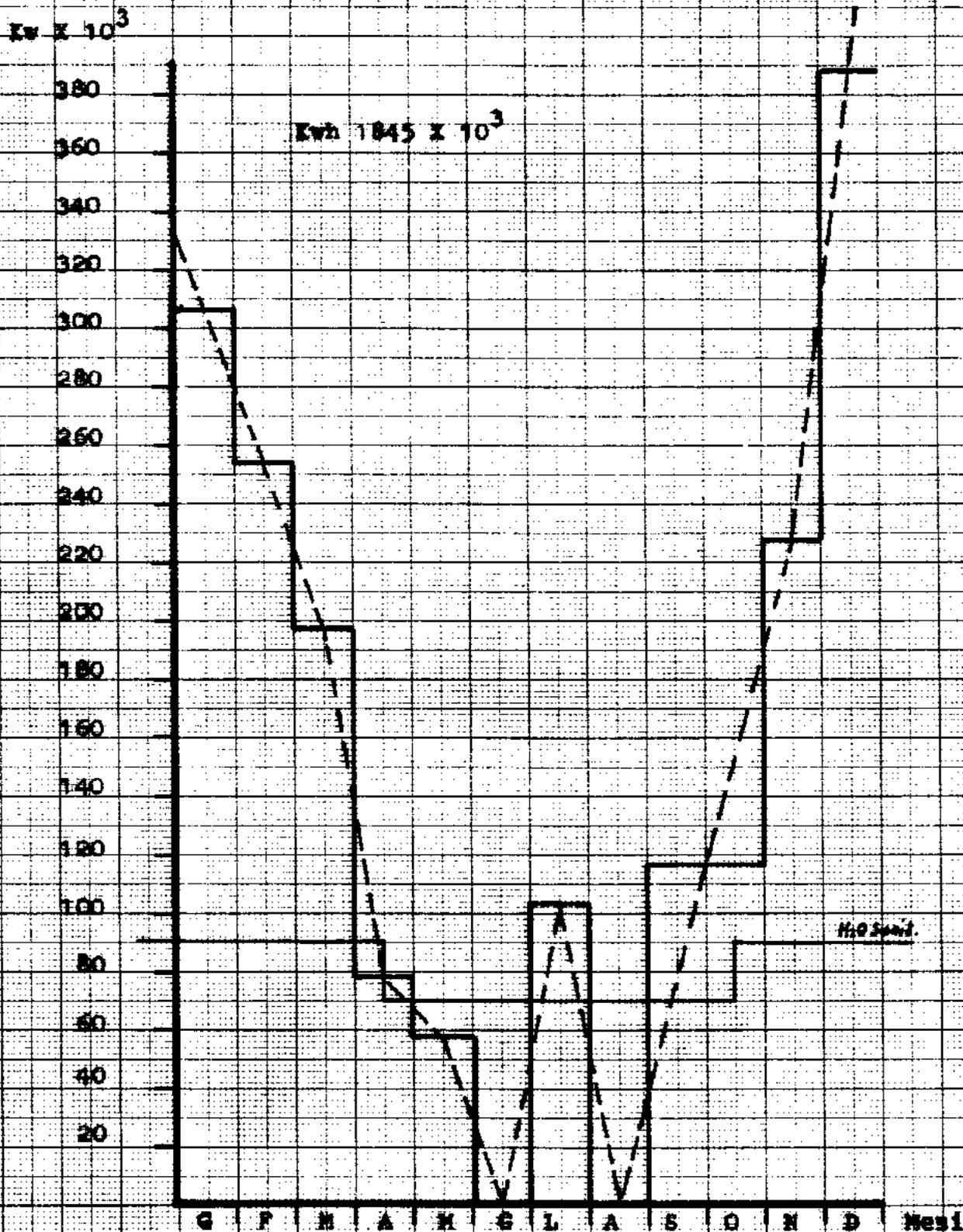
Gli indici di consumo energetico dimostrano
rispettivamente una tendenza al rialzo a partire
dalla gestione 1981 .

CAP. 1 diagramma 6

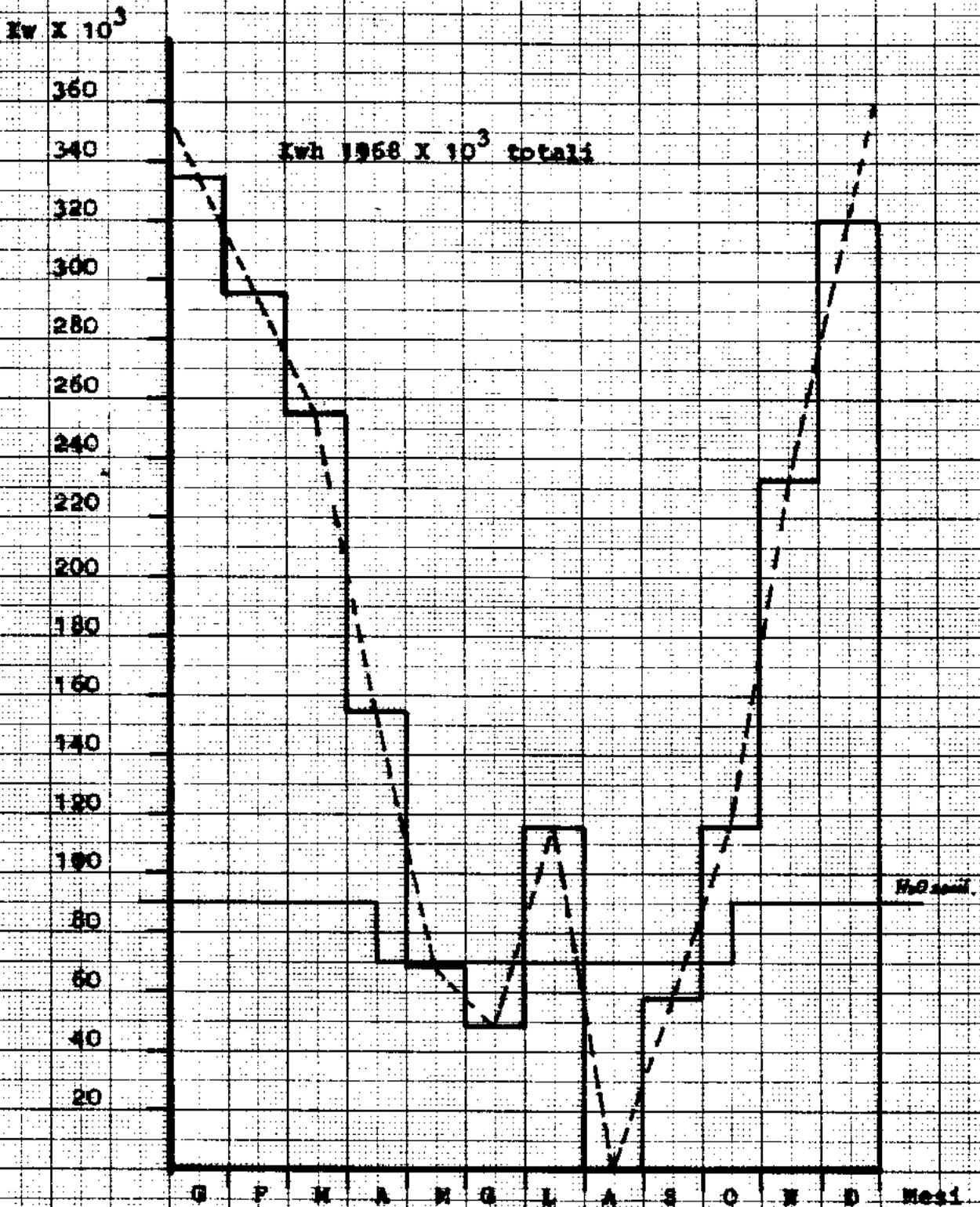
ENERGIA TERMICA ASSORBITA NELL'ANNO 1980



ENERGIA TERMICA ASSORBITA NELL'ANNO 1981



Energia termica assorbita nell'anno 1982.



CAP. 2°

DATI GENERALI E CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO DELLA CENTRALE TERMICA

In questo capitolo sono analizzati e tabulati i principali parametri che caratterizzano la gestione della centrale termica attualmente in esercizio .

In sintesi si rileva:

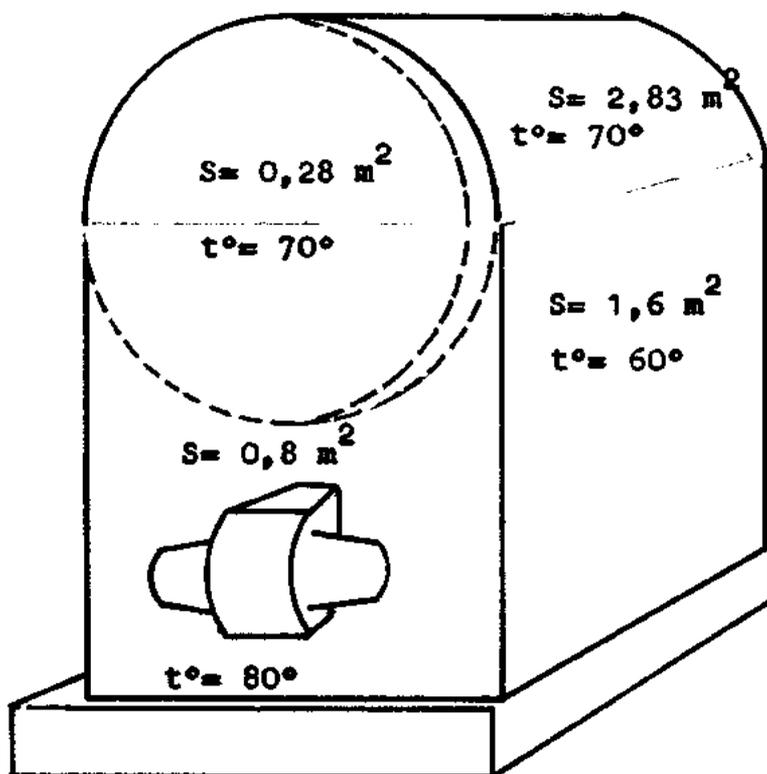
- La centrale non é conforme alle attuali norme di sicurezza.
- Lo stato deteriorato dei basamenti determina una eccessiva diluizione in camera di combustione.
- Il rendimento medio rilevato é circa 0,75 .

CAP. 2

SPECIFICHE CALDAIE

Caldaia n° 1 Off. S. MAURO Torino anno 1970 m^2 scamb. 30
Bruciatore Joannes Y50 35-52 Kg/h gasolio.

Caldaia n° 3 Enrico carimati anno 1954 Kcalh Max 250000
Bruciatore Joannes YS 50 35-52 Kg/h gasolio.



Totale superficie: $49,7 m^2$ t° media $68^\circ C$

Caldaia	UTILIZZO
1	Riscaldamento ambiente
3	"

SPECIFICHE CALDAIE

Caldaia n° 2 Off. S. MAURO Torino anno 1970 m² scamb. 16
Bruciatore Joannes (non targato)
Potenza caldaia 90000 Kcal/h Max.

Caldaia n° 4 Off. S. MAURO Torino anno 1965 m² scamb. 10
Bruciatore BRULEUR 10 - 20 Kg/h gasolio.
Potenza caldaia 100000 Kcal/h Max.

Caldaia n° 5 Enrico Carimati anno 1954 Kcal/H Max. 250000
Bruciatore BRULER 30 - 50 Kg/h gasolio.

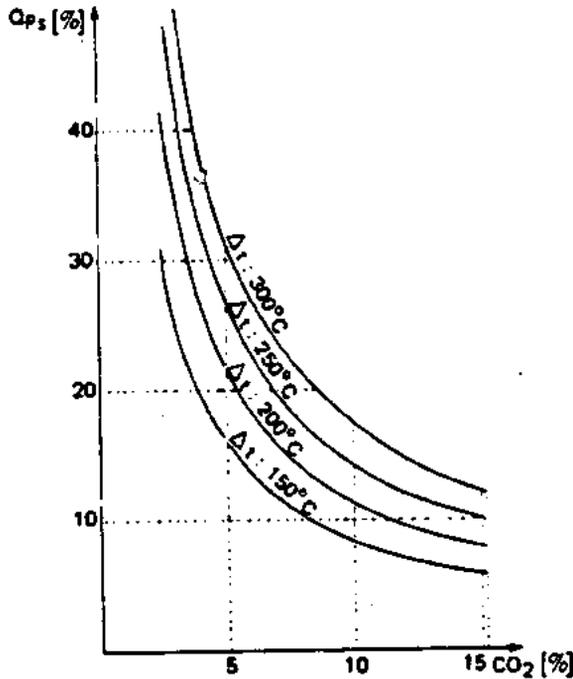
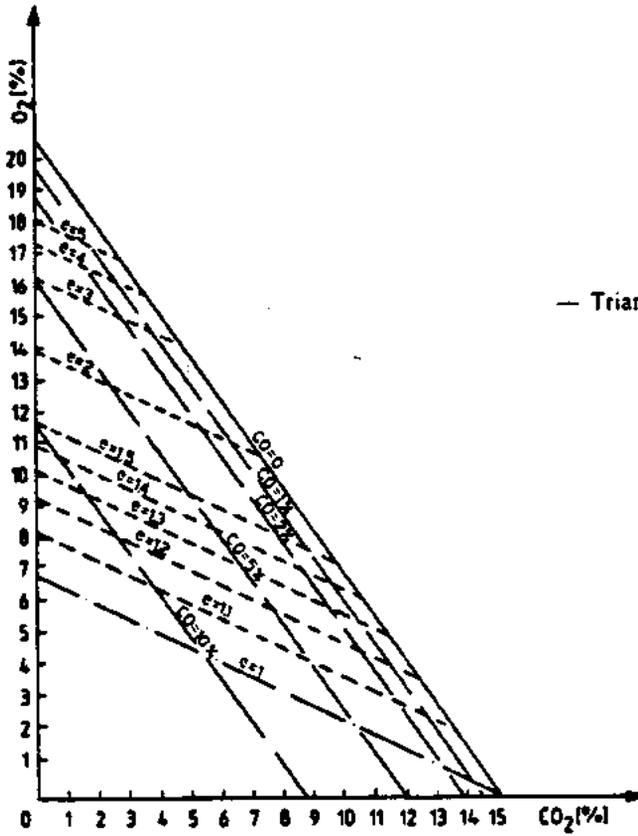
Caldaia	UTILIZZO
2	Produzione acqua sanitaria
4	Riserva acqua sanitaria
5	riserva riscald. ambiente

CAP. 2

CONTROLLO DELLA COMBUSTIONE IN CENTRALE TERMICA

GRANDEZZE CARATTERISTICHE	Caldiaia N° 1 off. S.Mauro(TO) 1970 mq 30		Caldiaia N° 2 Off. S.Mauro(TO) 1970 mq 16		Caldiaia N° 3 Enrico Carimati 1954 Kcal/h MAX 250.000	
	Rilevati	Ottimali	Rilevati	Ottimali	Rilevati	Ottimali
Ossigeno nei fumi (%)	10	4	14	4	10,5	4
Eccesso d'aria (%)	86,36	20	190	20	90	20
Incomb. nei fumi (CO% equiv.)	-	-	-	-	-	-
Temperatura dei fumi (°C)	145	188	220	188	127	188
Temperatura ambiente (°C)	24	20	24	20	24	20
Perdita per incombusti (%)	-	0,41	-	0,41	-	0,41
Perdita per calore sensibile	14,2	7,9	21,2	7,9	14,8	7,9
Perdita al camino (%)	14,2	8,31	21,2	8,31	14,8	8,31
Perdita per irraggiam. (%)	2,2	1,5	2,8	1,5	2,5	1,5
Rendimento (%)	83,6	90,2	76	90,2	82,7	90,2

CONTROLLO DELLA COMBUSTIONE



— Perdite per calore sensibile nella combustione del gasolio, in funzione del contenuto percentuale in volume di CO₂, nei fumi e della differenza di temperatura tra questi e l'ambiente esterno.

RENDIMENTO DI COMBUSTIONE

Eccesso d'aria in caldaia :

calcolata secondo la relazione :
$$e\% = \frac{O^2 \times 100}{21 - O^2} \times K$$
 *

O ²	eccesso d'aria	
	gasolio K=0,95	metano K=0,895
1	4,75	4,47
2	10	9,42
3	15,83	14,91
4	22,35	21,05
5	29,68	27,96
6	38	35,8
7	47,5	44,75
8	58,46	55,1
9	71,25	67,12
10	86,36	81,36
11	104,5	98,45
12	126,6	119,33
13	154,4	145,43
14	190	179
15	237,5	223,7
16	304	286,4

* Procedimento di calcolo secondo DUPONT

Perdite in caldaia per calore latente :

Calcolo con procedimento normalizzato
$$\xi_c = K_l \times \frac{\% CO}{\% CO^2 + \% CO}$$

dove: K_l per gasolio = 50,5

PERDITA PER CALORE SENSIBILE NEI FUMI

Relazione di calcolo:

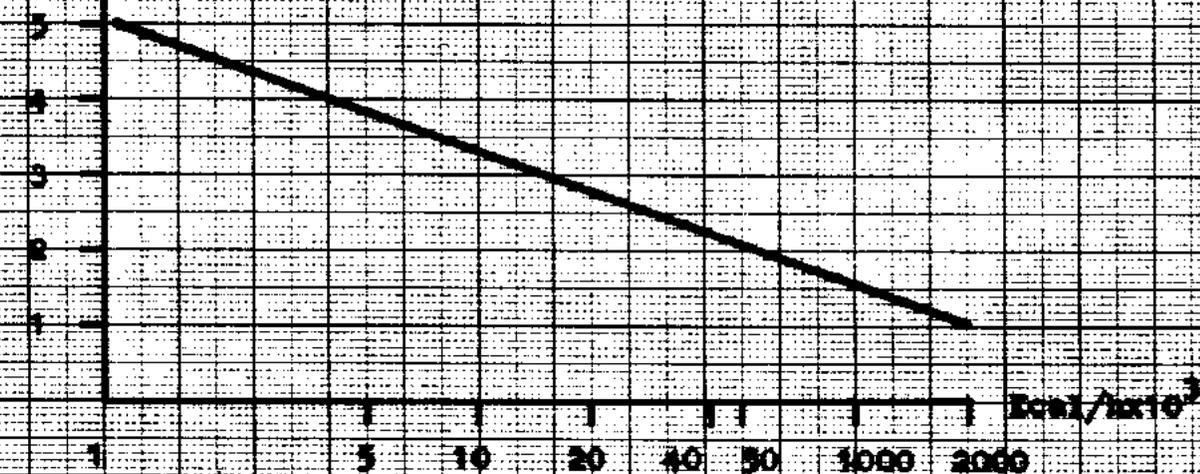
$$E_1\% = \frac{t_f - t_a}{(CO_2)_f\%} \cdot K_s$$

dove: t_f = temperatura dei fumi. t_a = temperatura ambiente.Tabella valori K_s per gasolio e metano.

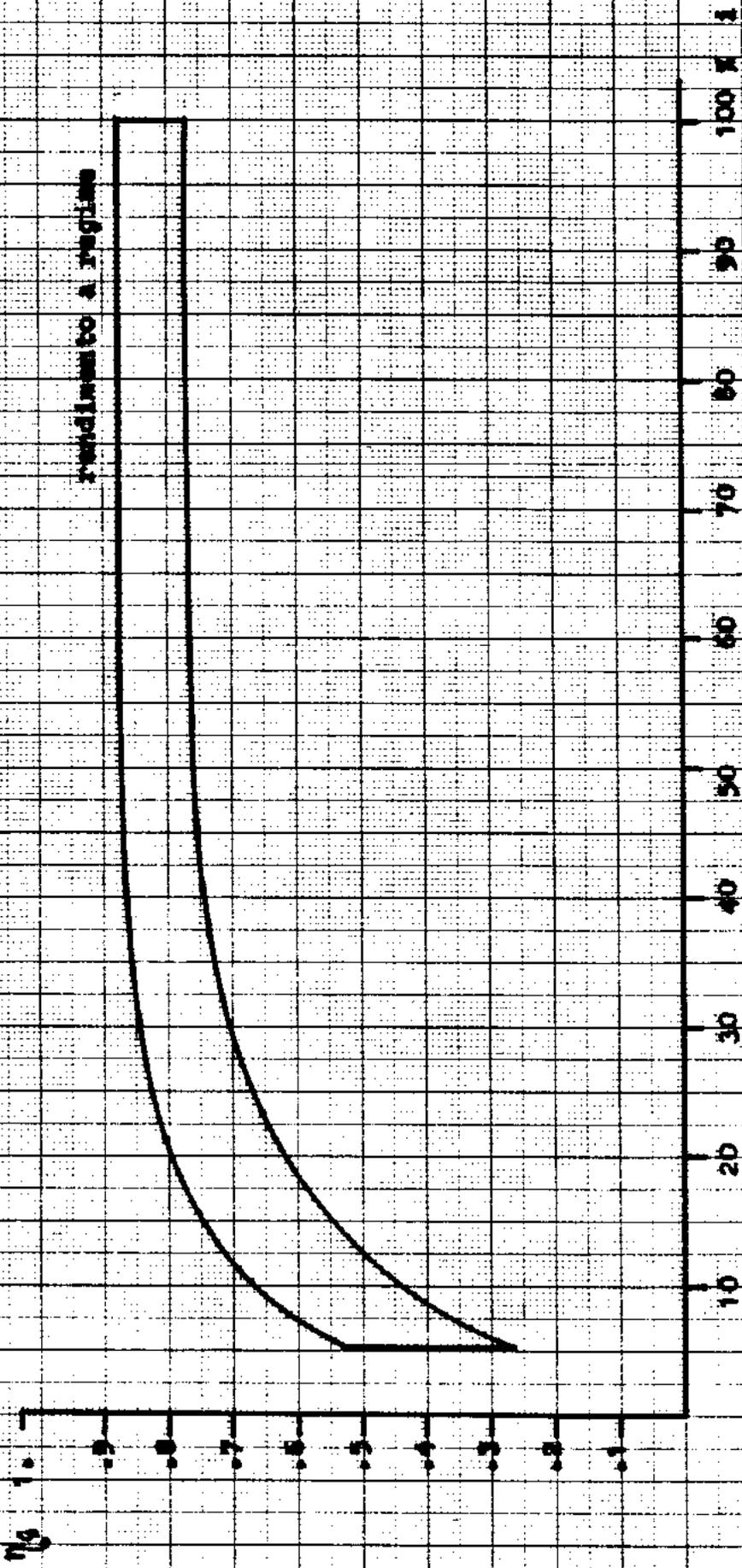
$(CO_2)_f$	K_s per gasolio	K_s per metano
4	0,523	0,418
5	0,530	0,427
6	0,536	0,437
7	0,543	0,447
8	0,550	0,457
9	0,557	0,466
10	0,564	0,476
11	0,571	0,486
12	0,578	
13	0,585	
14	0,592	

Perdite per irraggiamento nelle caldaie di bassa potenza.

p17



RENDIMENTO GLOBALE IN FUNZIONE DELLA PERCENTUALE DI INERZIONE DI GENERATORI DI CALORE



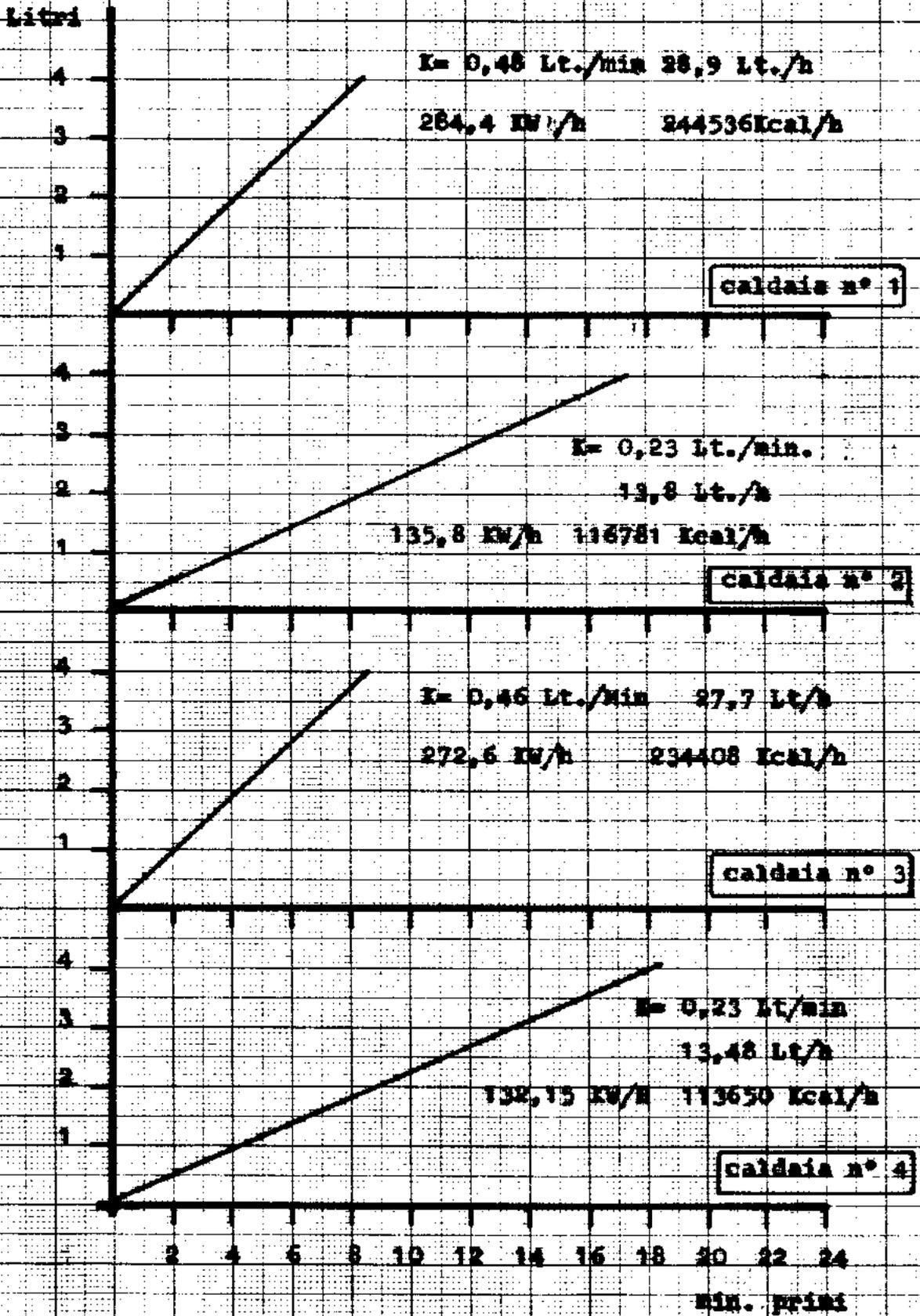
rendimento a regime

Diagramma 8

$\sum_{i=1}^n \eta_i \cdot C_p \Delta T_i \Delta t_i$
 $\sum_{i=1}^n \eta_i \cdot H_i \Delta t_i$
 $\eta_g = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_i \cdot C_p \Delta T_i \Delta t_i}{\sum_{i=1}^n \eta_i \cdot H_i \Delta t_i}$
 $\eta_g = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_i \cdot C_p \Delta T_i}{\sum_{i=1}^n \eta_i \cdot H_i}$
 tempo ON
 tempo ON+OFF

bibl. Brookhaven National Laboratory

CONSUMO Istantaneo del Combustibile in Centrale Term.



rilievi eff. in data 26/2/83

Tabella riassuntiva dei consumi di combustibile in C.T.

I rilievi sono stati effettuati col metodo della misura diretta del volume di gasolio immesso in caldaie.

Caldaia	Litri/ora	energia termica ass. ^{ta}	
		KW/h	Kcal/h
1	28,9	284,4	244536
2	13,8	135,8	116781
3	27,7	272,6	234408
4	13,48	132,15	113650

CAP. 2

RENDIMENTO MEDIO EFFETTIVO DELLA CENTRALE TERMICA

Caldaia	En. ASS.TA KW/h	At° °C	Portata H ₂ O * Lt./h	Pot. Resa istantanea KW	η globale ist.	η medio effettivo **	En. resa med. KW/h
1	284,4	10 64-54	20447	237,76	83,6	80,6	229,22
2	135,8	13 63-50	6827	103,2	76	76	103,2
3	272,6	9 63-54	21538	225,4	82,7	79,7	217,26
4	132,15	13 63-50	6642	100,4	76	56	74
TOTALE				666,76			623,68

* Le portate d'acqua sono desunte dal calcolo del bilancio termico.

**Il rendimento medio effettivo tiene conto del tempo ON-OFF.

DESCRIZIONE TURNI DI LAVORO IN CENTRALE TERMICA

- Le caldaie 1 e 3 operano in alternativa l'una all'altra per la quasi globalità del tempo di funzionamento (90%) ; operano altresì contemporaneamente per un tempo stimato intorno al 10% .

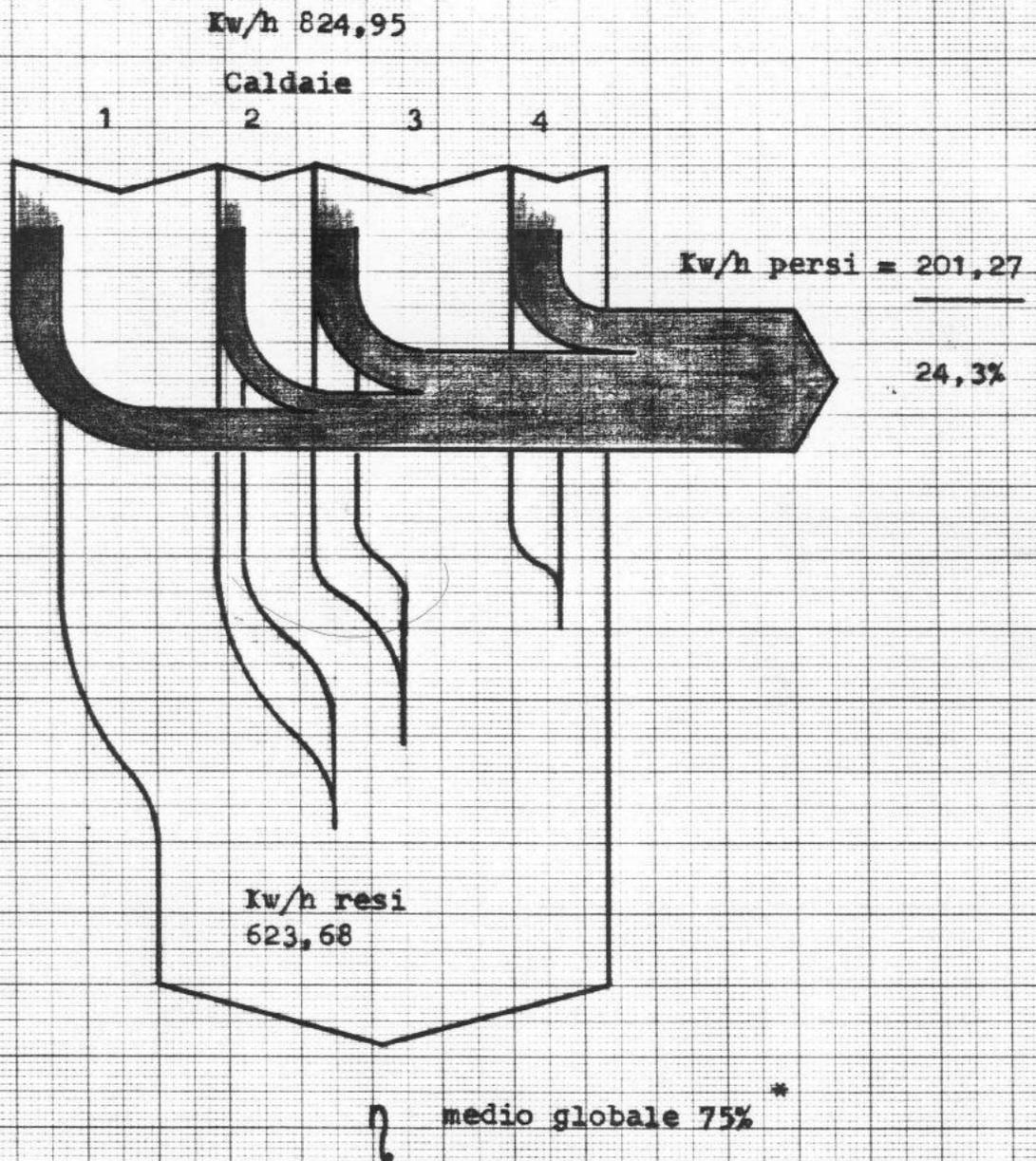
Considerate le pause di funzionamento e le interruzioni programmate il rapporto ON-OFF percentuale per queste caldaie è del 35% .

- La caldaia 4 opera con il rapporto ON-OFF percentuale basso e comunque non superiore al 15% circa .

CAP. 2

diagramma 12

DIAGRAMMA DI FLUSSO IN CENTRALE TERMICA



* Il rendimento matematico è 0,75602 Tuttavia verrà arrotondato a 0.75 Tenendo conto della deriva sul consumo di gasolio misurato con il metodo della caduta spontanea ai bruciatori, che normalmente sono alimentati con gasolio in leggera pressione di ricircolo.

CAP. 3°

DISPERSIONI TERMICHE E RECUPERI NELL'EDIFICIO

In questo capitolo sono analizzati i principali disperdimenti energetici.

- Torre d'espulsione aria esausta.
- Sottterraneo e condotte trasporto calore
- Piano terreno
- Piano quinto
- Scalone via Assietta
- Scalone via Magenta
- Sala serbatoi di riserva
- Tromba ascensore
- Acque bianche

CAP. 3

DISPERSIONI TERMICHE E RECUPERI

Energia termica espulsa dai ricambi d'aria ambiente

Premessa: I calcoli che seguiranno sono stati elaborati tenendo conto del ricambio d'aria effettivamente constatato durantei rilievi effettuati l'1.3.1983 sulle torri di espulsione aria viziata.

Si è peraltro rilevato che viene utilizzato un solo aspiratore per l'espulsione dell'aria viziata, (quello lato Via Assietta) lasciando baipassato l'aspiratore collocato nella seconda torre di espulsione (lato Via Magenta).

A quest'ultima torre è affidato solo il preriscaldamento dell'aria esterna di rinnovo.

Verrà analizzato di seguito il bilancio energetico attuale dato dall'espulsione dell'aria di ricambio effettuata sulla torre lato Via Assietta.

3.1 Torre di espulsione lato Via Assietta

Calcolo

- Temperatura b.a. aria espulsa $\approx 22^{\circ}\text{C.}$, b.u. $\approx 14,5^{\circ}\text{C.}$
- Superficie condotta di espulsione = $0,430.0450 = 0193 \text{ m}^2$
- Pressione dinamica media rilevata = $18 \text{ mm.c.a.} = 18 \text{ Kg/m}^2$
- Densità approssimata aria espulsa:

$$\rho = \frac{Y}{g} = \frac{1,29}{9,81} = 0,13 \text{ Kg. Sec.}^2/\text{m}^2$$

- Velocità media di espulsione:

$$v = \sqrt{\frac{2Pd}{\rho}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 18}{0,13}} = 16,64 \text{ m/sec}$$

- Portata media aria espulsa:

$$V = \frac{v}{V/m} \cdot 3600 = \frac{16,64}{0,193} \cdot 3600 \simeq 11.388 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Entalpia persa con temperatura ambiente media stagionale ponderata calcolata nel biennio 1979/1980 pari a 5,68 °c (dati rilevati dall'Aeronautica Militare vedi tabella) con umidità relativa media pari al 45% e con somma del calore latente più calore sensibile pari a = 8,37 Kcal/m³ (vedi diagramma psicometrico)

$$Q \text{ TOT dispersa} = (Q_1 + Q_s) \cdot V = 8,37 \cdot 11388 = \underline{95317 \text{ Kcal/h}}$$

Nell'arco della stagione il calore totale disperso è pari a:

$$Q \text{ TOT/Anno} = Q \text{ TOT/ora} \cdot \text{ore/giorno} \cdot \text{giorni/anno} =$$

$$(1) 95317 \cdot 13,5 \cdot 197 = \underline{253,5 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

RECUPERO DELL'ENERGIA DISPERSA

L'energia termica espulsa (persa) della (1) può essere recuperata tramite i seguenti sistemi:

- | | |
|--|-----------------------|
| a) Scambiatore a lamelle | $\eta_s \approx 0,55$ |
| b) Scambiatore a tubi di calore | $\eta_s \approx 0,60$ |
| c) Scambiatore (evaporatore) con pompa di calore | $\eta_s \approx 0,90$ |

L'energia presente nell'aria espulsa è composta da:

- 1 - energia sensibile = Q TOTs.
- 2 - Energia latente = Q TOTl.

L'energia latente recuperabile dipende dal sistema adottato; l'umidità relativa contenuta nell'aria espulsa si stima al valore medio stagionale del 45%.

- Caso a) } La temperatura media di condensazione è prossima
 b) } al valore medio ponderato calcolato con la relazione:

$$t^{*cm} = \frac{\sum (t^{*m} \cdot \text{giorno})}{\text{giorni stagione}} \quad \text{che sull'analisi dei valori}$$

degli anni 1979/1980 è di $\approx \underline{5,68 \text{ } ^\circ\text{C}}$

Caso c) La temperatura media di condensazione è data dalla temperatura di evaporazione del fluido usato nella pompa di calore; nel caso in esame tale valore è di 3,5°C

Dal diagramma psicometrico si rilevano le seguenti entalpie recuperabili: (vedi punti A'-B'-C' diagr. n.)

$$\text{- per } t_2^* 5,68^\circ\text{C} \quad t_1^* 22 \div t_2^* 5,68 \text{ (b.a.)} = 29 \text{ Kj/Kg}$$

$$29 \cdot 0,239 \cdot 1,2 = \underline{8,37 \text{ Kcal/m}^3}$$

$$\text{- per } t_2^* 3,5^\circ\text{C} \quad t_1^* 22 \div t_2^* 3,5^\circ\text{C} \text{ (b.a.)} = 32 \text{ Kj/Kg}$$

$$32 \cdot 0,239 \cdot 1,2 = \underline{9,18 \text{ Kcal/m}^3}$$

CALCOLO DELL'ENERGIA TOTALE RICUPERABILE $Q_{TOT} = Q_S + Q_L$

Dato $Q_{TOT} = (Q_S + Q_L) \cdot V \cdot s$

Caso a) $8,37 \cdot 11388 \cdot 0,55 = \underline{52424 \text{ Kcal/h}}$; $139 \cdot 10^6 \text{ Kcal/anno}$

Caso b) $8,37 \cdot 11388 \cdot 0,60 = \underline{55184 \text{ Kcal/h}}$; $147 \cdot 10^6 \text{ Kcal/anno}$

Caso c) $9,18 \cdot 11388 \cdot 0,90 = \underline{94088 \text{ Kcal/h}}$; $250 \cdot 10^6 \text{ Kcal/anno}$ *

* L'energia recuperata con la pompa di calore è riferita alla temperatura di condensazione di 3,5°C del vapore acqueo contenuto nella aria esausta per cui si recupera il valore perso, oltre il limite precedentemente calcolato ed ottenibile con temperatura esterna media di 5,68°C, (ottenibile per scambio diretto).

Risparmio di combustibile

Dato il rendimento globale di produzione e trasmissione del calore pari a:

$$\eta_g = \frac{\text{cald. 1} + \text{cald. 3}}{2} \cdot \eta_{\text{trasp. calore}} =$$

$$\frac{9,806 + 0,797}{2} \cdot 0,85 = \underline{0,68}$$

Si ha il seguente quantitativo di combustibile risparmiato:

Caso a) $\frac{139 \cdot 10^6}{860,9,84 \cdot 0,68} = 24155$ litri/anno gasolio

Caso b) $\frac{147 \cdot 10^6}{860,9,84 \cdot 0,68} = 25545$ litri/anno gasolio

Caso c) $\frac{250 \cdot 10^6}{860,9,84 \cdot 0,68} = 43445$ litri/anno gasolio

Risparmio economico conseguente

Dati: prezzo medio del gasolio 1982 pari a 422 £/litro

prezzo medio del gasolio stimato 1983/1984 $422 \cdot 1,04 = 440$ £/l

Si avranno i seguenti risparmi :

<u>ai prezzi del 1982</u>	ai prezzi del 1983/84
Caso a) 24155.422 = 10193.410 £	24155.440 = 10628200 £
Caso b) 25545.422 = 10.779.990 £	25545.440 = 11239800 £
Caso c)* 43445.422 = 18.333.790 £	43445.440 = 19115800 £

* La pompa di calore assorbe energia elettrica pari a $\frac{1}{4}$ della
potenza termica recuperata :

$\frac{43445}{860} \cdot 0,25 = 13 \text{ Kwh}$ che vengono comunque restituiti
nell'aria di immissione tanto che
l'energia termica totale restituita
dalla pompa di calore è pari a:

$$43445 + (13 \cdot 860) = \underline{54625 \text{ Kcal/ora}}$$

Il costo di gestione differenziale della pompa di calore è dato
dalla potenza elettrica assorbita per restituire l'energia pre-
detta, moltiplicando il prezzo del Kwh elettrico :

$$13 \cdot 110 (\text{£/Kwh } 83-84) - 44,51 (\text{£/kwh prezzo del gasolio}) \cdot \text{h/anno} =$$

$$13 \cdot (65,5) \cdot 2659 = 2264138 \text{ £/anno} .$$

Questo costo di gestione deve evidentemente essere sottratto al
risparmio prima calcolato :

$$\text{caso c) gestione } 83/84 : 19115800 - 2264138 = 16851662 \text{ £/anno}$$

Il risparmio effettivo netto nel caso c) sarà quindi 16851662 £/anno

CAP. 3

TABELLA RIASSUNTIVA BILANCIO ENERGETICO E RISPARMI CONSEGUIBILI

Ricuperatore: (Sistema adottato)	Energia recuperata KCal/anno	Litri gasolio risparmiati Lt/anno	Risparmio gasolio a prezzi 83--84 £/anno	Riduzione potenza in C.T. (1) KCal	KW
a) Scambiatore a lamelle	139.10 ⁶	24155	10628200	~ 61.200	71
b) Scambiatore a tubi di calore	147.10 ⁶	25545	11239800	~ 64.700	75,2
c) Pompa di calore	250.10 ⁶	43445	(16851662) **	~ 110.600	128,6

(1) La riduzione di potenza resa in C.T. è al netto delle perdite per trasporto: $\eta_{tr} = 0,85$

**

Al netto del consumo elettrico della pompa di calore

Temperatura esterna media ponderata negli anni 1979 - 1980

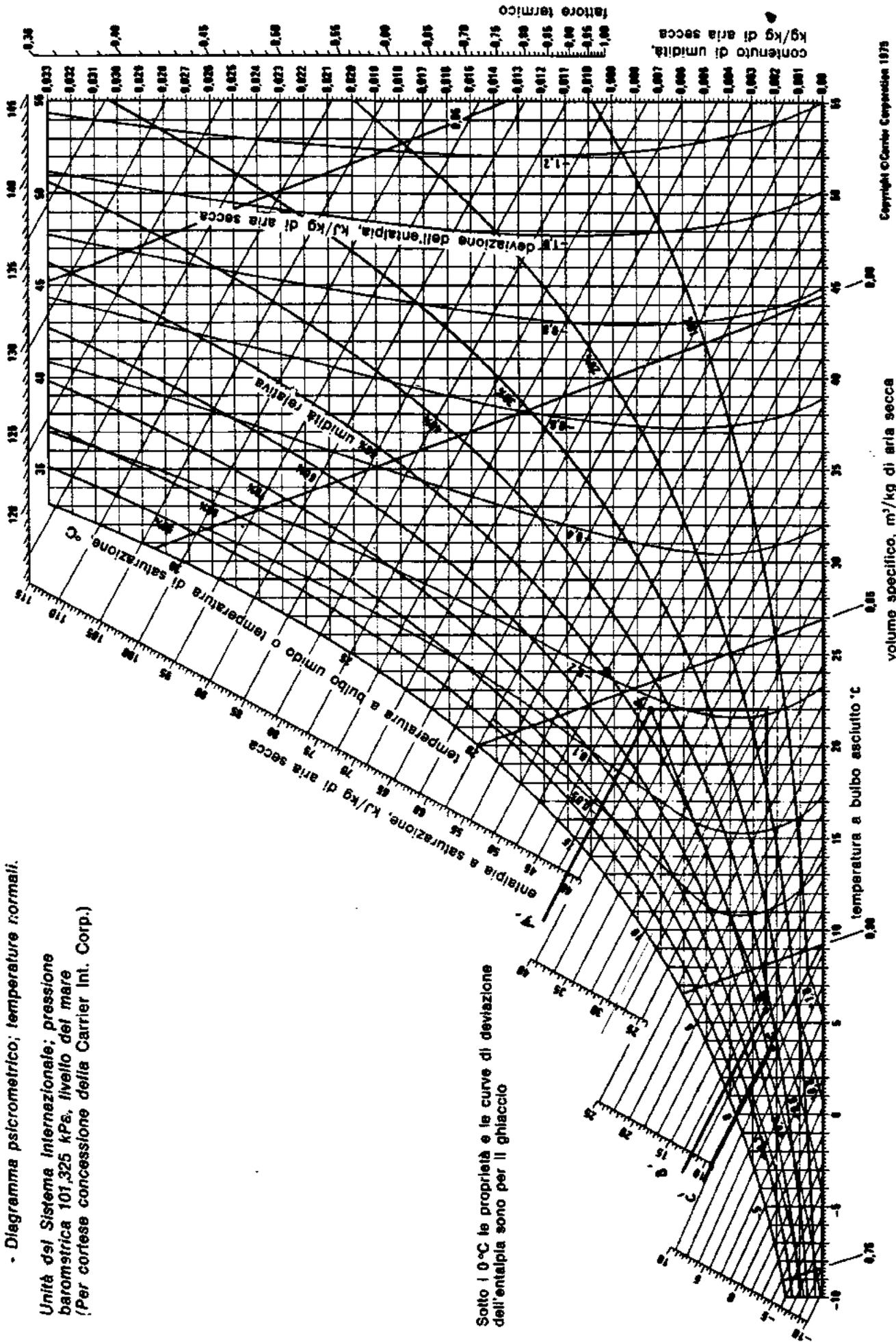
$$t_{cm} = \frac{\sum (t_m \cdot \text{giorni/mese})}{\text{giorni/stagione}} \approx 5,68^{\circ}\text{C}$$

RAFFRONTO DELLE TEMPERATURE MINIME, MASSIME E MEDIE NEI MESI INTERESSATI (TORINO)

data	OTTOBRE		NOVEMBRE		DICEMBRE		GENNAIO		FEBBRAIO		MARZO		APRILE	
	1978	1979	1978	1979	1978	1979	1979	1980	1979	1980	1979	1980	1979	1980
	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max	min max
1		4 15	5 11	2 15	-2 6	0 13	2 15	-3 7	3 8	0 11	-1 3	0 12	6 15	5 29
2		2 12	8 17	-7 4	0 3	-7 -1	-6 7	0 9	0 9	-1 8	-4 10	0 9	6 15	6 21
3		5 9	8 17	-5 6	-3 11	-10 -2	-4 7	-2 10	-2 10	-2 14	-2 12	2 16	3 14	7 16
4		6 9	3 8	-5 2	-1 17	-5 -2	-3 1	-3 11	-3 11	0 12	-1 13	5 9	0 15	7 16
5		0 6	0 10	-5 3	2 17	-6 -5	-5 -1	-2 13	1 9	1 9	2 15	1 7	-1 10	1 13
6		4 7	0 15	-5 4	2 16	-9 2	-7 -3	-1 16	2 12	2 12	7 14	4 9	-1 13	1 10
7		3 6	6 23	-6 3	2 13	-7 4	-7 4	3 13	-2 11	-2 11	4 13	3 10	-2 16	1 15
8		3 6	5 16	-5 1	1 10	-7 2	-8 5	3 4	-1 12	-1 12	0 16	-2 11	0 17	3 16
9		-1 15	8 11	-4 -2	4 9	-2 1	-6 4	2 5	0 10	0 10	4 20	-2 17	3 15	3 14
10		1 13	4 12	-6 10	4 8	-5 1	-3 4	4 8	0 9	0 9	1 16	-1 17	7 16	1 14
11		0 10	1 13	-4 4	4 8	-3 8	-5 0	1 6	2 12	2 12	5 9	6 10	6 17	1 16
12		1 15	-3 10	1 5	8 14	-5 1	-6 2	3 13	-3 13	-3 13	2 15	-1 14	6 17	4 17
13		1 14	1 7	1 6	0 9	-6 7	-1 2	-1 14	-1 14	-1 8	5 14	-1 14	5 18	6 16
14		0 15	0 6	0 6	0 4	-4 7	-1 1	6 11	0 6	0 6	10 12	1 6	10 19	8 16

- Diagramma psicrometrico; temperature normali.

Unità del Sistema Internazionale; pressione barometrica 101,325 kPa, livello del mare (Per cortese concessione della Carrier Int. Corp.)

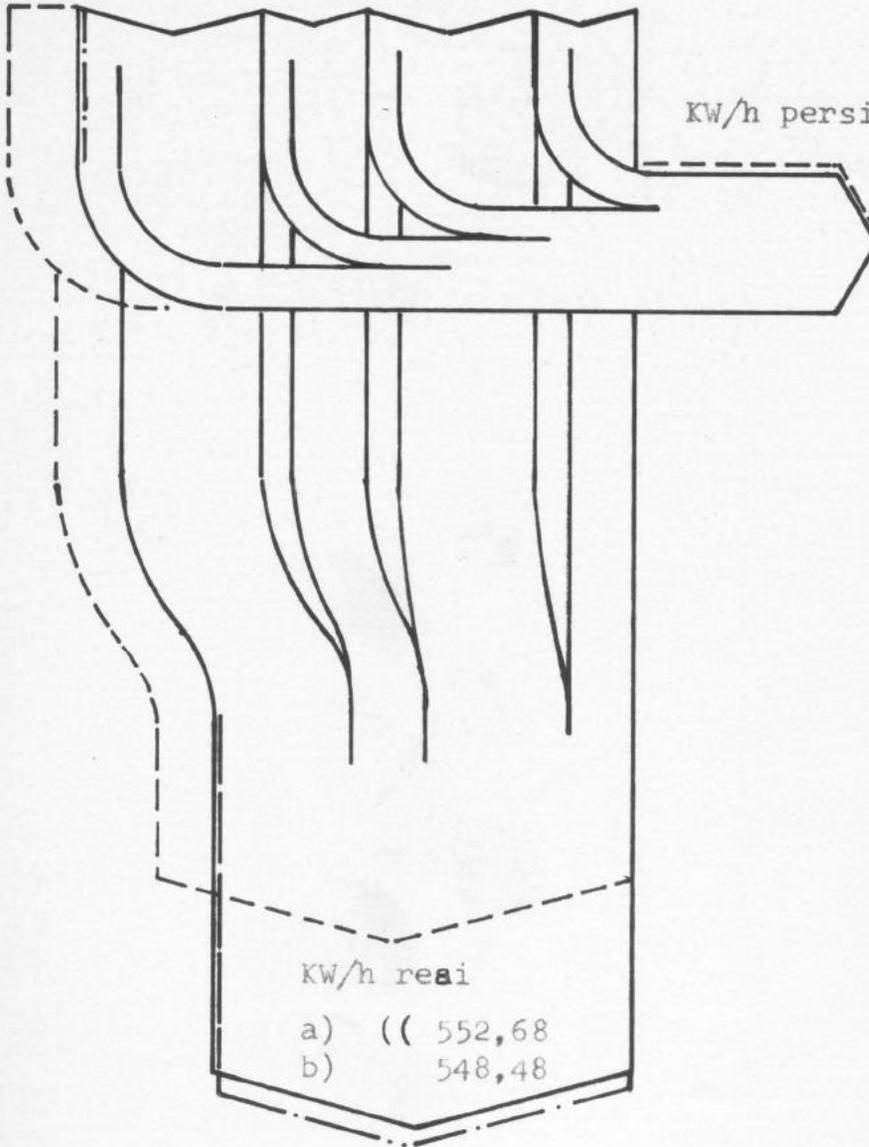


Sotto i 0°C le proprietà e le curve di deviazione dell'entalpia sono per il ghiaccio

Sistema di ricupero a) & b)

DIAGRAMMA DI FLUSSO IN C.T. RISULTANTE
DAI RICUPERI OTTENUTI IN TORRE DI
ESPULSIONE ARIA ESAUSTA TRAMITE SCAMBIATORI
STATICI A LAMELLE e/o TUBI DI CALORE

Kw/h a) 737 b) 731,3
 1 2 3 4

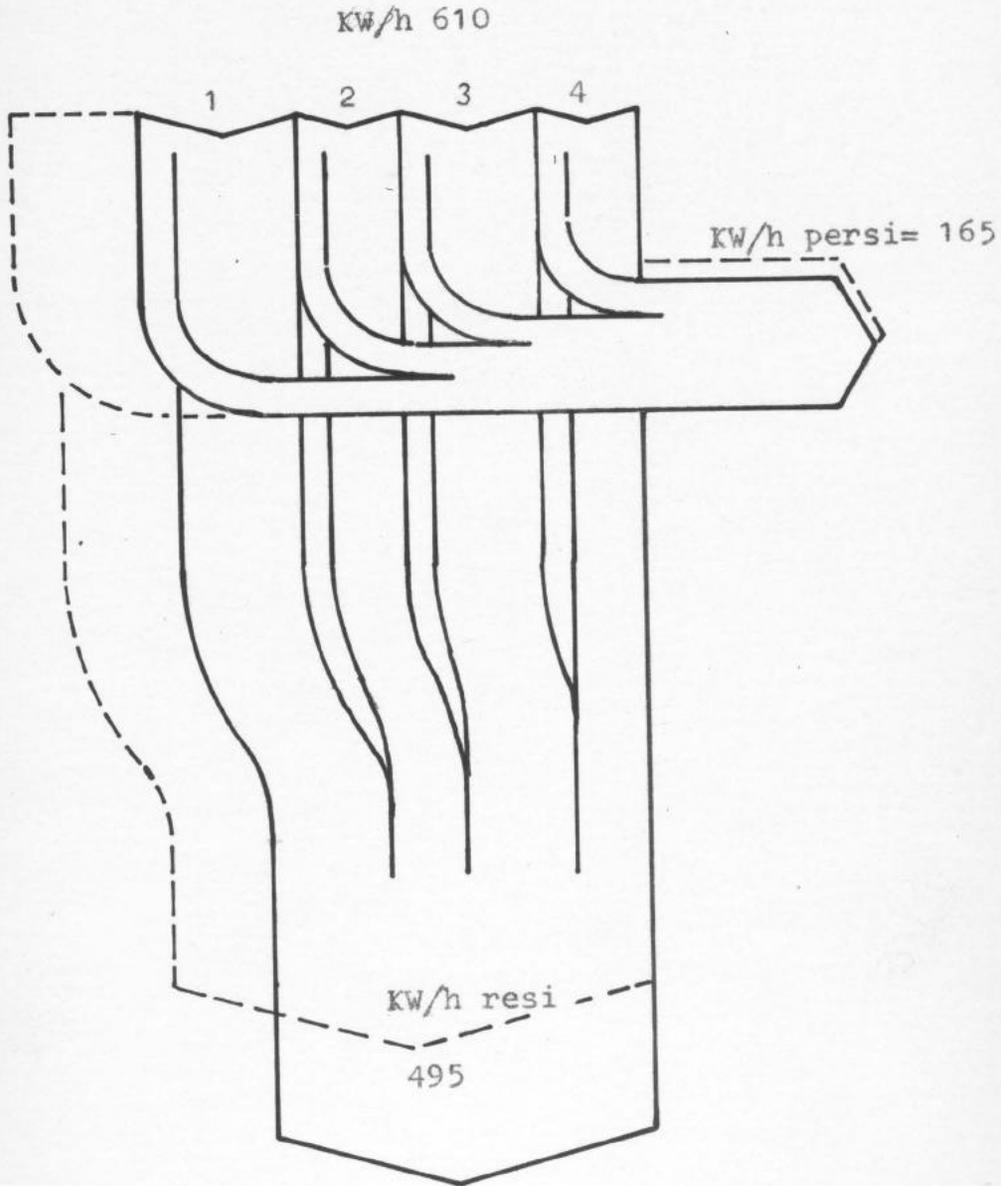


η medio globale 75%

----- Flusso di energia d'origine

Sistema di ricupero c)

DIAGRAMMA DI FLUSSO IN C.T. RISULTANTE
DAI RICUPERI OTTENUTI IN TORRE DI ESPUL-
SIONE ARIA ESAUSTA TRAMITE POMPA DI CALORE.



η medio globale 75%

----- Flusso di energia d'origine

DISPERSIONI TERMICHE E RECUPERI

Energia dispersa nel volume dell'edificio

Premessa : I calcoli che seguiranno sono prevalentemente orientati a stigmatizzare le anomalie preponderanti riscontrate a livello di dispersioni termiche .

Saranno quindi ovviate le contabilizzazioni delle perdite di calore attraverso le strutture dell'edificio convenzionali (pareti perimetrali serramenti di difficile coibentazione, sfiati e fessure nei serramenti, ricambi d'aria casuali dovuti ad impropria apertura dei serramenti, riscaldamento locali di scarso affollamento e di servizio secondario ecc....) .

Ambienti (Volumi) analizzati :3.2 - 1) Sotterraneo

Il volume globale del sotterraneo è di circa $2139\text{m}^2 \times 3\text{m} = 6417 \text{ m}^3$.

In questo ambiente sono riscaldati l'autorimessa, la cucina e gli spogliatoi e altri modesti volumi destinati a servizi vari .

Il volume riscaldato stimato è di $\sim 1400 \text{ m}^3$ alla temperatura media di 18°C .

L'energia termica necessaria per mantenere a regime termico questo volume è piuttosto modesta, dato il basso coefficiente medio di trasmissione termica delle strutture $\approx 1,2 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ al quale deve essere aggiunto un coefficiente medio di messa a regime della temperatura delle pareti perimetriche e del pavimento, nonché il coefficiente di trasmissione termica equivalente ai ricambi d'aria che si attuano attraverso gli infernotti e gli accessi del piano superiore.

Calcolo : Trasmissione media globale equivalente $K_m = 4,2$
 Superficie disperdente media equivalente = 595 m^2
 Δt medio = $18^\circ \text{C} - 12^\circ\text{C} = 6^\circ \text{C}$

$$Q = K_m \cdot \Delta t \cdot S = 4,2 \cdot 6^\circ \cdot 595 = \underline{15.000 \text{ Kcal/h}}$$

L'energia termica calcolata può essere definita "necessaria" per riscaldare i locali predetti.

Si tiene peraltro conto che la soletta coprente il volume in esame è in buona parte fonte di calore irraggiato verso il basso e che il valore calcolato tenga conto anche di questo apporto di energia termica.

Il volume del sotterraneo riscaldato per convezione, conduzione, irraggiamento è di $\approx 5017 \text{ m}^3$.

Tale volume è riscaldato dalle seguenti sorgenti calde :

- Tubi dell'acqua calda collocati sotto la soletta del sotterraneo .

(L'isolamento dei condotti dell'acqua calda è insufficiente a ridurre le dispersioni entro limiti accettabili .

A tale proposito si rileva che la temperatura riscontrata sulla superficie degli attuali isolanti termici dei tubi raggiunge i 42° C) .

Dal diagramma n° è possibile identificare la dispersione termica specifica di queste tubazioni che hanno diametro medio (Superficie calda dell'isolante) di circa 100 mm pari a ~60 Kcal/h metro .

- Calore proveniente dalla centrale termica (Ved. perdite per irraggiamento e conduzione trattate nel cap.)
- Calore proveniente dalla soletta del sotterraneo .
- Calore proveniente dai motori elettrici e da altri organi in movimento sistemati nell'area in esame .

Stima della quantità di energia termica "persa" destinata a riscaldare il volume predetto di 5017 m³.

Temperatura ambiente media del sotterraneo	= 18°C
Temperatura media della massa vespaio e strutture delle fondamenta	= 12°C
Superficie disperdente globale	= 1950 m ²
Coefficiente medio di dispersione	
(Si considera in questo caso il ricambio d'aria in centrale termica)	
	Kcal/hm ² °C = 8

$$Q = K_m \cdot \Delta t \cdot s = 8 \cdot (18^\circ - 12^\circ) \cdot 1950 = \underline{93.600 \text{ Kcal/h}}$$

Energia proveniente dalla soletta :

Superficie soletta :	= 1672 m ²
Temperatura media a monte soletta	= 19° C
Temperatura media sotterraneo	= 18° C
Coefficiente di trasmissione della soletta verso il basso : Ks	Kcal/hm ² °C ≈ 0,9

$$Q \text{ soletta} = K_s \cdot \Delta t \cdot s = 0,9 \cdot 1 \cdot 1672 = \underline{1500 \text{ Kcal/h}}^*$$

Energia termica totale dispersa dal sotterraneo :

$$93.600 + 1500 = \underline{95.000 \text{ Kcal/h}}$$

* L'apporto termico della soletta è trascurabile in quanto il maggior contributo al riscaldamento dell'aria è apportato dalla centrale termica dai condotti e dagli organi in movimento .

In taluni casi tale flusso termico può anche invertirsi e cedere calore alla soletta stessa .

Stima della suddivisione per fonti dell'energia termica calcolata :

Provenienza	Kcal/h	Kw/h	Possibilità di recupero Kcal/h;Kw/h
(1) Tubi trasporto calore	42750	49,7	(Isolamento adeguato) 50% = 21375;24,85
(2) Centrale termica	39729	46,2	non recuperabile
Soletta	1500	1,74	non recuperabile
Motori elettrici lampade ecc.	11121	12,94	non recuperabile
Totale	95.100	110,6	21375;24,85

- (1) Lunghezza tubi stimata = 712 m
 Diametro medio sup.ce disperdente = 100 mm
 Calore emesso x ora x metro = 60 Kcal/hm .

$$712 \cdot 60 = 42750 \text{ Kcal/h}$$

- (2) perdite irr.to,conv. conduz% . En. assorbita . fattore di convezione .

$$\cdot 860 = \frac{10.824,95}{100} \cdot 0,56 \cdot 860 = 39729 \text{ Kcal/h.}$$

(Questa energia termica è recuperabile integralmente qualora si adottino caldaie ad alto rendimento Ved. cap.)

Risparmio conseguibile tramite i recuperi effettuati nel
sotterraneo .

Isolamento tubi trasporto calore :

(Tipo isotherm 373 - Politene reticolato per via chimica.)

$$Q \text{ recuperabile/anno} = 21375 \text{ Kcal/h} \cdot 197.16 = \underline{67,4 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

Gasolio risparmiabile :

$$\text{Litri gasolio} = \frac{67,4 \times 10^6}{860.984.060} = \underline{11708 \text{ litri/anno .}}$$

Economie conseguibili

Ai prezzi gasolio 1982
(422£/litro)

Ai prezzi gasolio 1983/84
(440£/litro)

$$422 \times 11708 = \underline{\underline{\text{£ } 4940857}}$$

$$440 \times 11708 = \underline{\underline{\text{£ } 5151520}}$$

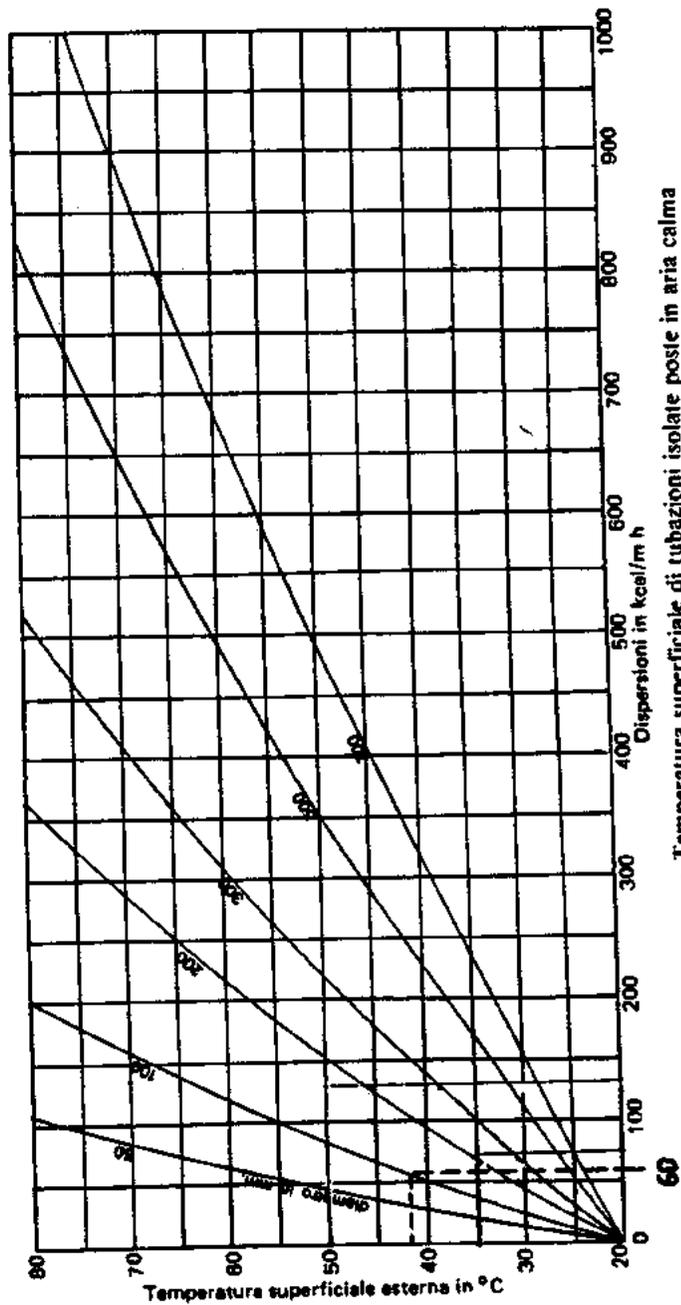
Riduzione potenza in
centrale termica

$$21375 : 0,85 = \underline{25147 \text{ Kcal}}$$

* Sono comprese le inerzie termiche ed il circolo spontaneo
intesi come code termiche dispersive

CAP. 3

DISPERSIONI TERMICHE DELLE TUBAZIONI PER TRASPORTO CALORE



— Temperatura superficiale di tubazioni isolate poste in aria calma

L'esempio indicato si riferisce alla tubazione di diametro esterno di 100 mm alla temperatura superficiale di 42° C; in queste condizioni si perdono 60 Kcal/hm

3.3

2) Piano terreno

Volume totale coperto $1755 \times \text{hm } 5 = 8775 \text{ m}^3$

Superficie equivalente di scambio verso l'esterno = 935 m^2

Superficie equivalente di scambio verso il sotterraneo = 1775 m^2

Coefficiente di trasmissione termica-medio globale

compresi i ricambi d'aria spontanei e di servizio = 5,8

Temperatura media interna = 20° C

Temperatura media esterna stagionale = $5,68^\circ \text{ C}$

Fabbisogno termico medio globale

$$Q_m = K_t \cdot \Delta t \cdot s = 5,8 \cdot (20 - 5,68) \cdot 935 = \underline{77657 \text{ Kcal/h}}$$

Dispersioni termiche significative

3.4

- Vetrate HALL

Dimensioni : $2 \times 4,8 \times 3 = 28,8 \text{ m}^2$

Coefficiente di trasmissione termica $K_t \approx 6 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ c}^\circ$

temperatura media interna = 20° C

temperatura media esterna = $5,68^\circ \text{ c}$

Calore disperso medio :

$$Q_{\text{mid}} = K_t \cdot \Delta t \cdot s = 6 \cdot (20 - 5,68) \cdot 28,8 = 2474,5 \text{ Kcal/h}$$

*Lo scambio termico con il sotterraneo è praticamente nullo
(Ved. voce sotterraneo)

Energia termica recuperabile

Vetrare doppie :

Kt corrispondente $3,2 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$

$$Q_{mc} = Q_{md} - Q_{kt} = 2474,5 - (0,53 \cdot 2474,5) = \underline{1163 \text{ Kcal/h}}$$

bilancio annuale :

$$1163 \times 24 \times 197 = \underline{5,5 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}} \cdot \text{En. termica recuperata} \cdot$$

3.5

- Vetrare Autorimessa

Dimensioni : $(3 \times 2,50) + (8 \times 1) = 16,5 \text{ m}^2$

Kmd $= 6 \text{ Kcal/hm}^2\text{°C}$

Temperatura media interna $= 15\text{°C}$

Temperatura media esterna $= 5,68\text{°C}$

Calore disperso :

$$Q_{md} = Kt \cdot t.s = 6 \cdot (20 - 5,68) \cdot 16,5 = 1418 \text{ Kcal/h}$$

Calore recuperabile con veletta traslucida a camera
d'aria (3200L/m^2) .

Kt $= 2,8 \text{ Kcal/hm}^2$

$$Q_{ric} = Q_{md} - Q_{kl} = 1418 - (0,46 \cdot 1418) = \underline{765 \text{ Kcal/h}}$$

bilancio annuale :

$$765 \times 24 \times 197 = \underline{3,62 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}} \cdot \text{En. termica recuperata}$$

Risparmio di gasolio ottenibile con gli isolamenti
previsti nei serramenti al piano terreno :

$$\begin{aligned} \text{Energia termica globale recuperabile} &: 5,5 \times 10^6 + 3,62 \times 10^6 = \\ &= 9,12 \times 10^6 \text{ Kcal/anno} \end{aligned}$$

Risparmio di gasolio annuale :

$$\frac{9,12 \times 10^6}{860 \cdot 9,84 \cdot 0,68} = \underline{1585 \text{ litri/anno}}$$

Risparmio economico

Ai prezzi 1982 422L/litro L	Ai prezzi 183/4 440L/litro L
1585x422 = 668,813	1585 x 440 = 697.400

Riduzione potenza in centrale termica

$$\frac{1163 + 765}{0,85} = \underline{2268 \text{ Kcal}}$$

3.6

3) Piani ammezzato - Quarto

Non si rilevano interessanti aree di dispersione termica tali da rendere necessari interventi specifici di Energy Saving.

(Tutte le finestre sono munite di vetri doppi e le pareti sino al 4° piano sono in muro massiccio con basso coefficiente termico di dispersione) .

3.7

4) Piano Quinto

$$\text{Volume totale coperto : } (67,9 \times 13,55) + (15,20 \times 12,55) \times 2 \times 2,90 = \\ = 3774,5 \text{ m}^3$$

$$\text{Superficie equivalente di scambio verso l'esterno (Vert)} = 649 \text{ m}^2 \\ \text{Superficie solaio} = 1300 \text{ m}^2$$

$$\text{Coefficiente di trasmissione termica medio} \\ \text{globale compresi i ricambi d'aria spontanei} \\ \text{e di servizio } Kt = 6,2 \\ \text{Temperatura media interna} = 20^\circ \text{ c} \\ \text{Temperatura media esterna} = 5,68^\circ \text{C}$$

Fabbisogno termico medio globale

$$Q_m = Kt \cdot \Delta t \cdot s = 6,2 \cdot (20 - 5,68) \cdot (1300 + 649) = \underline{173.040 \text{ Kcal/h}}$$

Dispersioni termiche significative

Muri perimetrali .

Dati

* Muro con struttura costituita da :

- Mattoni pieni	sp	12 cm
- Camera d'aria	sp	20 cm
- Mattoni forati	sp	8 cm
- Intonaci	sp	4 cm
		<hr/>
Tot. sp		44 cm

K termico della struttura = $1,25 \text{ kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{c}$.

Superficie di scambio netta del muro
(esclusi ponti termici)

(superficie vetrate 90m^2) = $649 - 90 = \underline{559 \text{ m}^2}$

Dispersione termica relativa alla sola struttura
verticale :

$qv = K \cdot \Delta t \cdot S = 1.25 \cdot (20 - 5,68) \cdot 559 = \underline{10000 \text{ Kcal/h}}$

Energia termica recuperabile

Introduzione nella camera d'aria materiale isolante
peralite .

Coefficiente termico della struttura con peralite $K_{tp} = 0,18$

* Non viene conteggiata la perdita nel solaio ritenendo ardui
eventuali interventi conservativi .

Risparmio energetico

$$Q_r = Q_v - Q_p = 10.000 - (0,15 \cdot 10000) = \underline{8500 \text{ Kcal/h}}$$

Bilancio annuale risparmio energetico

$$8500 \times 24 \times 197 = 40 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}$$

Risparmio di gasolio ottenibile

$$\frac{40 \times 10^6}{860,9,84,0,68} = \underline{6983 \text{ litri/anno}}$$

Risparmio economico

Ai prezzi 1982	Ai prezzi 1983/84
422L/litro	440L/litro
6983 .422 = 2.947.178	6983.440 = 3072520

Riduzione potenza in centrale termica

$$\frac{8500}{0,85} = \underline{10.000 \text{ Kcal}}$$

3.8

5) Scalone (lato Via Assietta)

L'ambiente contenuto nel perimetro dello scalone ha rilevante dispersione termica data dalla superficie vetrata dei serramenti metallici lato via Assietta .

Dimensioni serramenti :

Superficie totale $2,8 \times 1,7 \times 6 = \underline{28,6 \text{ m}^2}$

Coefficiente di trasmissione del calore $K_t^* = 6,2$

Temperatura media ambiente $= 20^\circ \text{ c}$

Temperatura media esterna $= 5,68^\circ \text{ c}$

Dispersione termica equivalente :

$Q_d = K_t \cdot \Delta t \cdot s = 6,2 \cdot (20 - 5,68) \cdot 28,6 = \underline{2540 \text{ Kcal/h}}$

Energia termica recuperabile:

Interposizione veletta traslucida a camera d'aria (3200L/m^2)

$K_v \text{ con isolamento} = 2,8 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ c}^\circ$

$Q_r = Q_d - Q_v = 2540 - (0,45 \cdot 2540) = \underline{1393 \text{ Kcal/h}}$

Bilancio risparmio annuale

$1393 \times 24 \cdot 197 = 6.58.5646 \text{ Kcal/anno}$

* Notevole superficie metallica esposto all'aria esterna .

Risparmio annuale di gasolio ottenibile

$$\frac{6,58 \times 10^6}{860 \cdot 9,84 \cdot 0,68} = 1144 \text{ litri/anno}$$

Risparmio economico conseguito

Ai prezzi 1982	Ai prezzi 1983/84
422L/litro	440L/litro
L	L
1144 x 422 = 482.768	1144 x 440 = 503360

Riduzione potenza in centrale termica :

$$\frac{1393}{0,85} = \underline{1639 \text{ Kcal}}$$

3.9

6) Scalone (Via Magenta)

Dispersioni termiche alla sommità dello scalone per accumulo di calore e perdita con l'esterno tra le vetrate, le strutture, e la convezione naturale .

Dati :

Temperatura rilevata interna sommità scalone	21,5°C .
Temperatura media esterna	5,68°C .
Superficie vetrata e serramenti	≈ 10 m ²
Coefficiente di trasmissione termica ivi compresa la convezione per apertura serramenti	$K_t \approx 10 \text{Kcal/hm}^2\text{c}^\circ$

Calcolo delle dispersioni

$$Q_d = K_t \cdot \Delta t \cdot s = 10 \cdot (24,5 - 5,68) \cdot 10 = \underline{1582 \text{ Kcal/h}}$$

Volume aria espulso dai serramenti chiusi (stima) 300m³ h

Contenuto entalpico aria espulsa 8,37 Kcal/m³

Energia globale espulsa

$$Q_{\text{esp.}} = Q_e \cdot V = 8,37 \times 300 = \underline{2511 \text{ Kcal/h}}$$

Superficie verticale disperdente 36,5 x 2,50 91,25 m²

* Coefficiente trasmissione muratura (già descritto) $K_t = 1,25$

energia dispersa :

$$Q_u = K_t \cdot t \cdot s = 1,25 \cdot (21,5 - 5,68) \cdot 91,25 = \underline{1804 \text{ Kcal/h}}$$

* Non viene contemplata la dissipazione termica delle strutture orizzontali essendo ardua l'azione conservativa delle dispersioni.

Energia termica globale persa

$$1582 + 2511 + 1804 = \underline{5897 \text{ Kcal/h}}$$

Energia termica recuperabile

Applicazione velette traslucide a camera d'aria sui serramenti e sigillatura fessure esistenti .

Il coefficiente termico di dispersione si abbatte a $\approx 4 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ c}^\circ$.

Tale riduzione comporta un risparmio di energia pari a :

$$0,6 \times 1582 = \underline{949,2 \text{ Kcal/h}}$$

Si annulla la perdita per convezione :

energia recuperabile pari a 2511 Kcal/h

Iniezione peralite strutture verticali $K = 0,18 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ c}^\circ$

Risparmio energetico conseguente pari a : 1544 Kcal/h

Totale energia recuperabile

$$949,2 + 2511 + 1544 = 5600 \text{ Kcal/h}$$

Bilancio risparmio annuale

$$5600 \times 24 \times 197 = 26,5 \times 10^6 \text{ Kcal/ anno}$$

Risparmio gasolio conseguente

$$\frac{26,5 \times 10^6}{860 \cdot 9,84 \cdot 0,68} = \underline{4601} \text{ Litri/anno}$$

Risparmio economico conseguibile annuale

Ai prezzi 1982	Ai prezzi 1983/84
422£/ litro	440£/litro
£	£
4601 x 422 = 1.941670	4601 x 440 = 2024440

Riduzione potenza in centrale termica

$$\frac{5600}{0,85} = \underline{6588 \text{ Kcal}}$$

3.10

7) Sala serbatoi di riserva

Dati :

Temperatura ambiente rilevata 20°C

Superficie verticale e orizzontale

dispersente $(20 \times 2,50) + (7,5 \times 6) = 95 \text{ m}^2$

Coefficiente termico di dispersione $K_t = 1,25 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ c}^\circ$

Temperatura media esterna 5,68° C.

Coefficiente di dispersione convettiva per serramenti

prevalentemente aperti $K_v = 6 \text{ Kcal/hm}^2 \text{ c}^\circ$

Energia termica dispersa :

$$Q_d = K_t \cdot A_{t,s} = 7,25 ; (20 - 5,68) : 95 = \underline{9863 \text{ Kcal/h}}$$

Risparmi conseguibili .

Eliminazione delle vasche a pressione atmosferica

e realizzazione in sotterraneo autoclavi a pressione

controllate .

$$\text{Risparmio conseguibile } 0,8 \cdot 9863 = \underline{7890 \text{ Kcal/h}}$$

Bilancio del risparmio annuale di energia

$$7890 \times 24 \times 197 = 37,3 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}$$

Risparmio di gasolio conseguente annuo

$$\frac{37,3 \times 10^6}{860,9,84 \cdot 0,68} = 6483 \text{ litri/anno}$$

Risparmio economico ottenibile su base annua

Ai prezzi 1982 422 L/litro L	Ai prezzi 1983/84 440L/litro L
6483 x 422 = 2735813	6483 x 440 = 2852520

Riduzione potenza in centrale termica

$$\frac{7890}{0,85} = \underline{9282} \text{ Kcal.}$$

3.11

8) Tromba ascensore

a) Montacarichi

b) Ascensore

Dati:

Aria espulsa aperture porte (stima)	$\approx 1400 \text{ m}^3 \text{ h}$
Temperatura aria espulsa	$\approx 19^\circ \text{ c}$
Temperatura aria esterna media	$5,68^\circ \text{ c}$
Entalpia contenuta nell'aria espulsa	$8,37 \text{ Kcal/m}^3$
Energia globale espulsa in atmosfera	
$Q_{\text{esp.}} = Q_e \cdot V = 8,37 \times 1400 = \underline{11748 \text{ Kcal/h}}$	

Sistema di ricupero

Ermetizzazione delle aperture grigliate e battenti di chiusura .

Energia recuperabile

Occluse le aperture almeno per il 90% della superficie disperdente si ottiene :

$$\approx 0,90 \times 11748 = \underline{10496 \text{ Kcal/h}}$$

Bilancio annuale del risparmio energetico

$$10496 \times 24 \times 197 = \underline{49,62 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

Risparmio di gasolio conseguibile su base annua

$$\frac{49,62 \times 10^6}{860,9,84 \cdot 0,68} = \underline{8624 \text{ litri/anno}}$$

Risparmio economico annuo

ai prezzi 1982	Ai prezzi 1983/84
422L/litro	440L/litro
L	L
8624 x 422 = 3.639.175	8624 x 440 = 3794560

Riduzione potenza in centrale termica .

$$\frac{10496}{0,85} = \underline{12348 \text{ Kcal}}$$

CAP. 3 TABELLA RIASSUNTIVA DISPERSIONI SIGNIFICATIVE NEI VOLUMI DELL'EDIFICIO

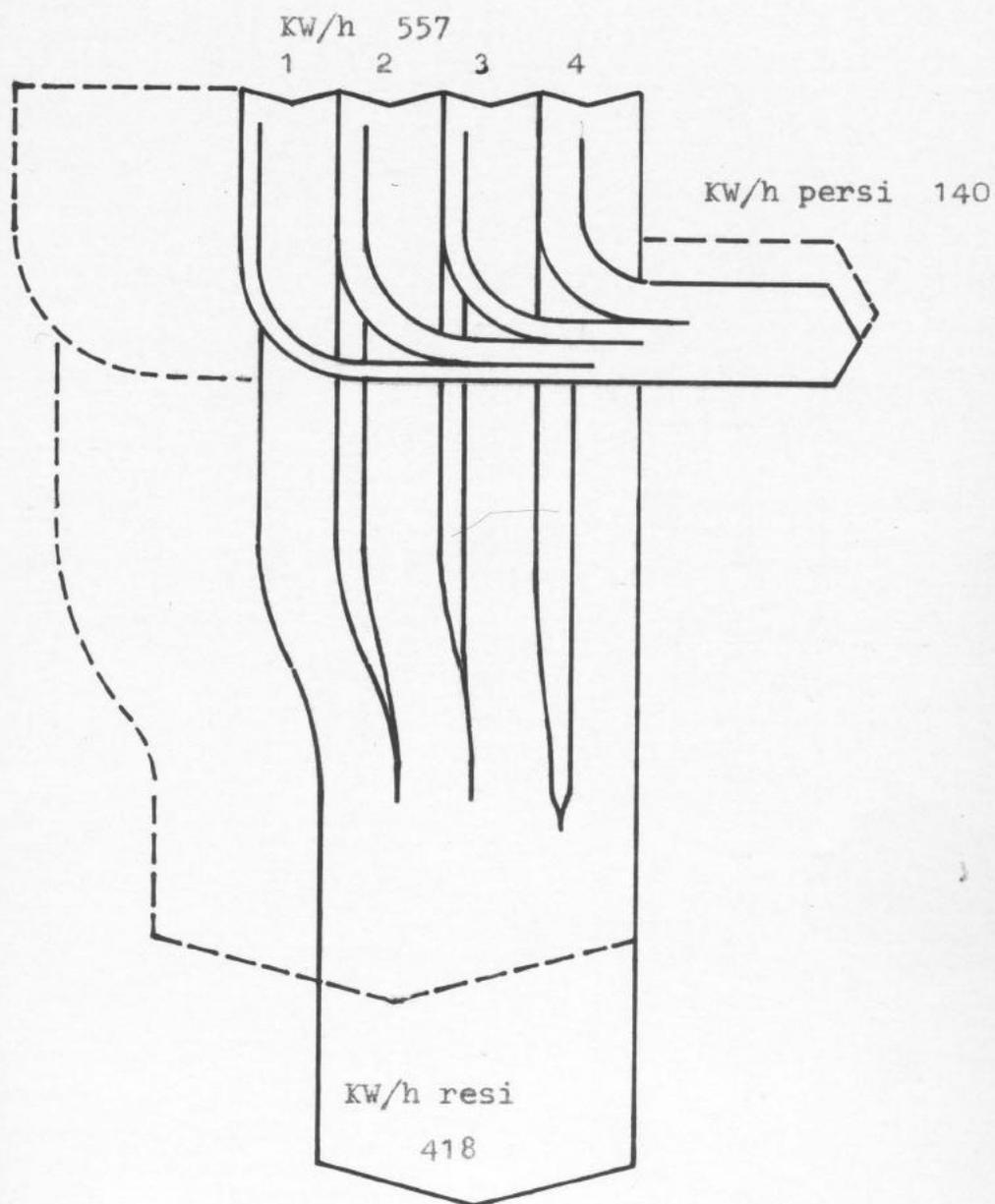
Ambiente analizzato	BILANCIO TERMICO					Risp. econ. £/anno 1983/84
	En. termica media necessaria al risc. Kcal/h	En. termica dispersa Kcal/h	En. Recuperabile Kcal/h Kw/h	Riduz. Potenza in Centr. Term. Kcal Kw		
1) Sotterraneo	15.000	95.100	21375 24,85	25147 29,24		5151520
2) Piano terreno	77.657	3892	1928 2,25	2268 2,64		697400
4) Piano quinto	173.040	10.000	8500 9,9	10.000 11,6		3072520
5) Scalone (V. Ass.)	-	2.540	1393 1,6	1.639 1,9		503360
6) Scalone (V. Magen)	-	5.897	5600 6,5	6588 7,7		2024440
7) Sala serbatoi di riserva	-	9.863	7890 9,2	9282 10,8		2852520
8) Tromba ascensori	-	11.718	10496 11,2	12348 14,4		3794560
TOTALE	265.697	138983	57182 66,5	67272 78,2		18096320

{ Sistema di ricupero c)
{ Ricuperi significativi nel volume edificio

DIAGRAMMA DI FLUSSO RISULTANTE IN C.T. DAI RICUPERI

ATTUATI IN TORRE ESPULSIONE ARIA E NEL VOLUME

DELL'EDIFICIO



η medio globale 75%

----- Flusso di energia d'origine

DISPERSIONI TERMICHE E RECUPERI

3.12

Energia termica persa nelle acque bianche

Premessa :

I calcoli che seguiranno sono elaborati tenendo conto del consumo annuale di acqua per uso sanitario registrato nel triennio 80/82. Su questi consumi si basa il calcolo del carico termico giornaliero necessario per il successivo dimensionamento dei relativi serbatoi di decantazione e accumulo dai quali verrà asportata l'energia termica e riciclata nel processo ;

Verrà pertanto analizzato il volume globale delle energie in gioco per la produzione dell'acqua calda per usi sanitari e le possibilità di ricupero energetico .

Calcolo :

Dati

Impianto di distribuzione a ricircolo spontaneo

Volume assoluto annuale consumo acqua sanitaria (media sul triennio 1980/82)		= 30613 m ³
Energia termica annuale spesa per riscaldare	}	= 423x10 ³ Kwh
Il volume Vx di acqua sanitaria estate inverno		(+ 25%) 564 x10 ³ Kwh
Temperatura di spillamento finale media rilevata		= 50°C
Tempo di regimizzazione della temperatura di spillamento		≈ 40 sec.

Rendimento medio effettivo caldaia N°2 $\eta_2 = 0,76$
 Rendimento medio effettivo caldaia N°4 $\eta_4 = 0,56$

Rendimento globale effettivo medio
 ponderato η_{2-4} in funzione della percentuale di ore di carico :

$$\eta_{2-4} = \frac{(\eta_2 \times 85) + (\eta_4 \times 15)}{100} = 0,646 + 0,084 = 0,73 \quad \eta_{2-4}$$

Energia media effettiva trasmessa all'acqua del circuito primario :

$$(135,8 + 132,15) \cdot 0,73 = \underline{195,6 \text{ Kw/h}} \quad \underline{168.219 \text{ Kcal/h}}$$

Energia media globale annua trasmessa all'acqua del circuito primario su un utilizzo effettivo della potenzialità predetta per ≈ 3700 ore/anno .

$$Q_{\text{anno}} = 3700 \cdot 195,6 = \underline{724 \times 10^3 \text{ Kw/anno}} \quad \underline{622 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

Rendimento circuito ACCUMULO + SCAMBIO + TRASPORTO (Ricircolo)

(Valore riscontrato mediamente in impianti analoghi)

$$\eta_{tr} = \eta_{acc} + \eta_{sc} + \eta_{tr} = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,70 = \underline{0,56} \quad \eta_{tr}$$

Rendimento medio assoluto globale annuo della produzione
acqua sanitaria :

$$\eta_{ga} = \eta_{tr} \cdot \eta_{2-4} = 0,56 \cdot 0,73 = \underline{0,41} \quad \eta_{ga}$$

Volume di acqua riscaldata e consumata per usi sanitari :

temperatura attingimento acquedotto	≈ 15,5° C
temperatura finale di spillamento (media)	50° C

Energia termica assorbita anno :

$$(423 \times 10^3) + (564 \times 10^3) = \underline{987 \times 10^3 \text{ Kw/anno}}$$

Rendimento medio assoluto globale annuo del
processo

$$\eta_{ga} \quad 0,41$$

Energia utile trasferita all'acqua spillata negli usi finali :

$$987 \times 10^3 \times 0,41 = \underline{405 \times 10^3 \text{ Kw/anno}} \quad \underline{348 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

Volume utile acqua riscaldata :

$$V = \frac{Q}{\Delta t \cdot c_p} = \frac{348 \times 10^6}{(50-15,5) \cdot 1} = \underline{10.086 \text{ m}^3/\text{anno.}}$$

Il volume calcolato è il globale dell'utilizzo per i servizi ospiti (Docce, Bagno, ecc.) e per i servizi generali dell'albergo (Cucina, Lavastoviglie, Ristorante, servizi igienici personale di servizio ecc.)

- Studi condotti nel settore alberghiero sono concordi nel confermare le seguenti ripartizioni degli usi finali dell'acqua calda sanitaria :

Fabbisogno tipico ospite 61 litri/ospite giorno .

Fabbisogni per altri servizi (definibili solo per sottrazione dal valore calcolato globale) :

$$\text{N° presenze} \times 61 \text{ litro/ospite giorno} = 37.000 \times 61 = \underline{2.257} \text{ m}^3/\text{anno}$$

$$10086 - 2257 = \underline{7829} \text{ m}^3/\text{anno} \quad \text{per gli usi generali d'albergo e le presenze fisse del personale di servizio .}$$

Energia termica finale di diluizione

$$\text{Volume globale acqua sanitaria (fredda + calda)} = 30613 \text{ m}^3/\text{anno}$$

$$\text{Volume acqua sanitaria calda} = 10086 \text{ m}^3/\text{anno}$$

Temperatura media della miscela finale :

$$\frac{(306113 - 10086) \cdot 15,5 + (10086 \times 50)}{30613} = \underline{26,9^\circ \text{ C}}$$

Energia termica recuperabile :

Tenendo conto che il volume del serbatoio in cemento a sfioro continuo "praticamente" realizzabile può avere capienza di 10 - 15 m³ e considerando che la temperatura media giorno di questo volume stoccato è di ~ 26,9°C utilizzando appositi scambiatori ad immersione corredati di dispositivo autopulente (Vedi schema) si avrà :

Temperatura media di stoccaggio	≈ 26,9° C
Rendimento di scambio η_s	≈ 0,48
Entalpia globale anno acqua stoccata	348 x 10 ⁶ Kcal/ann.

Energia recuperabile :

$$348 \times 10^6 \cdot 0,48 = \underline{167 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

Risparmio di gasolio ottenibile

$$\frac{167 \times 10^6}{860.9,84.0,41} = \underline{48144 \text{ litri/anno}}$$

Risparmio economico

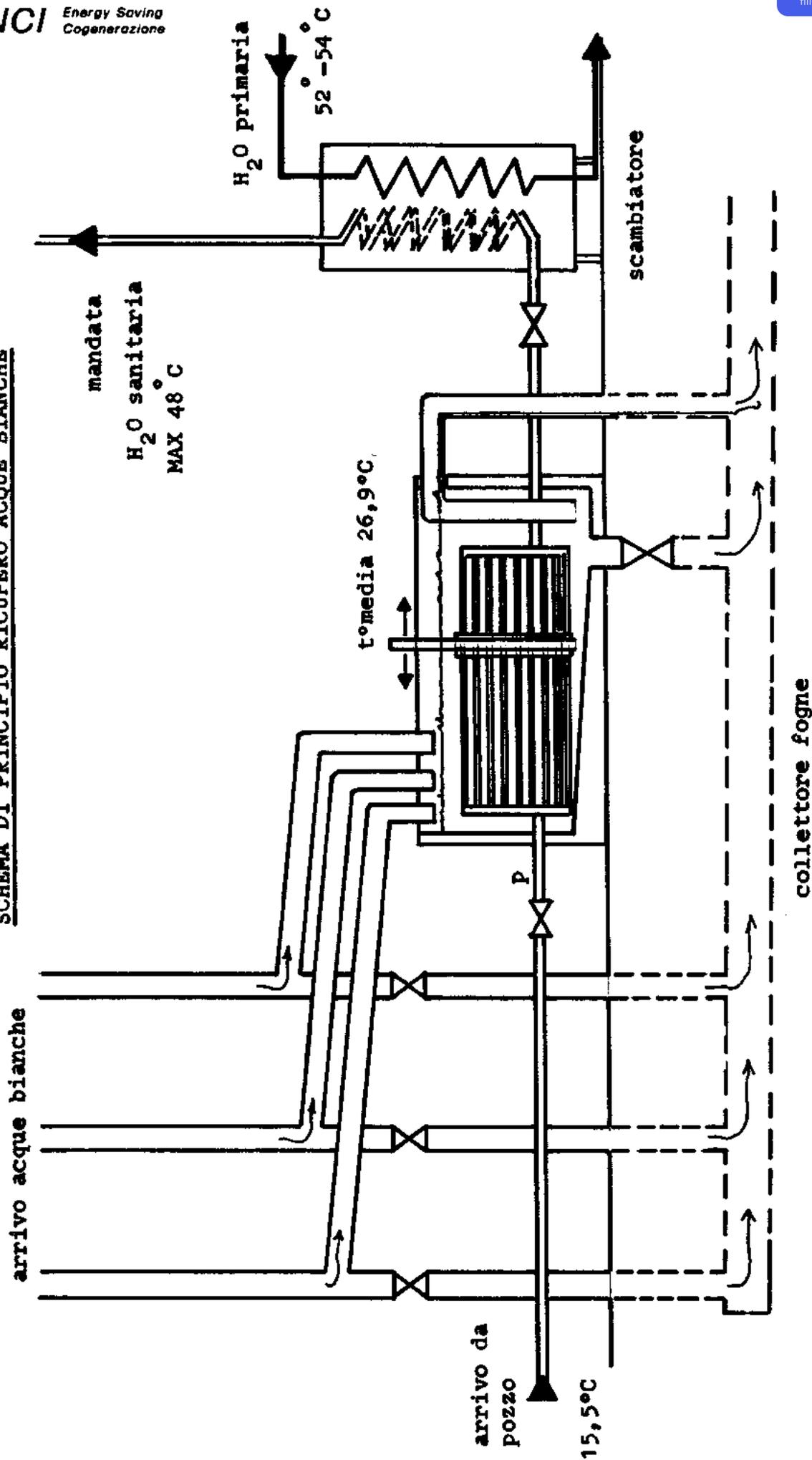
Ai prezzi 1982	Ai prezzi 1983/84
422L/litro	440L/litro
L	L
48144 . 422 = 20.316.810	48144 x 440 = 21183360

Riduzione potenza in Centrale termica

$$\frac{167 \times 10^6}{3700 \cdot 0,56} = \underline{80.600 \text{ Kcal}} \quad \underline{93,7 \text{ KW}}$$

CAP. 3

SCHEMA DI PRINCIPIO RICUPERO ACQUE BIANCHE



p= pressione H₂O sanitaria magg. pressione acqua accumulo

3.13

Correlazione Potenza/ore di esercizio e bilancio in
centrale termica con gli interventi conservativi adottati

Energia termica risultante dagli interventi

$$\underline{623,68 - (128,6 + 78,2 + 93,7) = 323,2 \text{ Kw/h}}$$

Energia termica assorbita

$$\frac{32,2}{0,75} = \underline{431 \text{ Kw/h}}$$

Energia termica abolita

$$831 - 431 = \underline{400 \text{ Kw/h}}$$

Valorizzazione della gestione economica della centrale termica
ridotta .

Ore di esercizio equivalenti anno a piena potenza
centrale d'origine

2380 ore

Ore di cessato esercizio equivalenti anno a piena
potenza e recuperi effettuati .

3265 ore

Ore di esercizio equivalenti anno a piena potenza
della centrale termica ridotta .

1556 ore

Potenza in centrale termica	Potenza KW	En.equiv.anno KWHx10 ³	Ore anno di utilizzo a piena poten. ore	Ore medie pesate anno di utilizzo ore	Spesa anno £x10 ⁶
1°) Risparmia ta	400	1306.10 ³	3265	2380	87,8
2°) Restante	431	674.10 ³	1566		
TOT.	831	1980.10 ³	-	2380	87,8

Calcolo delle ore equivalenti :

$$\frac{1306 \cdot 10^3}{400} = \frac{3265}{1} \text{ ore}$$

$$\frac{674 \cdot 10^3}{431} = \frac{1566}{1} \text{ ore}$$

$$\frac{(400 \times 3265) + (431 \times 1566)}{231} = \underline{\underline{2383,8 \text{ ore}}}$$

Costo di gestione centrale termica ridotta (83/84)

$$674.10^3 \text{ Kwh} \cdot 44,7 \text{ £/Kwh} = \underline{30.127.800}$$

Risparmio assoluto rispetto alla centrale d'origine (83/84)

$$\left(\frac{824,95 \times 2380 \times 440}{9,84} \right) - 30.127.800 = 87,8 \times 10^6 = \frac{58 \cdot 10^6}{\text{£ /anno}}$$

INDICE COSTO DI GESTIONE : 19221 L/ora

**TABELLA RIASSUNTIVA POTENZA RISULTANTE IN
CENTRALE TERMICA .**

Intervento	Pot. installata (resa in origine) Kv	Pot.ridotta Kv	Pot.risultante in C.T. Kv
a) ricup.ro	623,68	71	552,68
b) aria		75,2	548,5
c) espulsa		128	495,7
Volumi edi ficio.		78,2	545,5
Acque bian che		93,7	530
TOTALE		a) 242,9	380,8
		b) 247,1	376,6
		c) 299,9	323,2

TABELLA RIASSUNTIVA GENERALE DEI RISPARMI ENERGETICI ED ECONOMICI NELL'EDIFICIO

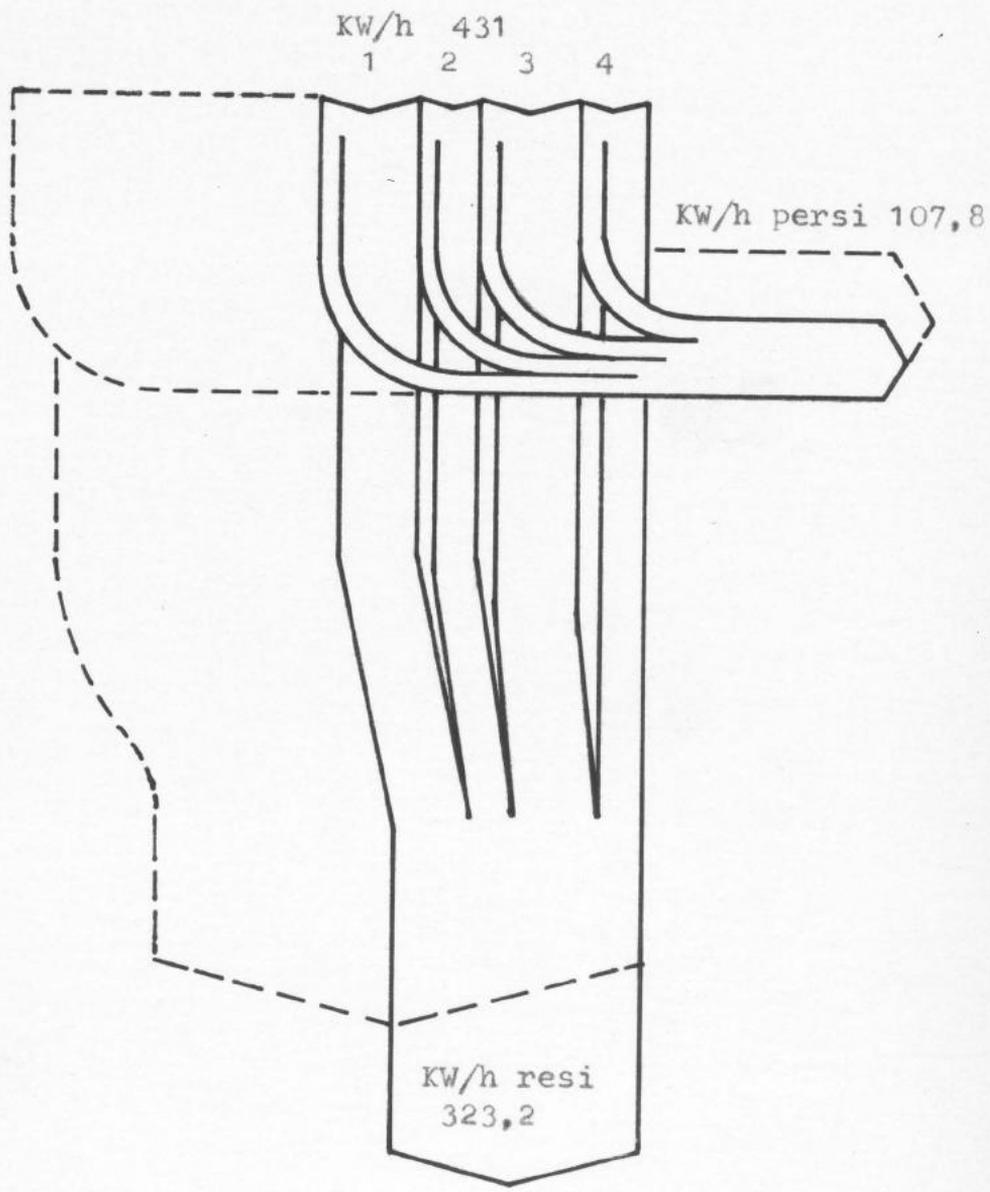
Ricuperatore sistema adottato	Energia recuperata Kcal/anno $\times 10^6$ Kwh/anno $\times 10^3$	η globale	Risparmio conseguito £/anno	Riduz. potenza in centrale termica (Resa) KW
Torre espusione aria c)	250 290,7	0,68	16.851.662 19.115.800	128,6
Volume e strut- ture edificio	320,2 275,3	0,68	18.096.320	78,2
Acque bianche	167 194,2	0,41	21.183.360	93,7
TOTALE	653,7 760,2	—	56.131.342 58.395.480	300,5

* Al netto del costo di gestione pompa di calore •

CAP. 3

- Sistema di ricupero C)
- Ricuperi significativi nel volume edificio
- Ricupero termico nelle acque bianche

DIAGRAMMA DI FLUSSO RISULTANTE IN C.T. DOPO
L'ATTUAZIONE DEI RICUPERI ENERGETICI GLOBALI



η medio globale 75%

----- Flusso di energia d'origine

CAP. 4°

PRINCIPALI CRITERI DI SOSTITUZIONE CENTRALE TERMICA

Come é stato accennato precedentemente la centrale attuale non é conforme alle vigenti norme di sicurezza.

L'adeguamento della stessa alle citate normative rappresenta un onere rilevante senza peraltro ricavarne alcun beneficio sul piano energetico.

Appare conseguente la necessità di armonizzare organicamente gli (obbligati) adeguamenti con i costi gestionali energetici della centrale da ristrutturare.

Per questa ragione saranno esplicitate le prestazioni delle caldaie termiche ad alto rendimento.

DISPERSIONI TERMICHE E RECUPERI

Centrale termica

Energia termica persa per rendimento di combustione delle caldaie destinate al riscaldamento degli ambienti e dell'acqua sanitaria .

Premessa :

Nella seguente analisi saranno valutate le ipotesi di sostituzione integrale della centrale termica con caldaie ad alto rendimento funzionanti a gas metano .

Si rammenta che non conviene operare interventi conservativi nell'attuale centrale termica essendo ubicata ed installata fuori normativa vigente .

Le eventuali opere di innovazione saranno quindi esclusivamente rivolte alla rimozione globale della stessa con progetto di sistemazione in terrazza .

1° Ipotesi di sostituzione

Sarà valutata la sostituzione dell'attuale potenza resa dalla centrale termica escludendo quindi la riduzione di potenza conseguente agli interventi conservativi .

2° Ipotesi di sostituzione

Sarà valutata la sostituzione della centrale termica alla potenza ridotta derivante dall'attuazione degli interventi conservativi .

3° Ipotesi di sostituzione

Sarà valutata la sostituzione di tutta la centrale termica con gli interventi conservativi attuati utilizzando caldaie a condensazione per alimentare gli impianti di riscaldamento (a pannelli radianti) nel volume compreso dalle stanze da ristrutturare lato Via Sacchi , Via Assietta .

4° Ipotesi di sostituzione

Sarà valutata la sostituzione di tutta la centrale termica con gli interventi conservativi attuati, utilizzando caldaie ad alto rendimento per il riscaldamento ambienti "vecchi"; caldaie a condensazione per riscaldare gli ambienti ristrutturati, caldaie a condensazione per la produzione di acqua sanitaria .

5° Ipotesi di sostituzione

Sarà valutata la sostituzione di tutta la centrale termica con gli interventi conservativi attuati, utilizzando caldaie ad alto rendimento per il riscaldamento ambienti "vecchi" ; ciclo ad assorbimento estate-inverno per riscaldare e raffreddare gli ambienti ristrutturati ; caldaie a condensa-

zione per la produzione di acqua sanitaria .

Calcolo

4.1 1° Ipotesi

Ore anno di utilizzo equivalenti al funzionamento al 100% della potenza	*
Potenza termica assorbita nella centrale attuale	≈ 2380 ore
Potenza termica resa nella centrale attuale	824,95 Kw/h
	623,68 Kw/h
Rendimento medio di centrale	0,75
Alimentazione	gasolio

Caldaie sostituite con RAYPAK modulanti

Potenza termica resa	623,68 Kw/h
Rendimento medio di centrale (Ved. diagr.)	0,92

Energia termica recuperabile

$$Q = \frac{623,68}{0,75} - \frac{623,68}{0,92} = 831,6 - 677 = \underline{153,7 \text{ Kw}} \quad \underline{132.170 \text{ Kcal/h}}$$

* Ore anno equivalenti alle quali la centrale termica eroga la piena potenza infatti:

- Energia termica assorbita dalla C.T. 824,95 Kw/h
- Energia termica assorbita all'anno 1968×10^3 Kw/h

$$\frac{1968 \times 10^3}{824,95} = \underline{2385,5 \text{ ore di funz. anno a piena potenza.}}$$

Bilancio annuale risparmio energetico:

Combustibile utilizzato		Metano
Prezzo del combustibile (all'1-4-83)		351,72 L/m ³
Potere calorifico inferiore	9,6 Kw/m ³	÷ 8250 Kcal/m ³
Energia termica introdotta	$\frac{623,68}{0,92} =$	678 Kwh
Energia termica persa	678 - 623,68 =	54,2 Kwh

Costo di gestione annuale (previsione 83/84 351,72 + 4% = 366 L/m³)*

$$\frac{678}{9,6} \times 366 \times 2380 = \underline{61,5 \times 10^6 \text{ L/anno}} \text{ Metano}$$

Costo di gestione annuale gasolio : (ai prezzi stim.ti 83/84)

$$\frac{824,95 \times 2380 \times 440}{9,84} = \underline{87,8 \times 10^6 \text{ L/anno}}$$

Risparmio economico annuo di gestione

Ai prezzi 83/84 (Gasolio 440L/litro Metano 366L/m³)

$$R = \frac{824,95 \times 2380 \times 440}{9,84} - \frac{678 \times 2380 \times 366}{9,6} =$$

$$= 87,8 \times 10^6 - 61,5 \times 10^6 = \underline{26279975 \text{ L/anno}}$$

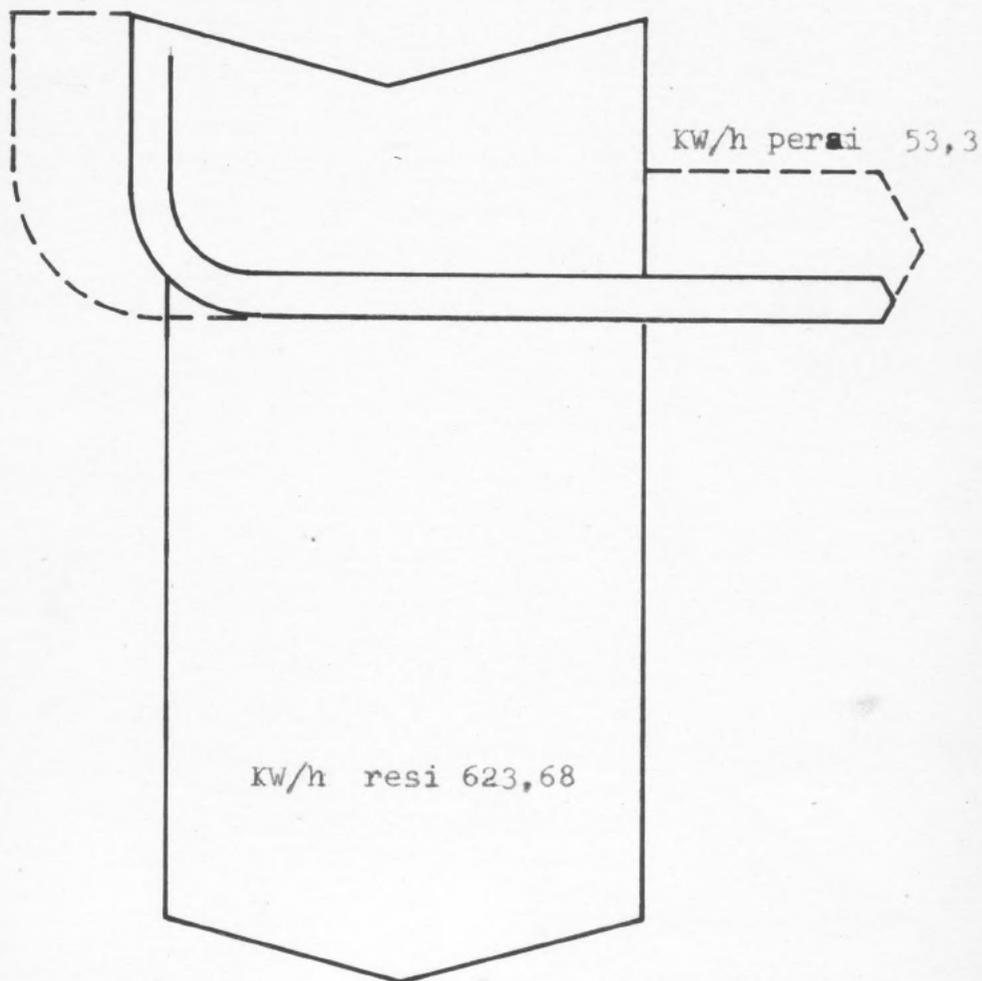
* Aumento prezzo metano per la gestione 1983/84 stimato con lo stesso indice del gasolio (+ 4%)

DIAGRAMMA DI FLUSSO IN CENTRALE TERMICA CON

CALDAIE AD ALTO RENDIMENTO RAYPAK SENZA ATTUARE

I RICUPERI DI ENERGIA NEGLI IMPIANTI E NELLE STRUTTURE

kw/h 677



η medio globale 92%

----- Flusso di energia d'origine

4.2

2° Ipotesi

Fermi restando i prezzi dell'energia utilizzati nella
1° ipotesi si avrà :

Caldaje sostituite RAYPAK a gas modulanti

Potenza termica resa al netto degli interventi conservativi
trattati

$$623,68 - (128,6 \text{ Kw} + 78,2 \text{ Kw} + 93,7 \text{ Kw}) = \underline{323,2 \text{ Kw}}$$

Rendimento medio di centrale 0,92

Energia termica assorbita :

$$\frac{323,2}{0,92} = \underline{351,3 \text{ Kw}} \quad \underline{302103 \text{ Kcal/h}}$$

Costo di gestione annuale (ai prezzi 83/84)

$$\frac{351,3}{9,6} \times 366 \times 2380 = \underline{31,9 \times 10^6 \text{ L/anno}}$$

Costo di gestione 1°) ipotesi $61,5 \times 10^6 \text{ L/anno}$

Risparmio ottenibile nei costi di gestione 1° 2° :

$$61,5 \times 10^6 - 31,9 \times 10^6 = \underline{29,6 \times 10^6 \text{ L/anno}}$$

Risparmio assoluto rispetto alla gestione "vecchia" (Gasolio)

$$87,8 \times 10^6 - \left(\frac{351,3}{9,6} \cdot 366 \cdot 1566 \right) = 87,8 \times 10^6 - 21 \times 10^6 = \underline{66,8 \times 10^6 \text{ £/anno}}$$

INDICE COSTO DI GESTIONE : 13393 £/ora

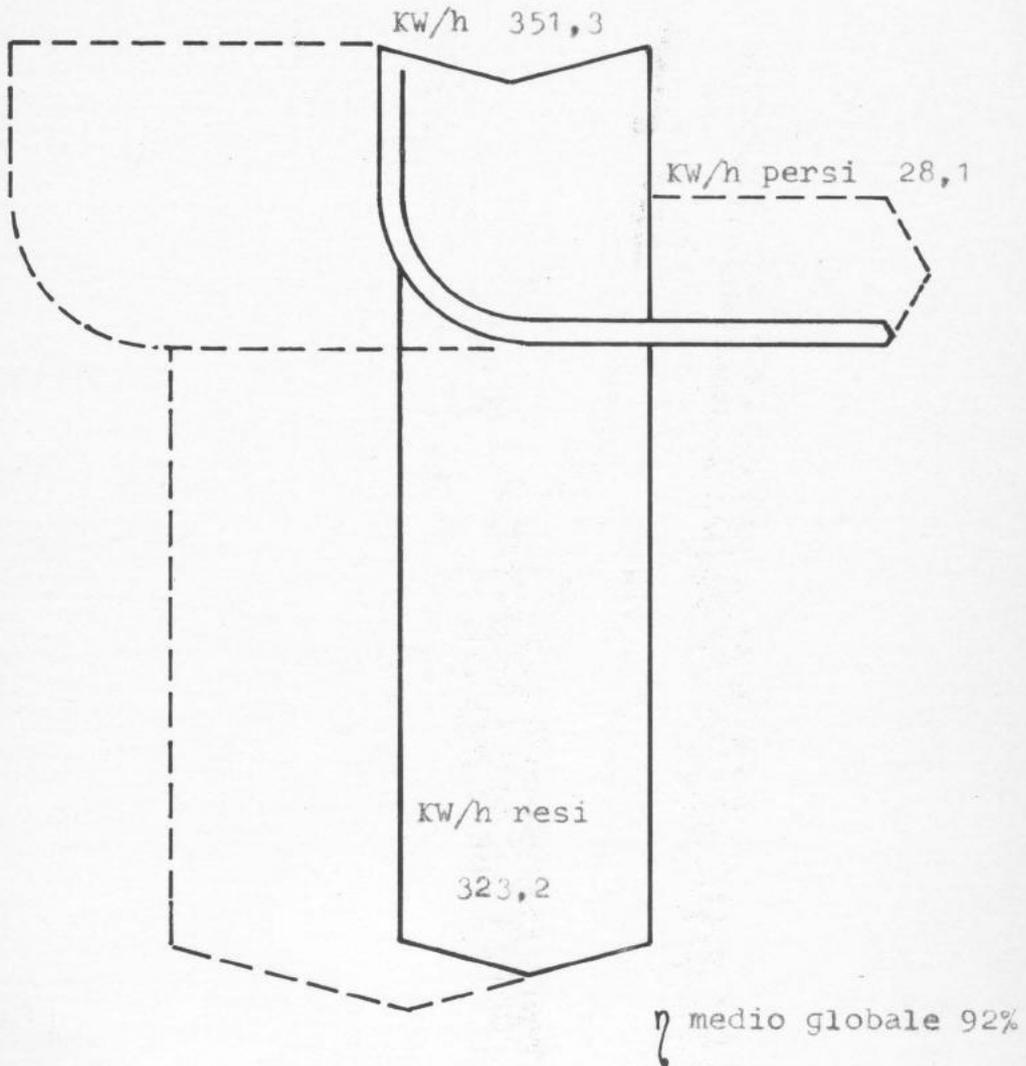
Sistema di ricupero C)

Ricuperi significativi nel volume dell'edificio

Ricupero termico nelle acque bianche

Sostituzione caldaie in C.T. con RAYPAK ad alto rendimento

DIAGRAMMA DI FLUSSO RISULTANTE IN C.T. DOPO L'ATTUAZIONE
DEI RICUPERI ENERGETICI GLOBALI E LA SOSTITUZIONE DELLE
CALDAIE CON RAYPAK AD ALTO RENDIMENTO TERMICO 0,92



----- Flusso di energia d'origine

4.3

3° Ipotesi

- Caldaie RAIPAK per riscaldare parte vecchia edificio e l'acqua sanitaria .
- Caldaie a CONDENSAZIONE "GUILLOT" per riscaldare gli ambienti ristrutturati (lato Via Sacchi - Via Assietta)

Volume ambiente da ristrutturare :

$$259\text{m}^2 \times 17\text{m} = 4403 \text{ m}^3$$

Potenza MAX assorbita dal volume interessato 18 Kcal/m³*

Potenza termica globale assorbita 18 x 4403 79.254 Kcal/h

* Tengono conto del ricupero in torretta di espulsione aria

Rendimento trasporto calore η_{tr} 0,88

Potenza da installare in centrale termica :

$$\frac{79.254}{0,88} = \underline{90.000 \text{ Kcal}}$$

Temperatura mandata	45° C
Temperatura ritorno	35° C
Rendimento assoluto sul P.C.I.	104%
Rendimento medio effettivo sul P.C.I.	<u>1,01</u>

* Il rendimento di trasporto aumenta da 085 a 088 per minor temperatura in circolo e maggior efficienza di scambio con gli ambienti da riscaldare adottando i pannelli radianti.

Energia termica assorbita dal combustibile :

$$\frac{90.000}{1,01} = \underline{89.110 \text{ Kcal/h}}$$

Costo di gestione volume ristrutturato riscaldato con caldaia RAYPAK .

$$\frac{97826}{96.860} \cdot 2380 \cdot 366 = \underline{10321496 \text{ £/anno}}$$

Costo di gestione volume ristrutturato riscaldato con caldaia a condensazione .

$$\frac{89110}{96.860} \cdot 2380 \cdot 366 = \underline{9.401.882 \text{ £/anno}}$$

Energia termica assorbita dal combustibile con caldaia RAYPAK

Rendimento medio effettivo η_e 0,92

$$\frac{90.000}{0,92} = \underline{97826 \text{ Kcal/h}}$$

Risparmio di energia per il riscaldamento volume ristrutturato
utilizzando caldaie a condensazione anzichè caldaie RAYPAK .

$$97.826 - 89110 = \underline{8716 \text{ Kcal/h}}$$

Ore di utilizzo medie anno

2380 ore/anno

Risparmio di energia anno :

$$8716 \times 2380 = \underline{20,7 \times 10^6 \text{ Kcal/anno .}}$$

Risparmio economico anno : (Rispetto alla seconda ipotesi)

$$\frac{20,7 \times 10^6 \cdot 366}{9,6 \cdot 860} = 917.659 \text{ £/anno}$$

Costo di gestione della presente ipotesi :

$$31,9 \times 10^6 - 917659 = \underline{31 \times 10^6 \text{ £/anno}}$$

INDICE COSTO DI GESTIONE: 13025 £/ora

Risparmio assoluto rispetto alla centrale d'origine

$$87,8 \times 10^6 - (13025 \times 1566) = 87,8 \times 10^6 - 20,4 \times 10^6 = \underline{67,4 \times 10^6 \text{ £/anno}}$$

4.4

4° Ipotesi

- Utilizzazione di caldaie a condensazione per riscaldare il volume ristrutturato e l'acqua sanitaria .
- Utilizzazione caldaie RAYPAK per il riscaldamento ambienti volume vecchio edificio .

Temperatura ritorno acqua primaria	tr	50° C
rendimento assoluto sul P.C.I.		0,99
rendimento medio effettivo sul P.C.I.		η_e 0,96
Potenza resa caldaia	177,2 - 93,7 =	<u>83,5 Kw*</u>

Energia termica assorbita :

$$\frac{83,5}{0,96} = 87 \text{ Kwh} \quad 74.800 \text{ Kcal/h}$$

Bilancio risparmio energetico su base annua rispetto alla 3° ipotesi

Ore anno utilizzazione caldaie \approx 35.00 ore
 (caldaia RAYPAK) rendimento medio effettivo $\eta_e = 0,92$

energia assorbita con la RAYPAK :

$$\frac{83,5}{0,92} = \underline{90,8 \text{ Kwh}} \quad \underline{78.000 \text{ Kcal/h}}$$

* Si tiene conto degli interventi conservativi attuati per il recupero energia termica acque bianche Ved. cap.

Differenza di consumo tra le caldaie in esame :

$$78.000 - 74.800 = \underline{3200 \text{ Kcal/h}}$$

Risparmio di energia annua :

$$3200 \times 3500 = \underline{11,2 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

Risparmio economico annuo equivalente rispetto alla 3° ipotesi

$$\frac{11,2 \times 10^6 \cdot 366}{9,6 \cdot 860} = \underline{496511 \text{ £/anno}}$$

Costo di gestione presente ipotesi : $31 \times 10^6 - 496.511 = \underline{30,5 \times 10^6}$
£/anno

INDICE COSTO DI GESTIONE : 12815 £/ora

Risparmio assoluto rispetto alla centrale d'origine

$$87,8 \times 10^6 - (12815 \times 1566) = \underline{67,73 \times 10^6 \text{ £/anno}}$$

Sistema di ricupero C)

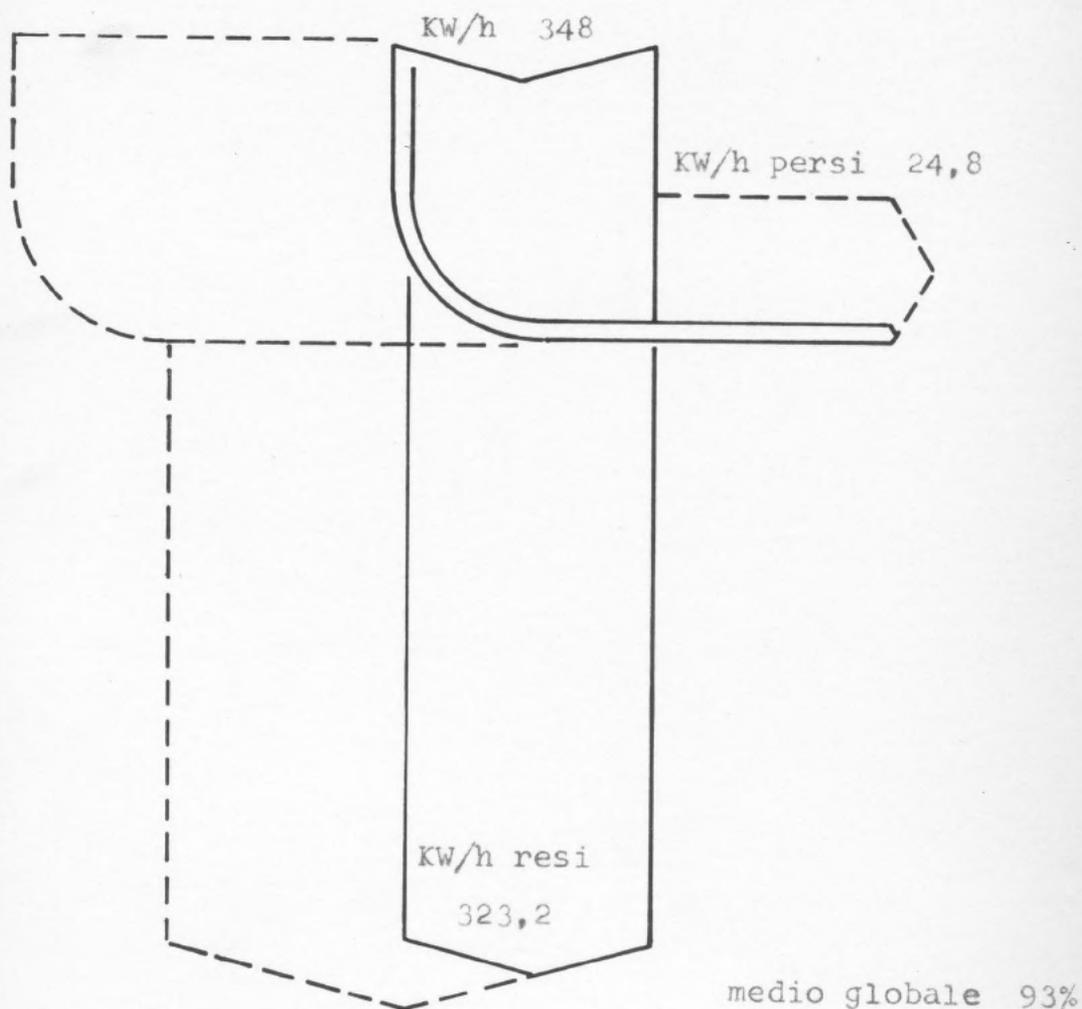
Ricuperi significativi nel volume dell'edificio

Ricupero termico nelle acque bianche

Sostituzione caldaie secondo 4° Ipotesi

DIAGRAMMA DI FLUSSO RISULTANTE IN C.T. DOPO L'ATTUAZIONE

DEI RICUPERI ENERGETICI GLOBALI E LA SOSTITUZIONE CALDAIE



----- Flusso di energia d'origine

4.5

5° Ipotesi

- Caldaie RAYPAK per riscaldare parte vecchia edificio
- Caldaie a condensazione per l'acqua sanitaria
- Ciclo ad assorbimento per riscaldare e raffrescare gli ambienti ristrutturati .

Calcolo :

Volume ambienti da ristrutturare riscaldati e raffrescati con
ciclo ad assorbimento . = 4403 m³

* Potenza termica MAX assorbite dal volume interessato = 18 Kc/m³h

Potenza frigorifera MAX assorbite dal volume interessato = 13,1 "

Energia termica oraria assorbita (Max) 79254 Kcal/h

Frig. ie orarie max assorbite 57855 Kcal/h

Rendimento medio termico ciclo ass.to η_{vm} (0,94 MAX)** 0,86

Rendimento frigorifero medio ciclo ass.to η_{fm} 0,70

(Ciclo scelto JASAKI CH 6000 B 97,7 Kw termici 72,1 Kw frigorie)

Energia frigorifera pari al 73% dell'energia termica energia introdotta - Metano - 103,5 Kwh .)

* Tengono conto del ricupero in torretta di espulsione aria .

** Il rendimento reale tiene conto dell'ON - OFF .

Costo di gestione periodo invernale :

$$\frac{79.254}{0,88} \times 2380 = \underline{214 \times 10^6 \text{ Kcal/anno}}$$

$$\frac{214 \times 10^6}{96.860} \cdot 366 = \underline{9.502.259 \text{ £/anno (inverno)}}$$

Costo di gestione periodo estivo :

$$\frac{57855}{0,70} \times 100 \times 16 = 132,2 \cdot 10^6 \text{ Kcal/anno (Frig.)}$$

$$\frac{132,2 \times 10^6}{9,6 \cdot 860} \cdot 366 = \underline{5862383 \text{ £ /anno (estate)}}$$

Energia elettrica equivalente non utilizzata

$$\frac{59.254}{2,8 \cdot 860} = \underline{24,6 \text{ Kwh}}$$

Costo dell'energia elettrica (83-84 stima) 110£/Kwh

$$24,6 \times 110 \times 100 \text{gg} \cdot 16 = \underline{4329600 \text{ £/anno}}$$

* " Effetto utile frigorifero " attuali compressori (stima) 2,8

Differenziale del costo di gestione estivo avendo utilizzato il ciclo ad assorbimento anzichè i compressori frigoriferi esistenti :

$$4329600 - 5862383 = \underline{-1532783 \text{ £/estate}}$$

Questo aumento del costo di gestione estivo può essere riportato tutto sui costi di gestione invernali .

$$9.502259 + 1532783 = \underline{11035042 \text{ £/anno}}$$

Maggior costo di gestione rispetto alla 4° ipotesi

$$11035042 - 7.892.052 = \underline{+3142990 \text{ £/anno}}$$

Costo di gestione globale della presente ipotesi

$$30,5 \times 10^6 + 3142990 = 33,6 \underline{\times 10^6 \text{ £/anno}}$$

Risparmio economico assoluto globale rispetto alla gestione "Vecchia" (Gasolio) :

$$87,8 \times 10^6 - (14117 \times 1566) = \underline{65,7 \times 10^6 \text{ £/anno}}$$

INDICE COSTO DI GESTIONE : 14117 £/ora *

* Come si rileva, questa ultima soluzione è svantaggiata rispetto alle ipotesi che l'anno precedente.

CAP. 4

TABELLA RIASSUNTIVA BILANCI ENERGETICI IN CENTRALE TERMICA.

Soluzione analizzata	Energia resa kW/h	Rend. to centrale η	Energia ass. ta kW/h	ANNO 83/84			Riscaldamento negli impianti	Indice costo di gestione £/ora
				Costo gestione anno 6 £x 10 ⁶	Costo gest. ne vecchia. 6 £x10 ⁶	Risparmio equiv. anno £x10 ⁶		
1° Ipotesi	623,68	0,92	677	61,5		26,3	NO	25840
2° Ipotesi		0,92	351,3	31,9		66,8	SI	13393
3° Ipotesi	323,2	1,01 0,92*	341,2	31	87,8	67,4	SI	13025
4° Ipotesi		0,96 0,92*	337,5	30,5		67,73	SI	12815
5° Ipotesi		0,65 0,88**	352,3	33,6		65,7	SI	14117

* Caldaie RAYPAK e acondensazione

** Sistema ad assorbimento JASKI.

CAP. 5°

REFRIGERAZIONE ESTIVA E PRODUZIONE COMBINATA ACQUA CALDA

In questo capitolo si accenna alla produzione combinata adottando opportuni dispositivi a ciclo frigorifero classico.

- Nel periodo estivo si può evitare la dispersione del calore di condensazione tramite il recupero del calore di condensazione, incorrendo però in costi piuttosto elevati e di lungo ritorno.

E' sovente necessario un impianto che dal terrazzo si sviluppa sino ai sotterranei dell'edificio; da questa configurazione impiantistica gli elevati costi di realizzazione prima detti

E' altresì interessante sul piano economico adottare i dispositivi frigoriferi già realizzati dal costruttore, eliminando in tal modo i rilevanti costi d'impianto.

DISPERSIONI TERMICHE E RECUPERI

Cogenerazione "Condizionamento e produzione acqua calda per uso sanitario" .

Volume globale ambienti da condizionare :

$$\underbrace{[(67,5 \times 13,55) + 2 \cdot (18,40 \times 12,55)]}_{1^\circ - 5^\circ \text{ piano}} \times 16,8 + \underset{\substack{\uparrow \\ \text{Piano terra}}}{8757} = \underline{31.880 \text{ m}^3}$$

Riduzione volumi per locali di servizio e/o altri : 0,50

$$31.880 \cdot 0,50$$

$$\underline{15940 \text{ m}^3}$$

Potenza frigorifera prevista

$$\underline{10 \text{ Fr/m}^3\text{h}}$$

Energia frigorifera MAX assorbita

$$104 \times 159.400 = \underline{159.400 \text{ KCal/h}}$$

Efficienza frigorifera media : 2.5

Potenza elettrica installata

$$\frac{159.400}{860,2,5} = \underline{74 \text{ Kw}}$$

Ore anno di funzionamento alla potenza MAX . ≈ 1300 ore

Energia elettrica assorbita anno

$$74 \times 1300 \quad \underline{96200 \text{ Kwh/anno}}$$

Energia nell'acqua calda prodotta in cogenerazione
nel ciclo frigorifero JUKER. ACH 250.

Energia termica trasferita all'acqua sanitaria .

$$74 \times 0,52 \times 0,85 = 32,7 \underline{\text{ Kw/h}}$$

Energia termica globale trasferita annua :

$$32,7 \times 1300 = \underline{42.482 \text{ Kwh}}$$

Costo di gestione annuo energia elettrica
centrale frigorifera (83-84) .

$$96.200.110 = \underline{10.582.000 \text{ £/anno}}$$

Risparmio energia termica in caldaie per non aver prodotto
acqua sanitaria già proveniente dal ciclo frigorifero .

$$42.482 \times \frac{366}{9,6} = \underline{1619628 \text{ £/anno}}$$

La produzione combinata di energia frigorifera ed energia
termica non produce risparmi tali da giustificare rilevan-
ti investimenti per il ricupero tramite scambiatori .
Tuttavia è decisamente interessante l'utilizzo del ciclo
frigorifero con già incorporato il sistema di ricupero
dell'energia termica .

CAP. 6°

PRODUZIONE COMBINATA DI ENERGIA ELETTRICA E CALORE

Nel presente capitolo viene valorizzata la gestione della produzione combinata di energia.

E' stato scelto il TOTEM quale cogeneratore inseribile nel processo energetico dell'attività esaminata per la sua facile integrazione con il sistema energetico.

L'ipotesi originaria di utilizzare il cogeneratore AIFO é stata abbandonata per esubero di produzione termica per accumulare la quale si sarebbero dovuti adottare serbatoi di rilevante capacità.

PRODUZIONE COMBINATA DI ENERGIA

ELETTRICA E CALORE

Premessa :

Gli assorbimenti energetici attuali sarebbero tali da permettere l'inserimento nel processo di un sistema di cogenerazione tipo AIFO 8361 I da 64 Kw elettrici e 87 Kw termici .

Dal diagramma di flusso di centrale termica si rilevano almeno 203,6 Kwh termici istantanei per la produzione di acqua sanitaria, dal che si desume per esperienze precedenti , che sarebbe possibile erogare per 16 ore/giorno l'energia termica ed elettrica in cogenerazione senza ricorrere ad accumuli di dimensioni rilevanti .

Tuttavia il diagramma di flusso della centrale termica attuale è il frutto di tutta una serie di energie disperse che rappresentano \approx il 50% dello stesso .

L'analisi svolta ha avuto appunto l' obiettivo di individuare queste energie inutilizzate e quantificarne il peso economico .

Si ritiene pertanto che i primi interventi saranno rivolti alla riduzione dei flussi di energia dispersi .

Il recupero totale o parziale delle energie disperse riduce inevitabilmente il flusso di energia reso in centrale termica sino ai valori indicati nei precedenti capitoli. Tali riduzioni non permettono più l'inserimento di un sistema di cogenerazione della potenza di 64 Kw elettrici e 87 Kw termici per lo stoccaggio dei quali occorrerebbero serbatoi di dimensioni eccessive .

Viste le riduzioni di energia resa in centrale termica si ritiene inseribile il sistema di cogenerazione di minor potenza quali è il TOTEM FIAT.

Bilancio energetico ed economico .

Ore anno di funzionamento del TOTEM .	<u>≈ 7500 ore.</u>
Energia elettrica prodotta /ora	<u>15 Kw</u>
Energia termica prodotta /ora	<u>38,4 Kw</u>
Combustibile utilizzato	Metano
Costo specifico metano (attuale)	36,6 £/Kw
Costo specifico metano (83 -84 stima)	38,12 £/Kw
Costo orario manutenzione sistema	300 £/h
Consumo orario metano	6 m ³ /h

Calcolo:

Energia elettrica prodotta all'anno .

$$7500 \times 15 = \underline{112.500 \text{ Kwh}}$$

Energia termica prodotta all'anno .

$$7500 \times 38,4 = 288.000 \text{ Kwh}$$

Costo digestione del TOTEM ANNO

$$(6 \times 7500 \times 366) + (300 \times 7500) =$$

$$16.470.000 + 2.250.000 = \underline{18.720.000}$$

Risparmio economico Energia elettrica anno (83 - 84)

$$15 \times 7500 \times 110 = \underline{12.375.000 \text{ £/anno}}$$

Risparmio economico energia termica non prodotta in Centrale termica

$$38,4 \times 7500 \times 38,12 = \underline{10.978.560 \text{ £/anno .}}$$

Risparmio economico globale

$$12.375.000 + 10.978.560 = \underline{23.353.560 \text{ £/anno}}$$

Bilancio economico anno costi-benefici :

$$18.720.000 - 23.353.560 = \underline{4.633.560 \text{ £/anno}}$$

**FINE DEL LAVORO Aprile 1983**

RIASSUNTO INVENZIONE CON DISEGNO PRINCIPALE, DESCRIZIONE E RIVENDICAZIONE

NUMERO DOMANDA

T093A 000222

REG. B

DATA DI DEPOSITO

30/03/1993

NUMERO BREVETTO

DATA DI RILASCIO

/ /

D. TITOLO

DISPOSITIVO ANTI INQUINAMENTO PER UNA CALDAIA A COMBUSTIBILE GASSOSO.

L. RIASSUNTO

Il dispositivo comprende dei mezzi antivento (9, 13) atti a deviare eventuali flussi d'aria inversi o provenienti dall'usuale camino (18), attraverso un'apertura (19), nell'ambiente esterno alla caldaia (5). Il dispositivo comprende inoltre un elemento a farfalla (20) atto a parzializzare l'ingresso dell'aria ambiente attraverso l'apertura (19), in modo da aumentare l'afflusso di aria in camera di combustione e migliorare il rapporto potenza al focolare/CO emesso. L'elemento a farfalla (20) è costituito da una piastra (21) collegata ad un contrappeso (25) ed è munito di una coppia di perni (26) giacenti su asse orizzontale, per cui esso viene automaticamente ruotato in posizione di parzializzazione quando nel camino (18) si genera un tiraggio prestabilito.

(Figure 1 e 3)

M. DISEGNO

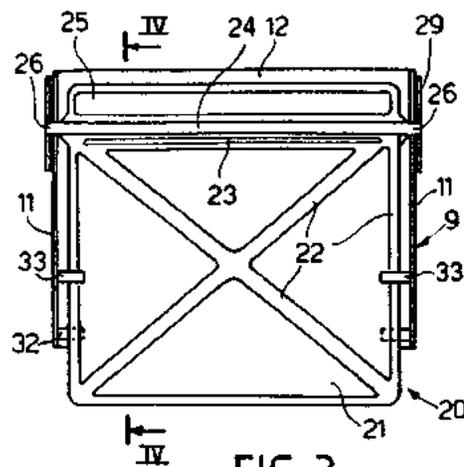
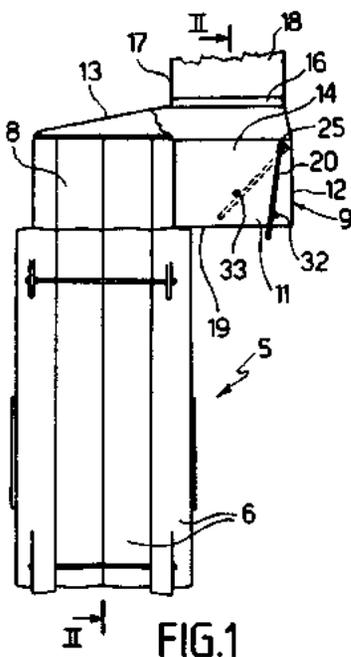


FIG. 3

D E S C R I Z I O N E

del brevetto per invenzione industriale
di ATEC S.r.l., di nazionalità italiana,
con sede a 10133 TORINO, Corso Moncalieri 51

Inventori: Pier Luigi TENCI, Claudio SCAMARDELLA

*** **** **

La presente invenzione si riferisce ad un dispositivo anti inquinamento per una caldaia a combustibile gassoso, avente una camera di combustione, ed un camino per convogliare all'esterno i gas prodotti dalla combustione.

Come è noto, nelle caldaie a metano o simile combustibile gassoso, vengono previsti dei sistemi antivento di protezione della fiamma, atti a deviare l'eventuale flusso d'aria contrario proveniente dal camino fuori dalla camera di combustione, per evitare lo spegnimento della fiamma stessa. In molti Paesi tali sistemi antivento sono imposti per legge, allo scopo di evitare il grave rischio di intossicazione generato da un tale spegnimento.

E' anche noto che l'efficienza del tiraggio di un camino dipende principalmente dalla differenza tra la temperatura dei gas all'ingresso del camino e la temperatura dell'aria all'uscita del camino. Poichè i sistemi antivento provocano in genere una sensibile miscelazione

BOGGIO Luigi
(iscrizione Auto. nr. 251)

dei gas prodotti dalla combustione con l'aria ambiente, la temperatura di tali gas a valle dello schermo si riduce sensibilmente, diminuendo così anche l'efficienza del tiraggio e determinando un limite nel rapporto potenza termica al focolare/ossido di carbonio (CO) emesso. Infatti il CO è oggi uno dei maggiori fattori di inquinamento atmosferico delle città, che in determinate condizioni climatiche raggiunge livelli di estrema pericolosità per la salute.

Sono noti dei dispositivi anti inquinamento che prevedono dei mezzi catalitici, ad esempio delle fibre catalitiche, per favorire la combustione dei fumi, riducendo la percentuale di CO all'uscita del camino. Questi dispositivi sono in genere aggiuntivi e ovviamente costosi.

Scopo dell'invenzione è quello di realizzare un dispositivo anti inquinamento del tipo suddetto, il quale sia della massima semplicità e sicurezza di funzionamento, ed riduca il costo aggiuntivo a livelli minimi, superando nel contempo le prestazioni dei dispositivi noti.

Questo scopo viene raggiunto dal dispositivo anti inquinamento secondo l'invenzione, il quale comprende dei mezzi antivento atti a deviare eventuali flussi d'aria inversi nell'ambiente esterno a detta camera

attraverso un'apertura, ed è caratterizzato dal fatto che esso comprende inoltre dei mezzi di regolazione ovvero di parzializzazione dell'ingresso dell'aria ambiente attraverso detta apertura, in modo da ridurre la miscelazione di aria ambiente con i gas combustibili, per cui la temperatura della miscela convogliata da detto camino tende ad aumentare.

In particolare i mezzi antiventone comprendono detta apertura, ed i mezzi regolabili di parzializzazione comprendono almeno un elemento a farfalla munito di contrappeso e disposto in detto vano, detto elemento a farfalla essendo fulcrato su un asse orizzontale.

Per una migliore comprensione dell'invenzione vengono qui descritte alcune forme preferite di realizzazione, fatte a titolo esemplificativo con l'ausilio degli annessi disegni, in cui:

Figura 1 è una vista laterale, parzialmente sezionata, di una caldaia incorporante un dispositivo anti inquinamento, secondo una prima forma di realizzazione dell'invenzione;

Figura 2 è una sezione secondo la linea II-II di Figura 1;

Figura 3 è una vista frontale di un dettaglio del dispositivo anti inquinamento delle Figure 1 e 2, in scala ingrandita;

BOCCIO Luigi
(iscrizione Albo nr. 251)

Figura 4 è una sezione secondo la linea IV-IV di Figura 1;

Figura 5 è una vista di un particolare di Figura 3, in scala ulteriormente ingrandita;

Figura 6 è una vista da sinistra del particolare di Figura 5;

Figura 7 è una vista laterale, parzialmente sezionata, di un'altra caldaia incorporante un dispositivo anti inquinamento, secondo un'altra forma di realizzazione dell'invenzione;

Figura 8 è una sezione secondo la linea VIII-VIII di Figura 7;

Figura 9 è una sezione parziale secondo la linea IX-IX di Figura 7;

Figura 10 è una vista laterale parziale di una variante di Figura 7;

Figura 11 è una sezione parziale secondo la linea XI-XI di Figura 10.

Con riferimento alla Figura 1, con 5 è genericamente indicata una caldaia a combustibile gassoso, ad esempio con tiraggio naturale, adatta per un impianto di riscaldamento domestico di piccola o media potenza termica. La caldaia 5 comprende una serie di elementi bollitori 6 collegati fra loro, i quali delimitano un focolare, o camera di combustione 7 (Figura 2), in

comunicazione superiormente con una camera 8 di raccolta dei gas combustibili, dopo che questi hanno lambito gli elementi 6. Dietro la camera 8 (a destra in Figura 1) è disposto un corpo cavo o scatola 9, avente sostanzialmente forma di un parallelepipedo. La scatola 9 presenta due pareti laterali 11 e due pareti trasversali 12, mediante una delle quali è collegata alla camera 8.

La camera 8 e la scatola 9 sono chiuse superiormente da una parete 13 a tegola, assieme a cui la scatola 9 forma un vano 14 in comunicazione con la camera di combustione 7. La parete 13 presenta un'apertura superiore 16, in cui si innesta l'estremità inferiore o base 17 dell'usuale camino 18. La scatola 9 è priva della parete di base o inferiore, per cui essa presenta un'apertura inferiore 19 che mette in comunicazione il vano 14 con l'ambiente esterno alla camera di combustione 7.

Il vano 14 e la scatola 9 costituiscono un dispositivo antivento che crea un gomito nel percorso dei gas combustibili. Esso consente all'eventuale flusso d'aria inverso proveniente dal camino 18, in particolare in caso di colpi di vento, o di vento intermittente, oppure il flusso inverso prodotto da qualsiasi otturazione del camino 18, di sfogarsi nell'ambiente attraverso l'apertura inferiore 19 della scatola 9. In tal modo viene

protetta la fiamma nella camera di combustione 7, impedendone lo spegnimento accidentale. Tuttavia, normalmente attraverso l'apertura 19 della scatola 9 si ha un ingresso dell'aria ambiente, che si miscela ai gas combustibili nel vano 14, riducendone la temperatura e quindi il rendimento di tiraggio ed il rapporto potenza al focolare/CO emesso.

Secondo l'invenzione, nella scatola 9 viene disposto un elemento a farfalla 20, il quale è formato da una piastra 21 (Figure 3 e 4) sostanzialmente rettangolare, ad esempio in laminato imbutito con nervature di rinforzo 22, di materiale anticorrosione e non infiammabile. Vantaggiosamente la piastra 21 è formata con un materiale a basso peso specifico, ad esempio scelto tra le leghe a base di alluminio, o rame al berillio. In tal modo si riduce la massa e quindi l'inerzia allo spostamento dell'elemento a farfalla, pur conservando sufficiente resistenza meccanica.

La piastra 21 è munita lungo un suo lato 23 di un'asta di irrigidimento 24, ed è di pezzo con un corpo 25. Questo corpo 25 è dimensionato in modo tale che il suo peso risulti leggermente inferiore a quello della piastra 21, per cui esso ha la funzione di contrappeso gravimetricamente tarato. L'asta 24 sporge lateralmente dalla piastra formando due perni 26 liberi di basculare

su un asse orizzontale.

Le due pareti laterali 11 della scatola 9 sono munite ciascuna di un intaglio verticale 27 (Figure 5 e 6), la cui estremità 28 è a forma di V e costituisce una sede per supportare il corrispondente perno 26 della piastra 21, girevolmente con il minimo attrito. Dopo avere montato la piastra 21 con i perni 26 nelle sedi 28, l'intaglio 27 viene superiormente chiuso mediante una piastrina 29, la quale viene fissata amovibilmente sulla parete 11 mediante rivetti, o viti 31, accessibili dall'esterno della scatola 9.

Le pareti 11 son inoltre munite ciascuna di un arresto inferiore 32 (Figura 4) e di un arresto superiore 33, per limitare la rotazione della piastra 21 sulle due sedi 28. Ad esempio gli arresti 32 e 33 possono essere formati da pioli sporgenti verso l'interno della scatola 9, i quali vengono sistemati in posizioni prestabilite di taratura.

La posizione dei pioli inferiori 32 viene scelta in modo da arrestare normalmente la piastra 21 in posizione subverticale, allo scopo di intercettare le corrente d'aria in ingresso dell'apertura 19. La posizione dei pioli superiori 33 può essere vantaggiosamente scelta in modo tale che, quando la piastra 21 si appoggia contro tali pioli 33, si ottiene una riduzione compresa tra il

BOGGIO Luigi
(iscrizione Albo nr. 251)

20 e l'80 è nella sezione di passaggio dell'aria ambiente di miscelazione attraverso l'apertura 19 .

Normalmente, in assenza di combustione, e quindi di gas combusti caldi, non si crea alcuna corrente significativa di aria dall'ambiente attraverso l'apertura 19. La piastra 21, per effetto gravimetrico, si appoggia allora contro i due pioli inferiori 32, per cui l'intera sezione dell'apertura 19 dell'aria ambiente è completamente libera.

Quando nella camera 7 si inizia la combustione, i gas combusti caldi iniziano a creare un certo tiraggio nel camino 18, facendo affluire, attraverso l'apertura 19 nella scatola 9, una certa portata di aria ambiente, che si configura come aria di miscelazione indesiderata, giacché tende a raffreddare la temperatura del gas alla base 17 del camino 18. Non appena viene raggiunto un valore sufficiente del tiraggio, la corrente d'aria proveniente dall'ambiente, agendo sulla piastra 21, vince la leggera prevalenza di peso di questa rispetto al corpo 25, per cui la piastra 21 ruota sui perni 26 e va ad arrestarsi contro i pioli superiori 33.

La piastra 21 effettua in tal modo una parzializzazione dell'ingresso dell'aria ambiente. Tale parzializzazione fa salire la temperatura della miscela alla base 17 del camino 18, per cui i gas combusti sono

sollecitati da un tiraggio aumentato, che si stabilizza a temperatura costante. Si crea allora un aumento dell'ingresso di aria nella camera di combustione 7, e quindi un conseguente aumento dell'ossigenazione in camera di combustione 7, migliorando il rendimento del processo e quindi il rapporto potenza al focolare/CO emesso.

Se con la piastra 21 così ruotata arriva un flusso d'aria dal camino 18 verso il vano 14, tale flusso riporta la piastra 21 in posizione subverticale, per cui la scatola 9 effettua interamente la sua funzione antivento. Infine, quando cessa la combustione, la piastra 21 ritorna automaticamente in posizione subverticale, appoggiandosi di nuovo contro i pioli 32.

Nella realizzazione delle Figure 7-9, la camera 8 di raccolta dei gas combusti della caldaia 5 è munita di una parete superiore 34, avente un'apertura 36, in cui si innesta un condotto 37. La caldaia 5 viene installata in modo da disporre il condotto 37 coassiale con il camino 18. La base 17 del camino 18 viene disposta ad una distanza prefissata dal bordo superiore del condotto 37. Il dispositivo antivento comprende una cappa 38 fissata alla base 17 del camino 18.

Il dispositivo antivento comprende inoltre uno schermo 41 a forma di tazza, il cui bordo esterno è

fissato mediante barrette radiali 42 al bordo superiore del condotto 37. Lo schermo 41 è dimensionato in modo da ottenere una superficie di passaggio dei gas combusti nel condotto 37, sufficiente ad ottenere un buon tiraggio, ma a garantire pronta protezione in caso di flusso inverso.

Il bordo inferiore 43 della cappa 38 (Figura 7) presenta una forma a parallelogramma, preferibilmente rettangolare. Sul bordo 43 della cappa 38 è collegato un corpo cavo, o scatola 44 a forma di parallelepipedo, la quale è munita di due coppie di pareti opposte 46 e 47 e presenta un'apertura inferiore 48. La cappa 38 e la scatola 44 formano un vano 39 (Figura 6), in cui giungono il gas combusti uscenti dalla camera 7.

La scatola 44 presenta un'apertura inferiore 48 per l'ingresso dell'aria ambiente. Questa, attraverso l'intercapedine tra la scatola 44 ed il condotto 37, arriva nel vano 39, dove si mescola con i gas combusti, per cui ne risulta una miscela a temperatura ridotta rispetto alle condizioni ottimali di tiraggio. L'eventuale flusso d'aria contrario proveniente dal camino 18 viene deviato dallo schermo 41 e si sfoga nell'ambiente attraverso l'apertura 48 della scatola 44, proteggendo la fiamma nella camera di combustione 7, come nel caso precedente.

Secondo l'invenzione, nella scatola 44 vengono

disposti due elementi a farfalla gravimetrica 20, ciascuno simile all'elemento a farfalla gravimetrica della realizzazione delle Figure 1-6. Questo elemento a farfalla 20 comprende ora una piastra 21' munita di uno scarico arcuato 49 (Figura 9). Per il resto ciascun elemento a farfalla 20 comprende un contrappeso 25 e due perni 26, mediante i quali viene montata sulle corrispondenti pareti laterali 46 della scatola 44, in modo analogo a quanto visto per la piastra 21. La piastra 21' è atta ad arrestarsi contro un piolo inferiore 32 ed un piolo superiore 33, entrambi portati da ciascuna parete 46. Quando la piastra 21' si appoggia contro i pioli 32, lo scarico 49 abbraccia il condotto 37.

Secondo la variante delle Figure 10 e 11, il dispositivo anti inquinamento comprende un solo elemento a farfalla gravimetrica 20 simile a quello delle Figure 7-9. La cappa 38 presenta allora un bordo inferiore 43 avente tre lati rettilinei ed un lato anteriore 51 (Figura 10) arcuato. Corrispondentemente la scatola 44 presenta due pareti laterali 46 ed una parete posteriore 47 sostanzialmente piane, mentre la parete anteriore 52 è arcuata. Le pareti 46 portano le sedi per i perni 26 della piastra 21' e la relativa coppia di pioli inferiori 32 e superiori 33.

Sia nella realizzazione delle Figure 7-9, che nella

variante delle Figure 10-11, la posizione dei pioli superiori 33 viene scelta in modo da ottenere anche qui una riduzione compresa tra il 20 ed l'80 % nella sezione di passaggio dell'aria ambiente attraverso il cassetto 44. Il funzionamento del dispositivo anti inquinamento della realizzazione delle Figure 7-9 e della relativa variante delle Figure 10-11 è identico a quello della realizzazione delle Figure 1-6, per cui non viene qui ripetuto.

In ogni caso, la parzializzazione del flusso di aria ambiente, che si mescola ai gas combusti prima di entrare nel camino 18, fa aumentare la temperatura della miscela, con conseguente sensibile aumento del tiraggio, per cui a temperatura costante si stabilisce un rapporto ottimale potenza al focolare/CO emesso.

Dagli esperimenti e dalle misurazioni effettuate con caldaie munite del dispositivo anti inquinamento sopra descritto, è risultato che, a parità di potenza termica, nei gas combusti scaricati dal camino 18 si ottiene una riduzione del CO compresa tra il 40 e 80 %, rispetto all'analogia emissione in assenza di tale dispositivo. A parità di emissione di CO, con la stessa caldaia si può aumentare la potenza termica al focolare fino all'8%, rispetto alla caldaia priva del dispositivo, fornendo notevoli vantaggi costo/prestazioni.

Da quanto visto sopra risultano evidenti i vantaggi del dispositivo anti inquinamento dell'invenzione rispetto ai sistemi noti. Infatti il dispositivo è di fabbricazione semplice ed economica e può essere facilmente installato anche su caldaie esistenti.

Si intende che al dispositivo descritto possono essere apportate varie altre modifiche e perfezionamenti senza uscire dall'ambito delle rivendicazioni. Ad esempio, la caldaia può essere del tipo a tiraggio forzato, mentre l'elemento a farfalla gravimetrica 20 e/o la scatola 9, 44 possono assumere forme diverse per meglio adattarsi alle esigenze costruttive e funzionali della caldaia. A sua volta, l'asta di irrigidimento 24 può essere sostituita da un'apposita nervatura della piastra 21, 21'.

Inoltre possono essere eliminati i pioli inferiori 32 di arresto, mentre nelle realizzazioni delle Figure 7-11 i pioli superiori 33 di arresto della piastra 21' possono anche essere eliminati, facendo arrestare la piastra 21' con lo scarico arcuato 49 contro il condotto 37 stesso, o contro altri adeguati organi di arresto. Infine, l'elemento a farfalla gravimetrica 20 può essere sostituito da qualsiasi otturatore spostabile per effettuare la parzializzazione dell'ingresso dell'aria ambiente.

BOCCIO Luigi
(iscrizione Albo nr. 251)

R I V E N D I C A Z I O N I

1. Dispositivo anti inquinamento per una caldaia a combustibile gassoso, avente una camera di combustione (7) per detto combustibile, ed un camino (18) per convogliare all'esterno i gas combustibili provenienti da detta camera (7), detto dispositivo comprendendo dei mezzi antivento (9, 13; 38, 41) atti a deviare eventuali flussi d'aria inversi nell'ambiente esterno a detta camera (7) attraverso un'apertura (19, 48), caratterizzato dal fatto che esso comprende inoltre dei mezzi di regolazione (20) ovvero di parzializzazione dell'ingresso dell'aria ambiente attraverso detta apertura (19, 48), in modo da ridurre la miscelazione di aria ambiente con i gas combustibili, per cui la temperatura della miscela convogliata da detto camino (18) tende ad aumentare.

2. Dispositivo secondo la rivendicazione 1, in cui detti mezzi antivento (9, 13; 38, 41) comprendono un vano (14, 39) comunicante con l'uscita di detta camera (7), caratterizzato dal fatto che detti mezzi regolabili di parzializzazione comprendono almeno un elemento a farfalla (20) disposto in detto vano (14, 39) e fulcrato su un asse orizzontale.

3. Dispositivo secondo la rivendicazione 2, caratterizzato dal fatto che detto elemento a farfalla (20) è di tipo gravimetrico ed è munito di un contrappeso (25),

il quale è atto a tenere normalmente detto elemento a farfalla (20) in posizione tale da non impedire l'afflusso di detta aria ambiente in detto vano (14, 39), detto elemento a farfalla (20) essendo ruotato in posizione di parzializzazione quando in detto camino (18) si genera un tiraggio prestabilito.

4. Dispositivo secondo la rivendicazione 3, caratterizzato dal fatto che detto elemento a farfalla (20) comprende una piastra (21, 21') collegata con detto contrappeso (25) e munita di una coppia di perni (26) giacenti su detto asse, mezzi di supporto (28) essendo previsti per alloggiare girevolmente detti perni (26).

5. Dispositivo secondo la rivendicazione 4, in cui detto vano (14, 39) comprende una scatola (9, 44) avente due pareti opposte (11, 46), caratterizzato dal fatto che detti perni (26) sporgono lateralmente da detta piastra (21, 21'), detti mezzi di supporto comprendendo due sedi (28) disposte in un intaglio (27) di dette pareti opposte (11, 46).

6. Dispositivo secondo la rivendicazione 5, caratterizzato dal fatto che ciascuna di dette sedi comprende una porzione a V (28) di detto intaglio (27), ciascuno di detti perni (26) essendo bloccato in detta porzione a V (28) mediante una piastrina (29) montata amovibilmente sulla superficie esterna di dette pareti opposte (11,

BOGGIO Luigi
(iscrittione Albo nr. 251)

46).

7. Dispositivo secondo una delle rivendicazioni da 3 a 6, caratterizzato dal fatto che in detto vano (14, 39) è disposto almeno un arresto (33) atto ad arrestare detto elemento a farfalla (20) in una posizione prestabilita di parzializzazione.

8. Dispositivo secondo le rivendicazione 6 e 7, caratterizzato dal fatto che ciascuna di dette pareti opposte (11, 46) è munita di detto arresto (33) e di un altro arresto (32) atto ad arrestare detto elemento a farfalla (20) in una posizione tale da potere essere ruotata verso detta posizione di parzializzazione dall'ingresso dell'aria ambiente in detto vano (14, 39).

9. Dispositivo secondo una delle rivendicazione da 4 a 8, caratterizzato dal fatto che detta piastra (21, 21') è in laminato imbutito con nervature di rinforzo (22) ed è di pezzo con detto contrappeso (25).

10. Dispositivo secondo una delle rivendicazione da 4 a 9, caratterizzato dal fatto che detto elemento a farfalla (20) è in materiale anticorrosione e non infiammabile.

11. Dispositivo secondo una delle rivendicazione da 4 a 10, caratterizzato dal fatto che detto elemento a farfalla (20) è in materiale a basso peso specifico.

12. Dispositivo secondo una delle rivendicazione da

BOGGIO Luigi
(iscrizione Albo nr. 257)

4 a 11, caratterizzato dal fatto che il materiale di detto elemento a farfalla (20) è scelto tra le leghe a base di alluminio, o rame al berillio.

13. Dispositivo secondo una delle rivendicazioni da 9 a 123, in cui detta scatola (9) ha una forma sostanzialmente parallelepipedica ed è collegata posteriormente a detta caldaia (5), caratterizzato dal fatto che detta piastra (21) presenta una forma sostanzialmente rettangolare.

14. Dispositivo secondo una delle rivendicazioni da 9 a 13, in cui detta camera (7) è collegata con un condotto (37) coassiale con detto camino (18), detti mezzi antivento comprendendo una cappa (38) collegata a detto camino (18) ed uno schermo (41) disposto in detto condotto (37), caratterizzato dal fatto che detto cassetto (44) è collegato a un bordo inferiore (43) di detta cappa (38), detta piastra (21') essendo munita di uno scarico (49) per abbracciare detto condotto (37) in detta posizione di parzializzazione.

15. Dispositivo secondo la rivendicazione 14, in cui detta scatola (44) ha una forma sostanzialmente parallelepipedica, caratterizzato dal fatto che su dette pareti opposte (46) sono simmetricamente disposte due piastre (21') ciascuna munita di detto scarico (49).

16. Dispositivo secondo la rivendicazione 14,

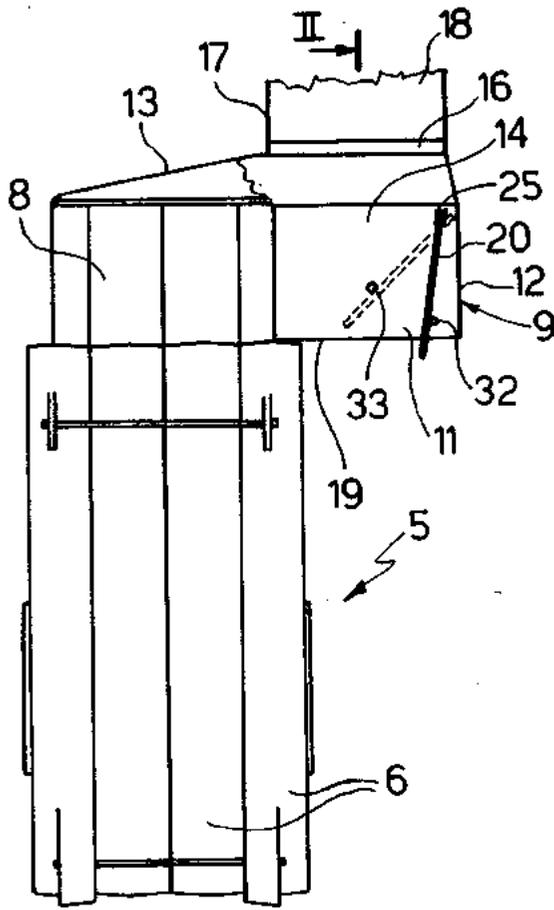
caratterizzato dal fatto che dette pareti opposte (46) sono collegate da una parete anteriore arcuata (52) e da una parete posteriore piana (47), detto elemento a farfalla (20) essendo disposto in vicinanza di detta parete posteriore piana (47).

17. Dispositivo anti inquinamento per una caldaia a combustibile gassoso, sostanzialmente come descritto con riferimento agli annessi disegni.

p.i. ATEC S.r.l.

BOGGIO Luigi
(iscrizione Albo nr. 251)

BOGGIO Luigi
(iscrizione Albo nr. 251)



II
FIG. 1

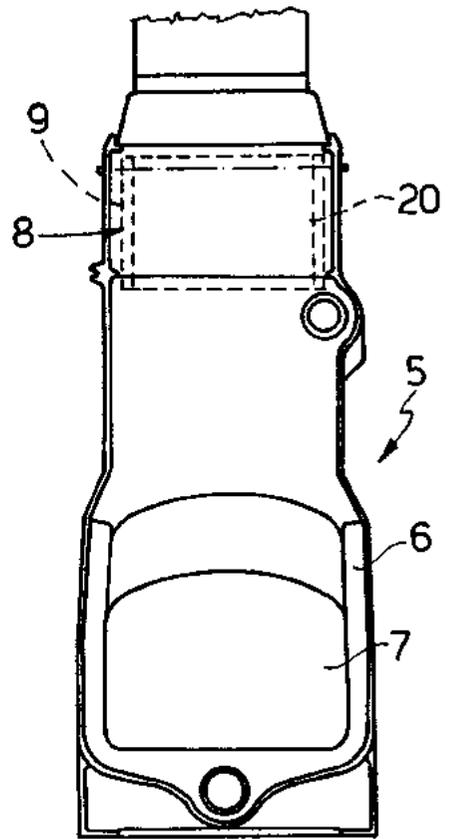
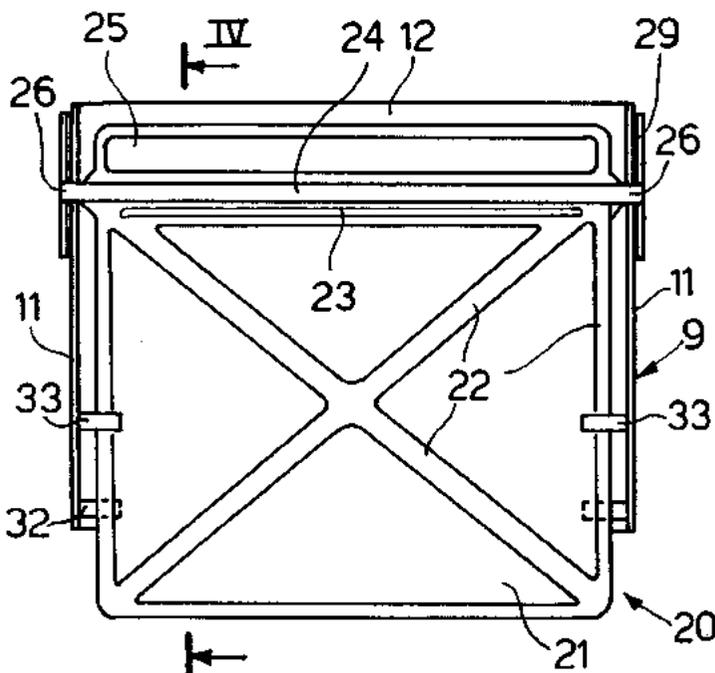


FIG. 2



IV
FIG. 3

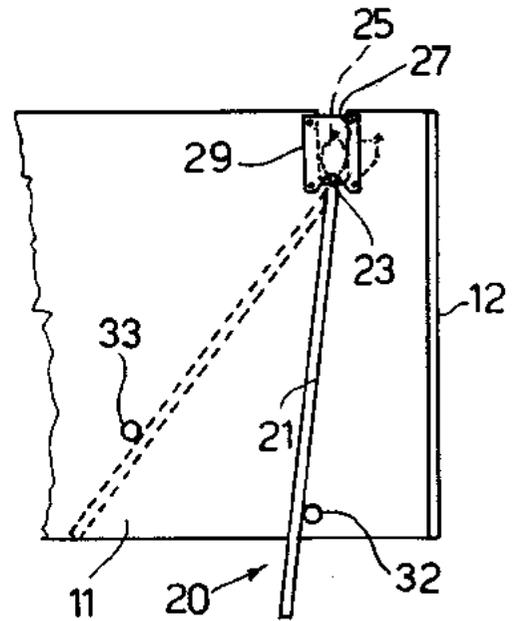


FIG. 4

FIG. 5

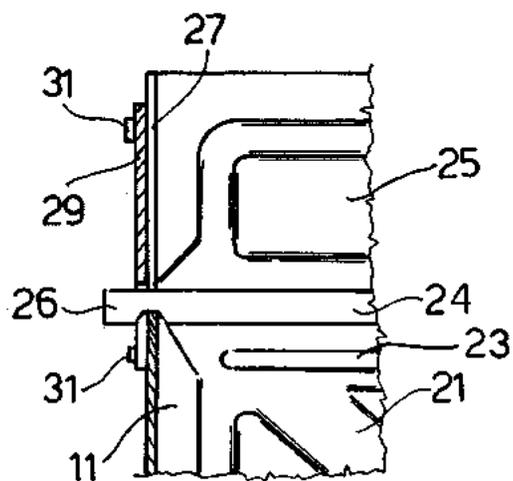


FIG. 6

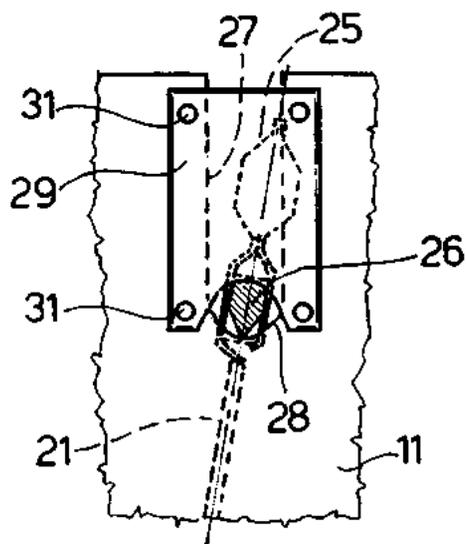


FIG. 10

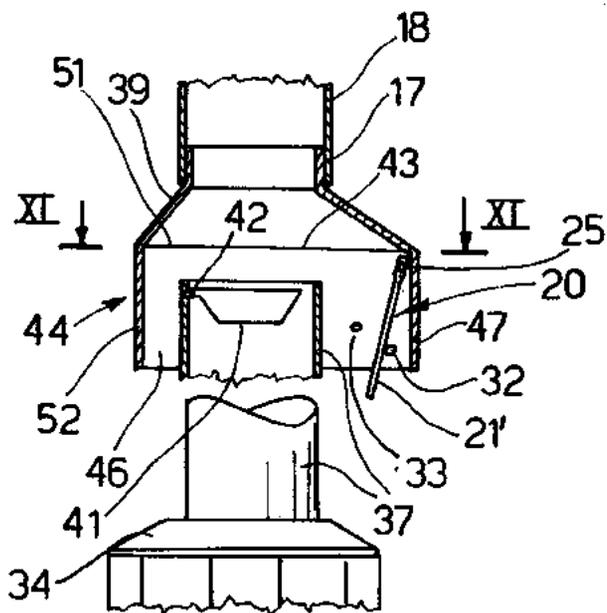
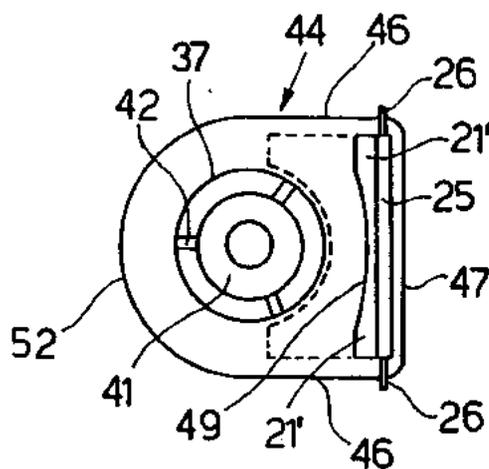
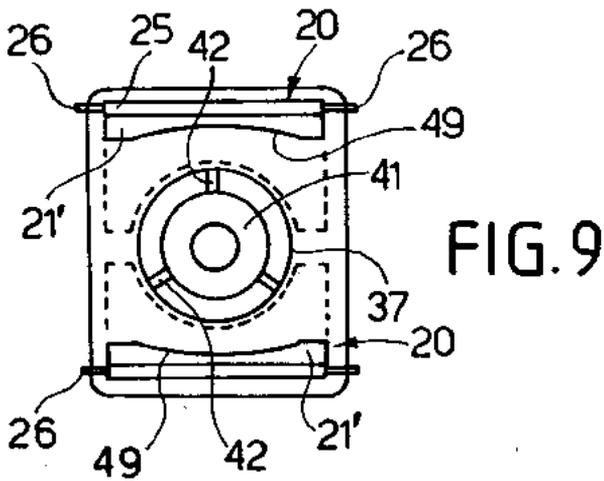
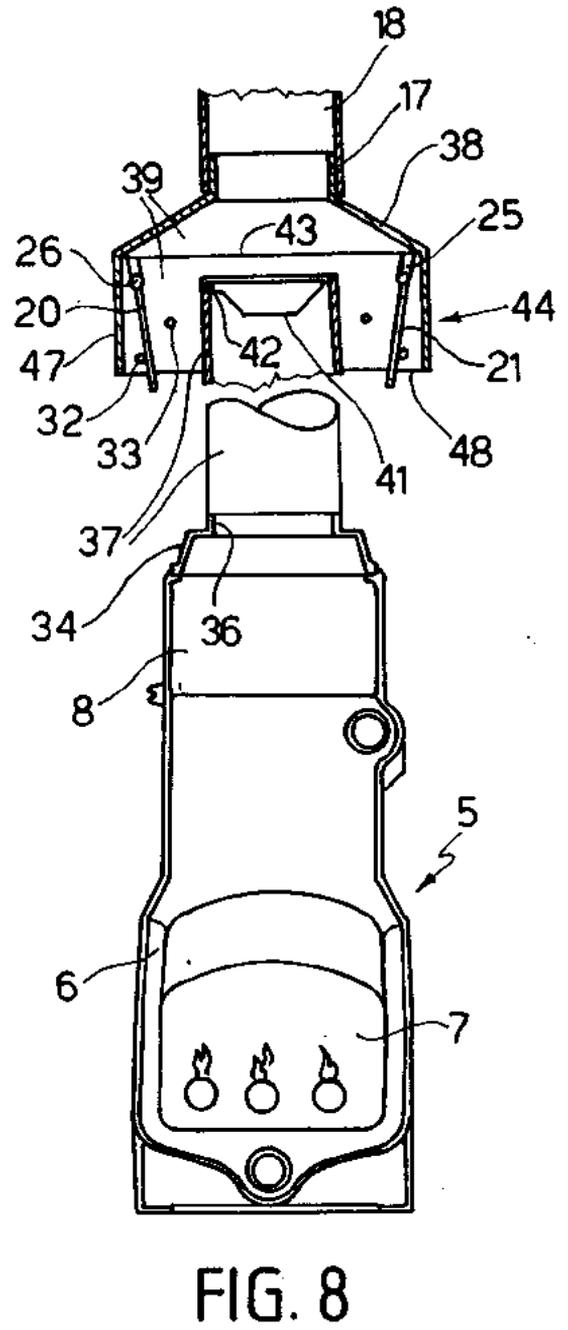
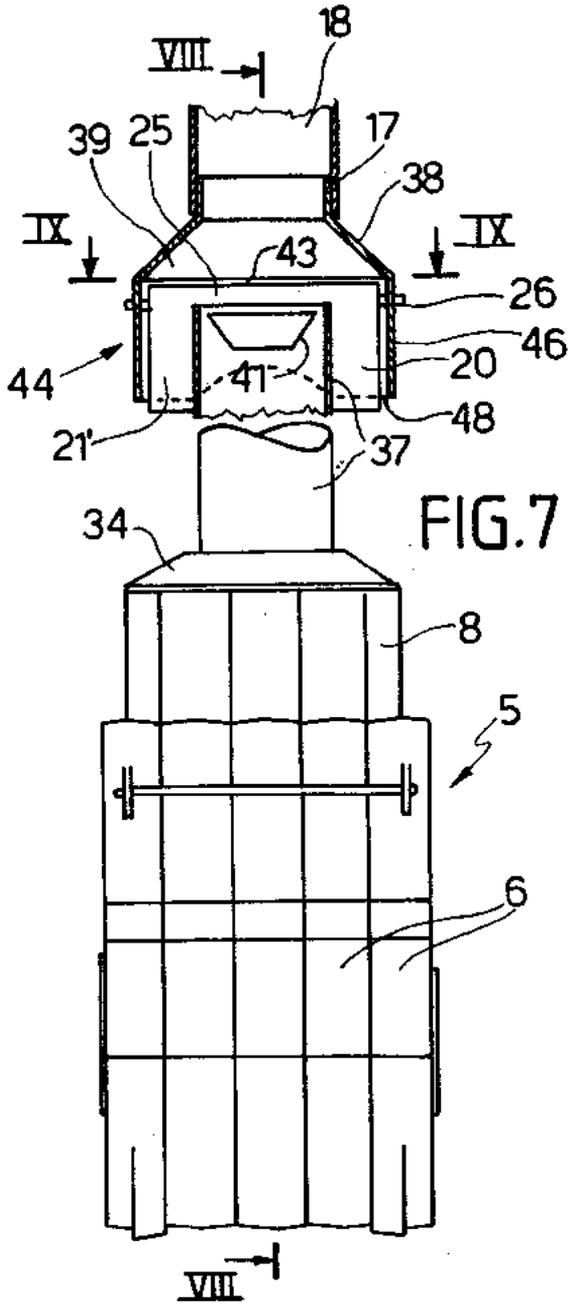


FIG. 11





scufa BONGIOANNI tipo B4 prove effettuate il 25/07/89 presso il laboratorio BONGIOANNI

TIPO DI PROVA	CH ₄ Alim. p.c.i. 8550		O ₂	CO	CO ₂	t _g	t _{gout}	V l/h	potenza resa H ₂ O		η	NOTE									
	ta °C	P _{in}							P _v mmH ₂ O	fc			V m ³ /h	Q _{in} kW	Z	ppm	Z	°C	t _{in}	t _{out}	Q _{out} kW
1 BIANCO V.CH ₄ ³ 3.486 m ³ /h	24	200	110	0.8805	3.486	34.65	11.4	1811	5	265	110	17	62.8	31.55	0.910	sovratarata					
2 BIANCO V.CH ₄ ³ 3.26 m ³ /h	24.2	200	96	0.8805	3.26	32.41	11.7	544.5	4.9	260	106	17	60	29.5	0.851	riduzione metano					
3 VALVOLA GRAVIMETRICA V.CH ₄ ³ 3.28 m ³ /h	22.8	200	96	0.8835	3.28	32.6	12	150	4.51	220	118.5	17	62.2	29.85	0.915	metano come la 2					
4 VALVOLA GRAVIMETRICA V.CH ₄ ³ 3.54 m ³ /h	23.2	200	112	0.8835	3.54	35.2	11.2	534	4.78	233	122	17	65	31.8	0.90	aumentato il metano					
5 BIANCO V.CH ₄ ³ 3.498 m ³ /h	23.5	200	110	0.8835	3.498	34.77	11.8	1710.5	4.8	270	126.3	17	62	28.8	0.830	metano come la 4					
6 BIANCO V.CH ₄ ³ 3.286 m ³ /h	23.5	200	96	0.8835	3.286	32.6	12.6	470	4.3	265.5	134	17	63	29.42	0.90	riduzione metano per allineare il CO					

SINTESI DEI RISULTATI OTTENUTI: A PARI POTENZA TERMICA LA VALVOLA GRAVIMETRICA RIDUCE IL CO DA 544.5 A 150 ppm PARI AL 72% ca. ED AUMENTA IL RENDIMENTO TERMICO DAL 0.851 AL 0.915 OVVERO DEL 7%ca. MENTRE A PARI EMISSIONE DI OSSIDO DI CARBONIO LA POTENZA TERMICA CON LA VALVOLA GRAVIMETRICA PASSA DA 29.5 KW A 31.8 KW PARI AD UN AUMENTO DELL'8%ca ED IL RENDIMENTO PASSA DAL 0.851 AL 0.90 CON UN INCREMENTO DEL 6%ca.

CONFRONTANDO I RISULTATI DELLA PROVA 1 CON LA VALVOLA GRAVIMETRICA SI RISCOPRE CHE LA RIDUZIONE DEL CO PASSA DA 1811 A 534 ppm DIMOSTRANDO CHE LA VALVOLA IN QUESTIONE SVOLGE ANCHE IL RUOLO DI EFFICACE STABILIZZATORE DI COMBUSTIONE ANCHE PER NOTEVOLI VARIAZIONI DI PORTATA DI METANO ALL'INGRESSO FOCOLARE.

D E S C R I Z I O N E

del modello industriale di utilità avente per titolo:
"Dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico dovuto alla combustione di combustibili gassosi"

di ATEC S.r.l.,

di nazionalità italiana,

con sede a 10129 TORINO, Corso Galileo Feraris N.80

Inventore: Pier Luigi TENCI

Depositato il **31 MAR. 1989**

Domanda N.

52988

B-89

*** ***** ***

R I A S S U N T O

Il dispositivo comprende un involucro cavo (2) provvisto di un ingresso (3) per i gas derivanti dalla combustione di combustibili gassosi e di una uscita (4) per i gas depurati, e mezzi depuratori (5) interposti tra i citati ingresso e uscita.

I mezzi depuratori (5) comprendono un elemento filtrante (15) costituito da fibre minerali rese attive mediante un catalizzatore di metallo nobile depositato su esse. (Figura 1)

*** ***** ***

La presente innovazione è relativa a un dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico dovuto alla combustione di combustibili gassosi.

PLEBANI Rinaldo
(iscrizione Albo nr. 358)



E' noto che nei generatori di calore che utilizzano per la combustione sostanze gassose (ad esempio gas metano, etc.), quali le caldaie per riscaldamento per abitazioni, si verifica una rilevante produzione di gas di scarico incombusti, in particolare ossido di carbonio e idrocarburi. Tutto ciò avviene senza che l'utente possa rilevare l'anomalia in corso, dato che tali gas di scarico sono assolutamente incolori, anche quando si manifesta una rilevante mancanza d'aria in camera di combustione.

Questa particolare attitudine a celare visivamente l'emissione di gas incombusti differenzia notevolmente tra loro i processi di combustione dei combustibili gassosi da quelli dei combustibili liquidi, quali gasolio, kerosene, etc; infatti, durante la combustione di questi ultimi e in condizioni equivalenti di mancanza d'aria, si manifesta la presenza di un evidente fumo nero.

Da quanto sopra esposto è facile dedurre l'utilità di un attento e continuo monitoraggio degli impianti utilizzanti combustibili gassosi, allo scopo di poter assicurare un ottimale rapporto aria/combustibile.

A causa degli alti costi e delle difficoltà di gestione, è tuttavia difficile prevedere una adozione su larga scala di complessi sistemi di monitoraggio (ad

esempio della anidride carbonica prodotta), utilizzando i quali gli utenti potrebbero intervenire con cognizione di causa per regolare i processi di combustione nelle caldaie munite di serrande, parzializzatori, etc.

Un controllo della combustione dei gas, specialmente per quanto riguarda il metano, è reso ancora più difficoltoso dal fatto che il rapporto aria/combustibile necessario per una combustione completa è più ridotto rispetto al corrispondente rapporto in caso di combustibili liquidi.

E' stato preso in considerazione anche l'impiego di dispositivi in grado di trattare i prodotti della combustione e introdotti a valle delle caldaie. Il loro impiego è risultato, fino ad oggi, poco soddisfacente a causa del fatto che essi non sono risultati in grado di avviare la combustione dei gas incombusti a temperature relativamente basse (inferiori a 150°), quali sono appunto le temperature di tali gas all'uscita dalla caldaia. Inoltre, la presenza di tali dispositivi determina un eccessivo aumento del valore di contropressione a causa di una incompleta azione di smaltimento dei residui di combustione.

Scopo della presente innovazione è quello di realizzare un dispositivo in grado di ridurre le emissioni inquinanti derivanti dalla combustione di

sostanze gassose senza tuttavia incorrere negli inconvenienti sopracitati (elevati costi, difficoltà di gestione, eccessiva contropressione, etc.).

Il suddetto scopo viene raggiunto con la presente innovazione in quanto essa è relativa a un dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico dovuto alla combustione di combustibili gassosi, e del tipo comprendente un involucro cavo provvisto di un ingresso per i gas derivanti dalla detta combustione e di una uscita per i gas depurati, e mezzi depuratori interposti tra i detti ingresso e uscita, caratterizzato dal fatto che i detti mezzi depuratori comprendono un elemento filtrante costituito da fibre minerali rese attive mediante un catalizzatore di metallo nobile depositato su esse.

Per una migliore comprensione della presente innovazione sono nel seguito descritte due forme preferite di realizzazione, a puro titolo di esempio non limitativo e con riferimento ai disegni allegati, nei quali:

la figura 1 è una vista in elevazione e in sezione di una prima forma di attuazione di un dispositivo realizzato secondo la presente innovazione;

la figura 2 è una sezione secondo un piano di traccia II-II della figura 1;

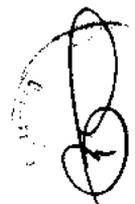
la figura 3 è una vista in elevazione e in sezione di una seconda forma di attuazione di un dispositivo realizzato secondo la presente innovazione; e

la figura 4 è una sezione secondo un piano di traccia IV-IV della figura 3.

Con particolare riferimento alle figure 1 e 2, è indicato nel suo complesso con 1 un dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico dovuto alla combustione di combustibili gassosi, il quale è essenzialmente provvisto di un involucro cavo 2 presentante un ingresso 3 per i gas derivanti dalla citata combustione e una uscita 4 per i gas depurati, e di mezzi depuratori 5 interposti tra l'ingresso 3 e l'uscita 4.

L'involucro 2 è essenzialmente costituito da una porzione inferiore conica 6, una cui estremità inferiore 7 è collegata, in uso, con una tubazione di scarico (non illustrata) di una caldaia (non illustrata), da una porzione intermedia cilindrica 8 alloggiante i citati mezzi depuratori 5, e da una porzione superiore conica 9, una cui estremità superiore 10 è collegata, in uso, con una tubazione (non illustrata), che convoglia nell'atmosfera i gas che hanno precedentemente attraversato le porzioni 6 e 8. Convenientemente, la porzione superiore 9 è meccanicamente collegata alla

PLEBANI Rinaldo
(iscrizione Albo nr. 358)



porzione intermedia 8 tramite una coppia di tiranti 12 a molla, allo scopo di permettere uno scoperchiamento della porzione superiore 9 per accedere ai mezzi depuratori 5.

Secondo la presente innovazione, i mezzi depuratori 5 comprendono essenzialmente un materassino filtrante 15 costituito da fibre minerali rese attive mediante un catalizzatore di metallo nobile depositato su esse. Preferibilmente le fibre minerali sono costituite da quarzo e/o silice, e il metallo nobile è platino.

In particolare, il materassino 15 è trattenuto, in posizione trasversale rispetto all'asse della porzione intermedia 8 dell'involucro 2, tra due reti circolari 16,17, rispettivamente inferiore e superiore. La rete inferiore 16 appoggia perifericamente su un risalto anulare 21, ottenuto ad esempio per rullatura di una zona della porzione inferiore 6 dell'involucro 2 adiacente la porzione intermedia 8; la rete superiore 17 appoggia invece perifericamente su un distanziale tubolare 22 che, a sua volta, appoggia perifericamente sulla rete inferiore 16.

Con particolare riferimento alla figura 2, si osserva che il materassino 15 ha essenzialmente struttura parallelepipeda a pianta quadrata e con gli spigoli smussati che sono pressati contro opposte

superfici del distanziale tubolare 22. In questo modo, tra la superficie laterale del distanziale 22 e l'opposta superficie laterale del materassino 15 vengono originate quattro intercapedini 25, attraverso le quali il gas può transitare senza passare attraverso il materassino 15 stesso.

Al di sopra della rete superiore 17 appoggia un piattello anulare 26, che si estende in senso radiale in modo da intercettare lo sfogo del gas attraverso le citate intercapedini 25. Il piattello 26 è in grado di spostarsi verso l'alto per effetto di una eventuale spinta dovuta al gas citato e di entità superiore a un limite prefissato; un limite allo spostamento verso l'alto del piattello 26 è stabilito da delle linguette 28, ripiegate verso l'interno, di un distanziale tubolare 29 appoggiante perifericamente sulla rete superiore 17.

Le figure 3 e 4 sono relative a un dispositivo 31 che, dal punto di vista funzionale, è perfettamente equivalente al dispositivo 1 sopra descritto. Dal punto di vista strutturale, il dispositivo 31 si differenzia dal dispositivo 1 per il fatto di comprendere un materassino tubolare 45 che viene attraversato radialmente, dall'interno verso l'esterno, dai gas di scarico provenienti dalla caldaia.

In breve, il dispositivo 31 è provvisto di un involucro cavo 32 presentante un ingresso 33 per i gas derivanti dalla citata combustione e una uscita 34 per i gas depurati, e di mezzi depuratori 35 interposti tra l'ingresso 33 e l'uscita 34.

L'involucro 2 è essenzialmente costituito da una appendice tubolare inferiore 36, una cui estremità inferiore 37 è collegata, in uso, con una tubazione di scarico (non illustrata) di una caldaia (non illustrata), da una porzione tubolare intermedia 38 alloggiante i citati mezzi depuratori 35, e da una porzione superiore conica 39, una cui estremità superiore 40 cilindrica è collegata, in uso, con una tubazione (non illustrata), che convoglia nell'atmosfera i gas che hanno precedentemente attraversato le porzioni 36 e 38.

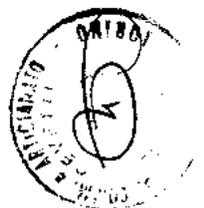
Convenientemente, le porzioni superiore 39 e intermedia 38 hanno rispettive porzioni adiacenti saldate tra di loro; la porzione intermedia 38 appoggia invece perifericamente su uno scodellino 41 fissato, ad esempio saldato, alla appendice tubolare inferiore 36 ed è collegata a tale scodellino tramite una terna di tiranti 42 (Figura 4), allo scopo di permettere uno sfilamento dal di sotto dei mezzi depuratori 35.

Anche il materassino filtrante 45 è costituito da

fibre minerali rese attive mediante un catalizzatore di metallo nobile depositato su esse, ed è trattenuto in posizione coassiale rispetto all'asse della porzione intermedia 38 dell'involucro 32 tramite due reti tubolari 46,47, rispettivamente interna e esterna, entrambe appoggianti inferiormente sullo scodellino 41.

I bordi superiori delle reti 46,47 sono collegati tra loro tramite un anello 48, sul quale appoggia un disco 49 provvisto centralmente di quattro fori 55 circolari equidistanziati che mettono in comunicazione con l'uscita 34 una camera 50 delimitata lateralmente dalla rete interna 36 e comunicante con l'ingresso 33, consentendo al gas, in particolari condizioni operative esposte nel seguito, di transitare direttamente dall'ingresso 33 all'uscita 34 senza attraversare pertanto i mezzi depuratori 35.

Al di sopra del disco 49 appoggia un piattello anulare 56, che si estende in senso radiale in modo da intercettare lo sfogo del gas attraverso i fori passanti 55 sopraccitati. Il piattello 56 è in grado di spostarsi verso l'alto per effetto di una eventuale spinta dovuta al gas citato e di entità superiore a un limite prefissato; un limite allo spostamento verso l'alto del piattello 56 è stabilito da delle linguette 58, ripiegate verso l'interno, di un distanziale tubolare 59



fissato inferiormente al disco 49.

Il disco 49 è collegato a una barra trasversale 61 supportata dalla appendice 36, tramite un tirante 62 provvisto di un gambo 63, avente una porzione inferiore 64 saldata alla barra 61 e una porzione superiore 65 filettata che si estende oltre la superficie superiore del disco 49, e di un dado 66 che impegna la porzione filettata 65 sopra citata, in modo da trattenere il disco 49, e quindi anche i mezzi depuratori 35, stabilmente ancorati allo scodellino 41.

Il funzionamento del dispositivo realizzato secondo la presente innovazione viene inizialmente descritto con riferimento alle figure 1 e 2.

Si suppone innanzitutto che la pressione che si manifesta nell'ingresso 3 per effetto della presenza dei mezzi depuratori 5 sia inferiore a un valore limite prefissato, per effetto del quale il piattello 26 appoggia correttamente sulla rete superiore 17, come illustrato nella figura 1.

In tali condizioni, il gas che arriva dalla caldaia transita interamente attraverso il materassino 15, il quale svolge una funzione di catalizzatore nei confronti delle parti parzialmente o totalmente incombuste del gas stesso (ossido di carbonio, idrocarburi, ecc.), portandole alla combustione. Un aspetto importante

dell'azione svolta dal materassino 15 consiste nel fatto che la combustione avviene praticamente per la totalità delle parti sopraccitate ed inizia ad una temperatura di inizio del processo di combustione relativamente bassa e preferibilmente compresa tra 100°C e 120°C.

Un valore di pressione del gas presente dalla parte dell'ingresso 3 in misura superiore al valore limite prefissato e sopra specificato, ad esempio in conseguenza di un indebito intasamento del materassino 15, determina immediatamente il sollevamento del piattello 26. Ciò permette al gas di transitare direttamente dall'ingresso 3 all'uscita 4 passando attraverso le intercapedini 25, evitando pertanto che si manifesti un eccessivo valore di perdita di carico che potrebbe alterare il corretto funzionamento della caldaia sopraccitata.

Il funzionamento del dispositivo 31 (figure 3 e 4) è del tutto equivalente a quello del dispositivo 1 sopra descritto. L'unica differenza consiste nel fatto che lo sfogo del gas in condizioni di pressione eccessiva avviene attraverso i fori passanti 55.

Dall'esame delle caratteristiche dei dispositivi realizzati secondo la presente innovazione sono evidenti i vantaggi che essi consentono di ottenere.

Innanzitutto il materiale costituente i materassini

15 e 45 consente di abbattere i gas incombusti in modo praticamente completo e ad una temperatura inferiore di inizio del processo di combustione relativamente bassa (100°C - 120°C), per cui tale processo è fortemente facilitato.

Inoltre, esistendo sempre una possibilità di transito dei gas in alternativa al passaggio attraverso il materassino, sono evitati gli inconvenienti (perdita di carico eccessiva) dovuti a momentanee occlusioni o intasamenti dei materassini, oppure a indebite sovrappressioni dovute a combustione anomala.

Risulta infine chiaro che ai dispositivi 1 e 31 sopra descritti possono essere apportate modifiche e varianti senza uscire dalla presente innovazione.

Ad esempio, se necessario, allo scopo di migliorare la combustione all'interno dei materassini 15 e 45, potrebbe essere predisposto almeno un condotto di adduzione di aria dall'esterno in una zona a monte di ciascun materassino, ad esempio nella porzione 6 o nell'appendice 36 rispettivamente del dispositivo 1 o 31. Tale condotto consentirebbe di aggiungere ossigeno ai gas da trattare, i quali verrebbero così a trovarsi nelle migliori condizioni per essere combusti totalmente.

R I V E N D I C A Z I O N I

1.- Dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico dovuto alla combustione di combustibili gassosi, e del tipo comprendente un involucro cavo provvisto di un ingresso per i gas derivanti dalla detta combustione e di una uscita per i gas depurati, e mezzi depuratori interposti tra i detti ingresso e uscita, caratterizzato dal fatto che i detti mezzi depuratori (5,35) comprendono un elemento filtrante (15,45) costituito da fibre minerali rese attive mediante un catalizzatore di metallo nobile depositato su esse.

2.- Dispositivo secondo la rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che le dette fibre minerali sono essenzialmente costituite da fibre di quarzo e/o di silice.

3.- Dispositivo secondo la rivendicazione 1 o 2, caratterizzato dal fatto che il detto metallo nobile è preferibilmente platino.

4.- Dispositivo secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 1 a 3, caratterizzato dal fatto di comprendere mezzi di collegamento diretto (25,55) tra i detti ingresso (3,33) e uscita (4,34) del detto involucro (2,32), atti a consentire il transito diretto dei detti gas.

5.- Dispositivo secondo la rivendicazione 4, caratterizzato dal fatto che i detti mezzi di

collegamento diretto (25,55) sono essenzialmente costituiti da passaggi (25) o da fori passanti (55) che mettono in comunicazione diretta i detti ingresso (3,33) e uscita (4,34).

6.- Dispositivo secondo la rivendicazione 4 o 5, caratterizzato dal fatto di comprendere mezzi di intercettamento (26,56) dei detti mezzi di collegamento diretto (25,55).

7.- Dispositivo secondo la rivendicazione 6, caratterizzato dal fatto che i detti mezzi di intercettamento sono essenzialmente costituiti da un piattello (26,56) appoggiato sopra uno sbocco dei detti mezzi di collegamento diretto (25,55).

8.- Dispositivo secondo la rivendicazione 6 o 7, caratterizzato dal fatto di comprendere mezzi di arresto (28,58) definenti una posizione operativa estrema dei detti mezzi di intercettamento (26,56).

9.- Dispositivo secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto di comprendere una prima rete (16,46) e una seconda rete (17,47) sostanzialmente equidistanziate, tra le quali è alloggiato e supportato il detto elemento filtrante (15,45).

10.- Dispositivo secondo la rivendicazione 9, caratterizzato dal fatto che il detto elemento filtrante

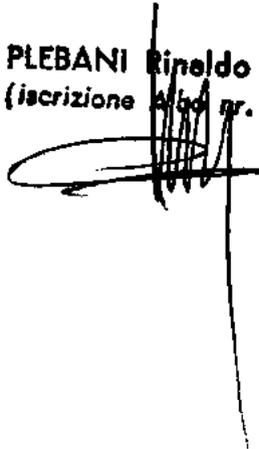
(15), la detta prima rete (16) e la detta seconda rete (17) sono sostanzialmente piani e si estendono sostanzialmente trasversalmente rispetto a un condotto di collegamento tra i detti ingresso (3) e uscita (4).

11.- Dispositivo secondo la rivendicazione 9, caratterizzato dal fatto che il detto elemento filtrante (45), la detta prima rete (46) e la detta seconda rete (47) sono sostanzialmente tubolari e si estendono sostanzialmente coassialmente rispetto a un condotto di collegamento tra i detti ingresso (33) e uscita (34).

12.- Dispositivo per la riduzione dell'inquinamento atmosferico dovuto alla combustione di combustibili gassosi, sostanzialmente come descritto con riferimento ai disegni allegati.

p.i. ATEC S.r.l.

PLEBANI Rinaldo
(iscrizione Albo nr. 358)



PLEBANI Rinaldo
(iscrizione Albo nr. 358)

Fig.2

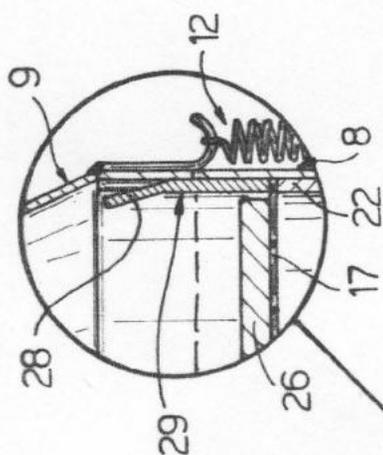
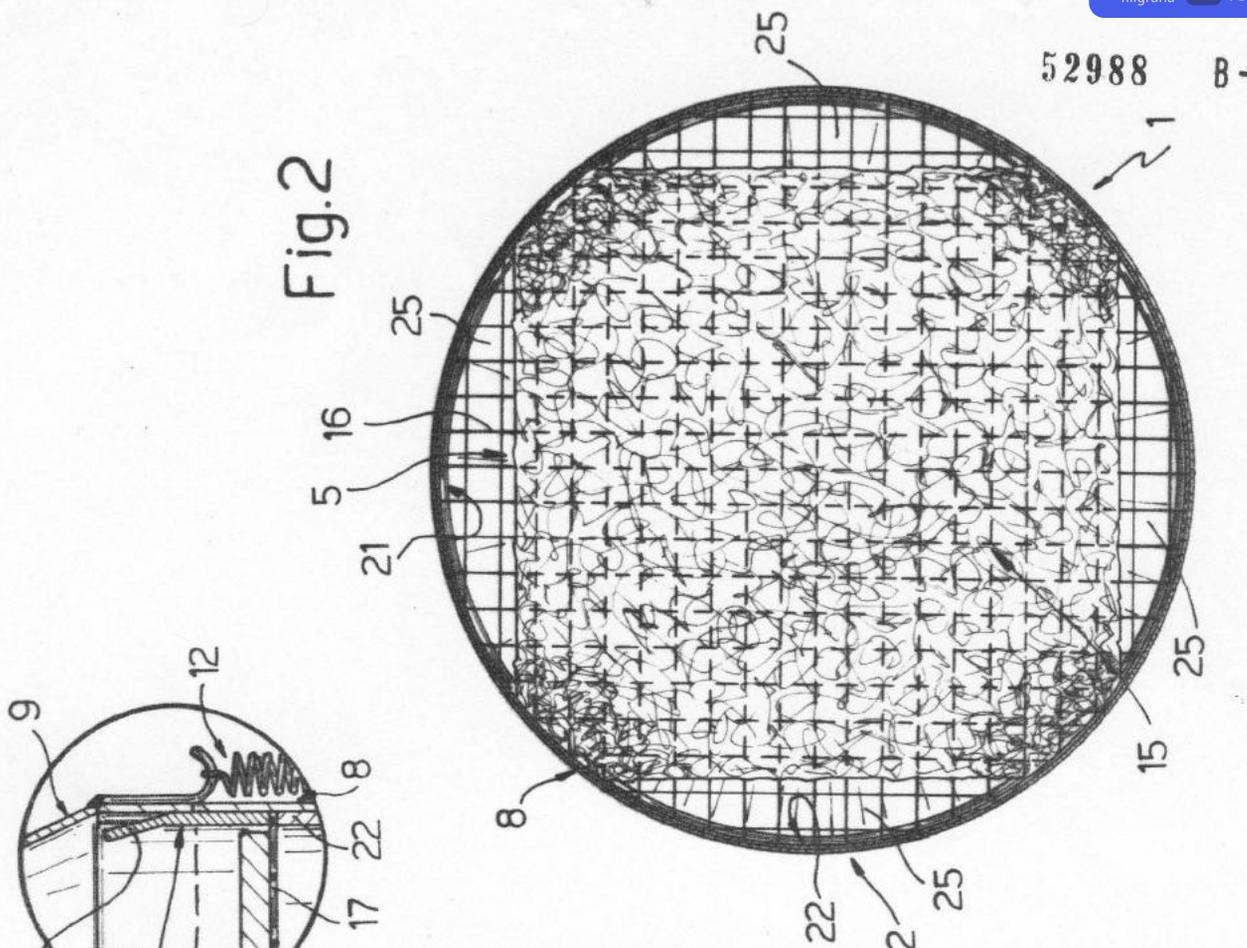
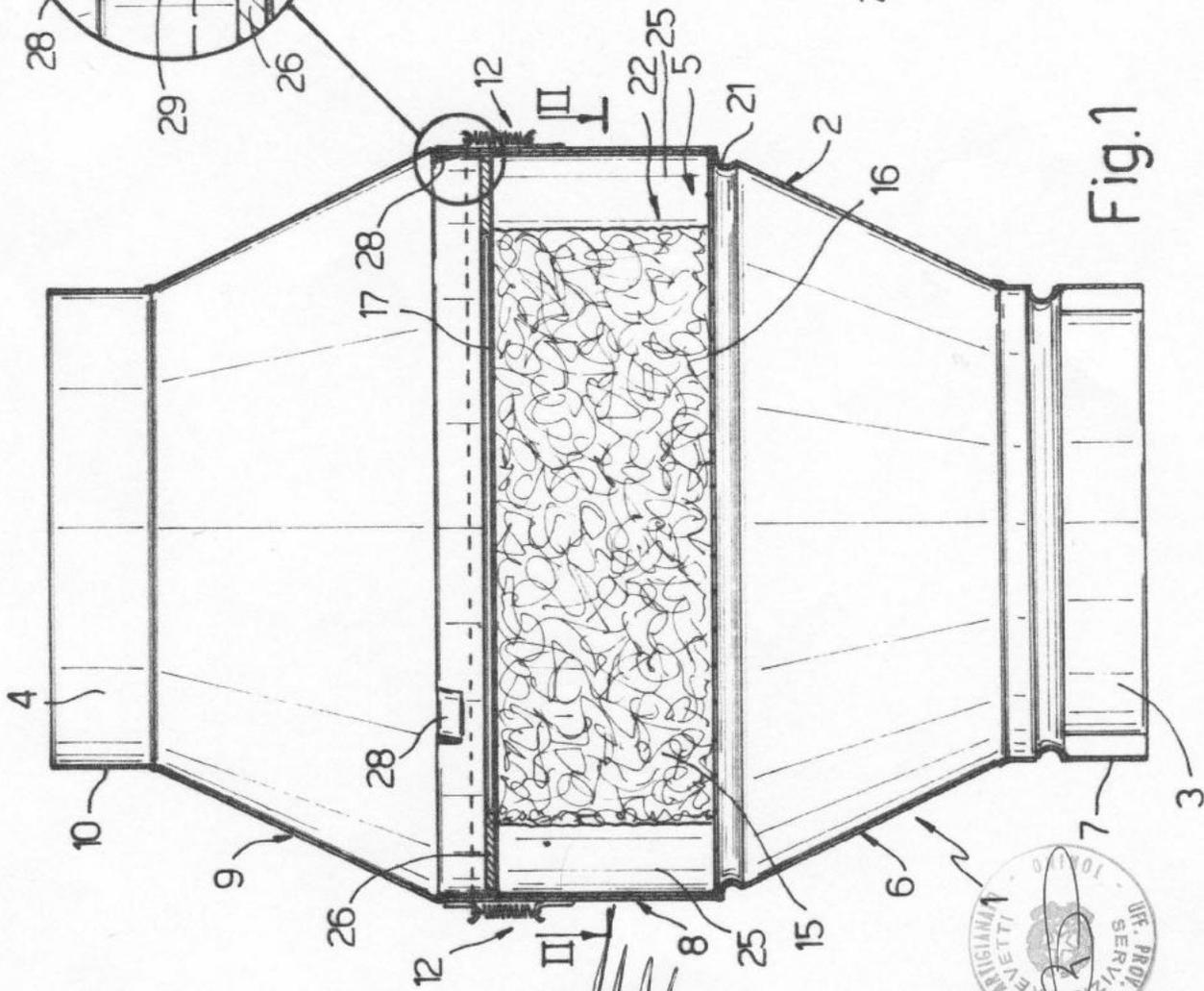


Fig.1



p.i.: ATEC S.p.A.

PLEBANI Rinaldo
(iscrizione Albo nr. 358)



52988 B-89

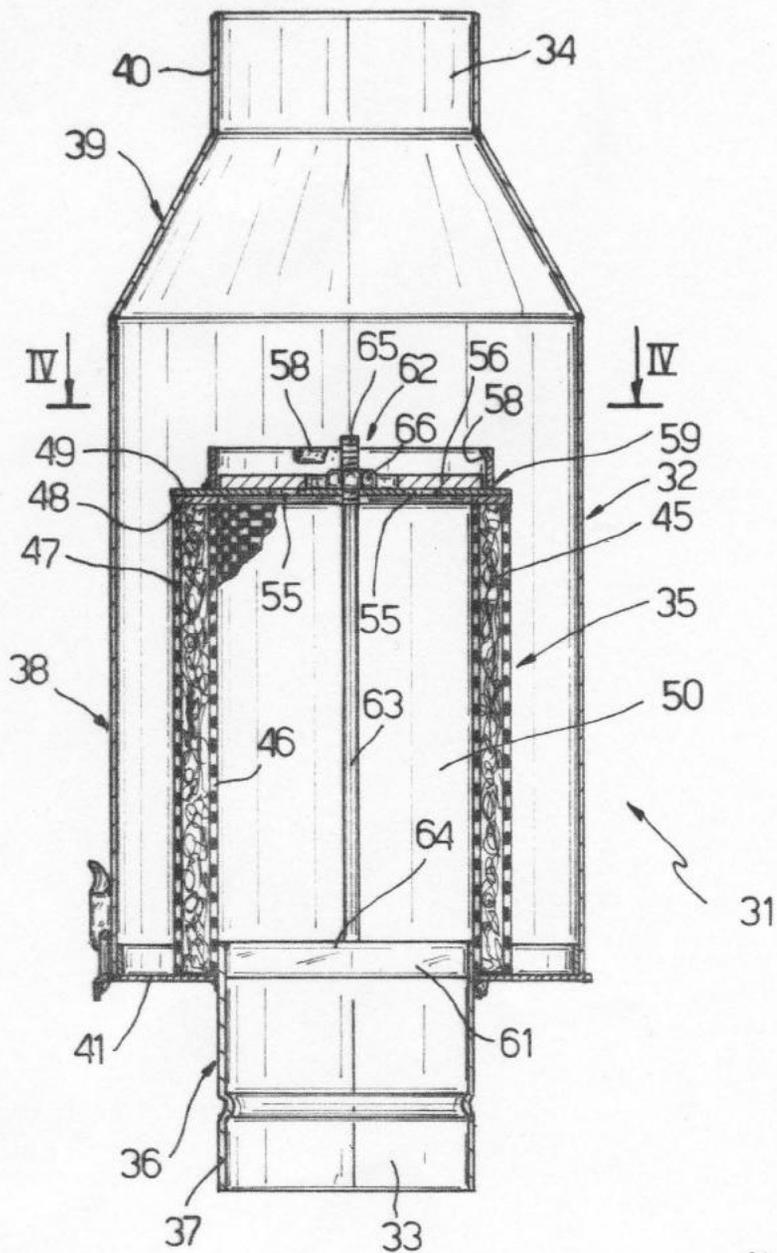


Fig.3

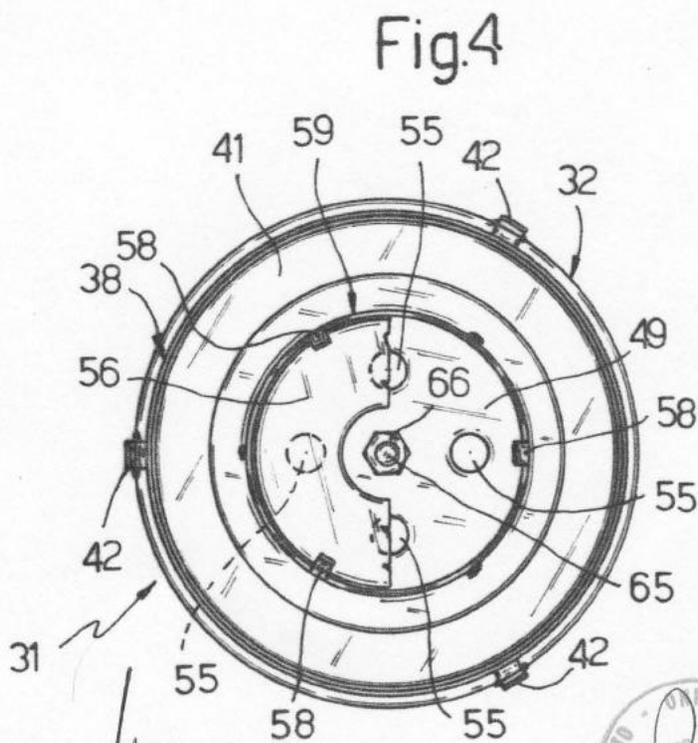


Fig.4

p.i.: ATEC S.r.l.
 PLEBANI Riccardo
 (iscrizione Albo nr. 358)



Torino, 08/02/93

Memo su : Dispositivo catalitico per caldaie a gas

La nostra società, prettamente di progettazione ed engineering, si occupa di tecnologie ambientali legate agli impianti di produzione e gestione dell'energia ed ai mezzi di trasporto.

In collaborazione con ENEA ed altre società abbiamo progettato e realizzato negli anni impianti di cogenerazione utilizzando gruppi diesel e/o diesel-gas di piccola/media taglia; attualmente stiamo immettendo sul mercato delle aziende di trasporto pubblico un dispositivo catalitico per la riduzione delle emissioni inquinanti prodotte dai motori diesel, coperto da un brevetto europeo in comune tra noi e l'ENEA.

Occupandoci di catalizzatori ci è parso naturale verificare la possibilità di sviluppare dei dispositivi adatti alla riduzione delle emissioni prodotte dagli impianti di riscaldamento, imputati principali, insieme agli autoveicoli, per le pessime condizioni ambientali presenti nelle città italiane.

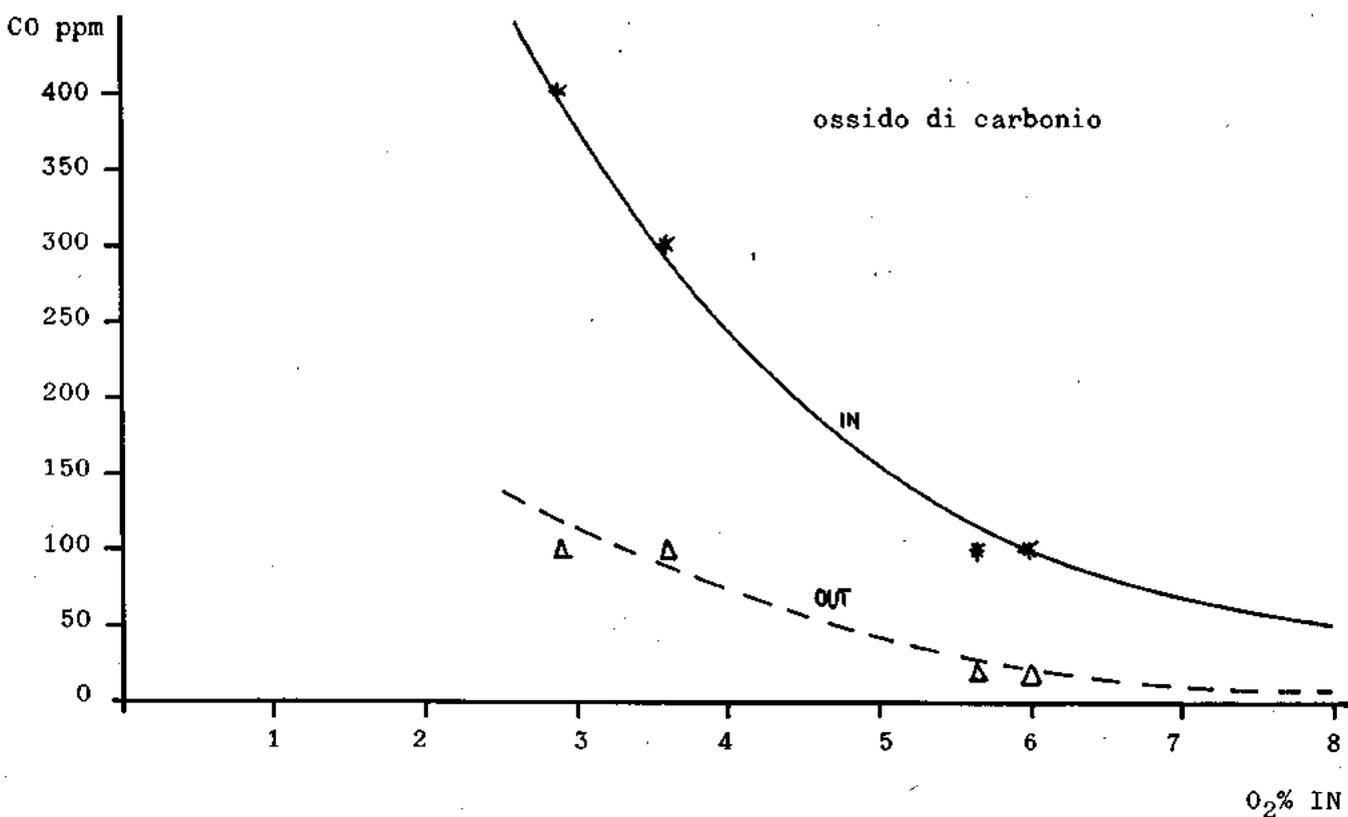
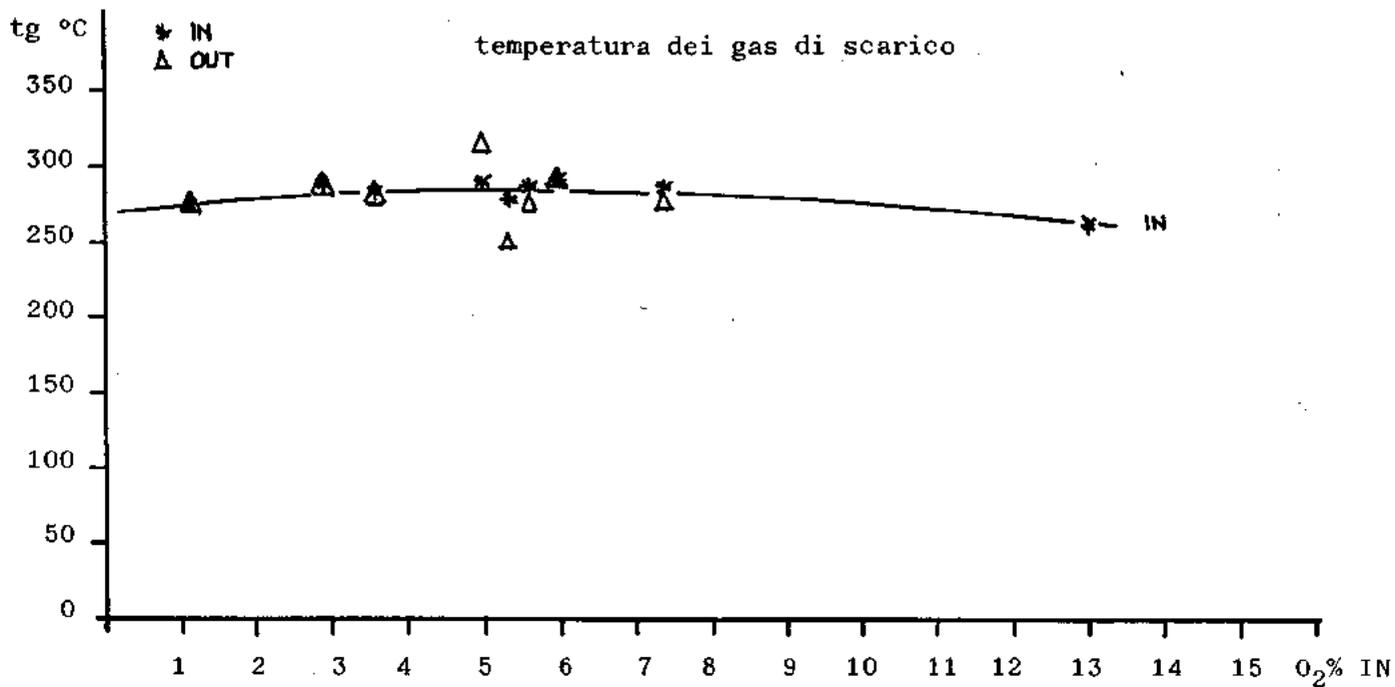
Per verificare la fattibilità di un prodotto semplice ed a basso costo abbiamo progettato e realizzato un prototipo di 'antivento catalitico' per una caldaia da 53.000 Kcal/h. I buoni risultati ottenuti nella riduzione dell'ossido di carbonio nelle prime sperimentazioni potrebbero rendere interessante lo sviluppo della tecnologia, con la realizzazione di una gamma diversificata di dispositivi e la certificazione della stessa presso l'Italgas di Asti.

Il supporto catalitico da noi utilizzato (fibra di SiO_2 + Pt) presenta una temperatura di inizio catalisi molto bassa (ca. 130° - 200° C a seconda dei gas utilizzati) e quindi compatibile con le temperature fumi delle caldaie.

La nostra società è interessata a verificare ipotesi di collaborazione per lo sviluppo, l'industrializzazione e la commercializzazione di una gamma completa di dispositivi.

STUFA A METANO NECA tipo Pulsar n450 53500 Kcal/h

In esercizio a piena potenza su utenza reale





Ministero dei Trasporti

DIREZIONE GENERALE DELLA MOTORIZZAZIONE CIVILE E DEI TRASPORTI IN CONCESSIONE

CENTRO SUPERIORE RICERCHE E PROVE AUTOVEICOLI E DISPOSITIVI

RELAZIONE DI PROVA

"FILTRO CATALITICO ENEA/ATEC - VERIFICHE DI FUNZIONALITA' ED EFFICIENZA"

ROMA, GENNAIO 1992

Visto
Il Direttore CSRPAD
(dott. ing. Claudio Schinaia)



Il Responsabile del
Laboratorio Inquinamento
(p.i. Vincenzo Scorsone)



1 Premessa

Con lettera n.1777/4209A del 13 agosto 1990, il Ministero dei Trasporti, Direzione Centrale IV[^], Divisione 42, autorizzava questo Centro Superiore ad effettuare un programma di sperimentazione in esercizio dei filtri catalitici ENEA/Atec.

La presente relazione di prova è il resoconto delle sperimentazioni effettuate nel periodo settembre 1990 - settembre 1991.

2 Descrizione del dispositivo

Il filtro catalitico sperimentato si basa su di un brevetto comune ENEA/Atec e su di un contratto di promozione industriale tra l'ENEA (Area Energetica, Dip. SIRE/SISTRA) e l'Atec srl per l'industrializzazione dello stesso.

Detto dispositivo è stato concepito anche come silenziatore di sostituzione in grado di intervenire con efficacia anche nella riduzione delle emissioni acustiche.

2.1 Caratteristiche costruttive

Il filtro catalitico (Fig. 1) è costituito da un contenitore realizzato in acciaio inossidabile nel quale è inserito, trattenuto da apposite reti sempre in acciaio, un particolare corpo filtrante in lana di silice fusa pura al 99,9% in massa; tale corpo filtrante è attivo, in combinazione con un appropriato catalizzatore, nei confronti delle reazioni chimiche di trasformazione di alcuni dei principali inquinanti.

Il diametro medio delle fibre costituenti il corpo filtrante è pari a 9 micron, il peso specifico del materiale d'origine risulta di circa $2,2 \text{ kg/dm}^3$; lo stesso materiale, amorfo ed a fibra lunga, presenta, allo stato fibroso, una superficie fisica esposta all'ambiente di circa $200 \text{ m}^2/\text{kg}$.

In fase di preparazione di tale materiale, sulla superficie viene riportata, per evaporazione, una sottilissima pellicola di platino.

Il calore specifico della fibra di silice è pari a $0,22-0,23 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$, inferiore quindi a quello dei gas di scarico del motore diesel ($0,26-0,28 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$); ciò permette al corpo filtrante di presentare una irrilevante inerzia termica rispetto alle variazioni di temperatura del fluido da trattare, sempre molto rapide in funzione del continuo variare del numero dei giri, limitata a frazioni di secondo.

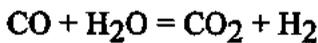
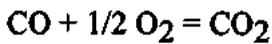
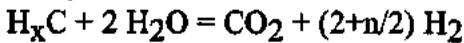
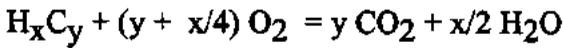
Va inoltre sottolineato che le fibre di silice con deposito di metallo nobile utilizzate non subiscono alcuna alterazione fisico/chimica nell'intero range di temperature dei gas di scarico dei motori diesel.

2.2 Principi di funzionamento

Il flusso gassoso proveniente dal motore diesel (fig. 2) è immesso, assialmente, nella camera del filtro catalitico con una espansione che può essere considerata adiabatica, e da qui viene diffuso radialmente in modo da attraversare la massa fibrosa catalizzata senza dispersione di calore. A valle della massa fibrosa, contenuta all'interno della cartuccia, vi è una corona di convogliamento che porta il gas fino alla camera di raccolta reflui nella quale giunge anche il flusso proveniente direttamente dal by-pass; da qui il gas viene, attraverso il condotto di espulsione, immesso nel sistema di scarico del veicolo.

Il dispositivo, per limitare le perdite di calore verso l'esterno, viene coibentato con fibra ceramica ad alta densità protetta da un mantello metallico esterno.

Nel dispositivo, grazie alla diminuzione della velocità di transito del gas ed alla presenza della fibra di silice catalizzata, vengono innescate a bassa temperatura (ca. 250 °C) reazioni di trasformazione di alcune delle principali emissioni inquinanti, quali ad esempio:



Le deviazioni compiute dal gas, l'espansione dello stesso e la presenza di materiale fibroso fanno sì che venga ridotto anche il contenuto acustico del gas, permettendo quindi di utilizzare il filtro catalitico anche come silenziatore di scarico. La presenza combinata ed alternata di massa fibrosa e di filamenti austenitici, nonché la presenza del foro di by-pass automodulante, dovrebbero evitare intasamenti accidentali all'efflusso del gas garantendo così la continuità di esercizio del motore.

3 Programma di sperimentazione

La sperimentazione ha riguardato, in prima istanza, prove di fonometria e contropressione (direttiva 81/334/CEE) che, vista la dichiarata funzionalità accessoria del dispositivo quale silenziatore di sostituzione, risultano necessarie per l'autorizzazione al montaggio. Successivamente si sono tenute tre sessioni al banco prova motori per la definizione del livello di riduzione delle emissioni inquinanti, solide e gassose, di prevedibile ossidazione da parte del filtro catalitico; si sono utilizzati come parametri di riferimento, in mancanza di una specifica normativa applicabile al dispositivo come unità tecnica indipendente, i cicli di prova 13 modi secondo la procedura 88/77/CEE, i cicli di prova in curva di potenza secondo la procedura

80/1269/CEE normalmente utilizzati per le qualificazioni dei motori nonché le procedure per il rilievo dell'inquinamento prodotto dai motori diesel 72/306/CEE e DPR 22/2/71 n°323. Le prove fonometriche e di contropressione, aventi valore specifico per le applicazioni provate, sono state utilizzate per i necessari aggiornamenti delle carte di circolazione dei veicoli. Le prove relative alla verifica della riduzione delle emissioni inquinanti, visto il quadro normativo, possono essere utilizzate per un giudizio generale sull'efficienza del filtro catalitico autorigenerante in continuo.

3.1 Prove fonometriche e di contropressione

3.1.1 Autobus urbano Iveco 480.12.21 Viberti

Il 16/1/91 si è tenuta una sessione di prova presso l'ATM di Torino, che ha messo a disposizione due suoi veicoli modello 480.12 equipaggiati con dispositivi ENEA/Atec mod. 06/89.1 (fig. 38).

Si è verificato innanzitutto il livello della contropressione allo scarico, rilevata a valle del turbocompressore durante la marcia del veicolo stabilizzato alla massima velocità.

Il veicolo ATM 1749 (targa TO 58890N), equipaggiato con dispositivo ENEA/Atec opportunamente stabilizzato in ca. 40.000 km di percorrenza mista urbana e suburbana (fig. 3), ha presentato un valore di contropressione massima di 74 mm Hg, mentre un identico veicolo ATM 2022, equipaggiato con monofiltro Iveco in by-pass durante la prova, condizione che utilizza il silenziatore di serie, ha presentato un valore di contropressione massima di 120 mm Hg.

Il valore massimo del livello sonoro è risultato pari a 81,5 db(A) in marcia ed a 87 db(A) da fermo (a 1540 g/m'), mentre per il veicolo di riferimento il valore in marcia è risultato pari a 82,5 db(A).

3.1.2 Autobus urbano Fiat 471.12.20 Seac

Il 16/5/91 si è tenuta una ulteriore sessione di prova presso l'ATM Torino che ha messo a disposizione due suoi veicoli modello 471.12 equipaggiati con dispositivo ENEA/Atec mod. 03/91 (fig. 39).

Il veicolo ATM 1602 (targa TO 96175D), equipaggiato con dispositivo ENEA/Atec (Fig. 4), ha presentato un valore di contropressione massima di 53 mm Hg, mentre il veicolo ATM 1603, equipaggiato con silenziatore di serie, ha presentato un valore di contropressione massima di 68 mm Hg.

Il valore massimo del livello sonoro delle emissioni allo scarico è risultato pari, per la 1602 a 74,5 db(A) in marcia ed a 94 db(A) da fermo (a 1950 g/m'), mentre per la 1603 il valore in marcia è risultato pari a 74,8 db(A).

3.2 Prove relative alle emissioni inquinanti

Le prove si sono svolte presso la sala prova motori dell'ATM di Torino il giorno 15/5/91 (Fig. 5) e presso il Reparto Esperienze della VM Motori di Cento (Fig. 6 e 7) nei giorni 22/5/91 e 19-20/9/91.

3.2.1 Parametri rilevati

I parametri rilevati sono stati:

- fumosità in gradi Bosch
- opacità in %
- particolato totale in mg/m^3 (non gravimetrico)
- ossido di carbonio in ppm
- idrocarburi incombusti in ppm
- ossidi di azoto in ppm
- anidride carbonica in %
- ossigeno in %
- consumo in kg/h
- portata d'aria di alimentazione in m^3/h

3.2.2 Strumentazione utilizzata

Nelle prove effettuate presso l'ATM di Torino si è utilizzato uno Smokmeter Hartridge MK3 HR145 ed un analizzatore di fumo Bosch.

Nelle prove effettuate presso il Reparto esperienze della VM Motori di Cento si sono utilizzati: Beckman 868 NDIR per l'ossido di carbonio e l'anidride carbonica (infrarosso)

Beckman 404 FID per gli idrocarburi incombusti (ionizzazione di fiamma con sonda riscaldata)

Beckman DM11EA per l'ossigeno (susceptibilità magnetica)

Beckman 955 per gli ossidi di azoto (chemiluminescenza con sonda riscaldata)

AVL 480 per il particolato (assorbimento infrarosso)

analizzatore di fumo AVL (per filtrazione)

3.2.3 Motori utilizzati

Presso la sala prova dell'ATM Torino si è utilizzato un motore Iveco 8220.012 (9572 cm^3 , 151 kW a 2600 g/m^3 , aspirato ad iniezione diretta), alimentato con gasolio BTZ (0,1% zolfo max.), mentre presso la VM Motori sono stati utilizzati un motore VM HR488HI (2000 cm^3 , 65kW a 4300 g/m^3 , sovralimentato ad iniezione indiretta) ed un motore VM SUN 6105T (5971 cm^3 , 120 kW a 2600 g/m^3 , sovralimentato ad iniezione diretta), alimentati con gasolio normale da autotrazione (0,3% zolfo max.).

3.2.4 Tipologie di prova

Il giorno 15/5/91, presso l'ATM Torino si sono effettuate, utilizzando un motore 8220.012 equipaggiato prima con il silenziatore di serie del veicolo 471.12 e poi con un filtro catalitico Atec mod. 03/91 (Fig. 39) nuovo, due serie di curve di potenza, due serie di curve a 1500 g/m^3 con carico variabile e due serie di curve a 2600 g/m^3 con carico variabile. In curva di potenza si sono rilevati l'opacità percentuale e la fumosità in gradi Bosch, mentre nelle curve a carico variabile si è rilevata soltanto l'opacità percentuale.

Il giorno 22/5/91, presso la VM Motori di Cento, utilizzando un motore HR 488HI equipaggiato sia con un dispositivo Atec 03D/90 (Fig. 40) nuovo che senza, a pari contropressione

allo scarico, si sono effettuate due serie di curve di potenza e due cicli a 13 modi secondo la procedura 88/77/CEE (fig. 8). Sia in curva di potenza che nei cicli a 13 modi si sono rilevati fumosità in gradi Bosch, particolato, ossido di carbonio, idrocarburi incombusti, ossigeno, ossidi di azoto, anidride carbonica e consumi.

Nei giorni 19 e 20/9/91, sempre presso il Reparto Esperienze VM, utilizzando un motore SUN 6105T equipaggiato prima senza dispositivo, poi con un filtro catalitico ENEA/Atec 06/89.1 nuovo (Fig. 9), ed infine con un filtro ENEA/Atec di eguale disegno utilizzato su di un veicolo della ATM di Torino per 76.000 km (Fig. 10) (lettera ATM del 16/6/91- Fig. 11) si sono effettuate tre serie di curve di potenza e tre cicli a 13 modi, rilevando gli stessi parametri della prova del 22/5; per l'uniformità delle condizioni di prova si è provveduto a mantenere la contropressione costante nelle tre configurazioni, con un valore massimo di perdita di carico del dispositivo di 480 mm H₂O.

4 Risultati delle prove relative alle emissioni inquinanti

4.1 Motore Iveco 8220.012

I risultati della prova del 15/5/91 sono evidenziati nelle figg. 12 e 13 che rappresentano la fumosità Bosch e l'opacità Hartridge rilevate in curva di potenza ed in fig. 14 che rappresenta le relative percentuali di riduzione ottenute nella prova con il filtro catalitico rispetto alla prova con il silenziatore di serie. Il tipo di prova svolto ed i parametri rilevati rivestono un notevole interesse perchè facilmente riproducibili, con la strumentazione normalmente in possesso ed omologata ex DPR 323/71 e procedura 72/306/CEE (Opacimetri Hartridge o similari), dalle Aziende di Trasporto Pubblico attrezzate con una sala prova motori.

4.2 Motore VM HR488HI

Il motore HR488HI (2000 cm³, ca. 65 kW di potenza massima) è stato utilizzato perchè rappresenta una delle applicazioni oggi possibili con i dispositivi ENEA/Atec nel campo dei motori ad iniezione indiretta. In fig. 15 sono riportati i risultati finali, espressi in g/kWh, dei cicli effettuati secondo la procedura 88/77/CEE, mentre le curve di variazione durante i 13 modi dei cicli di alcuni dei parametri più significativi sono rappresentate nelle figg. 16 - 21. In fig. 22 sono riportate alcune variazioni percentuali ottenute in curva di potenza, con i dati relativi a consumi e potenza resa riportati nelle figg. 23 e 24.

4.3 Motore VM SUN 6105T

Il motore SUN 6105T (5971 cm³) rappresenta un esempio di applicazione su motore industriale ad iniezione diretta. In fig. 25 sono riportati i risultati finali, espressi in g/kWh, dei cicli effettuati secondo la procedura 88/77/CEE, mentre le curve di variazione durante i 13

modi dei cicli, relative a fumosità, particolato, CO, NOx, HC, consumi e temperature valle turbo sono riportate nelle figg. 26-32. In fig. 33 sono riportati i valori di riduzione percentuale di alcuni parametri ottenuti in curva di potenza, rispetto alla configurazione standard, dal dispositivo a 0 km, mentre in fig. 34 sono riportati i valori dell'analoga prova svolta con il dispositivo invecchiato in 76.000 km percorsi su autobus. I valori dei consumi, della potenza resa e dell'ossigeno, rilevati in curva di potenza, sono riportati nelle figg. 35-37.

5 Osservazioni

Il dispositivo oggetto della presente relazione di prova è sostanzialmente un filtro catalitico autorigenerante in continuo che, grazie al particolare materiale utilizzato ed al disegno interno, è efficace non solo nel contenimento di emissioni inquinanti quali fumosità, particolato, ossido di carbonio ed idrocarburi incombusti, ma anche nella riduzione delle emissioni acustiche.

E' caratterizzato da una grande semplicità costruttiva, potendo essere inserito al posto dei silenziatori di serie con ingombri e pesi pressochè analoghi o di poco superiori.

E' risultato praticamente ininfluenza, nelle diverse prove effettuate, rispetto al consumo di combustibile ed alle prestazioni dei motori.

Si è accertata una buona capacità di abbattimento della fumosità, verificata sia con il sistema per filtrazione Bosch che con Smokmeter Hartridge, nonchè per analisi dell'assorbimento infrarosso (metodo non regolamentato). Questa capacità raggiunge valori massimi ai carichi ed ai giri più elevati, superando anche il valore di efficienza del 50%. L'effetto del catalizzatore è particolarmente apprezzabile sia nei confronti dell'ossido di carbonio (CO) che degli idrocarburi incombusti (HC); tale comportamento è più significativo sul motore ad iniezione diretta, forse perchè più inquinante e quindi con una maggiore quantità di sostanze che meglio favoriscono l'innescò del processo di catalisi.

L'effetto sugli ossidi di azoto (NOx) non è significativo, con alcuni anomali aumenti nelle prove col motore ad iniezione diretta; d'altro canto la riduzione degli NOx non è un obiettivo del dispositivo provato in quanto la lana di silice dei prototipi utilizzati è stata impregnata soltanto con i sali di platino, metallo che notoriamente favorisce le reazioni di ossidazione. Infine sono stati effettuati rilievi comparativi della fumosità allo scarico secondo le modalità previste dal DPR 323, riscontrando variazioni inferiori a quelle evidenziate in sala prova motori, probabilmente a causa delle temperature dei gas di scarico che, nelle prove in accelerazione libera, sono generalmente inferiori a quelle di innescò dei processi di catalisi.

6 Conclusioni

Il dispositivo, caratterizzato da semplicità costruttiva, ha dimostrato una funzionalità ed una affidabilità soddisfacente evidenziando un livello di maturità tecnica non dissimile da analoghi dispositivi.

L'efficacia, come già accennato nelle osservazioni, viene confermata complessivamente buona mentre l'influenza del dispositivo sul comportamento del motore appare del tutto trascurabile.

Pertanto si ritiene che il filtro catalitico autorigenerante ENEA/Atec possa essere presentato quale equipaggiamento di autoveicoli in sede di verifiche e prove per il conseguimento delle omologazioni o del montaggio del dispositivo sul circolante.



Fig. 1
Vista del dispositivo con
cartuccia estratta

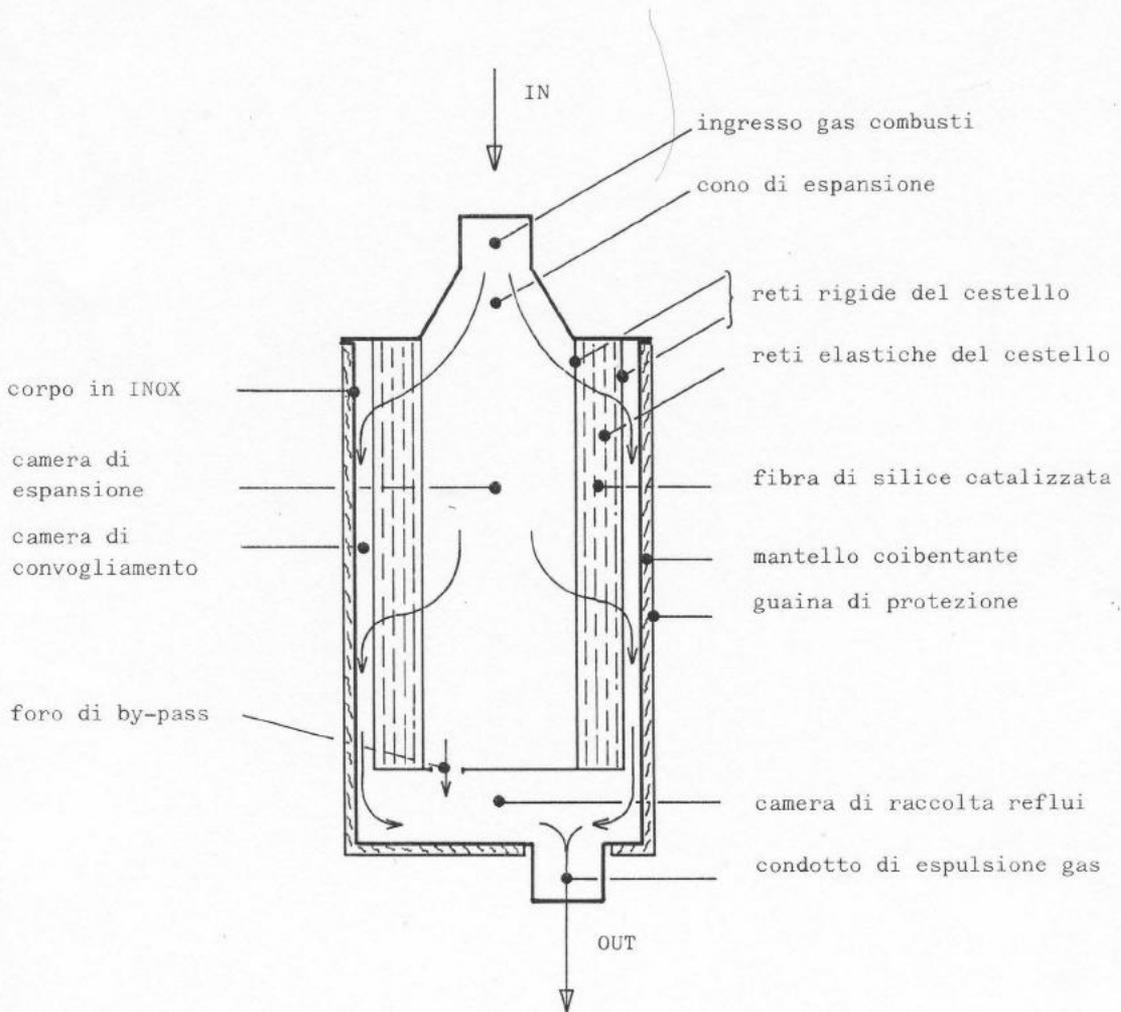


Fig. 2
Schema di flusso del
dispositivo ENEA/Atec

Fig. 3
Installazione su
autobus ATM Torino
Iveco 480.12.21 Viberti
targa TO 58890N



Fig. 4
Installazione su
autobus ATM Torino
Fiat 471.12.20 Seac
targa TO 96175D



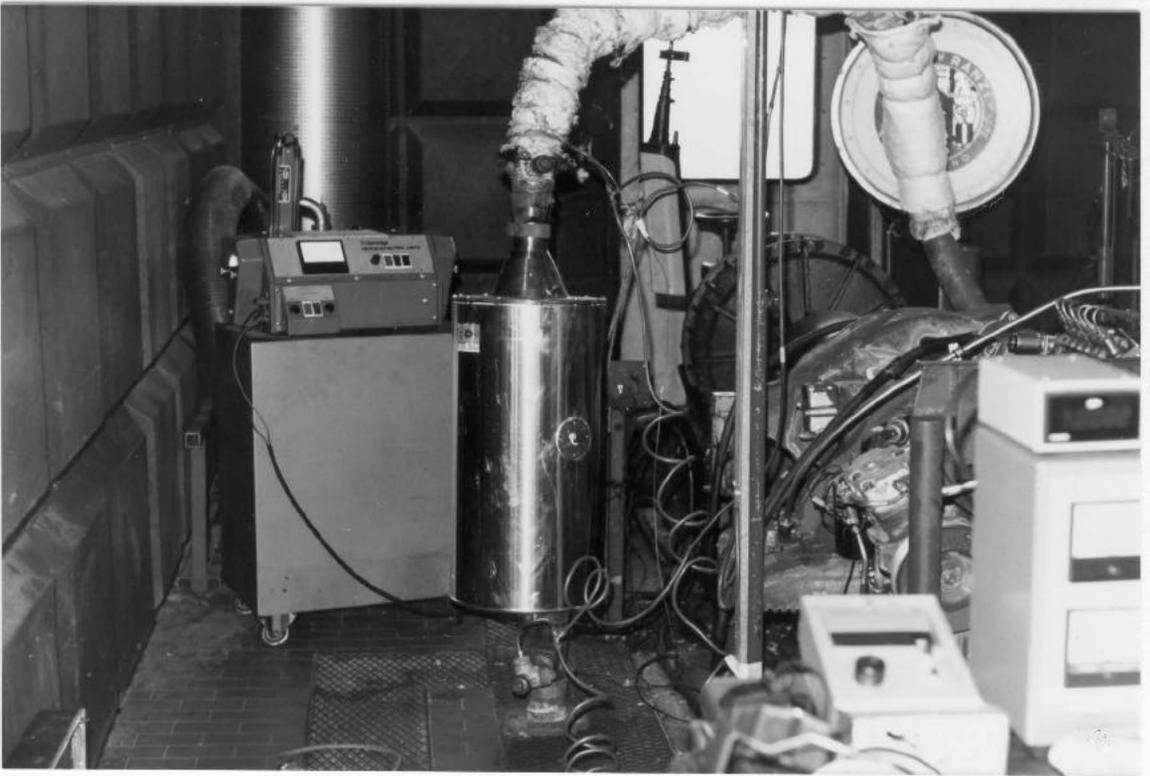


Fig. 5
Sala prove motori
ATM Torino

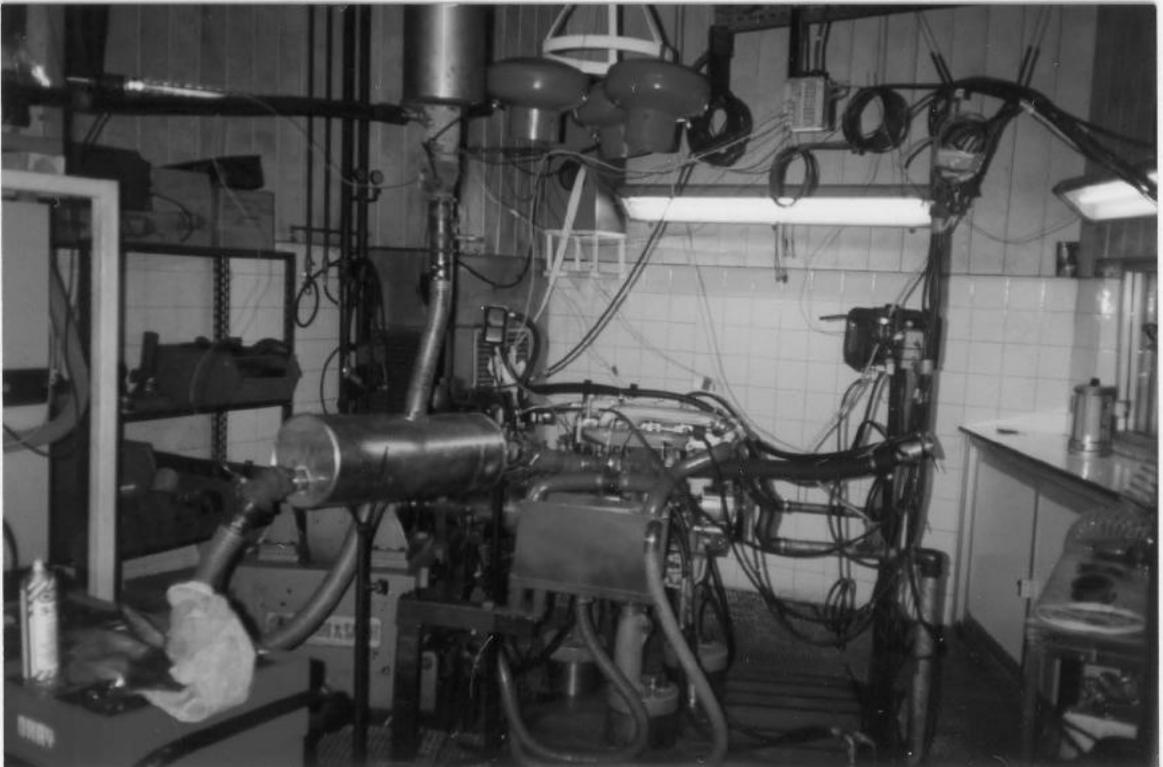
Fig. 6
Sala controllo emissioni
VM Motori Cento



Fig. 7
VM Motori Cento
Particolare area prelievo
gas da analizzare



Fig. 8
Motore VM HR488HI
Prove con dispositivo
ENEA/Atec dis. 03D/90



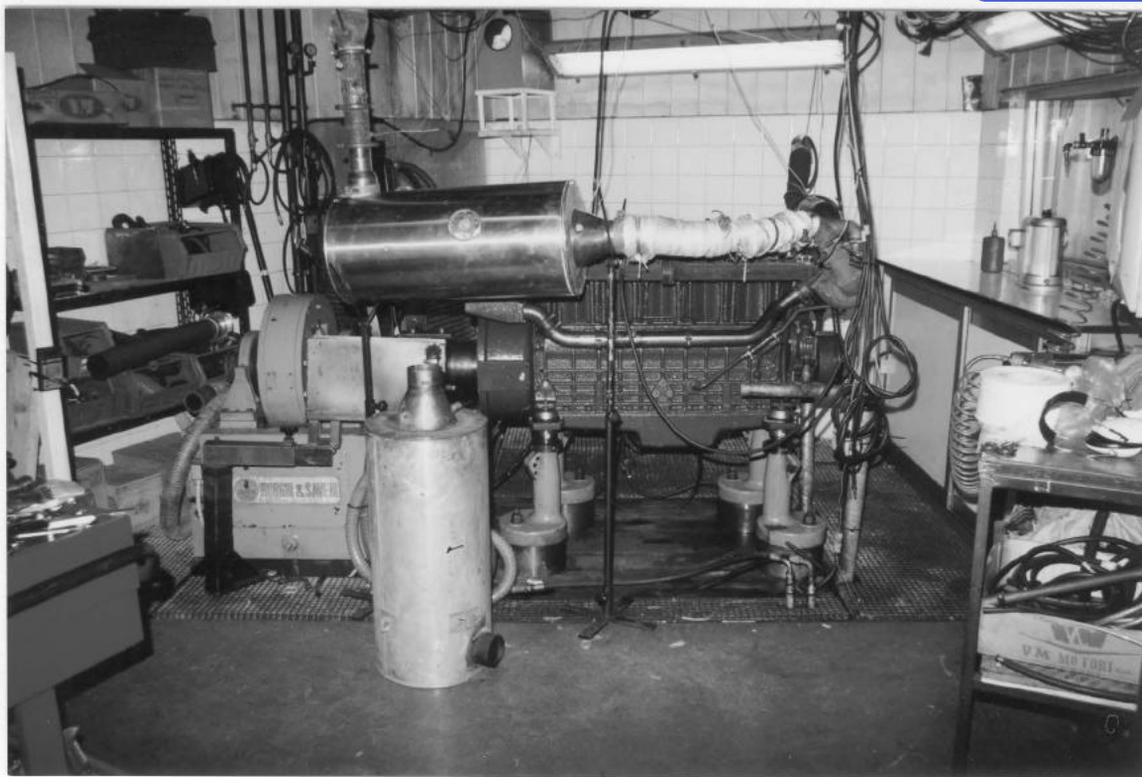
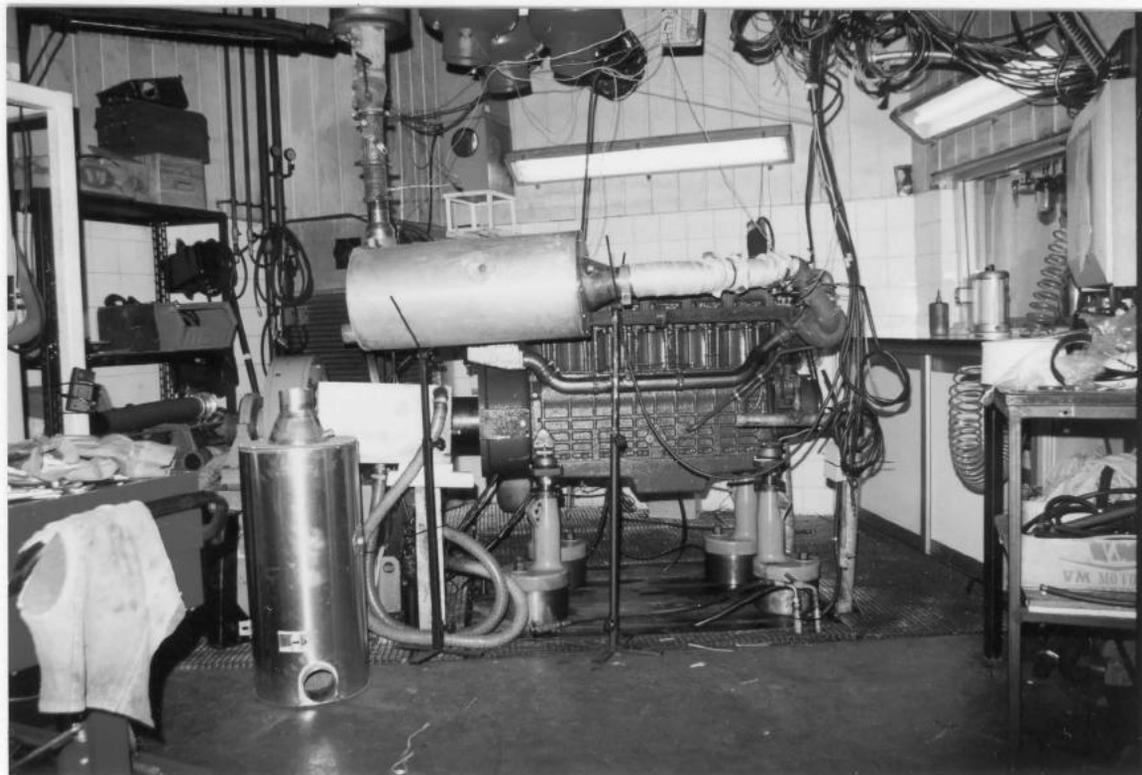


Fig. 9
Motore VM SUN6105T
Prove con dispositivo
ENEA/Atec a 0 km

Fig. 10
Motore VM SUN6105T
Prove con dispositivo
ENEA/Atec a 76.000 km





Azienda Tramvie Municipali
Torino

Torino - Corso Turati 19/6
Tel. (011) 5764.1
Ind. post. 10100 Torino Centro
Codice fiscale n. 00499990018
Partita IVA 02550810010
C.C.I.A.A. Torino 45812
Telex n. 224345 TT ATM I
Ind. telegraf. 224345 TT ATM I
Fax n° 5764.291

Torino, 16 settembre 1991 Prot. FB/rp/31484

Rif.

Oggetto: Dispositivo catalitico ATEC
n. matricola 06/89.1.

Spett.le C.S.R.P.A.D.
Ministero dei Trasporti
Via Di 7 Bagni, 333
00138 ROMA
c.a. p.i. SCORSONE

Si certifica che il dispositivo catalitico n. matricola
06/89.1 di proprietà dell'A.T.M. di Torino è stato smontato dall'auto-
bus tipo IVECO 480 n. telaio 000466 n. aziendale 1737.

L'autobus, dalla data di montaggio del dispositivo (mag-
gio 1990), ha regolarmente percorso in servizio di linea complessivi
76.700 km.

Distinti saluti.

AZIENDA TRAMVIE MUNICIPALI - TORINO
per procura il n. 30.10.91
Programmazione e Controllo Produzione
(c.a. Sergio Sando)

All.



A4 (210x297) UNI 923

Nelle risposte citare
data, numero di protocollo e oggetto

Mod. 20001

Fig. 11
Lettera ATM Torino

Fig. 12
Motore 8220.012
Curva di potenza
Fumosità Bosch

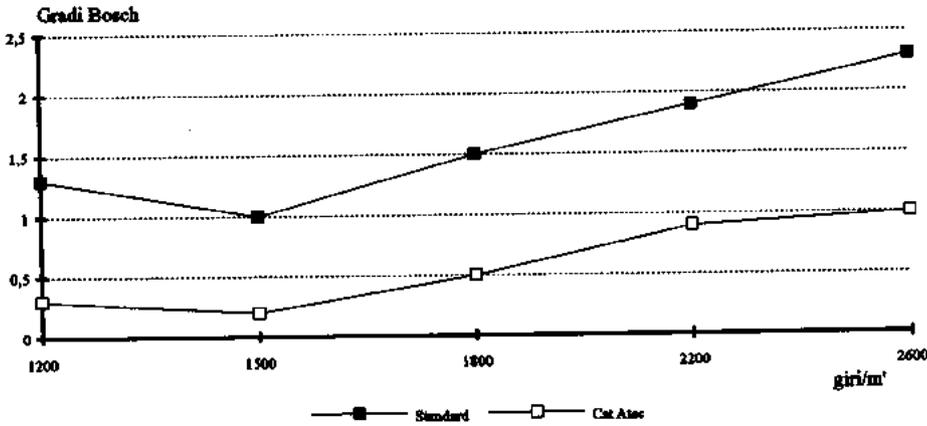


Fig. 13
Motore 8220.012
Curva di potenza
Opacità Hartridge

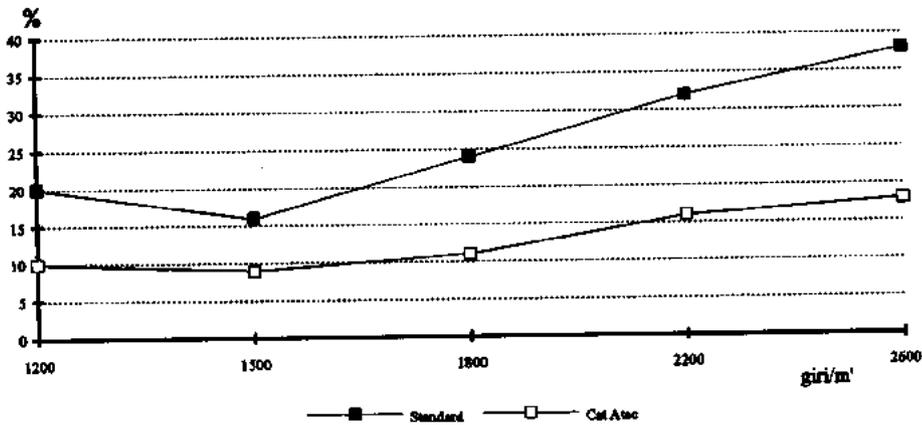
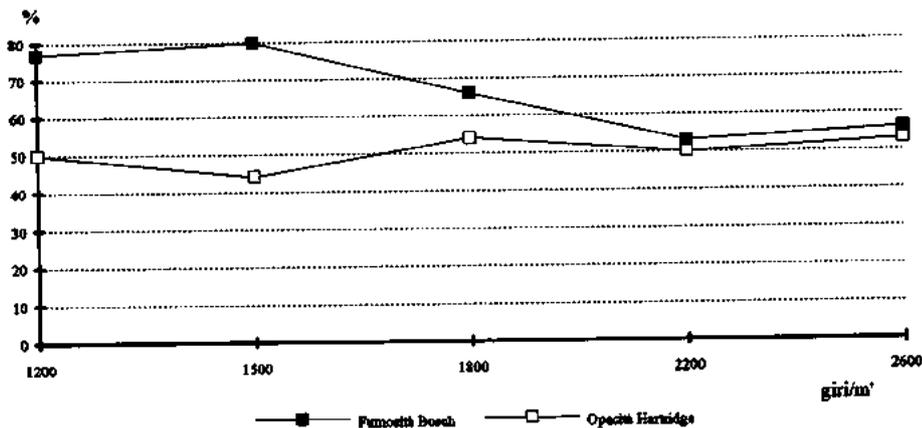
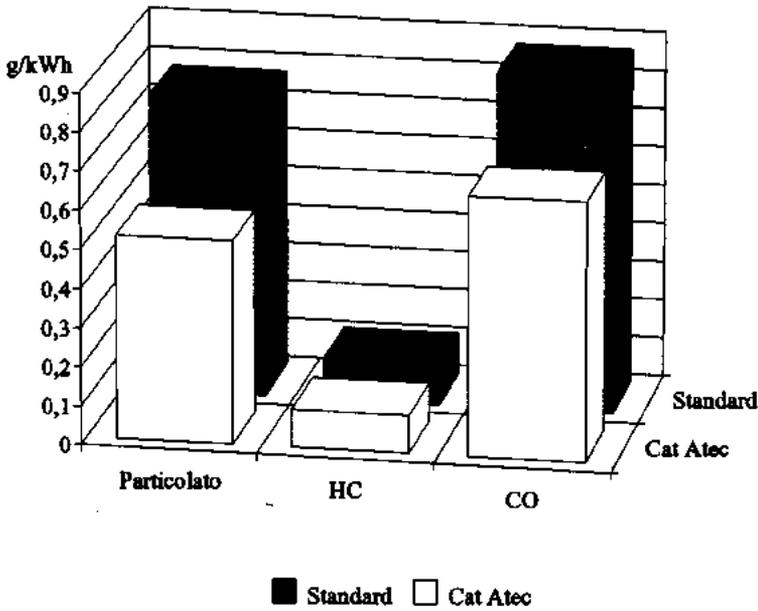


Fig. 14
Motore 8220.012
Curva di potenza
Percentuali di
riduzione con
filtro catalitico
ENEA/Attec





Motore VM HR488HI
Cilindrata (cm3): 2000 Matricola 56648
Cicli di prova secondo la procedura 88/77/CEE
Gasolio utilizzato con 0,3% zolfo max.
Risultati finali espressi in g/kWh

	Cons.	HC	NOx	CO	Part.
Filtro ENEA/Atec	297,77	0,098	6,528	0,665	0,521
Standard	299,03	0,104	6,602	0,870	0,771

Fig. 15
Motore VM HR488HI
Risultati dei cicli 88/77/CEE

Fig. 16
Mot. VM HR488HI
Cicli 88/77/CEE
Fumosità Bosch

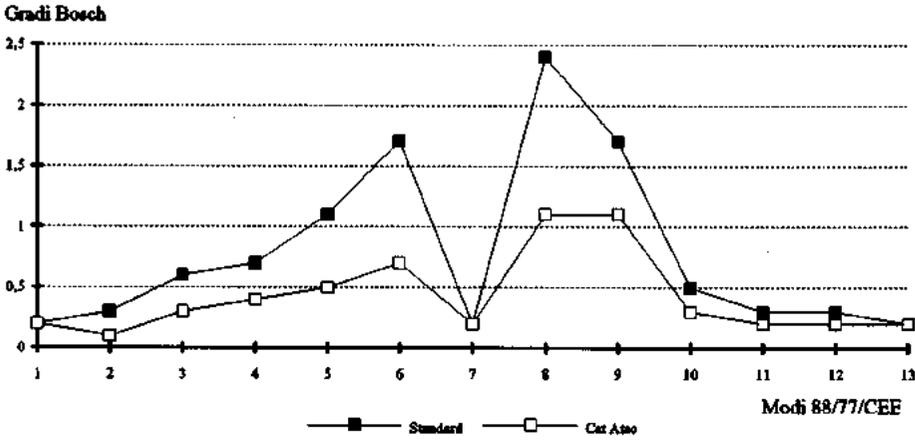


Fig. 17
Mot. VM HR488HI
Cicli 88/77/CEE
Particolato

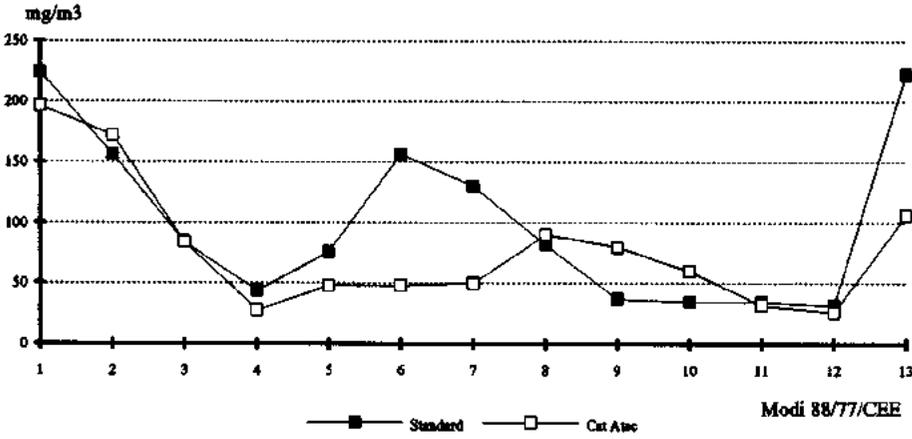


Fig. 18
Mot. VM HR488HI
Cicli 88/77/CEE
CO

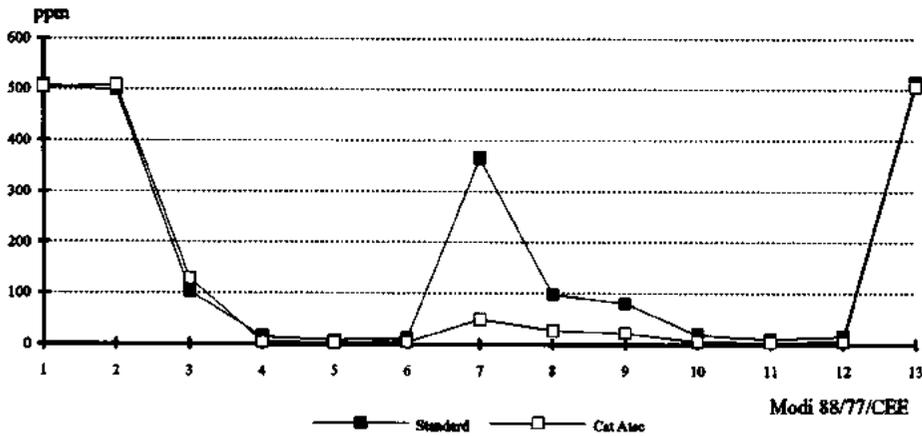


Fig. 19
Mot. VM HR488HI
Cicli 88/77/CEE
HC

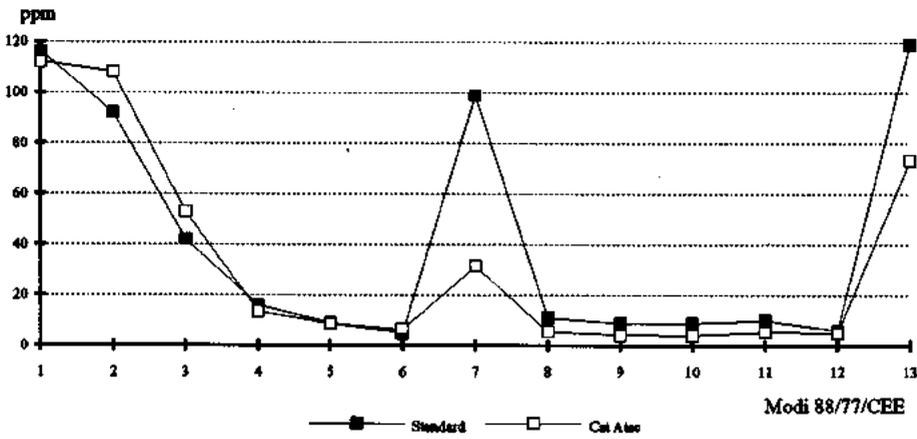


Fig. 20
Mot. VM HR488HI
Cicli 88/77/CEE
NOx

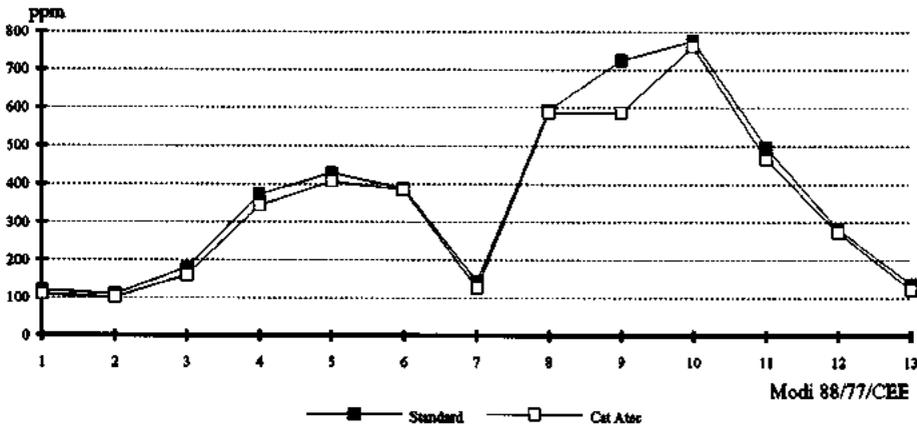


Fig. 21
Mot. VM HR488HI
Cicli 88/77/CEE
Consumi

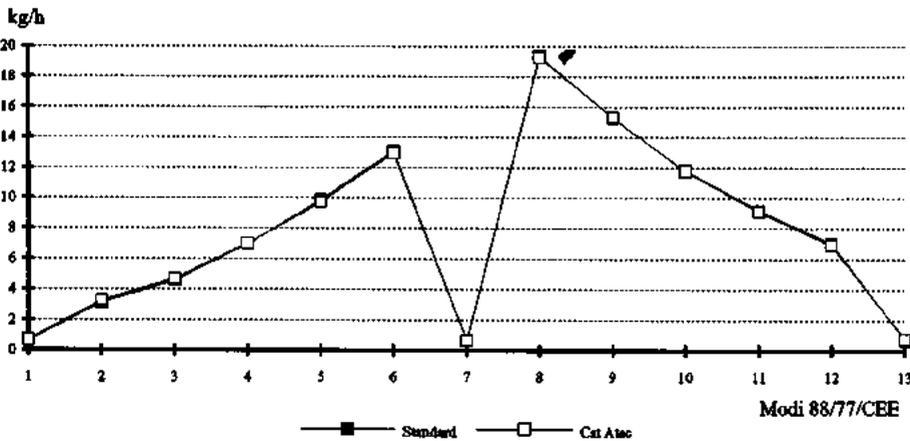


Fig. 22
Mot. VM HR488HI
Curve di potenza
Percentuali di
riduzione delle
emissioni

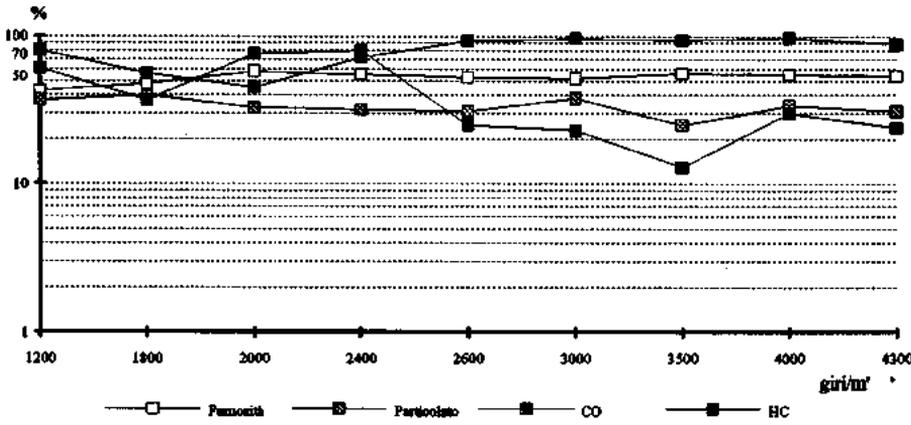


Fig. 23
Mot. VM HR488HI
Curve di potenza
Consumo

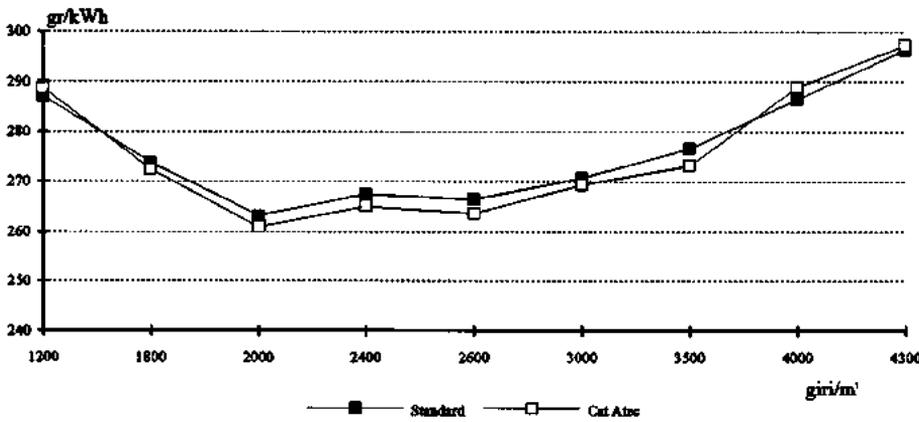
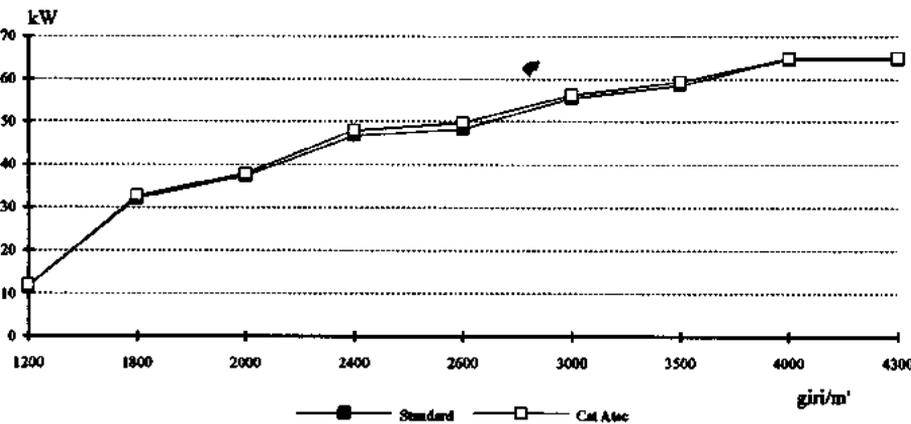
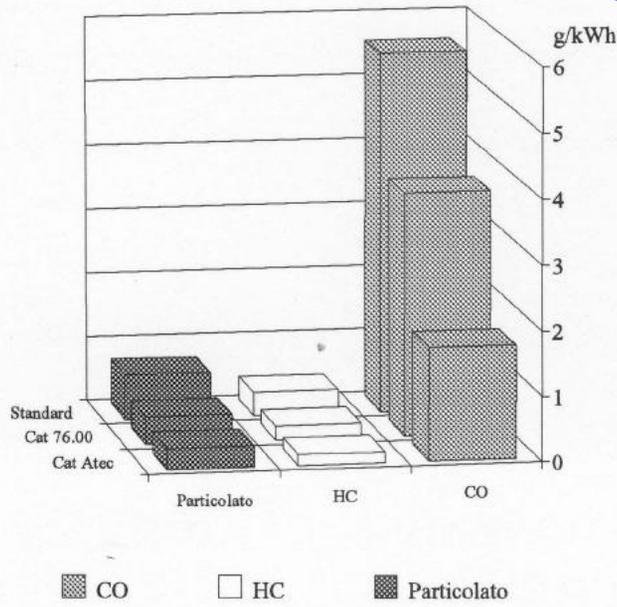


Fig. 24
Mot. VM HR488HI
Curve di potenza
Potenza resa





Motore VM SUN 6105T
 Cilindrata (cm³): 5971,691 Matricola 6437
 Cicli di prova secondo la procedura 88/77/CEE
 Gasolio utilizzato con 0,3% zolfo max.
 Risultati finali espressi in g/kWh

	Cons.	HC	NOx	CO	Part.
Filtro a 0 km	241,461	0,167	15,428	1,743	0,319
Filtro a 76.000 km	241,442	0,220	13,625	3,745	0,424
Standard	240,55	0,363	13,006	5,577	0,699

Fig. 25
 Motore VM SUN6105T
 Risultati dei cicli 88/77/CEE

Fig. 26
Mot. VM SUN
6105T
Cicli 88/77/CEE
Fumosità Bosch

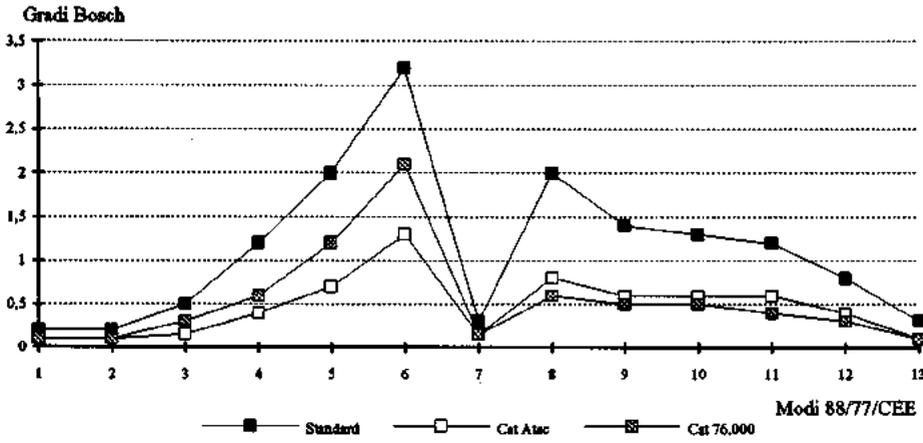


Fig. 27
Mot. VM SUN
6105T
Cicli 88/77/CEE
Particolato

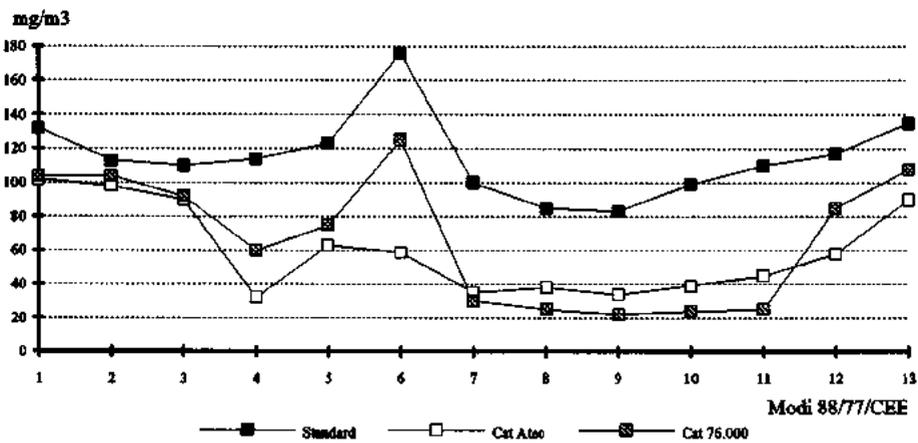


Fig. 28
Mot. VM SUN
6105T
Cicli 88/77/CEE
CO

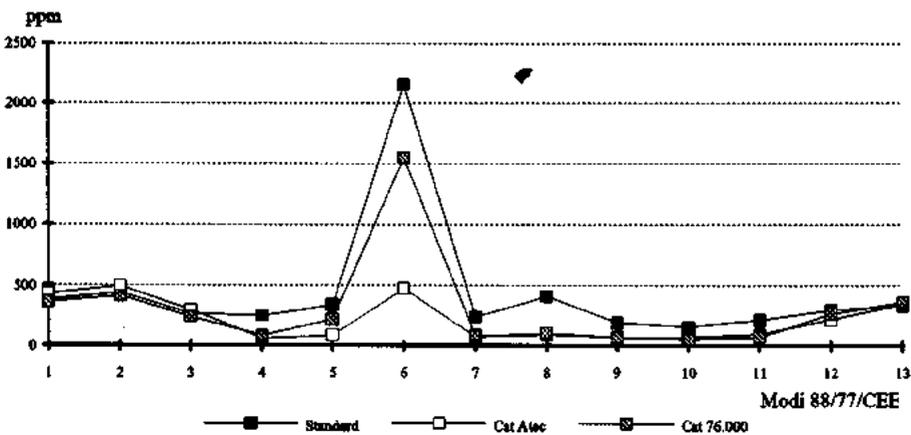


Fig. 29
Mot. VM SUN
6105T
Cicli 88/77/CEE
HC

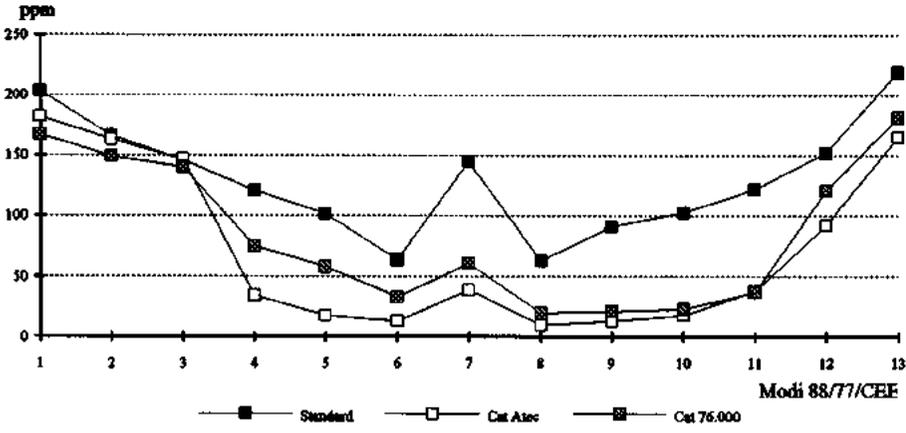


Fig. 30
Mot. VM SUN
6105T
Cicli 88/77/CEE
NOx

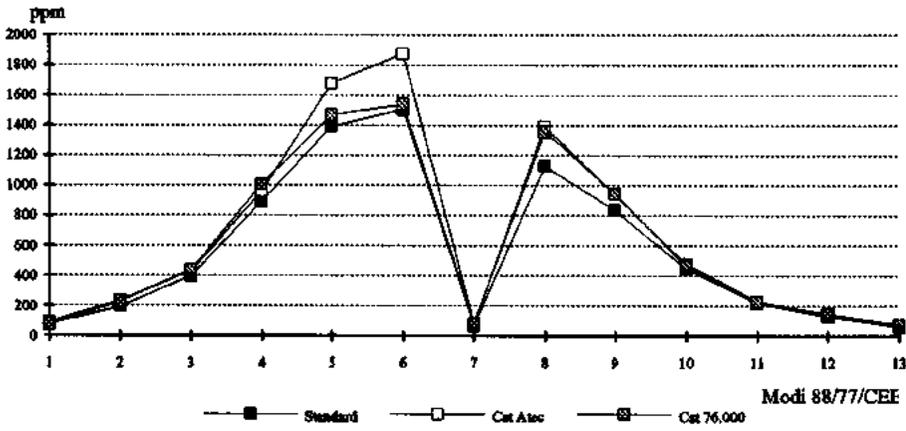


Fig. 31
Mot. VM SUN
6105T
Cicli 88/77/CEE
Consumi

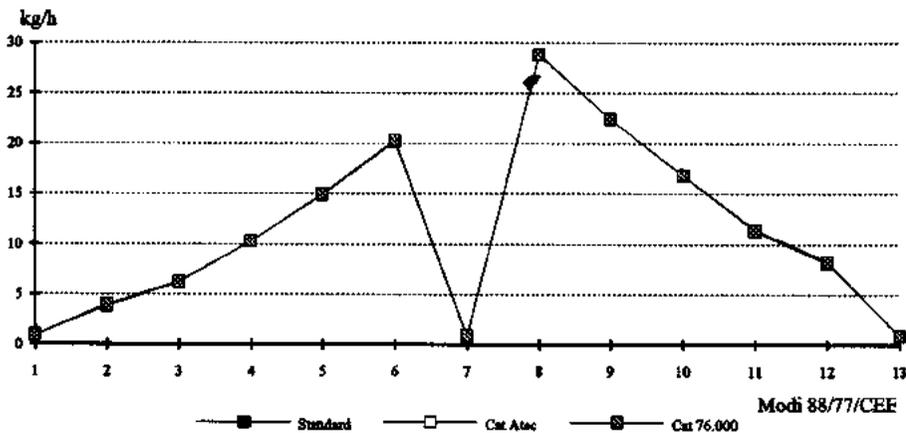


Fig. 32
Mot. VM SUN
6105T
Cicli 88/77/CEE
Temperature valle
turbocompressore

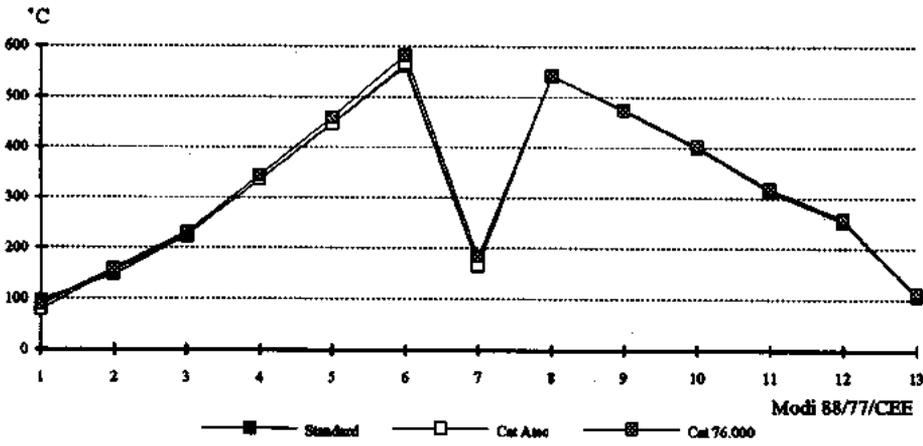


Fig. 33
Mot. VM SUN
6105T
Curve di potenza
Percentuali di
riduzione emissioni
con dispositivo
ENEA/Atec
a 0 km

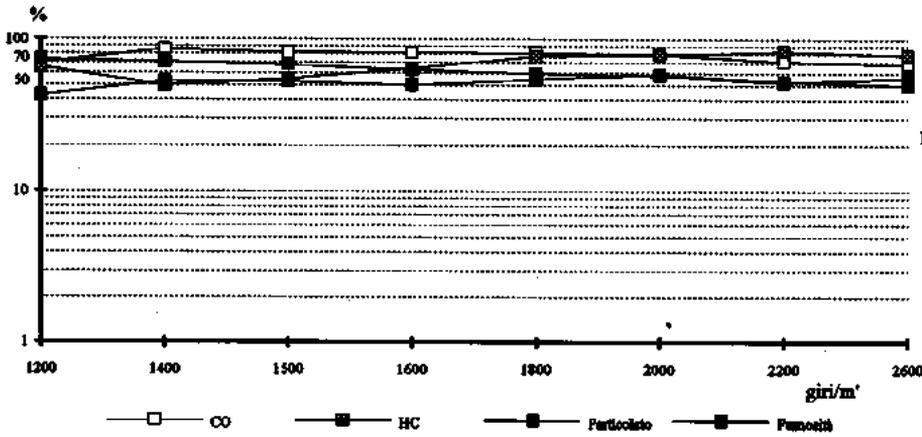


Fig. 34
Mot. VM SUN
6105T
Curve di potenza
Percentuali di
riduzione emissioni
con dispositivo
ENEA/Atec
a 76.000 km

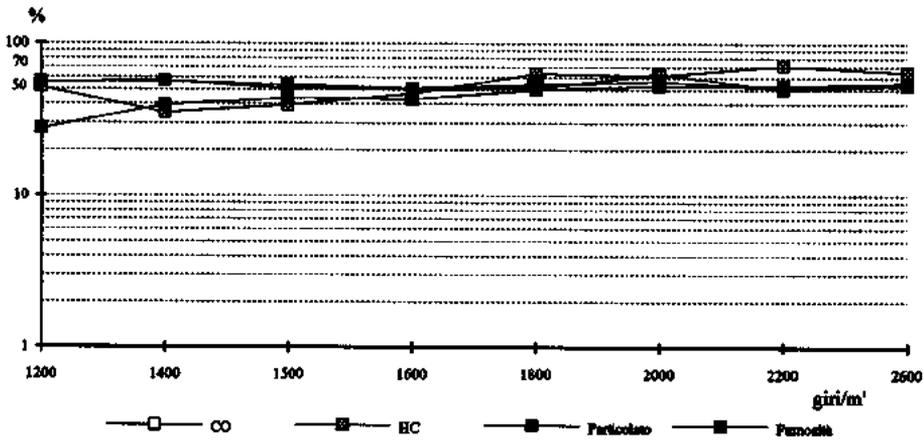


Fig. 35
Mot. VM SUN
6105T
Curve di potenza
Consumi

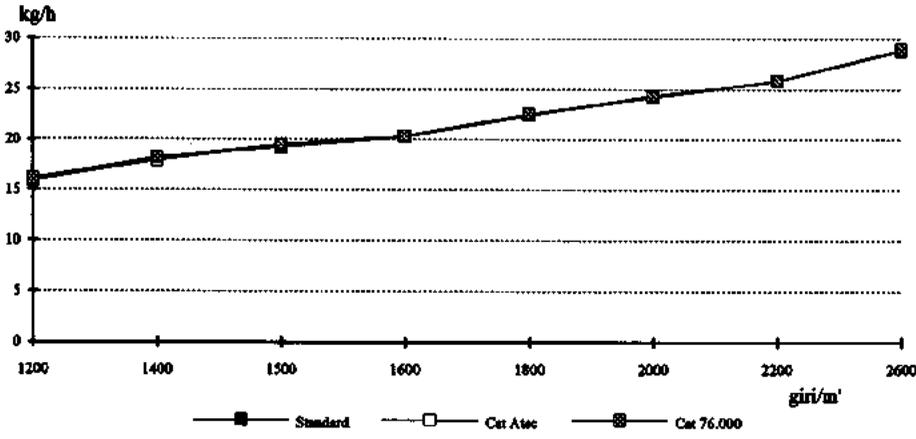


Fig. 36
Mot. VM SUN
6105T
Curve di potenza
Potenza resa

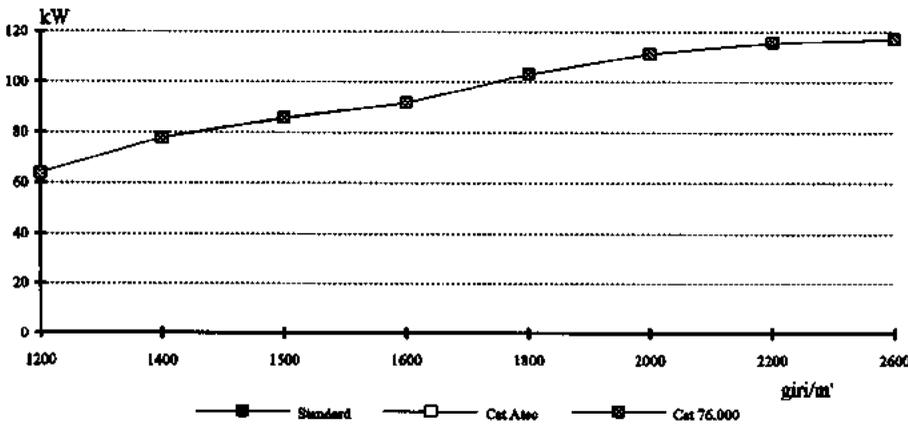
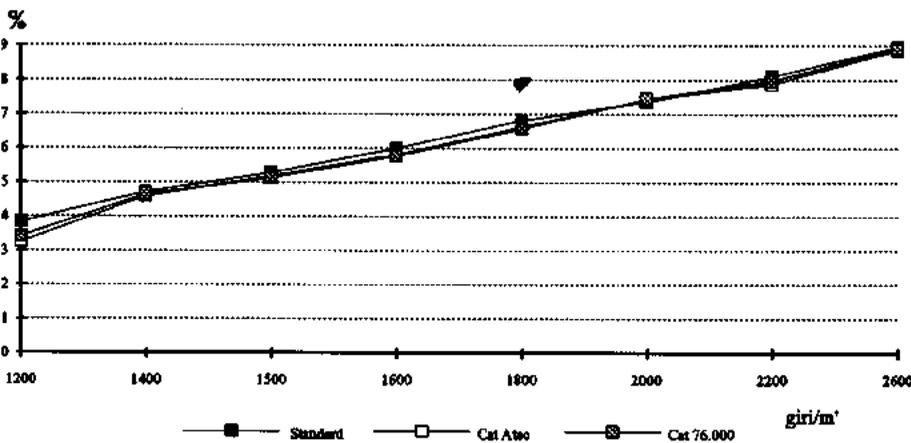
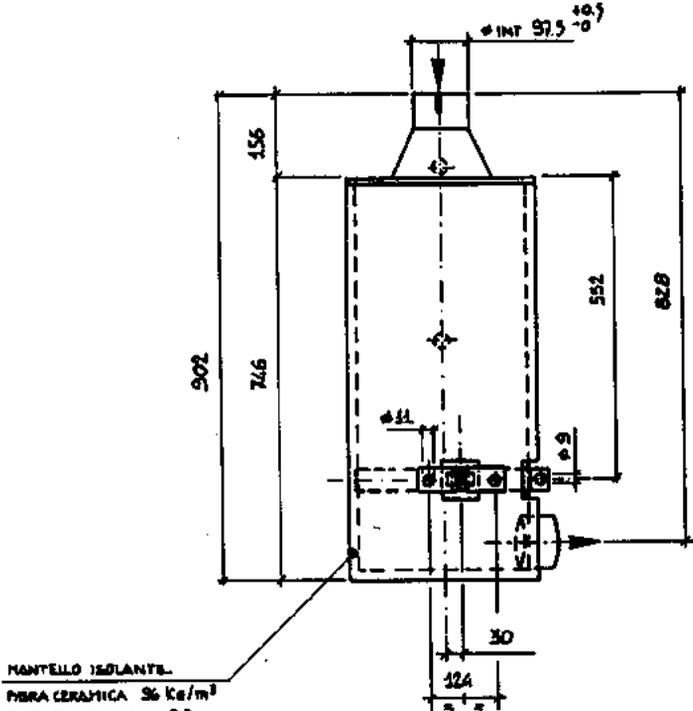


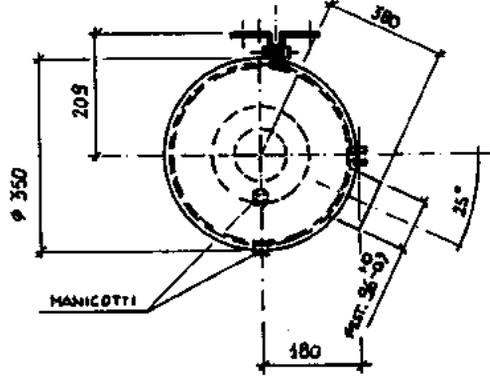
Fig. 37
Mot. VM SUN
6105T
Curve di potenza
Ossigeno %



ATEC SRL C.so MONCALIERI 51 10133 TO	FILTRO CATALITICO VERS. IVECO 480	dis.n° 06/89.1
---	--------------------------------------	-------------------



MANTELLINO ISOLANTE.
FIBRA CERAMICA 36 Kg/m³
FODERATO ALLUMINIO 0.8



- MATERIALI DI STRUTTURA : AISI 304/316/310
- MATERIALE ATTIVO : FIBRA DI SILICE CATALIZZATA
- PESO : C.A. 20 KG
- SALI DI PLATINO : 5-6 GR/100 M²

dis.re	70	comm.	rev. 1.1	data	Feb. 91
--------	----	-------	----------	------	---------

Fig. 38
Disegno 06/89.1

TÜV Bayern Sachsen

ATEC CATALYST

Test Report

Author : Dipl. - Ing. (TU) H.-P. Hartmann

Munich, September 93

Test Report

Customer : ATEC srl
10133 Torino
Italy

Test Site : Emission Test Laboratory of TÜV Bayern Sachsen
Ridlerstr. 57
80339 München
with the cooperation of the

Institute for Internal Combustion Engines of the
Technical University Munich
Schragenhoferstr. 31
80992 München

Placement of Order : 21.04.1993

Test Period : September 1993

Purpose of Order : Testing of a ATEC catalyst

Test Engineers : Dr. Ing. W. Spindler, TU Munich
Dipl.-Ing H.-P. Hartmann, TÜV Bayern Sachsen

1. Purpose of Examination

Assessing the influence of the ATEC catalyst on performance, consumption and pollution.

2. Description of the ATEC catalyst

The ATEC catalyst consists of a stainless steel housing which contains a prechamber and coated silica fibre. The unit is designed to work as an oxidat and as a silencer for diesel engines fitted in e.g. urban buses.

Model MDC 1, serial number 03 , condition new

3. Test Procedure

The test procedure is based on ECE Regulations R24 03 and R49 02. The following important values (Meßgrößen) have been registered.

consumption
performance
Bosch smoke number
hydrocarbons (HC)
carbon monoxide (CO)
carbon dioxide (CO₂)
nitrogen oxides (NO_x)
inlet and outlet temperature of the ATEC catalyst
exhaust back pressure

To check the influence of the ATEC catalyst ECE R24 03 and R49 02 tests were carried out in the following combinations:

serial silencer without EGR (exhaust gas recirculation)
serial silencer with EGR
ATEC catalyst without EGR
ATEC catalyst with EGR

4. Measuring Instruments

Performance	electronically controlled water brake, Fa. Schenck, type D-630
Consumption	automatic, volumetric burette, Seppeler-Stiftung, type SVU
Airflow	Roots type air flow meter, Aerzener Maschinenfabrik
Smoke	AVL smoke meter
Particulate	partial dilution tunnel acc. R49 02 ECE
CO, CO ₂	NDIR, type AIA 120, Horiba
NO _x	CLA, type CLA/320K, Horiba
HC	FID, type 123, Testa
Speed, Pressure, Temperature etc	usual test bench instruments

5. Test Engine

brand	Iveco	
type	8220.12	direct injection, natural aspirated
number of cylinders	6	
displacement	9572 ccm	
rated power	131 kW at 2600 rpm	
mileage	>100000 km	

6. Measuring Results

6.1 R24 ECE

6.1.1 Performance, Torque, Specific consumption

The ATEC catalyst causes the same exhaust back pressure (see attached protocol sheets) as the serial silencer. Thus an influence on performance, torque and specific consumption is not expected. This statement has been proved by the test (figure 6.1.1)

Performance, Torque, Consumption

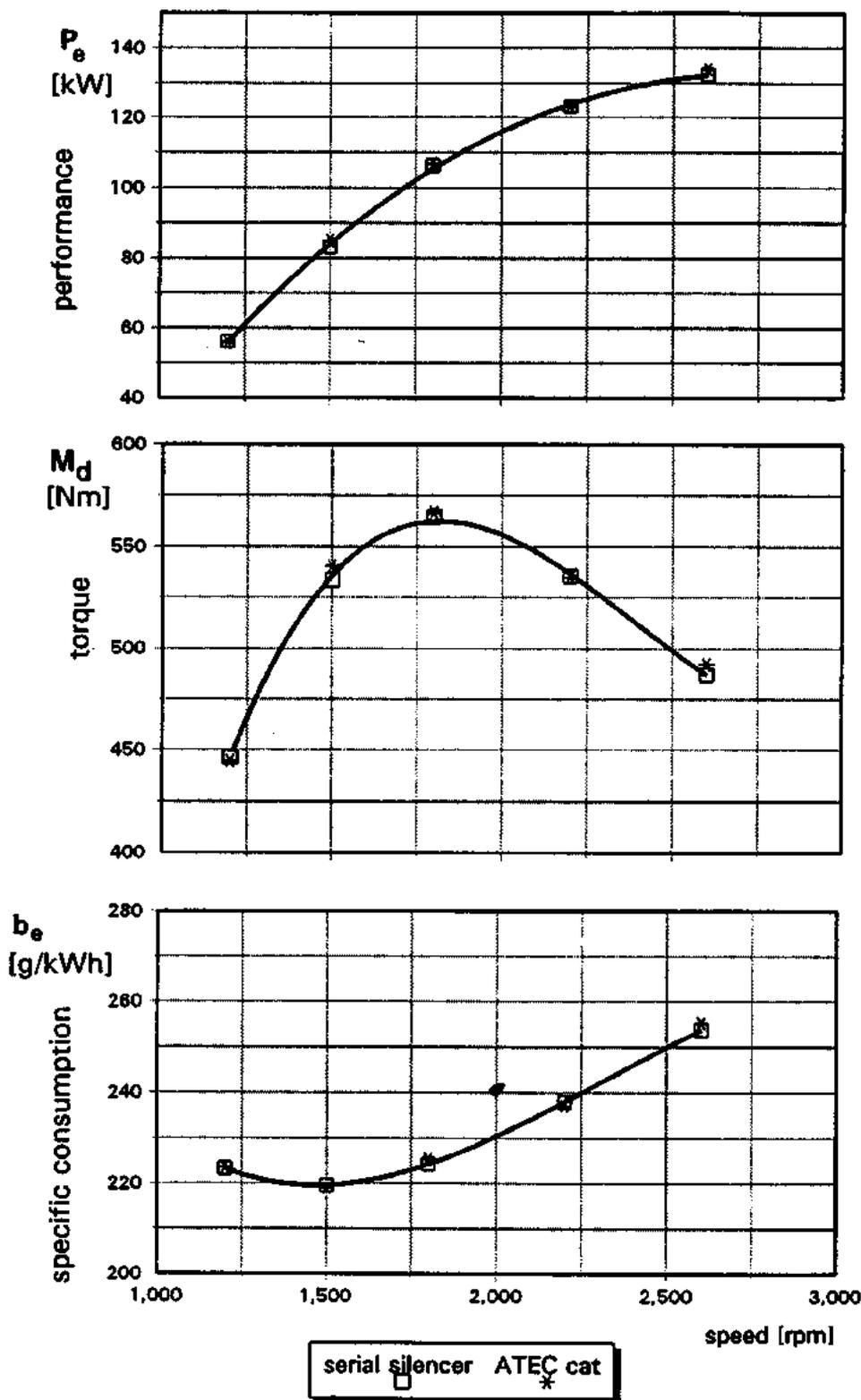


Figure 6.1.1

6.1.2 Bosch Smoke Number

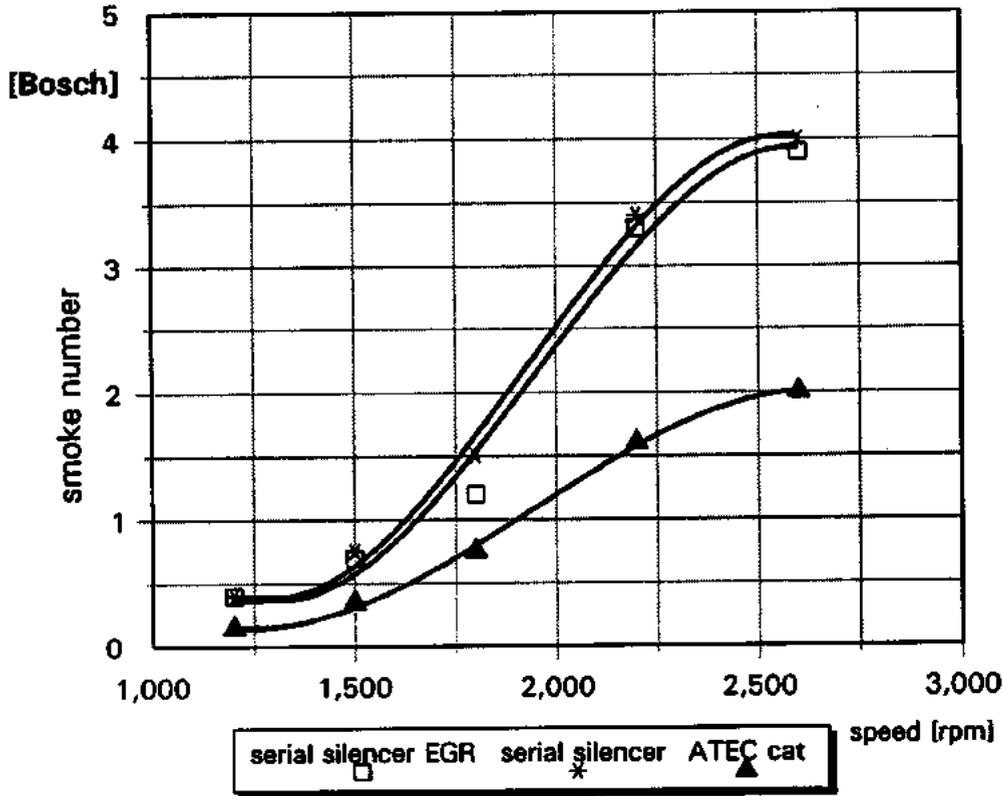


Figure 6.1.2

Figure 6.1.2 shows the smoke number in dependence of speed at full load. The ATEC catalyst reduced the Bosch smoke number by 50 % on the average. The EGR in connection with the serial silencer showed a negligible increase of the smoke number. The EGR reduces the percentage of oxygen of the intake air and thus favouring the build up of smoke.

Carbon Monoxide

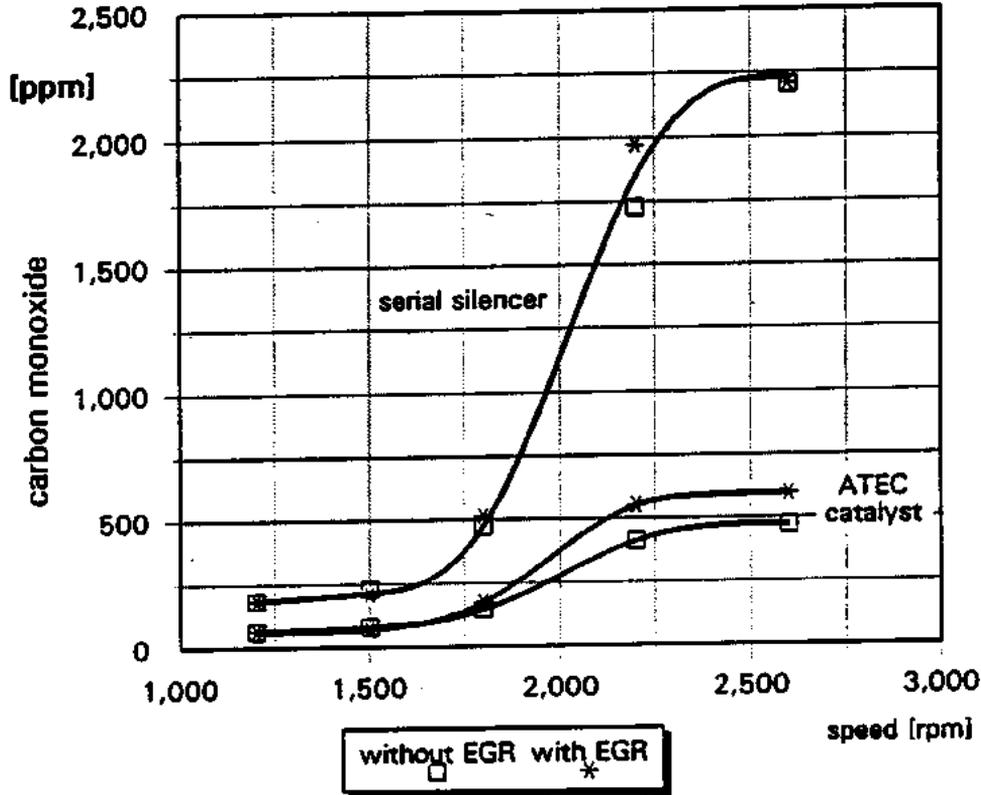


Figure 6.1.3.2

The ATEC catalyst reduced the emission of carbon monoxide within the range of 60 - 70 percent. The use of the EGR in connection with the serial silencer showed no influence. The EGR in connection with the ATEC catalyst increased the emission of carbon monoxide by about 20 %, compared to the use of the ATEC catalyst without EGR at higher speeds. Responsible for this effect is the same mechanism described on page 5.

6.1.3 Gaseous Emissions

Hydrocarbons

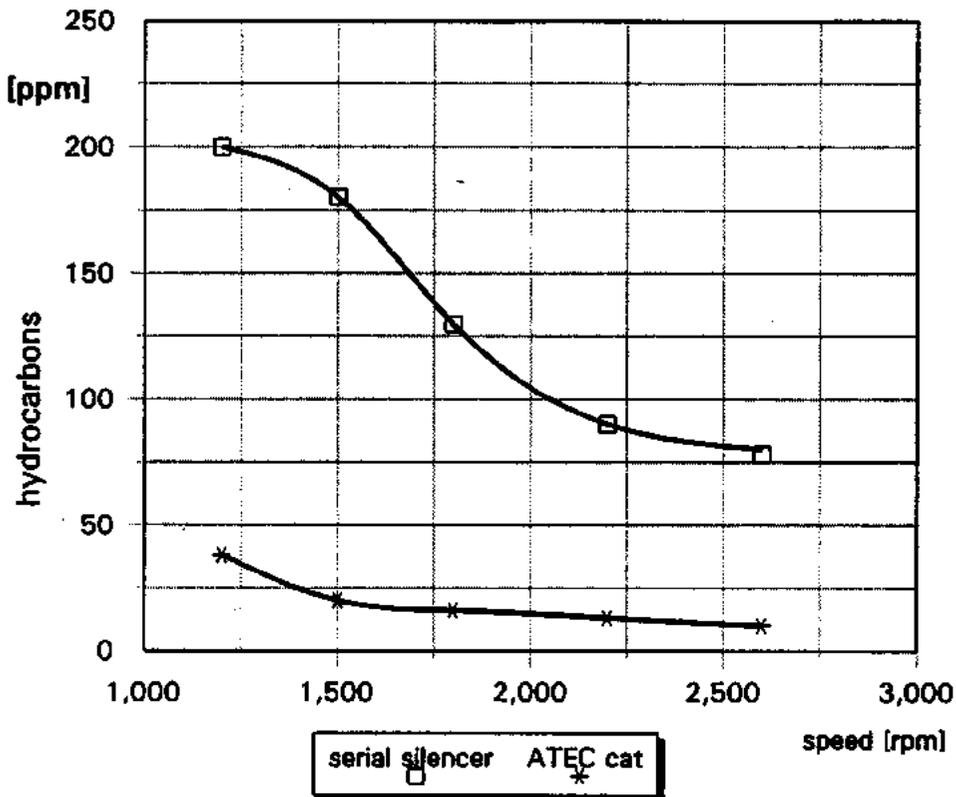


Figure 6.1.3.1

The ATEC catalyst reduced the emission of hydrocarbons within the range of 70 - 80 percent. The use of the EGR showed no influence.

Nitrogen Oxides

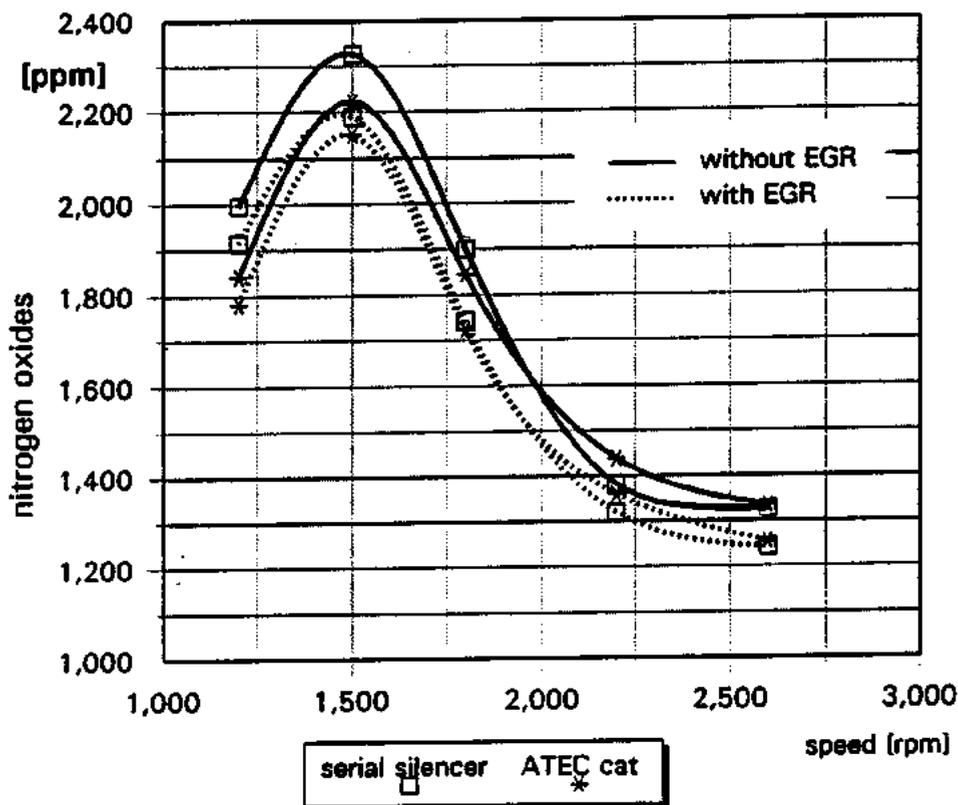


Figure 6.1.3.3

The ATEC catalyst showed no significant influence on the emission of nitrogen oxides. The emission was reduced by about 10 percent with the use of the EGR.

5. Summary of the Test Results

The ATEC catalyst was subjected to a test procedure according to ECE regulations R24 03 and R49 02. Additionally gaseous emissions were registered during ECE R24 03 test run. To demonstrate the influence of ATEC catalyst the same test procedure was carried out with the serial silencer. All tests were run with an IVECO engine, type 8220.12 with and without an EGR. To increase the reliability of the results, each mode of R24 and R49 was tested repeatedly, except for the particulate measurement.

The ATEC catalyst showed no influence on power, torque and consumption.

The ATEC catalyst reduced the Bosch smoke number by about 50%.

The ATEC catalyst reduced the HC emission by about 50% , at maximum load up to 70%.

The ATEC catalyst reduced the CO emission by about 50% , at maximum load up to 70%.

The EGR reduced the emission of NO_x by about 5%, regardless wether the serial silencer or the ATEC catalyst was used.

The ATEC catalyst probably reduces the particulate emission by about 35% . Since the particulate measurings could not be repeated, another test series is suggested to confirm the results. Due to lack of time it could not be found out wether accumulation effects can occur in the catalyst. The carried out tests are not suited to make any statements or to draw conclusions on transient behavior, deposits, deterioration and long time durability of the ATEC catalyst.

TÜV BAYERN SACHSEN
Transport Technology Division
Exhaust Emissions Test Center
The Manager

Test Engineers

H. Hördegen



H. Spindler
Dr. W. Spindler
Institute for Internal
Combustion Engines
Technical University of Munich

H.-P. Hartmann
H.-P. Hartmann
TÜV Bayern Sachsen

6.2 R49 ECE

Hydrocarbons and Particulates

R49 13 Modes Test

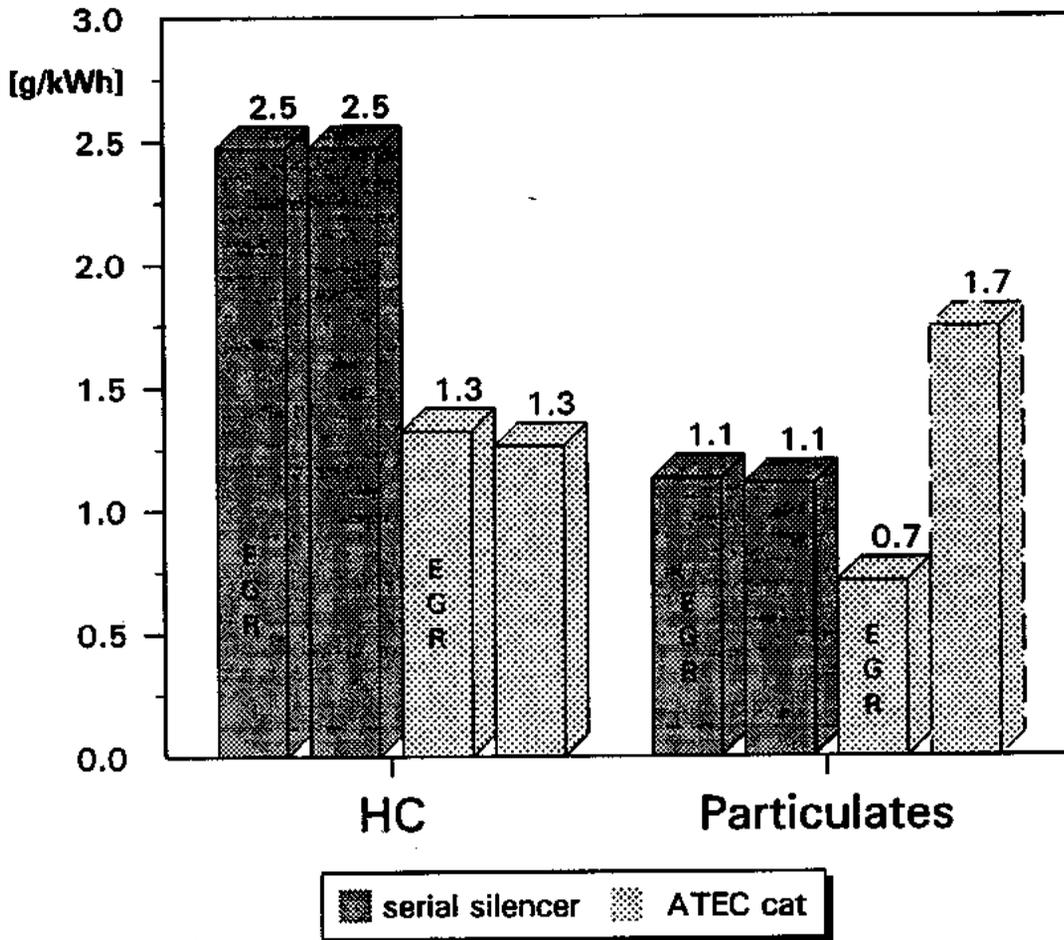


Figure 6.2.1

The rate of EGR used shows no effect on the emission of HC and particulates. With the use of the ATEC cat the emission of HC was reduced by about 50% and particulates by about 35%. Since there are no significant differences in smoke and HC with and without EGR the particulate value of the test with ATEC cat and without EGR (1.7 g/kWh) can not be explained. This measurement is probably wrong, but could not be repeated due to lack of time.

Carbon Monoxide and Nitrogen Oxides

R49 13 Modes Test

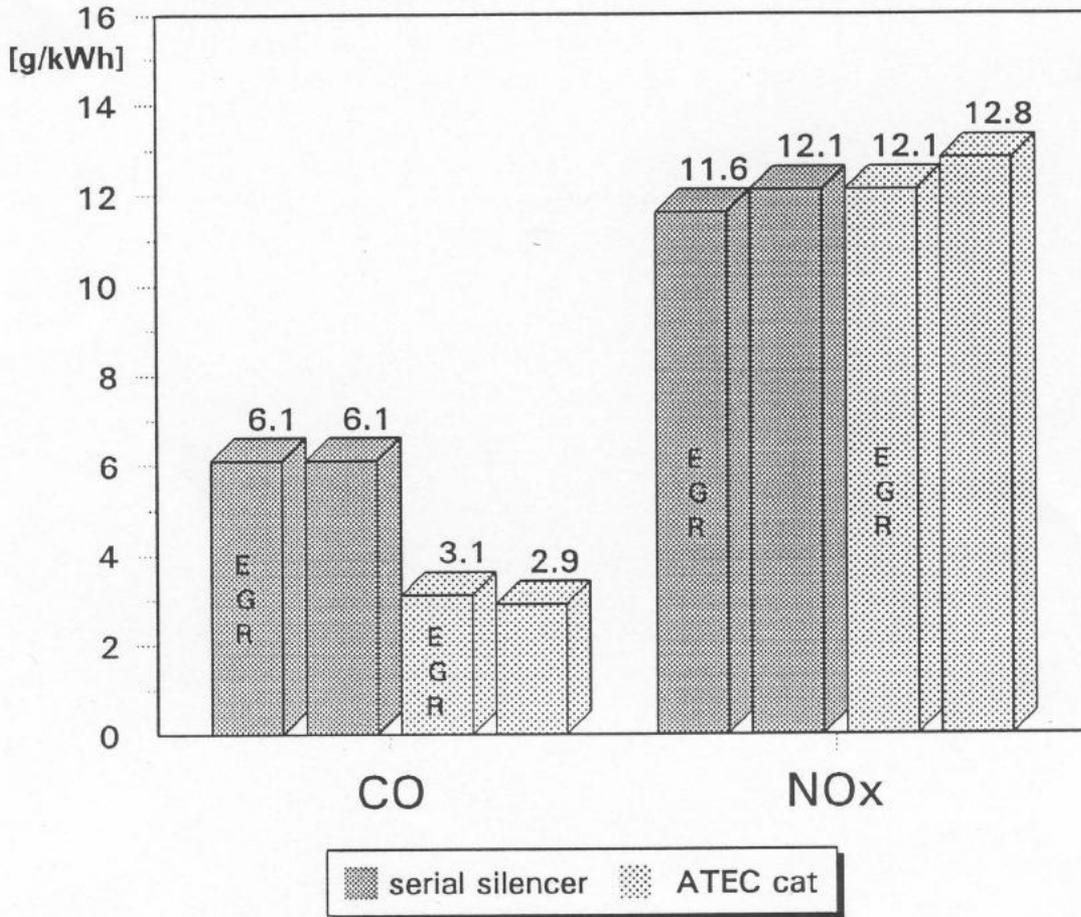


Figure 6.2.2

The rate of EGR used shows no effect on the emission of CO, but reduces the NO_x emission by about 5%.

With the use of the ATEC cat the emission of CO was reduced by about 50%. The slightly increased NO_x emission can not definitely be referred to the ATEC cat.

Bosch Smoke Number

R49 13 Modes Test Smoke Number

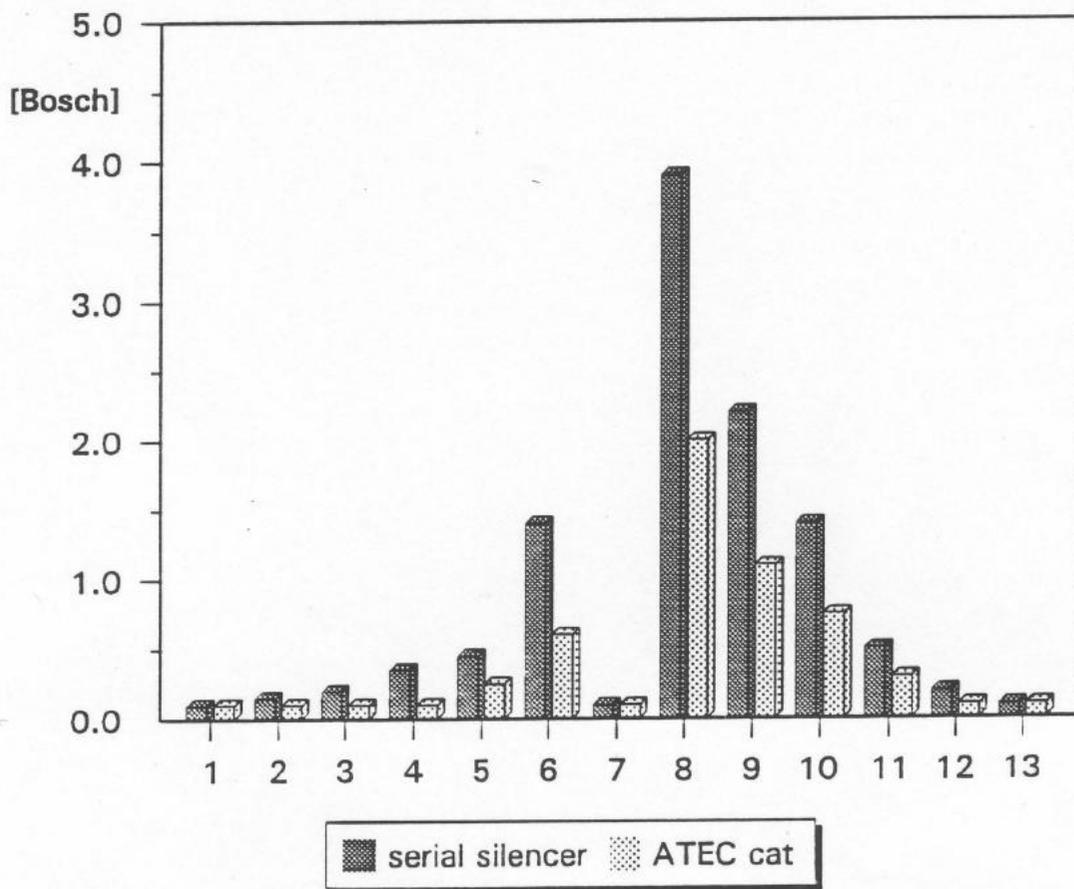


Figure 6.2.3

Since there were no significant differences between the tests with and without EGR only the results of the serial silencer and the ATEC catalyst is shown in figure 6.2.3.

The Bosch smoke number is reduced with the ATEC catalyst by about 50% at each mode.

APPENDIX

Legend to the protocol sheets

d [mm]	diameter of cylinder
s [mm]	stroke
Zyl	number of cylinders
V_h [dm ³]	displacement
ρ_B [g/cm ³]	density of fuel
K_L [dm ³ /rev]	air flow meter constant
n [1/min]	engine speed
zK	engine revolutions per 200 cm ³ of fuel
t _S	time per 200 cm ³ fuel
F [N]	force at the dynamometer lever
zL	air flow meter revolutions per 200 cm ³ fuel
t _L [°C]	intake air temperature at the air gage
SZ	Bosch smoke number
t _{WA} [°C]	cooling water outlet temperature
t _{Öl} [°C]	oil temperature
p _{Öl} [bar]	oil pressure
t _{MG} [°C]	temperature at fuel flow meter
t _{vor} [°C]	fuel temperature at the intake of the injection pump
VMG [cm ³]	fuel burette volume used in one mode (200 cm ³)
p ₁ [mbar]	intake depression
p ₃ [mbar]	exhaust back pressure
t ₃ [°C]	inlet temperature of the serial silencer or ATEC catalyst
t ₄ [°C]	outlet temperature of the serial silencer or ATEC catalyst
CO [ppm] ⇔	
CO ₂ [%] ⇔	concentration of pollutants in the exhaust gas
NO [ppm] ⇔	
HC [ppm] ⇔	

Contratto di associazione ENEA/Atec
n. 15427

**Sviluppo, qualificazione e promozione di dispositivi catalitici per il
trattamento dei gas di scarico dei motori diesel**

Documento IV

Dicembre 1993

Contratto di associazione ENEA/Atec n. 15427 Documento IV

Sommario

**Obiettivo 41 - Promozione e costruzione dispositivi per autobus,
veicoli commerciali, industriali e ferroviari**

- 41.1 Introduzione**
- 41.2 Criteri di progettazione e costruzione**
- 41.3 Documentazione fotografica**
- 41.4 Allegati tecnici**

Obiettivo 42 - Campagna di raccolta dati

- 42.1 Verifiche di efficienza con i primi quattro prototipi**
- 42.2 Rilievi di opacità e fumosità**
- 42.3 Problemi legati ai materiali**
- 42.4 Documentazione fotografica**

41.1 Introduzione

L'Azienda Tranvie Municipali di Torino ha introdotto in servizio, a partire dal 1991, 30 autobus articolati INBUS AU 280 FT da 18 metri per 181 posti totali, realizzati dalla DE SIMON di Osoppo ed adibiti al collegamento Torino - Rivoli.

Questi veicoli sono basati su di un telaio SICCAR 383.28 ASU e sono dotati di motore MAN D2566 MTUH sovralimentato con potenza massima 206 kW a 2200 giri/minuto.

Il livello di fumosità allo scarico di questi veicoli si presentava insolitamente alto già dai primi giorni di servizio, richiamando l'attenzione delle pattuglie della Vigilanza Urbana di Torino e di Rivoli addette al controllo dell'opacità degli scarichi.

Tale situazione, che si ripercuoteva sulla efficienza del servizio e sull'immagine dell'Azienda Tranvie di Torino, portava la Direzione Tecnica della stessa, con la quale era in corso la collaborazione relativa all'impiego dei dispositivi ENEA/Atec su 20 autobus urbani Iveco 480, a richiedere alla nostra Società la possibilità di sviluppare una versione del dispositivo catalitico ENEA/Atec adatta al montaggio sui DE SIMON AU 280 FT.

Nel gennaio del 1992 concordavamo con l'ATM la fornitura di quattro dispositivi prototipali ENEA/Atec nella versione per DE SIMON AU 280 FT. A fine febbraio '92 veniva effettuata l'installazione del primo dispositivo mod. 10/91 sull'autobus AU 280 FT numero 924, seguita entro il mese di marzo dagli altri tre montaggi sui veicoli numero 904, 908 e 902.

I risultati raccolti evidenziavano buone riduzioni della fumosità Bosch e dell'opacità, con valori di contropressione massima del dispositivo di circa 540 mm H₂O.

Sulla base di tali positivi risultati si concordava con l'ATM di estendere l'installazione del dispositivo ENEA/Atec mod. 10/91 anche sugli altri 26 articolati in servizio.

La sperimentazione sui DE SIMON AU 280 FT dell'ATM, resa possibile dal supporto finanziario garantito dal Contratto di Promozione con l'ENEA, si è dimostrata una fondamentale opportunità per lo sviluppo della tecnologia.

Si sono infatti dovute affrontare e risolvere le problematiche connesse alla potenza massima del motore (206 kW - 280 CV), mai raggiunta nelle precedenti versioni, ed all'ingresso tangenziale del gas di scarico, dovuto alla particolare configurazione del silenziatore di serie che dovevamo sostituire.

La soluzione progettuale prescelta si discosta da tutti gli altri modelli realizzati per la particolare configurazione della testata, che prevede l'ingresso tangenziale in una camera di espansione prima dell'immissione nella camera della cartuccia catalitica. Questa soluzione, certamente più complessa dal punto di vista progettuale e costruttivo, consente però la migliore diffusione del gas di scarico sull'intera superficie della cartuccia; tale risultato viene ottenuto con contenute perdite di carico del dispositivo e quindi senza alcun pregiudizio per i parametri motoristici.

Tra l'altro il particolare tipo di servizio suburbano al quale sono destinati gli AU 280 FT dell'ATM, con buoni tratti di spunto anche sulla tangenziale di Torino, e le caratteristiche del motore, possono accostare, con una certa approssimazione, il servizio di questi veicoli a quello di veicoli commerciali medio/pesanti per la distribuzione a medio raggio.

41.2 Criteri di progettazione e costruzione

La realizzazione di un dispositivo catalitico ENEA/Atec adatto per il montaggio sugli INBUS DE SIMON AU 280 FT ha dovuto tenere conto di alcuni criteri principali:

- a) la necessaria totale intercambiabilità con il silenziatore di serie per ridurre al minimo i tempi di sostituzione in officina e garantire una buona accettazione del dispositivo da parte del personale tecnico delle Aziende di Trasporto Pubblico;
- b) il rispetto di livelli di contropressione allo scarico tali da non pregiudicare le prestazioni ed i consumi del motore;
- c) il raggiungimento del migliore coefficiente di assorbimento acustico possibile, compatibilmente con le esigenze di ingombro del catalizzatore;
- d) l'ottenimento della migliore diffusione possibile del gas di scarico all'interno della cartuccia catalitica.

Nel caso degli AU 280 FT un problema era legato alla configurazione dei supporti del silenziatore di serie, previsti per un ϕ esterno 300 contro il ϕ 350 del nostro dispositivo e non modificabili. Per tale ragione si è dovuto riprogettare e realizzare il trave a T di sostegno alla carrozzeria con la predisposizione per gli ancoraggi del dispositivo. Per limitare i problemi legati alla differenza di dilatazione termica tra il corpo del dispositivo in AISI 321 ed i supporti in ferro si è interposto tra il corpo stesso e le fasce una banda in fibra di vetro con il compito di compensatore di dilatazione.

Una ulteriore difficoltà era legata alla necessità di fare coincidere esattamente l'ingresso e l'uscita dei gas del dispositivo con i tubi di ϕ 120 e ϕ 110 del veicolo. Per ottenere tale risultato ed evitare quindi la realizzazione di costosissimi tubi curvi di raccordo, si è realizzata da una parte una prolunga dell'ingresso gas posta tra il flessibile ed il gomito di ingresso e dall'altra una versione particolare del fondello del dispositivo che si incastra perfettamente nella tubazione di scarico.

Il kit di montaggio è quindi risultato essere composto da:

- dispositivo catalitico completo di fasce di supporto
- prolunga per la tubazione ingresso gas
- telaio di ancoraggio alla carrozzeria montato su silent block

Per affrontare i problemi legati alla potenza del motore e quindi alla portata d'aria dello stesso, pari a circa 1500 kg massa / ora con temperatura di circa 560 °C alla massima potenza, si è dovuto realizzare una cartuccia catalitica alta 800 mm. Il dimensionamento della cartuccia unito ai volumi interni di espansione ottenuti ha contribuito a contenere la contropressione del dispositivo sotto i 550 mm H₂O. I dimensionamenti del modello di dispositivo realizzato ne permettono l'utilizzo con motori sovralimentati con potenze massime di circa 320 CV.

Avendo concordato con l'ATM la realizzazione in due lotti dei dispositivi, uno prototipale di quattro ed il successivo di ventisei, si è deciso di inserire nei primi quattro dispositivi alcune varianti costruttive con l'obiettivo di verificare nella sperimentazione in campo le differenze comportamentali e quindi determinare il disegno definitivo.

Sono stati infatti realizzate diverse combinazioni di fori di by-pass, con e senza mascheratura, e di fori di orientamento del flusso nella precamera di espansione.

I primi quattro dispositivi sono stati realizzati in tre pezzi principali: testata di ingresso, flangia intermedia di supporto alla cartuccia catalitica, corpo esterno; ciò per consentire una agevole attività di smontaggio e verifica. Gli altri 26 dispositivi sono invece stati realizzati con la flangia intermedia direttamente saldata alla testata di ingresso.

Le prime esperienze in campo, meglio descritte nella relazione all'obiettivo intermedio 42, hanno già dimostrato una buona efficacia nella riduzione dell'opacità dei gas stabilizzatasi intorno al 40 + 50 % del valore standard dopo i circa 80.000 km di percorrenza effettuati dai primi quattro prototipi.

Si è verificato che la soluzione costruttiva in tre pezzi flangiati ed imbullonati tra loro è più robusta e più pratica della soluzione adottata per i restanti ventisei.

Sono inoltre emersi problemi di infragilimento cristallino dei materiali, ai quali si sta provvedendo bonificando tutte ventisei i dispositivi del secondo lotto con rinforzi nei punti più sollecitati. Nelle prossime serie costruttive è previsto, oltre alla messa a disegno dei rinforzi già adottati, l'utilizzo esclusivo di austenitici della serie AISI 321 saldati con AISI 347 che dovrebbero garantire l'assenza di infragilimenti della lega.

Dispositivi catalitici per INBUS DE SIMON AU 280 FT**Peso cartucce catalitiche di 28 dispositivi realizzati**

Dispositivo n°	Peso gr.	Dispositivo n°	Peso gr.
1	3449	15	3238
2	3236	16	3187
3	3153	17	3272
4	3239	18	3233
5	3244	19	3223
6	3224	20	3303
7	3223	21	3233
8	3391	22	3235
9	3178	23	3250
10	3200	24	3297
11	3275	25	3229
12	3191	26	3185
13	3245	27	3233
14	3232	28	3164

Σ peso cartucce = 3240 gr.

Nelle cartucce da 800 mm si ha la seguente ripartizione media dei pesi:

cestelli rigidi: 690 gr.

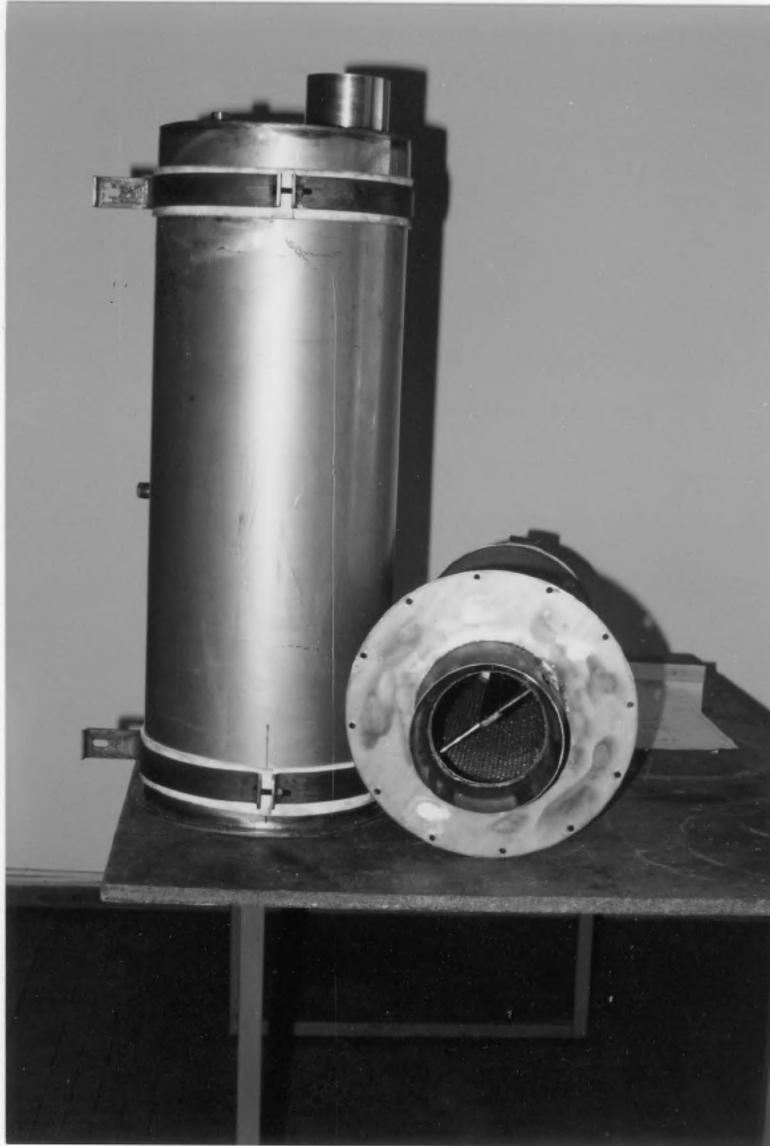
calzamaglia: 1885 gr.

fibra di silice: 665 gr.

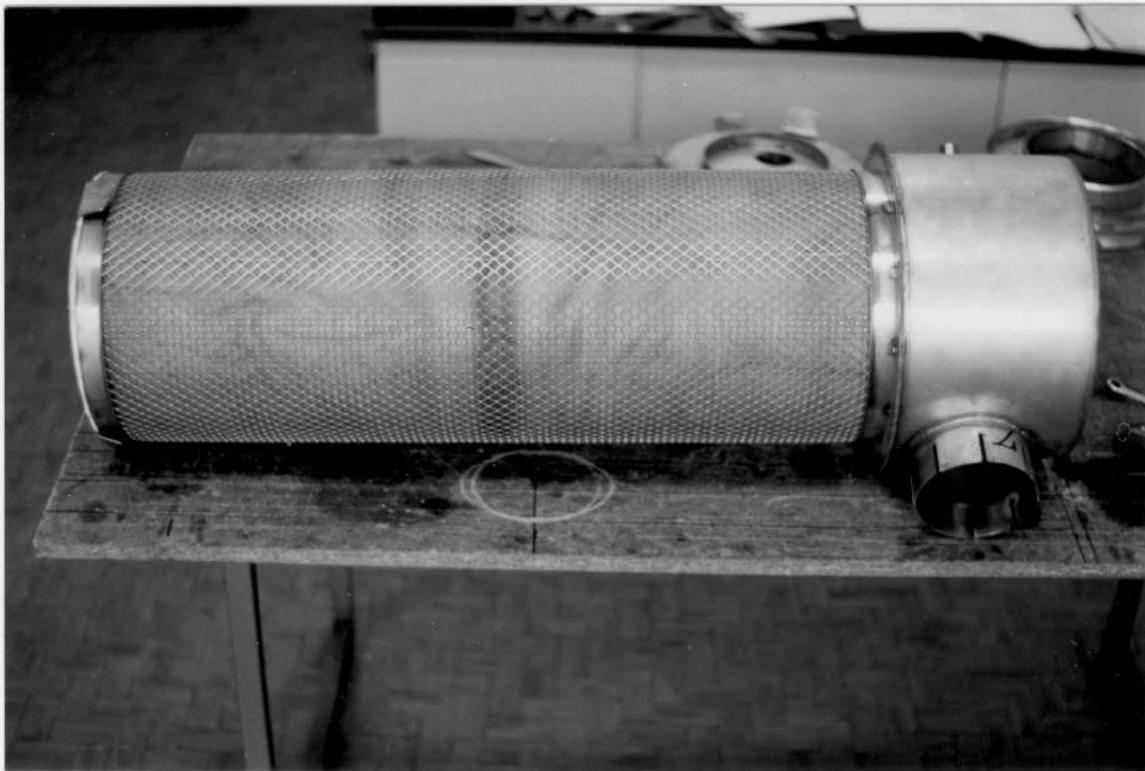
41.3 Documentazione fotografica



Vista dei particolari prima del montaggio; il dispositivo fotografato fa parte del primo lotto realizzato, con testata di ingresso separata.



Si nota il condotto di ingresso gas nella camera di espansione della cartuccia catalitica.



Dispositivo del secondo lotto con testata di ingresso saldata direttamente sulla flangia di sostegno della cartuccia catalitica; si nota l'ingresso tangenziale.



Testata con cartuccia catalitica di un dispositivo del secondo lotto prima dell'assemblaggio con il corpo esterno del dispositivo.



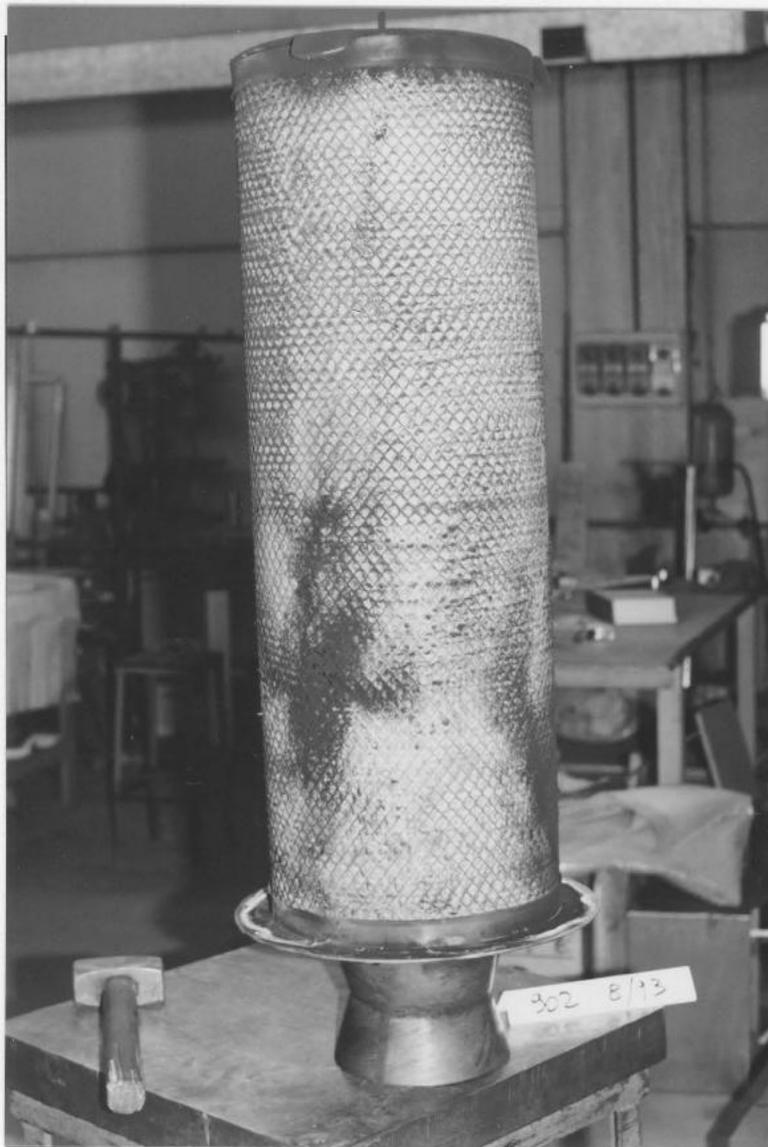
Dispositivo ENEA/Atec su DE SIMON AU 280 FT; si notano le tubazioni
necessarie per i rilievi della contropressione allo scarico



Dispositivo ENEA/Atec su DE SIMON AU 280 FT predisposto per le prove; si notano le aperture sul mantello protettivo esterno necessarie al serraggio delle fasce di sostegno.



Autobus DE SIMON AU 280 FT dell'ATM di Torino con dispositivo
ENEA/Atec 10/91 installato.



Autobus 902. Cartuccia catalitica dopo 18 mesi di esercizio su veicolo (ca. 80.000 km). Si nota una buona tenuta della fibra con una corretta distribuzione del flusso gassoso. Presenti alcuni danneggiamenti nella parte bassa della cartuccia.

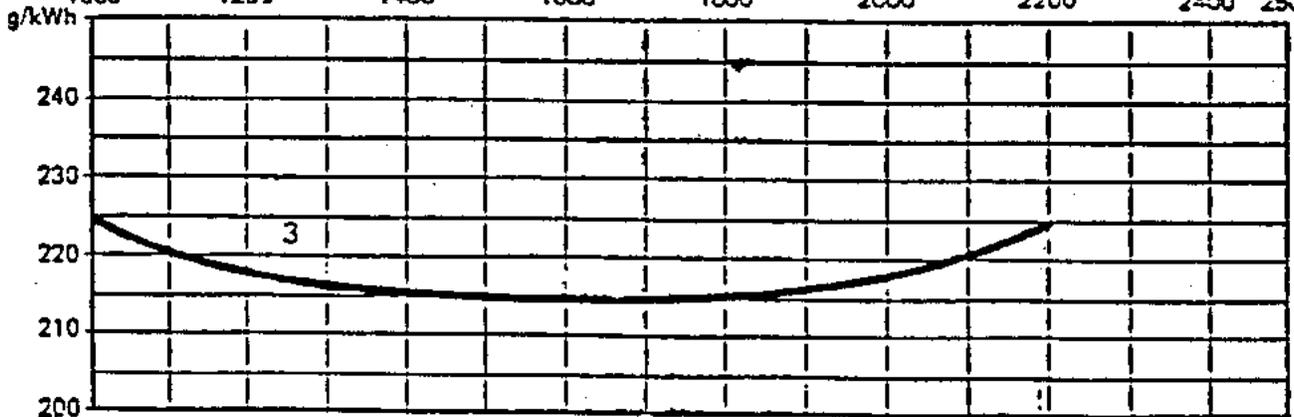
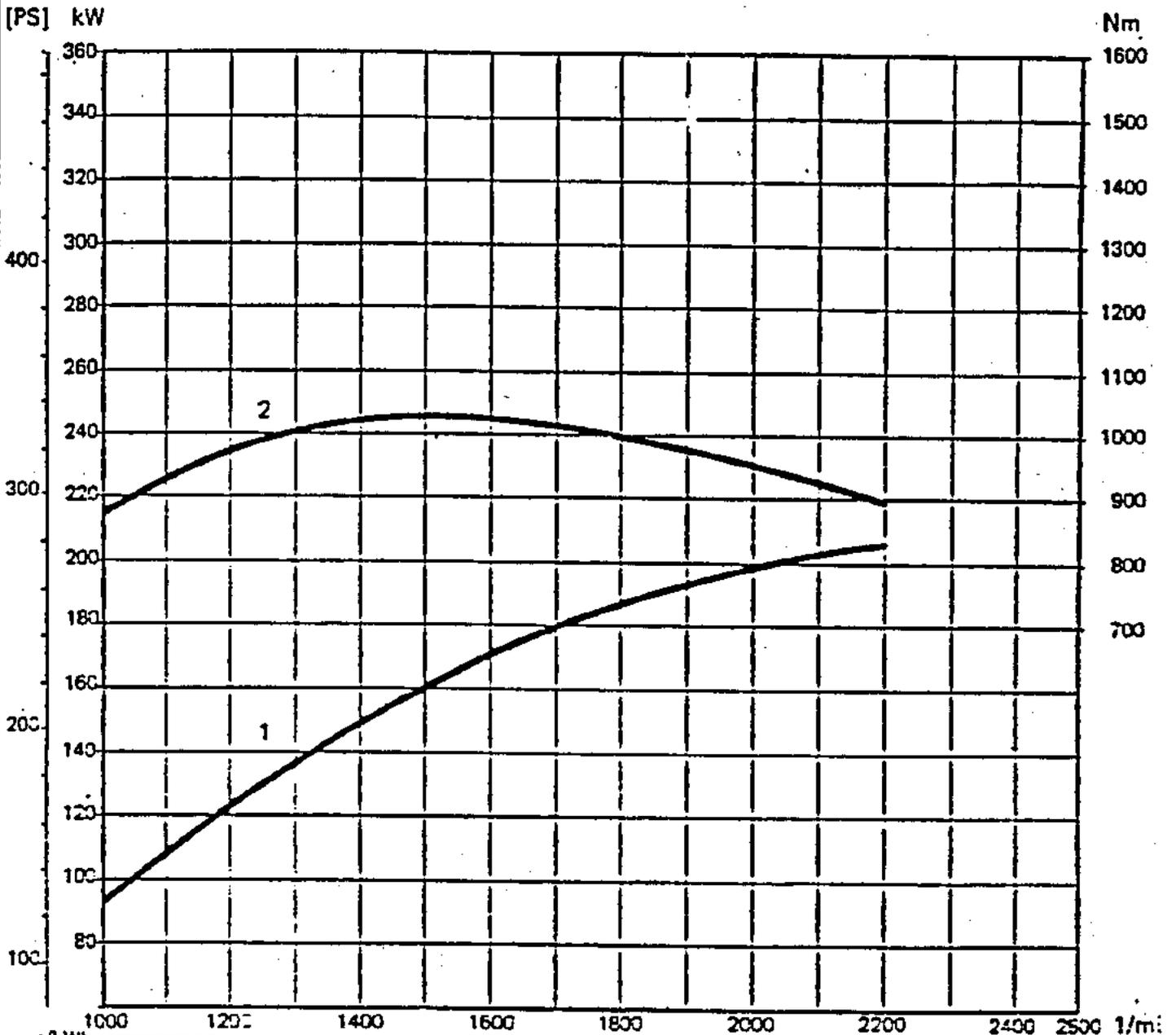


Autobus 924. Si evidenzia l'ottima tenuta della fibra ed una altrettanto buona distribuzione del flusso del gas. Questo dispositivo presenta un solo foro di scarico della pressione di testata.



Autobus 924. Si nota l'ottima tenuta della zona di testata della cartuccia catalitica.

Nutzleistung n. DIN 70020, Bl. 6, bei 293 K, 1013 mbar u.
 60 % rel. Luftfeuchte mit Kühlanlage für mitteleurop. Einsatz.
 Für Tropeneinsatz u. Dauerbetrieb ü. 1500 m ü. N.N. Leistungsminderung.



1 Leistung max. 206 kW bei 2200 1/min
 2 Drehmoment max. 1030 Nm bei 1500 1/min
 3 Kraftstoffverbrauch min. 215 g/kWh

1978	Datum	Name	Neues Original!	Zeichnungsnummer:
Bearb.	2.3.	<i>Suber</i>	Entst. aus: 51.99423-8515	51.99423-8552
Geprüft		<i>W. P. ...</i>	Ersatz für: Original v. 15.12.75	

DESCRIZIONE DEL MOTORE MAN SOVRALIMENTATO D 2566 MTUH

Motore Diesel tipo D 2566 MTUH a 6 cilindri orizzontali, 4 tempi ad iniezione diretta, con le seguenti caratteristiche principali:

- alesaggio cilindri	mm	125
- corsa stantuffo	mm	155
- cilindrata totale	cm ³	11.410
- rapporto di compressione		17 : 1
- potenza massima DIN	kW	206 (CV 280)
- numero di giri corrispondente	giri/min	2200
- coppia massima DIN	Nm	1030 (kgm 105)
- numero di giri corrispondente	giri/min	1500
- numero di giri minimo	giri.min	500
- turbocompressore		KKK 4 LGZ - 352 C/30.22

Stantuffi in lega leggera con camera di combustione sferica.

Bielle stampate, in acciaio ad alta resistenza.

Albero a gomiti in acciaio stampato, contropesato, poggiante su 7 supporti di banco, con perni temperati, smorzatore anteriore delle vibrazioni torsionali.

Basamento in ghisa con canne in umido sfilabili.

Teste cilindri in ghisa.

Valvole in testa, due per cilindro, comandate da bilancieri ad aste azionate da albero ad eccentrici.

Angoli d'apertura e di chiusura valvole riferiti ai punti morti:

Aspirazione:	inizio	23° p. PMS
	fine	37° d. PMI
Scarico:	inizio	60° p. PMI
	fine	30° d. PMS

Alzata max valvole: mm 14,1

Giochi di regolazione:

aspirazione	mm	0,25
scarico	mm	0,35

Alimentazione combustibile con pompa a stantuffo.
Pressione 2 bar circa.

Pompa iniezione in linea con regolatore di min e max,
BOSCH PES 6 P 110 A 720 LS

Iniettori: BOSCH D LL A 30 S 678

Dispositivo di avviamento automatico.

Variatore di anticipo automatico.

Lubrificazione forzata con pompa ad ingranaggi comandata dall'albero motore,
filtraggio totale con 1 cartuccia.

Pressioni ammissibili olio:

a regime minimo 0,6 kg/cm²
a regime massimo 4,0 + 5,0 kg/cm²

Raffreddamento ad acqua con pompa centrifuga comandata da cinghia trapezoidale.

Un termostato regola la temperatura di funzionamento del motore.

Aspirazione aria motore attraverso filtro a secco con indicatore visivo di intasamento cartuccia filtrante.

Generatore elettrico BOSCH da 2.500 W 24 V, munito di tubo con presa aria.

Motorino avviamento tipo BOSCH da 5,5 kW.

Compressore aria bicilindrico da 550 cm³ comandato ad ingranaggi.

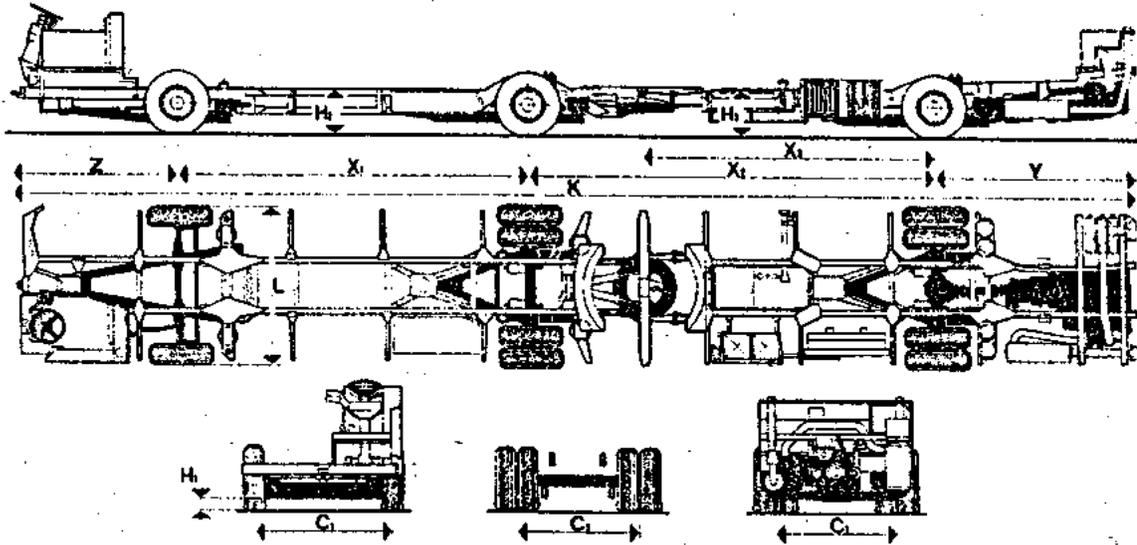
Pompa servosterzo comandata ad ingranaggi.

Caratteristiche di inquinazione: omologazione secondo normative C.E.E.

SICCAR 383.28ASU-INBUS AU280 FT TURBO

Capacità passeggeri: 180
Lunghezza 17,4 m
Potenza 206 kW (280 CV)

Passenger's capacity: 180
Length 17,4 m
Power 206 kW (280 HP)

**AUTOTELAIO - CHASSIS**

Autobus snodato urbano

City articulated bus

DIMENSIONI (mm)**DIMENSIONS (mm)**

K	Lunghezza	K	Length	17375
X ₁	Passo anteriore	X ₁	Front wheelbase	5450
X ₂	Passo posteriore	X ₂	Rear wheelbase	6290
X ₃	Distanza tra asse posteriore e centro articolazione	X ₃	Distance between rear axle and central articulation	4540
Z	Sbalzo anteriore	Z	Front overhang	2540
Y	Sbalzo posteriore	Y	Rear overhang	3095
L	Larghezza	L	Width	2495
C ₁	Carreggiata anteriore	C ₁	Front track	2095
C ₂	Carreggiata centrale	C ₂	Middle track	1820
C ₃	Carreggiata posteriore	C ₃	Rear track	1854
H ₁	Altezza min. dal suolo (a carico)	H ₁	Min. ground clearance (laden)	> 150
H ₂	Altezza telaio elemento ant. (scarico)	H ₂	Height of chassis frame front-section (unladen)	~ 680
H ₃	Altezza tra gli assi telaio elem. posteriore (scarico)	H ₃	Height between axes of ch. frame rear-section (unladen)	~ 730
	Diametro min. di volta		Turning circle kerb to kerb	20125
	Angolo max di sterzata		Max wheel lock	39°50'
	Angolo di sbalzo anteriore (a carico)		Approach angle (laden)	> 7°
	Angolo di sbalzo posteriore (a carico)		Departure angle (laden)	> 7°

MASSE (kg) (indicative)**WEIGHTS (kg) (approximate values)**

Tara ¹⁾	Kerb weight ¹⁾	
Ripartizione 1° asse	Front axle	2210
Ripartizione 2° asse	Middle axle	2380
Ripartizione 3° asse	Rear axle	5520
Totale	Total	10110
Tecnica massima ammessa	Max design load	
Ripartizione 1° asse	Front axle	6630
Ripartizione 2° asse	Middle axle	10500
Ripartizione 3° asse	Rear axle	12000
Totale	Total	28500

¹⁾ In ordine di marcia¹⁾ Running weight**MOTORE**

MAN tipo D 2566 MTUH Turbo
Ciclo Diesel a iniezione diretta
Posizione: posteriore, longitudinale
N° cilindri: 6 in linea
Diametro x corsa (mm): 125 x 155
Cilindrata totale (cm³): 11413
Rapporto di compressione: 17
Potenza max: 206 kW (280 CV) a 2200 giri/min.
Coppia max: 1050 Nm (107 kgm) a 1500 giri/min.

ENGINE

MAN type D 2566 MTUH Turbo
Diesel cycle, direct injection
Position: rear, longitudinal
Number of cylinders: 6 in line
Bore x stroke (mm): 125 x 155
Total displacement (cm³): 11413
Compression ratio: 17
Max power: 206 kW (280 HP) at 2200 r.p.m.
Max torque: 1050 Nm (107 kgm) at 1500 r.p.m.



**CAMBIO AUTOMATICO**

Typo	VOITH DWA D863
Rapporti	
1 ^a idraulica	1 : 6,10 (allo stall)
2 ^a meccanica	1 : 1,43
3 ^a meccanica	1 : 1
RM idraulica	1 : 5,57

Rallentatore idraulico incorporato

PONTE

Portante a doppia riduzione.
Rapporto (1,782 x 3,45) = 1 : 6,15 (Coppla conica 23/41).

ASSE CENTRALE

Tubolare, in ghisa sferoidale.

ASSE ANTERIORE

In acciaio stampato, sezione a doppio T.

SOSPENSIONI

Di tipo pneumatico integrale con correttore di assetto a 5 valvole livellatrici (2 ant., 1 centr. e 2 post.).

Anteriore: a carrello triangolare con barra di reazione, barra stabilizzatrice, n. 2 molle ad aria e n. 2 ammortizzatori.

Centrale: a carrello triangolare con barra di reazione, barra stabilizzatrice, n. 2 molle ad aria e n. 4 ammortizzatori.

Posteriore: a carrello triangolare con barra di reazione, barra stabilizzatrice, n. 4 molle ad aria e n. 4 ammortizzatori.

TELAIO

Telajo a "traliccio" SICCAR a struttura portante, longheroni composti in lamiera d'acciaio stampata a sezioni chiuse, collegati da traverse e montanti mediante saldatura elettrica.

FRENI

Impianto pneumatico a 3 circuiti.

Freni anteriori: a disco a comando pneumoidraulico.

Dimensioni: diametro disco 425 mm.

Superficie frenante: 1000 cm².

Freni centrali e posteriori: a tamburo a comando pneumatico.

Dimensioni: 410 x 180 mm.

Superficie frenante: 3012 cm².

Freno di stazionamento, sulle ruote centrali e posteriori, con attuatore a molle e sfrenatura pneumatica.

STERZO

Guida a sinistra.

A circolazione di sfere ZF tipo 8065 (22,7 : 1)

Volante: inclinazione 24°.

RUOTE

A disco 8,25" x 22,5".

Attacco "M".

PNEUMATICI

315/70 R 22,5 149/145 K opp. D22,5 PR 16-315/70 R 22,5.

IMPIANTO ELETTRICO

Tensione nominale	24 V
Batterie	2 x 12 V - 190 + 240 Ah
Motorino d'avviamento	5,5 kW (7,5 CV)
Generatore	28 V - 95 A

RIFORMIMENTI

Serbatoio combustibile (l)	350
Olio coppa motore (kg)	33,3
Olio scatola cambio (kg)	18,4
Acqua raffreddamento (l)	68

PRESTAZIONI

Velocità max (km/h)	~ 69
Pendenza max sup. (%) (a 5 km/h)	~ 18

AUTOMATIC GEARBOX

Typo	VOITH DWA D863
Gear ratios	
1st hydraulic	1 : 6,10 (at stall)
2nd mechanical	1 : 1,43
3rd mechanical	1 : 1
Reverse hydraulic	1 : 5,57

REAR AXLE

Fully floating double reduction.
Ratio (1,782 x 3,45) = 1 : 6,15 (Bevel gears 23/41).

MIDDLE AXLE

Tubular in spheroidal graphite cast iron.

FRONT AXLE

Pressed steel, double T section.

SUSPENSIONS

Integral pneumatic type, with trim tab by 5 level valves acting on the air spring (2 front, 1 middle and 2 rear).

Front: a triangular trolley with reaction rod, stabilizer bar, 2 air springs + 2 shock absorbers.

Middle: a triangular trolley with reaction rod, stabilizer bar, 2 air springs + 4 shock absorbers.

Rear: a triangular trolley with reaction rod, stabilizer bar, 4 air springs + 4 shock absorbers.

FRAME

Frame "trellisworked" SICCAR with load bearing structure, having longitudinal member pressed in steel sheet with closed section, connected with cross member and center pillar by electrical welding.

BRAKES

Air braking system consists of 3 independent circuits.

Front, disk brake with pneumohydraulic control.

Dimensions: disk diameter 425 mm.

Total braking surface: 1000 cm².

Rear and middle, drum brake with pneumatic control.

Dimensions: 410 x 180 mm.

Total braking surface: 3012 cm².

Parking brake, spring mounted with pneumatic release, acting on middle and rear wheels.

STEERING

LHD.

ZF type 8065 (22,7 : 1) recirculating balls hydraulic steering.

Steering wheel: Inclinazione 24°.

WHEELS

Disc wheels 8,25" x 22,5".

"M" type connection.

TYRES

315/70 R 22,5 149/145 K or D22,5 PR 16-315/70 R 22,5.

ELECTRICAL SYSTEM

Rated voltage	24 V
Batteries	2 x 12 V - 190 + 240 Ah
Starting motor	5,5 kW (7,5 HP)
Generator	28 V - 95 A

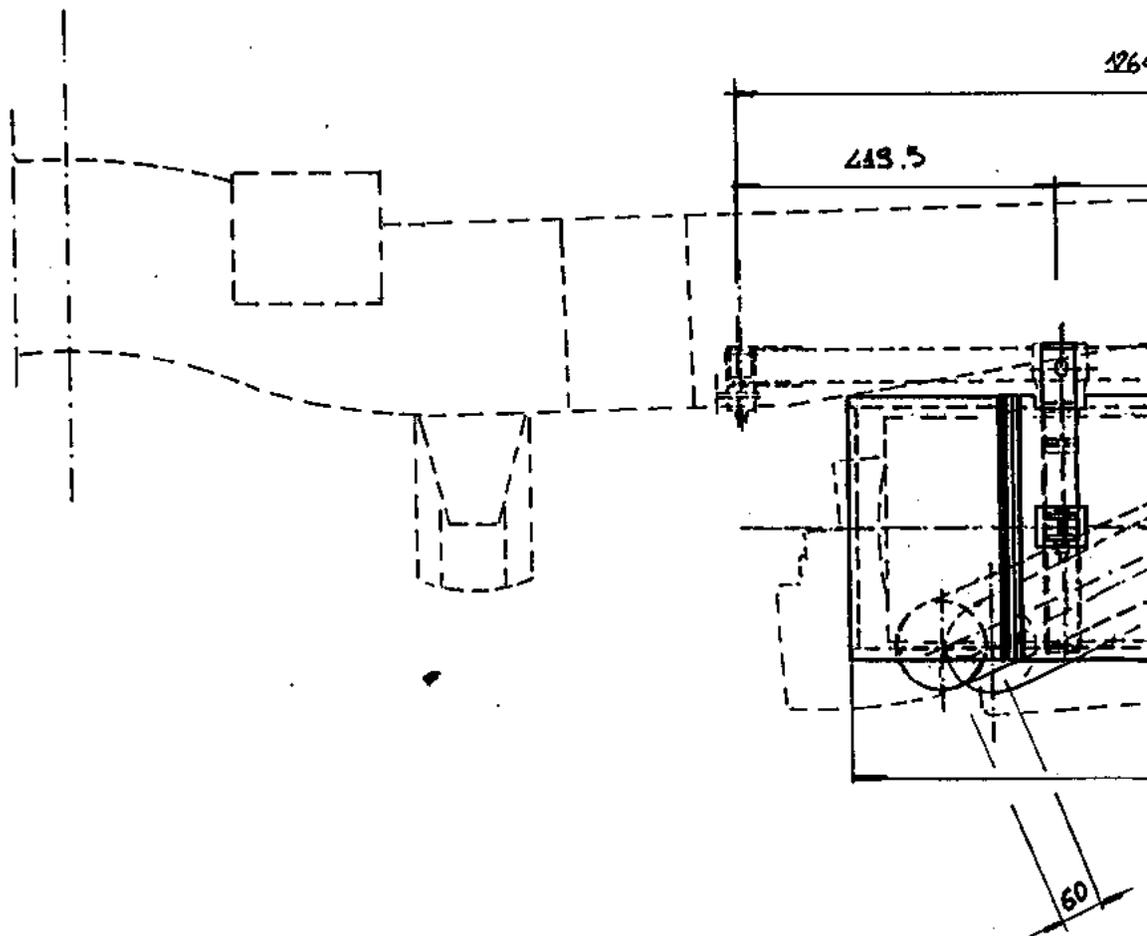
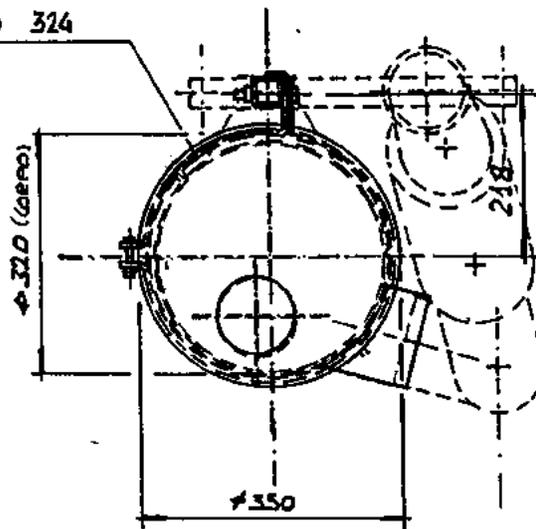
CAPACITIES

Fuel tank (l)	350
Engine oil (kg)	33,3
Gearbox oil (kg)	18,4
Coolant (l)	68

PERFORMANCE

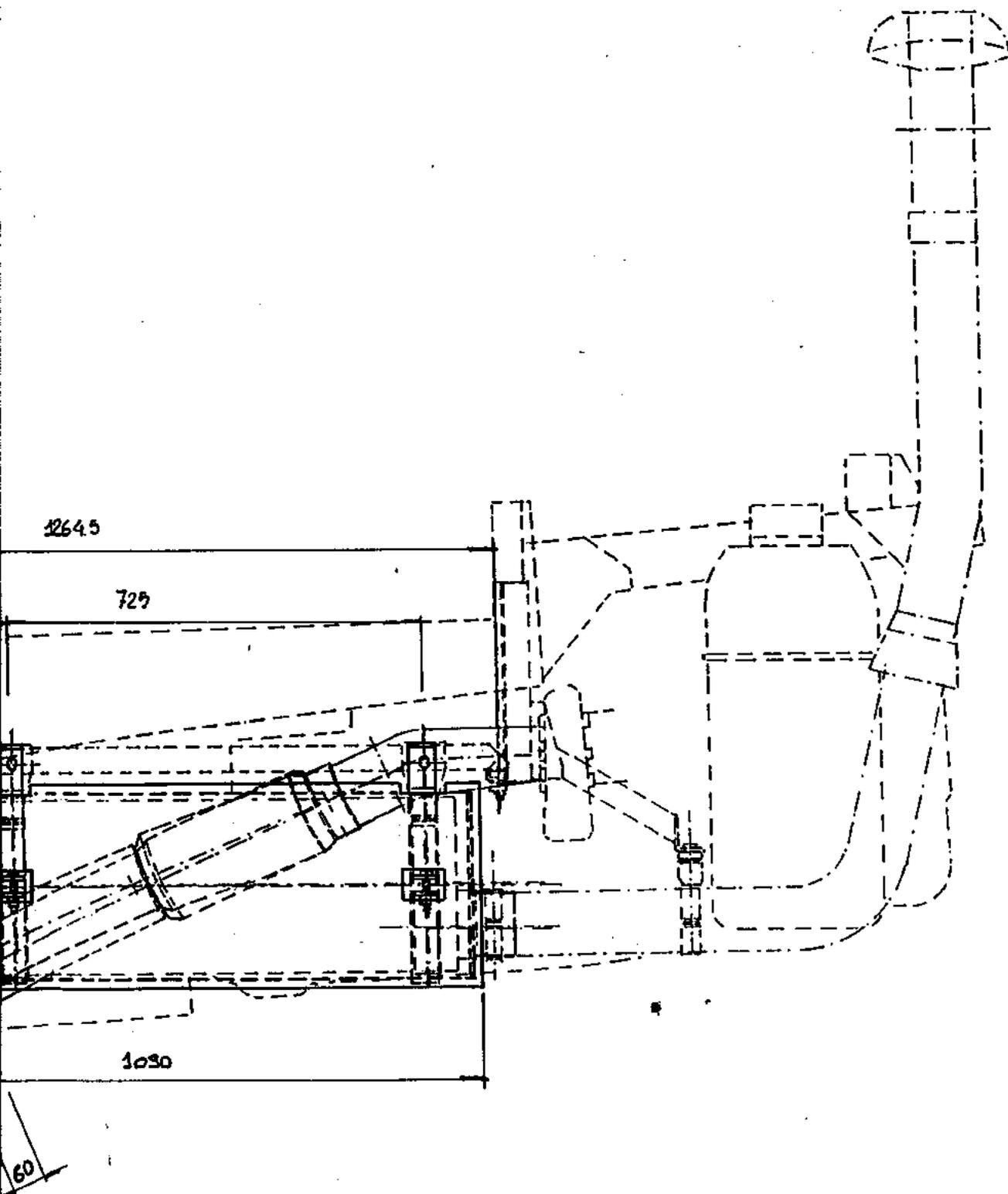
Max speed (km/h)	~ 69
Max climbable gradient (%) (at 5 km/h)	~ 18

♦ INT. PASCIA DI SERRAGGIO 324

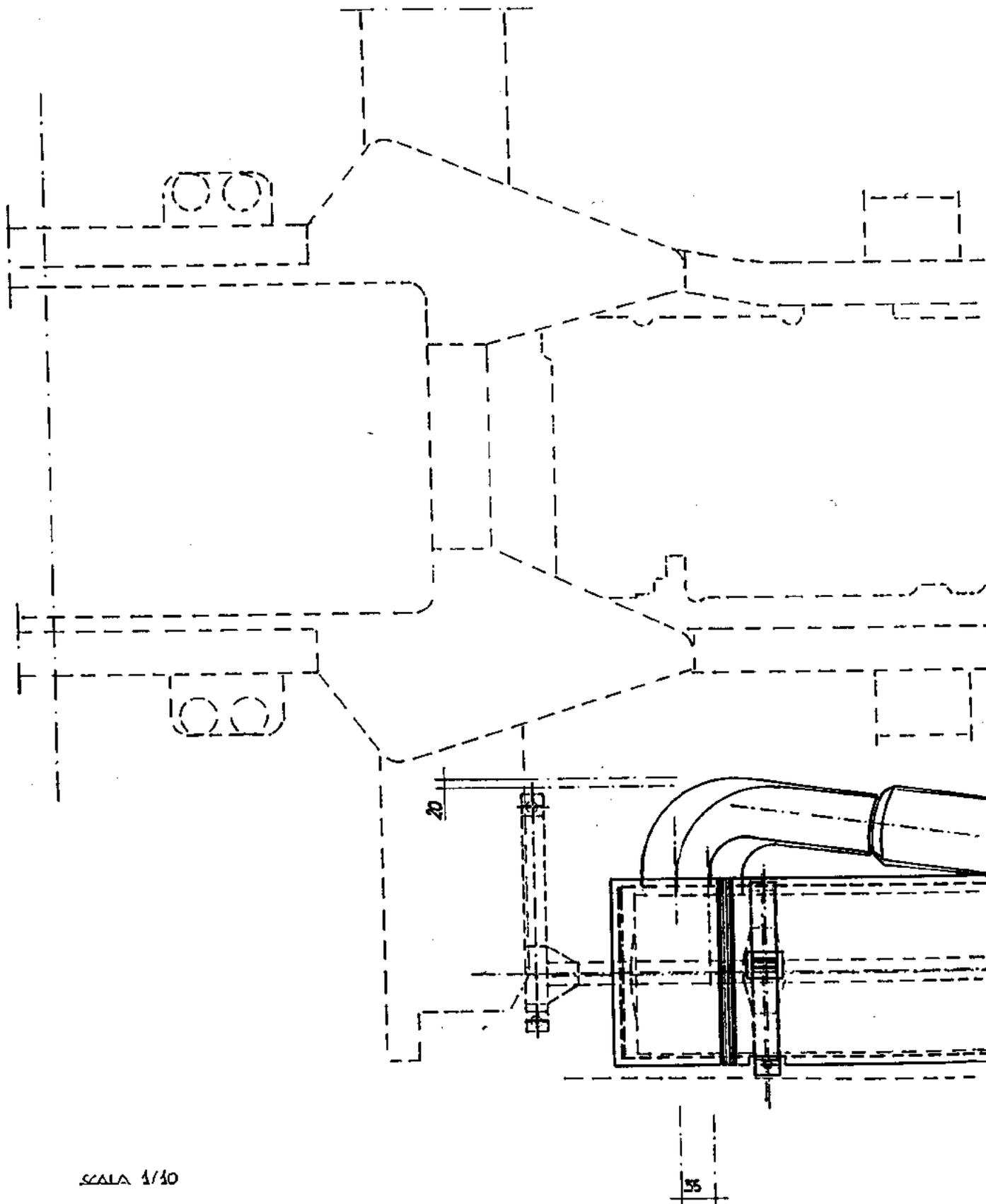


SCALA 1/10

<p>ATEC SRL C.so MONCALIERI 51 10133 TORINO 011 6602290 fax 6601054</p>	<p>SCHEMA</p>
---	---------------

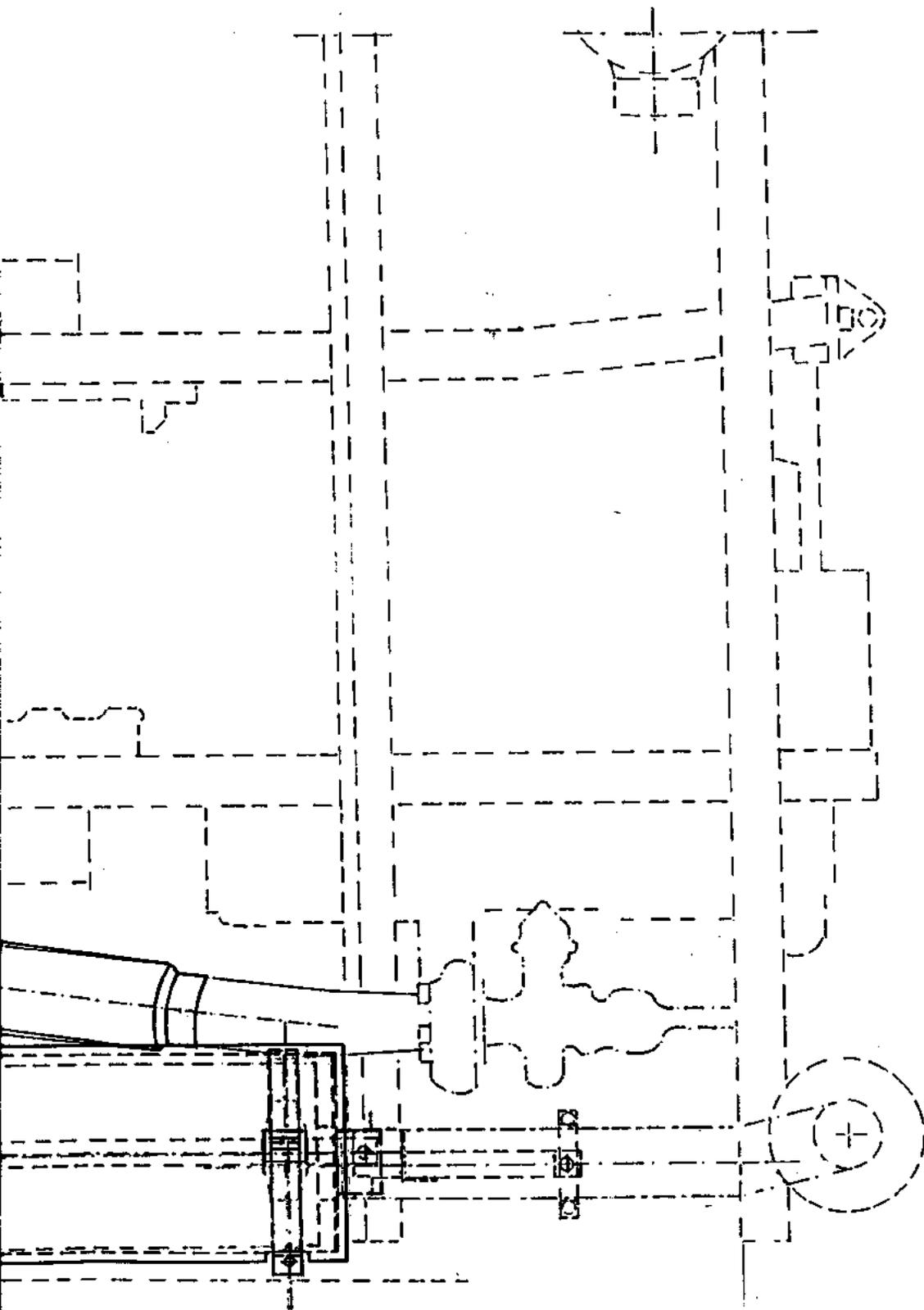


SCHEMA DI MONTAGGIO POSTCOMBUSTORE SU"DE SIMON"	dis.n°	rev.
	11/91	
	data	dis.re
	NOV. 91	70



SCALA 1/10

<p>IATEC SRL C.so MONCALIERI 51 10133 TORINO 011 6602290 fax 6601054</p>	<p>SCHE</p>
--	-------------



SCHEMA DI MONTAGGIO POSTCOMBUSTORE SU "DE SIMON"

dis.n°

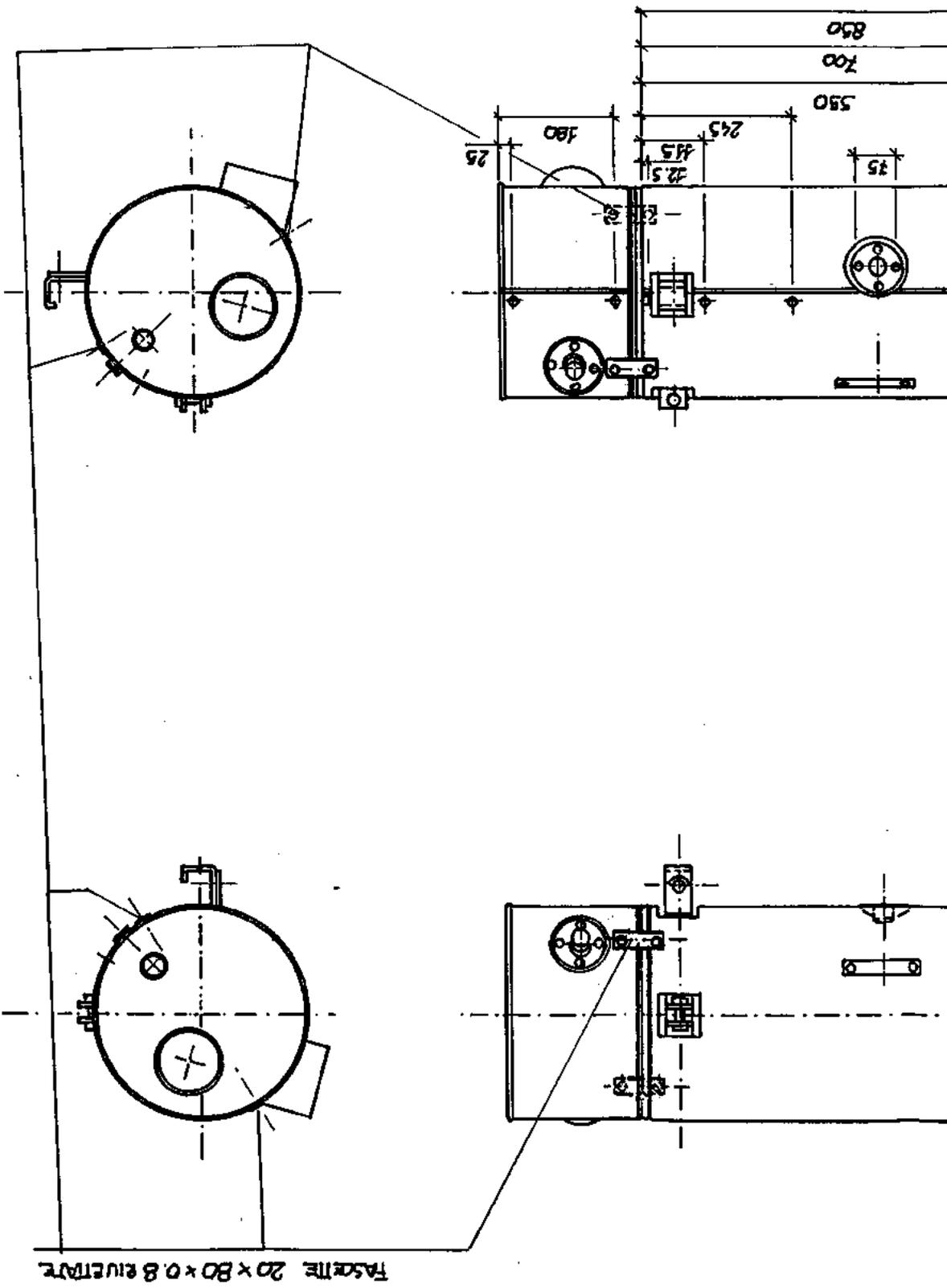
rev.

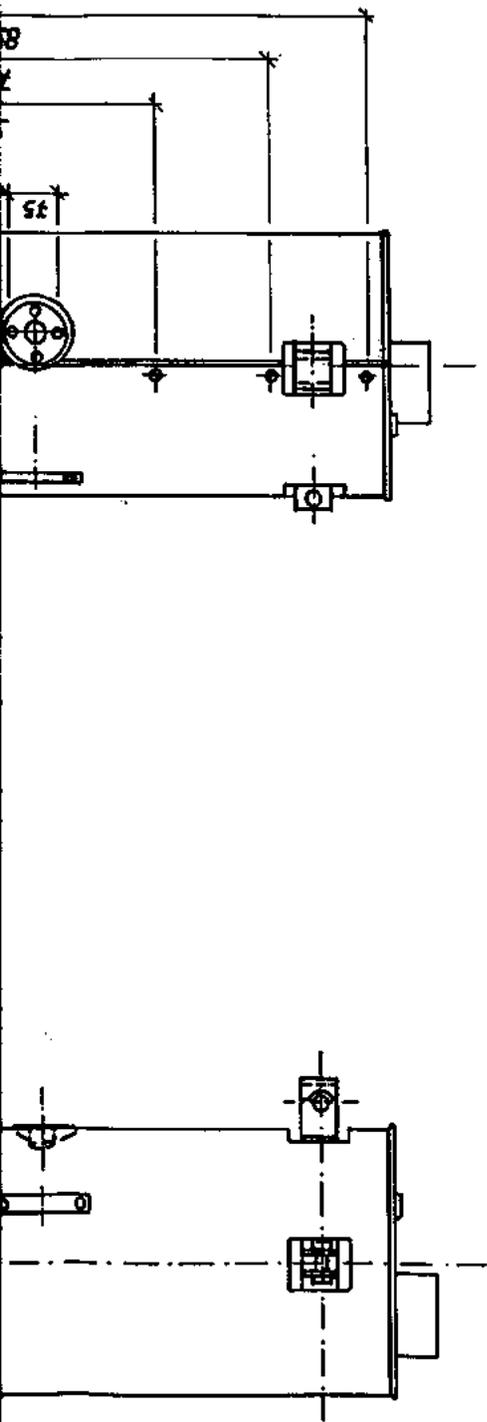
11.1/91

data

dis.re

72





◆ N° 22 RIVETTI A STRAPPO 52 x 8

FORNACE Ø 3.2

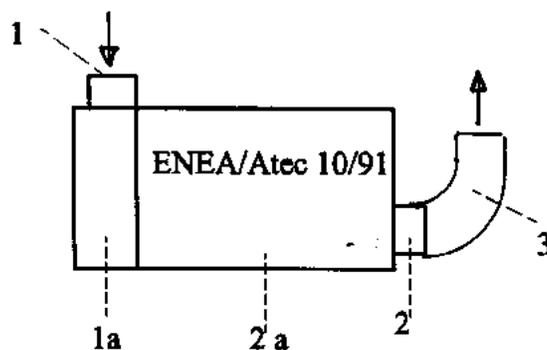
ATEC SRL C.so MONCALIERI 51 10133 TORINO 011 6602290 fax 011 6601054		MANTELLINO IN ALLUMINIO DE SIMON METODO DI MONTAGGIO		dis.n° 07.192	data 03/92
				rev. 1	dis.re R

42.1 Verifiche di efficienza con i primi quattro prototipi

Per ottenere una serie di informazioni significative, necessarie sia per la progettazione che per i primi riscontri in esercizio del dispositivo ENEA/Atec nella versione per l'INBUS DE SIMON AU 280 FT, si è provveduto ad equipaggiare un veicolo dell'ATM di Torino con alcune termocoppie e diverse prese per il controllo delle contropressioni allo scarico.

I rilievi si sono svolti con partenza dal deposito "Gerbido" dell'ATM, con transito sulla tangenziale per raggiungere Rivoli, simulando la linea Rivoli - Torino e ritorno effettivamente svolta dai veicoli e successivo ritorno al deposito "Gerbido" con un tratto di tangenziale.

Il disegno seguente illustra la collocazione dei punti di prelievo della contropressione



Nelle prove con silenziatore standard i valori di contropressione massima si sono attestati intorno ai 408 mm H₂O, mentre i rilievi relativi alla

contropressione con il dispositivo ENEA/Atec 10/91 raccolti nel percorso di prova hanno dato i seguenti valori massimi di distribuzione in mm H₂O:

1 - 3	Contropressione totale della linea di scarico, picco	734
1 - 3	Contropressione totale della linea di scarico alla velocità max	476
1 - 2	Perdita di carico del dispositivo, picco	530
1 - 2	Perdita di carico del dispositivo alla velocità max	346
2 - 3	Contropressione del condotto di scarico, picco	204
2 - 3	Contropressione del condotto di scarico alla velocità max	130
1 a	Contropressione nella testata di espansione *	816 + 1088
2 a	Contropressione nel corpo del dispositivo	544

* L'oscillazione dei valori di contropressione in testata è legata alle differenti soluzioni di fori di convogliamento gas adottate nei primi quattro prototipi.

Come si nota, i valori di contropressione media effettiva nelle reali condizioni di esercizio si mantengono al di sotto dei 600 mm H₂O; i valori di picco registrati, comunque compatibili con i parametri motoristici, rappresentano i transitori di breve durata nei punti di massima coppia rilevabili nel percorso urbano.

Le temperature del gas di scarico a monte del dispositivo si mantengono normalmente superiori, su tutta la linea, ai 250 °C, con un valore medio di 460 °C. Tale soglia di temperatura è sicuramente ottimale per l'esercizio del dispositivo e per la sua durata nel tempo

42.2 Rilievi di opacità e fumosità

I quattro prototipi del primo lotto sono stati installati tra il 19 febbraio ed il 4 marzo del 1992. Sui veicoli destinati al montaggio dei dispositivi si sono effettuati i controlli di opacità e fumosità con il silenziatore di serie, controlli ripetuti dopo l'installazione dei silenziatori catalitici ENEA/Atec.

I primi risultati raccolti sono evidenziati nella tabella seguente:

Autobus	Data	Opacità % serie	Fumosità serie	Opacità % catalitica	Fumosità catalitica
924	19/2/92	25	1.5	11	0.3
904	25/2/92	10	1	4.3	0.3
908	3/3/92	29	1.7	12	0.3
902	4/3/92	15	1.3	10	0.3

Visto il buon andamento riscontrato in esercizio si è passati alla realizzazione del secondo lotto di 26 dispositivi.

L'installazione a bordo degli autobus è iniziata il 10 luglio presso il deposito "Gerbido" dell'ATM di Torino ed è proseguita fino al 10 agosto del 1992.

Anche per questi veicoli si è provveduto ad un controllo dell'opacità percentuale allo scarico, secondo le procedure previste dal DPR 323, sia prima dell'installazione di dispositivi catalitici che subito dopo.

I rilievi di opacità sono raccolti nella tabella seguente:

Autobus numero	Opacità % serie	Opacità % catalitica
900	32	8
901	27	9
903	40	23
905	65	28
906	59	19
907	38	30
909	55	16
910	66	7
911	30	14
912	32	13
913	34	10
914	39	19
915	52	28
916	54	26
917	33	21
918	69	27
919	50	13
920	60	11
921	57	26
922	58	37
923	49	16
925	44	25
926	37	11
927	44	40
928	50	27
929	38	18

Nel mese di ottobre '92 si è provveduto, con ispezioni effettuate al deposito "Gerbido" tra la fine del servizio notturno e l'inizio del turno del mattino, a revisionare i serraggi delle fasce serratubo di tutti i trenta autobus.

In occasione delle ispezioni si è provveduto ad aggiungere una fascia intermedia tra la turbina ed il condotto flessibile di ingresso al dispositivo

catalitico. Questa modifica si è rilevata necessaria dopo la perdita di due tubi curvi a causa dell'insufficiente ancoraggio al condotto flessibile.

Nel frattempo venivano parzialmente sostituiti, a cura della MAN, gli iniettori di serie con una nuova versione ad alta pressione, più adatta a ridurre la fumosità del motore a monte del catalizzatore.

Tale sostituzione degli iniettori è stata eseguita, a partire dal settembre 1992 su tutti i trenta DE SIMON AU 280 FT.

Dopo 19 mesi di esercizio per i primi quattro prototipi e 14 per i ventisei del secondo lotto, i rilievi di opacità percentuale presentano, con i dispositivi installati, valori oscillanti tra l'8 ed il 25%; con il silenziatore di serie montato durante le revisioni dei dispositivi l'opacità percentuale oscilla in valori compresi tra il 15 ed il 45%.

Su di un campione di 10 DE SIMON AU 280 FT che con il dispositivo catalitico ENEA/Atec hanno percorso tra i 50.000 e gli 80.000 km, abbiamo effettuato una serie di misurazioni dell'opacità percentuale nelle due configurazioni. Il valore medio di opacità con silenziatore standard si è attestato sul 30% mentre il valore medio con dispositivo catalitico ENEA/Atec 10/91 è risultato pari al 16%.

Pier Luigi Tenci

“Energia e Ambiente”

Sin dal 1979 lavoro nella ricerca e nella sperimentazione di sistemi e dispositivi per la riduzione dei consumi energetici e delle emissioni atmosferiche industriali e civili.

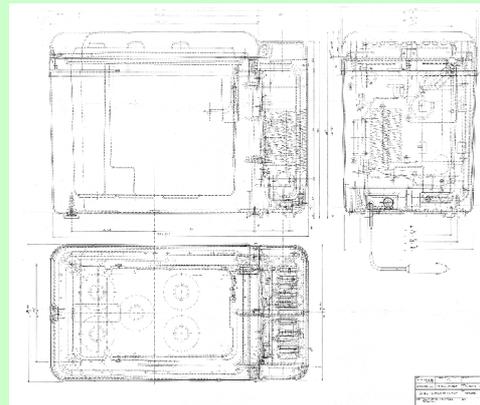
Qualche altro esempio di tecnologie adottate per realizzare manufatti e dispositivi nel rispetto dell’Ambiente:



Apparato filtrante per Laser



Prodotto da AIAS S.r.L. To



Frigorifero portatile sino a - 20°C
interamente riciclabile prodotto da
EUROENGEL S.r.L. BS

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau(43) International Publication Date
1 December 2011 (01.12.2011)(10) International Publication Number
WO 2011/148402 A1

PCT

- (51) **International Patent Classification:**
F23D 14/14 (2006.01) F23D 14/28 (2006.01)
- (21) **International Application Number:**
PCT/IT2011/000165
- (22) **International Filing Date:**
19 May 2011 (19.05.2011)
- (25) **Filing Language:** Italian
- (26) **Publication Language:** English
- (30) **Priority Data:**
BS2010A000098 25 May 2010 (25.05.2010) IT
- (71) **Applicant (for all designated States except US):** LA RUDE SRL [IT/IT]; Via Ferrini 14, I-25128 Brescia (IT).
- (72) **Inventor; and**
- (75) **Inventor/Applicant (for US only):** TENCI Pier Luigi [IT/IT]; c/o La Rude SRL, Via Ferrini 14, I-25128 BRES-CIA (IT).
- (74) **Agent:** PES, Matteo; c/o Biesse S.r.l., Via Corfu 71, I-25124 Brescia BS (IT).
- (81) **Designated States (unless otherwise indicated, for every kind of national protection available):** AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BI, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) **Designated States (unless otherwise indicated, for every kind of regional protection available):** ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Continued on next page]

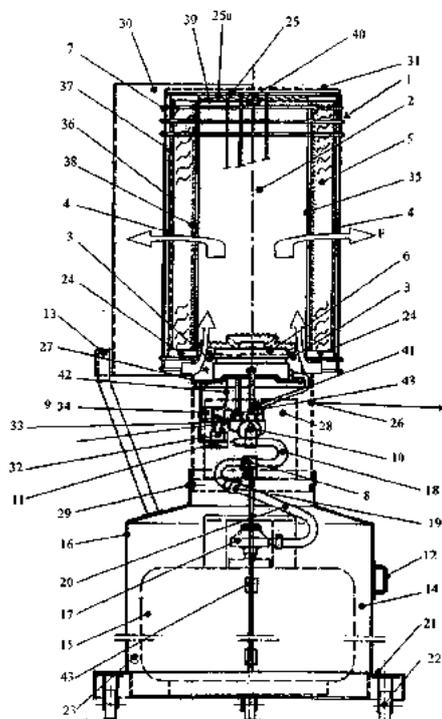
(54) **Title:** INFRARED RAYS DEVICE FOR ENVIRONMENTAL HEATING

FIG. 1

(57) **Abstract:** The present invention relates to a device for heating the ambient by means of infrared rays. The device comprises a cylindrical hollow casing (2) with an entry (3) for the passage of air for mixing with the gases resulting from the combustion of gas fuels coming from the burner (6), an outlet (4) for the combusted gases, and refractory means (5) placed between said entrance and said outlet. The refractory means (5) are composed of mineral fibres capable of converting the heat coming from the combustion of a burner (6), located inside the casing (2), into an infrared radiation which is emitted towards the outside from the external surface (4) of the hollow cylindrical casing (2).

WO 2011/148402 A1

WO 2011/148402 A1



Published:

— with international search report (Art. 21(3))

— before the expiration of the time limit for amending the claims and to be republished in the event of receipt of amendments (Rule 48.2(h))

"INFRARED RAYS DEVICE FOR ENVIRONMENTAL HEATING"

Field of the Invention

The present invention relates to a device for heating the ambient by means of infrared rays, in particular for heating the ambient by means of an infrared radiation with a wavelength of between 3 and 5 micrometers.

State of the Art

In the field of heat generators, the use of the electrical energy or potential chemical energy of a fuel as a primary energy is known.

Electrical heat generators have considerable energy costs due to their low final efficiency compared with the electrical energy available to the user, which efficiency does not usually exceed 30% of the energy of the primary fuel used in a thermoelectric power plant. In practice, in most common work environments, the electrical energy requirement, even for infrared heating, would then have an unsustainable impact, not least due to the amount of electrical power required.

Alternatively to electric heat generators, gas heat generators are available which emit infrared radiations obtained by converting the heat generated by the combustion of gaseous fuels such as, for example, natural gas, methane, liquefied gas, LPG, urban gas of various compositions, gas of any type, normally used to feed boiler burners, stoves and industrial kitchens, for public and/or domestic use. Such devices usually emit infrared radiations

at human height, i.e. within a height from the ground normally occupied by the users.

The heat generated by combustion is usually converted into an infrared radiation by means of an amorphous silica mineral fabric, characterised by a
5 degree of purity of over 99%, associated with the refractory means.

In their turn, gas heat generators can be fixed or moveable.

In gas heat generators of the fixed type, infrared radiation is usually achieved by a direct combustion of gas in an appropriate pipe. These generators are generally positioned at a height of at least four metres, in order
10 to enable a certain distribution of the heat downwards by means of reflecting parabolas, without damaging the people most exposed to them. However, this requirement of a fixed location results in considerable losses of energy: the reflecting parabolas radiate heat not only downwards but also towards the ceiling of the environment.

15 Furthermore, the final efficiency of infrared heat generators fed by gas fuel is also penalised because the exhaust gases are expelled into the atmosphere at a relatively high temperature of about 250°C: this means that a high proportion of the sensible and latent heat is lost.

20 Furthermore, there are gas heat generators provided with ceramic plates in which the gas is combusted directly on the surface of the plates at a high temperature of about 700°C. These generators are poorly suited to work environments because, for safety reasons, they must be positioned high up, beyond the reach of any accidental contact by the users. The ceramic plates,

heated to a high temperature, emit radiations with a wavelength of about 3 micrometres, this value being unfavourable for absorption by the irradiated human body, which more easily absorbs wavelengths of about 4-5 micrometres. Therefore, their thermal contribution as a whole and also the
5 feeling of thermal well-being on the irradiated surfaces of the body are small.

Moveable heat generators are also available, fed by a bottle of fuel and provided with flame surfaces and radiating metal panels held in a raised position and facing downwards. These types of generators are often used in public places to heat areas that are in the open-air or exposed to draughts.
10 These types of generators have a low efficiency too. Indeed, the need to limit the temperature of the hot surfaces that can be accessed by individuals, and therefore potentially dangerous because of accidental contacts, has a negative impact on efficiency.

Some known generators are described in the German Utility Model DE
15 29915469U1, which describes the characteristics of the preamble of claim 1, as well as in FR-A-1375471 and FR-A-1450282.

Object and Summary of the Invention

The object of the present invention is to overcome the above-mentioned operational limitations and hence to propose a device for heating the ambient
20 by means of infrared rays, with high thermal efficiency, that can be safely used also at human height.

This object is achieved, according to the invention, with a device according to claim 1.

In particular, the device according to the present invention comprises:

- a basically vertical hollow casing, delimiting a central chamber with an entry in its base, a radial outlet and closed by a top cover,
- a burner for the combustion of a gas, placed on the base of said hollow casing for the discharge of exhaust gas in said chamber,
- a bore on a level with the entry of said chamber to provide an entrance for combustion air and for mixing with the exhaust gas coming from said burner and directed towards the radial outlet of said casing, and
- refractory means placed between the entry and the outlet of said chamber, including a layer or mattress of amorphous silica fabric for infrared radiation and defining the outlet for the waste gas.

Advantageously, the hot waste combustion gases pass through a multi-layer amorphous silica fabric mattress adapted for converting the heat of the combusted gas passing through it into an infrared radiation directed towards the ambient. Using amorphous silica maximises the efficiency of the heat exchange and the amount of irradiation of the infrared radiation diffused into the heated ambient, and minimises fuel consumptions and carbon monoxide emissions.

Preferably, the hollow casing is substantially cylindrical and comprises an internal reticular wall and an external reticular wall concentrically distanced; the layer of amorphous silica fabric, or the mattress of amorphous silica fabric, is placed and held between said walls.

According to a preferred embodiment of the invention, the amorphous silica fabric forming the above-mentioned layer or mattress has a silica (SiO_2) content of 99% or more by mass, preferably about 99.99%. The high silica content prevents the devitrification of the fibres of the layer or mattress,
5 which is most advantageous to the device's useful life. In fact, the devitrification of the silica fibres substantially reduces heat-exchange efficiency and makes the device uneconomical.

Furthermore, the OH-ion content in the layer/mattress is inversely proportional to the degree of purity of the silica fibre. In the case wherein the
10 amorphous silica content is 99% or more, the OH-ions are almost completely absent; this characteristic makes it possible to maintain the efficiency of the infrared transmission of the layer/mattress over time, thus minimising the device fuel consumptions.

Preferably, the layer/mattress of amorphous silica fabric contains long
15 fibres with a diameter of between 2 and 13 micrometers, more preferably with an average diameter of about 9 micrometers.

Preferably, the amorphous silica fabric forming the layer or mattress has a density, per unit of surface area, of between 90 and 120 g/m^2 . More preferably, the density of the amorphous silica fabric is about $110 \text{ g}/\text{m}^2 \pm 10\%$.

20 The above values of diameter and/or density for the silica fabrics enable pressure losses encountered by the flow of fuel and comburent in the burner to be minimised, to the benefit of complete combustion and

compliance with the limits set for carbon monoxide emissions. Preferably, the emissions of carbon monoxide are less than 210 ppm.

Preferably, the surface of the layer/mattress of amorphous silica fabric is exposed towards the radial exit of the casing of the device, and it is enclosed by a tissue also made of amorphous silica fabric with a silica (SiO₂) content of at least 99% by mass. Such a tissue is in contact with the external wall of the hollow casing.

Preferably, the above-mentioned tissue has a density of 80 - 180 grams/m², preferably about 140 ±40 grams/m².

Preferably, the internal and external reticular walls enclosing the layer/mattress of amorphous silica fabric have an empty to full ratio from between 80% to 90%, more preferably of about 88% ± 3%.

Preferably, the layer or mattress of amorphous silica fabric has an internal portion facing towards the internal reticular wall, covered by noble metals, preferably belonging to the platinum group.

More preferably, the internal portion of the layer/mattress covered with noble metals has a depth of between 5-30 mm, for example between 20 mm and 30 mm. This value of the depth allows carbon monoxide (CO) emissions to be kept well below the limit of 1000 ppm set by Standard UNI EN 30 1-1 for burners of type 6, with the advantage of being able to use the device according to the invention in work environments.

The device according to the invention is fed by any combustible gas, preferably liquefied gas (LPG) and/or natural gas such as methane.

Brief Description of the Drawings

However, further details of the device according to the invention will emerge from the following description of a preferred embodiment, provided by way of a non-limiting example only and shown in the accompanying
5 drawings, in which:

Fig. 1 is a front sectional view of a first embodiment of the invention;

Fig. 2 is a section taken along the arrows A-A in Fig. 3;

Fig. 3 is a partially cutaway top view of the device 1; and

Figs. 4a, 4b, 4c and 4d show details of four different components.

10 Detailed Description of the Invention

With reference to Figs. 1 and 2, the device according to the invention is generally denoted by **1** and, as stated above, it is provided for achieving an infrared radiation by direct conversion of the heat from the combustion at a burner **6** using gas fuels. The device **1** basically comprises a vertical hollow
15 casing **2** having in its base an entry **3** and a radial outlet **4** in the direction of the arrows **F** in Fig. 1.

The entry **3** is arranged so as to channel a flow of air to be mixed with the gases resulting from said combustion, themselves mixed with air passing from the outside towards the inside of the hollow casing **2**, through a
20 perforated member **26** which is typically cylindrical and made of sheet metal.

The radial outlet **4** enables the waste gases to be vented to the atmosphere. Interposed between the inside of the hollow casing **2** and the

outlet 4 are converter and refractory means, denoted generally by 5, which are composed of amorphous silica fabric.

The hollow casing 2 has a basically cylindrical structure with an annular lower end 24 connected, in use, to a supporting structure 27 which supports the burner 6 and the afore said perforated member 26 enabling the combustion air and for mixing with the exhaust gases to pass from the outside to the inside.

The perforated member 26 also encloses means 10 for conveying, adjusting and igniting the fuel, as well as a portion 28, however not essential, serving as a control panel for igniting the fuel and adjusting the flow by means of a tap 10. At its lower end 29, the perforated member 26 is connected, in use, to an open metal frame 16, preferably cylindrically-shaped, that supports the heating device 1 and, through an arm 13, a reflecting parabola 30 directing the infrared radiation towards a preferred user.

At the top of the hollow casing 2 there is provided a metal cover 25 containing an insulating material 25a, such as ceramic fibre, held inside a base plate 39 and adapted for limiting upward heat dispersion.

The base plate 39 is anchored to the cover 25 by means of at least one metal pawl 40 which is welded to the base plate itself. Positioned above the cover 25, at a certain distance, is a mesh member 31 - Figs. 3, 4a - so as to delimit between them a space 41 in which is held, by radial pressure, a welded mesh 7 - Figs. 3, 4b - surrounding the casing 2 in order to protect against manual contacts.

In particular, the hollow casing 2 has an internal wall 35 and an external wall 36 concentrically spaced, both composed of a stretched metal mesh - Fig. 3c - with an empty to full ratio of at least 85%, to enable the maximum throughput of combusted products without loss of load.

5 The internal wall 35 is anchored at the top to the outer edge of the base plate 39 of the cover 25; the external wall 36 is anchored at the top to a peripheral rim of said cover 25; both the internal and external walls are mechanically secured at the bottom by a metal ring forming part of the structure 24 at the base of the hollow casing 2.

10 The converter and refractory means 5 referred to above are arranged and held between the internal reticular wall 35 and the external reticular wall 36. They consist in a mattress of mineral fibres, particularly amorphous silica fibre having advantageously a density, per unit of surface area, of $110 \text{ g/m}^2 \pm 10\%$ and an average diameter of the fibre of about 9 micrometres.

15 In particular, a layer 38 of the silica fabric mattress of the converter-refractory means 5 which is in contact with the internal reticular wall 35 of the cylindrical casing 2 is treated with noble metals capable of catalysing any unburned residues emitted by the burner. These noble metals are preferably of the Platinum group., Instead, the silica fabric mattress of the
20 converter/refractory means 5 is externally lined with a tissue 37 placed adjacent to the external reticular wall 36 of the hollow casing 2 - Figs. 3, 4d. This tissue preferably comprises amorphous and/or washed silica with at least 96% SiO_2 to aid maximum transparency for infrared radiation.

In the above-described assembly, the panel 28 supports the gas adjuster tap 10, and a flap 11 enables access to a battery-holder 32 for the ignition device 34, connected to the battery 32 by means of the wire 9. Furthermore, a double connection 33 connects the battery 32 in one direction to a microswitch forming an integral part of the tap 10, and connects in the opposite direction the microswitch to the igniter in order to close the battery - microswitch - igniter circuit.

Inside the intermediate member 26, upstream of the tap, there is a pipe 18 to convey the gas from a bottle 15 to the burner 6, whereas downstream of the tap 10 there are the pipes 41 feeding the burner 6. Exiting the burner 6 are wires 42, connecting to the igniter 34, and 43, coming from a thermocouple of the burner and connected to the safety device built into the tap 10.

At the end of the pipe 18, anchored at 8 to the panel 28, there is a rubber - holder element 19 to attach a hose 20 coming from the pressure adjuster 17 connected to the bottle 15.

The gas bottle 15 is located inside a bell 16 whose base 21 is provided with pivoting and/or self-braking wheels 22 to enable the device 1 to be moved within its place of use.

The bell covering the bottle is preferably formed of two half-shells. The reflecting parabola 30 is anchored to one 16 of these by means of the respective arm 13; the other half-shell 14 is provided with a handle 12 and can be opened by means of the hinges 43 in order to insert and/or remove the bottle on a supporting level surface 21.

At the base of the bell 16 there is a hole 23 intended for passing a hose to feed the device 1 with gas if the area to be heated has a gas distribution network. In this case, the bottle 15 can be used as a back-up in those places of the area not served by the gas (LPG) distribution network or the internal
5 distribution network, or it can be totally omitted if methane gas is available.

When the heating device 1 is operating, the waste combusted gas flow, mixed with the air from the opening 3 of the cylindrical body 2, passes through the refractory converter means 5.

The SiO₂ content in the fibre characterising the mattress comprising the
10 refractory means 5 is 99% or more, with an optical refraction index of about 1.46 and a dispersion of about 67, having an absolute transparency band of 0.2-4 micrometres, capable of producing a transmitted thermal power of 17-30kW/m² at a temperature inside the casing 2 of 450°-590°C.

On the whole, whereas the average temperature of the refractory body
15 5 is about 330°C, the temperature of the peripheral portion of the refractory body 5 in contact with the reticular wall 36 is about 105°-190°C, whose mostly-emitted wavelength can be easily absorbed by the users, is in the range from 4 to 5 micrometres, and enables 80-100% absorption by the user.

The cylindrical casing 2 made as described above and having an empty
20 to full ratio of more than 80% does not cause a loss of load for the combustion waste gas. The theoretical loss of load value, which can be calculated as 9×10^{-4} - 12×10^{-4} Pascal, is absolutely negligible for the purposes of complete

combustion at the burner, without altering the emission values of any unburned products.

Purely by way of a non-limiting example, the thermal power that can be delivered by the device 1 can be adjusted from 1 kW up to 7.5 kW. The
5 limit range of thermal enjoyment is within about 5 metres from the refractory device 5. When the reflecting parabola 30 is fitted, the maximum distance of thermal enjoyment can be as far as 6 metres.

Advantageously, the heating device can be arranged with its refractory body 5 at human height, so that the user can enjoy its effects directly over a
10 large surface area of the body.

Moreover, the metal mesh 7 provides protection against accidental contact with the emitting surface 4 from outside, and the reflecting parabola enables the infrared thermal radiation emitted by the surface 4 of the casing 2 to be oriented and directed, if necessary. Another important aspect of the
15 infrared radiation heating provided by the device 1 is the uniformity of thermal diffusion in the surrounding area, preventing concentrations of localised heat which are undesirable for the user.

The operation of the device 1 originates at the burner 6, which uses gas fuels to generate the heat required for the subsequent conversion into infrared
20 radiation through the amorphous silica fabric contained in the refractory device 5.

In order to achieve a high efficiency based on the thermal power transmitted, and therefore an energy saving, still having sufficient energy to

heat the users in the desired place, the device **1** has an average radiant temperature of about 330°C and, at the same time, uses the sensible and latent heat of the gas flow combusted in the burner **6** and emitted into the surrounding ambient. These requirements are satisfied also thanks to the
5 virtually negligible values of any residual emissions of unburned products such as: carbon monoxide (CO), coming from the combustion in the burner **6**.

The burner **6** releases the unburned products well within the legal limits for use in environments such as hangars, for example. The unburned products released into the hollow casing **2** by the burner **6** are within 150-700
10 ppm, depending on the operating power, expressed in amount of carbon monoxide (CO).

Then, the amorphous silica fibre incorporated into the converter-refractory means **5** performs a further reduction of carbon monoxide emissions which reach values of 45-210 ppm on exiting the surface **4**, such
15 values being considerably below the legal limits for burners of type **6** as used in the device **1**.

Achievement of both this environmental advantage and the improved thermal enjoyment by the user is favoured by the catalyzing metal coating **28** on the internal surface of the refractory converter **5**, i.e. on the amorphous
20 silica fibre exposed to the flow of gas coming directly from the flame of the burner **6**, said radiating converter **5** thus having a high capacity for converting the unburned products into water vapour and CO₂.

In fact, the refractory converter 5, made as described above, allows any unburned residue to be reduced by over 70%, leaving mainly water vapour and CO₂ as the components of combustion.

In other words, the device of the invention enables high thermal
5 efficiency to be achieved in that it allows the use of both the sensible heat of the combusted gas and the latent heat of the water vapour contained in the waste combusted gas, which is expelled directly into the ambient to be heated and which is added to that mostly irradiated as infrared radiations.

CLAIMS

1. A device for heating the ambient by means of infrared rays, comprising

- a basically vertical hollow casing (2), delimiting a central chamber
5 with an entry (3) in its base, a radial outlet (4) and closed by a top cover,

- a burner (6) for the combustion of a gas, placed on the base of said hollow casing for the discharge of exhaust gas in said chamber,

- a bore on a level with the entry of said chamber to provide an entrance for combustion air and for mixing with the exhaust gas coming from
10 said burner and directed towards the radial outlet of said casing, and

- refractory means (5) placed between the entry (3) and the outlet (4) of said chamber,

characterized by said refractory means (5) including a layer/amorphous silica fabric mattress (5) for infrared radiation and defining
15 the outlet for the waste gas.

2. A device according to claim 1, wherein said hollow casing (2) is basically cylindrical and comprises an internal reticular wall (35) and an external reticular wall (36) concentrically distanced and wherein the layer/amorphous silica fabric mattress (5) is placed and held between said
20 walls.

3. A device according to claim 1, wherein the amorphous silica fabric forming the layer/ amorphous silica fabric mattress (5) has silica content (SiO_2) greater or the equivalent to 99%.

4. A device according to claim 1 o 2, wherein the layer/amorphous silica fabric mattress (5) contains long fibres with a diameter of between 2 and 13 micrometers, preferably with an average diameter of 9 micrometers.

5. A device according to any of the claims from 1 to 3, wherein the
5 amorphous silica fabric (5) forming the layer/mattress (5) has a density, per unit of the surface, from between 90 and 120 g/m², preferably 110 g/m² ± 10%.

6. A device according to any of the claims from 1 to 4, wherein the
layer/mattress (5) of amorphous silica fabric has the surface exposed towards
10 the radial exit (4) enclosed in a tissue (37), made of a amorphous silica fabric with a silica content (SiO₂) of at least 99%, said tissue being in contact with the external wall of the hollow casing (2).

7. A device according to claim 5, wherein said tissue (37) has a density of between 80 - 180 grams/m², preferably 140 ±40 grams/m².

15 8. A device according to any of the previous claims, wherein the internal reticular wall (35) and the external reticular wall (36) enclosing the layer/amorphous silica fabric mattress (5) have an empty to full ratio from between 80% to 90%, preferably 88% ± 3%.

9. A device according to any of the previous claims, wherein the
20 layer/amorphous silica fabric mattress (5) has an internal portion (38) facing towards the internal reticular wall (35), covered by noble metals, preferably belonging to the platinum group.

10. A device according to claim 8, wherein the portion (38) of the layer/amorphous silica fabric mattress (5) treated with a noble metal has a width of between 5-30 mm, preferably 30 (+0 -10) mm.

11. A device according to any of the previous claims, wherein the
5 burner (6) is fed with any type of combustible gas, preferably liquefied petroleum gas (LPG) and/or natural gas, methane.

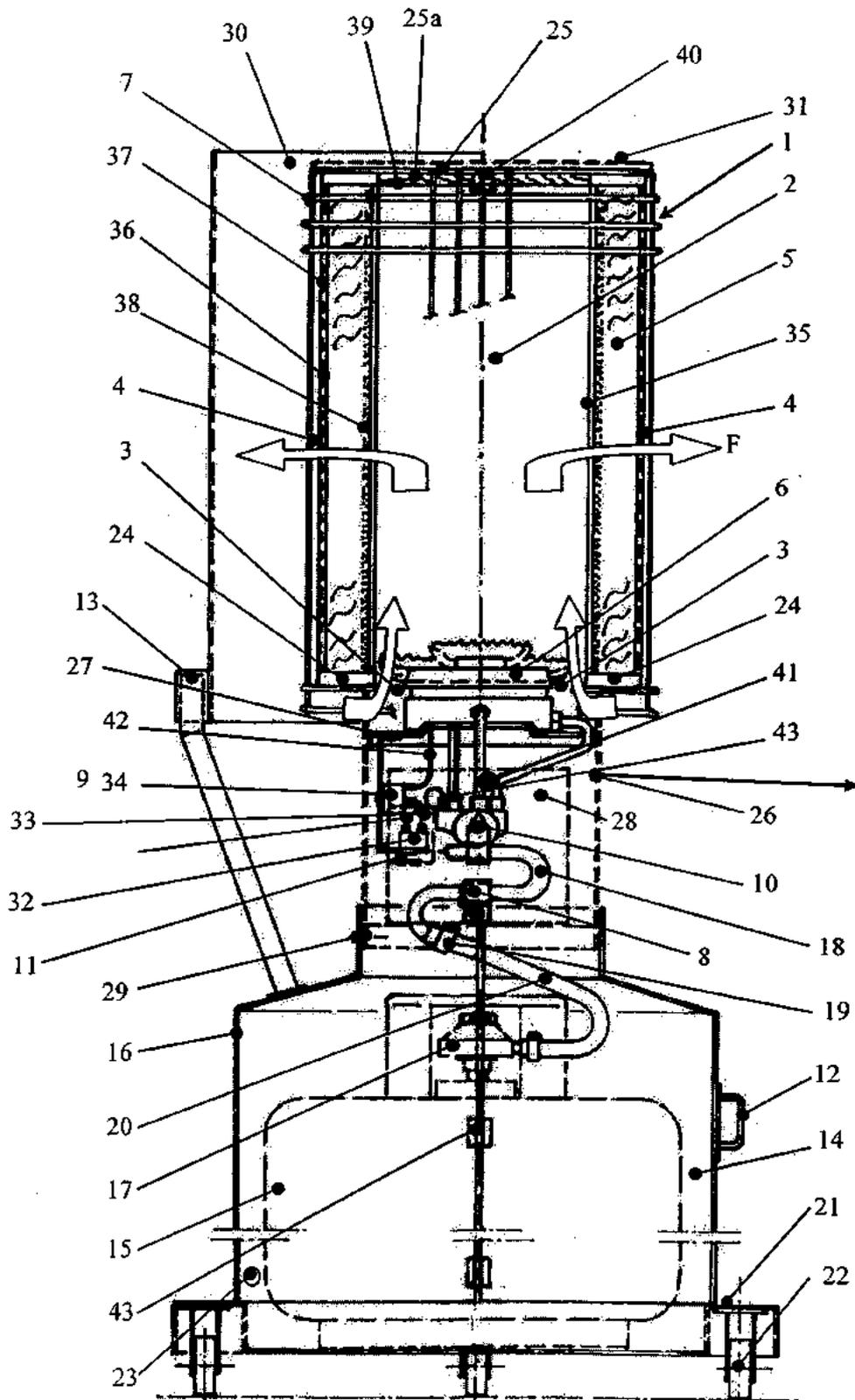
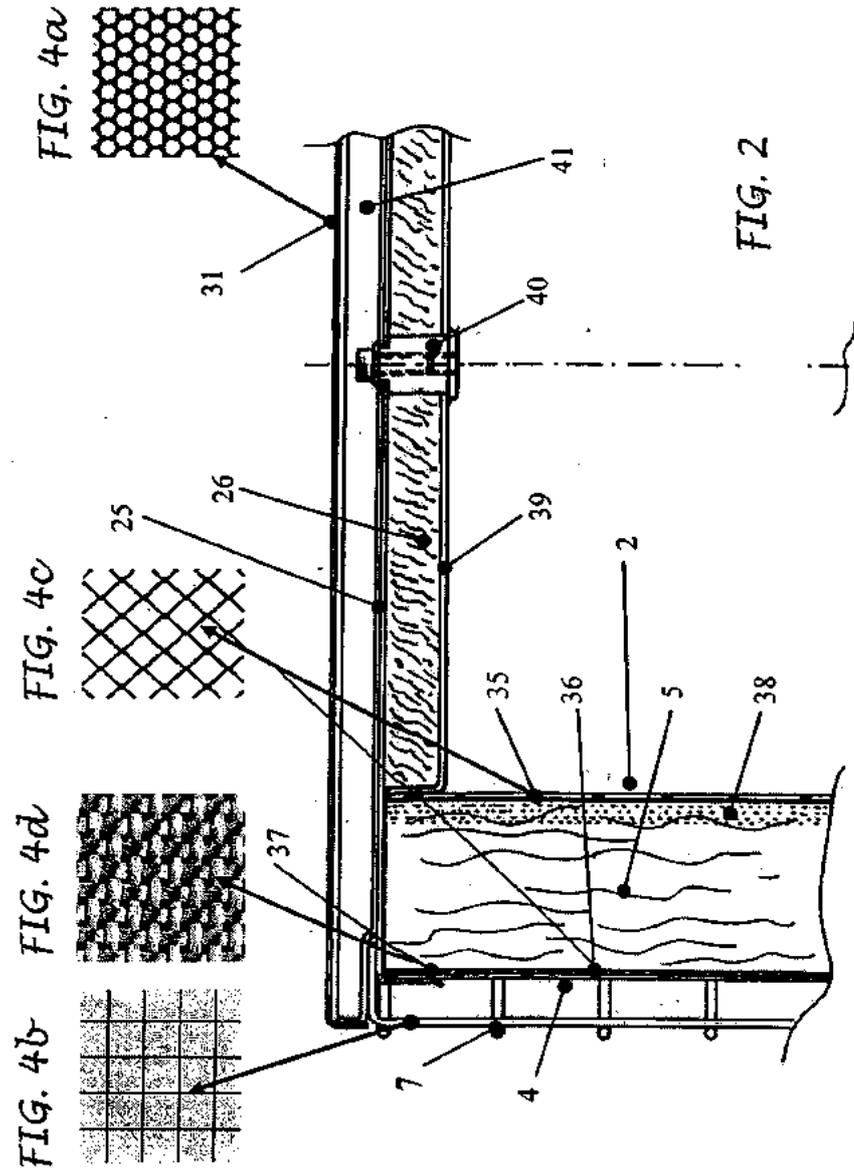


FIG. 1



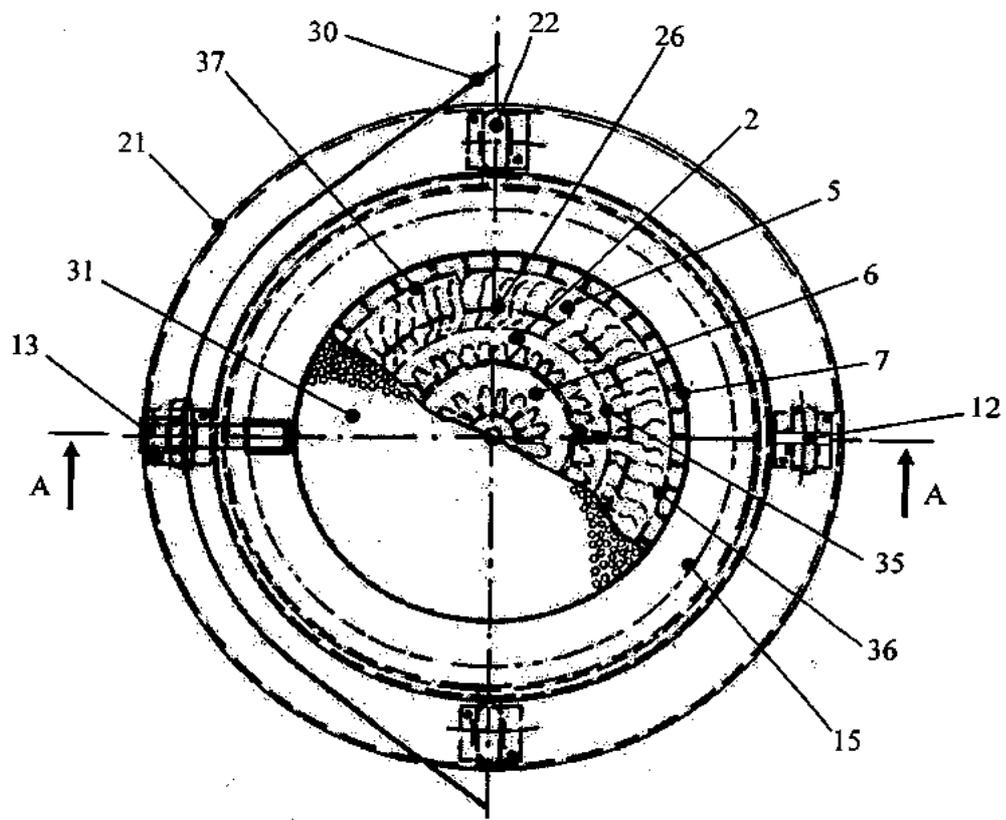


FIG. 3

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/IT2011/000165

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. F23D14/14 F23D14/28 ADD.		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) F23D F24C		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	DE 299 15 469 U1 (COLSMAN & CO GMBH [DE]) 9 December 1999 (1999-12-09) cited in the application page 1, lines 1-9 page 10, line 13 - page 14, line 2; figure 1	1-4,8,9, 11
Y	----- FR 1 375 471 A (APP S SPECIAUX POUR EQUIPEMENT) 16 October 1964 (1964-10-16) cited in the application page 1, right-hand column, lines 13-32; figure 1	1-4,11
Y	----- FR 1 450 282 A (UNIVERSAL OIL PROD CO) 6 May 1966 (1966-05-06) cited in the application page 4, left-hand column, line 46 - right-hand column, line 16; figure 2 ----- -/--	8,9
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents :		
A document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance *E* earlier document but published on or after the international filing date *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed		*T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art. *&* document member of the same patent family
Date of the actual completion of the international search		Date of mailing of the international search report
9 September 2011		16/09/2011
Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Authorized officer Coli, Enrico

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/IT2011/000165

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 3 191 659 A (GERHART WEISS) 29 June 1965 (1965-06-29) column 8, lines 19-28 -----	3
A	US 4 354 479 A (HARUHARA TADAO) 19 October 1982 (1982-10-19) column 2, line 26 - column 3, line 9; figure 2 -----	1-11
A	US 2 255 298 A (REICHHELM GEORGE L) 9 September 1941 (1941-09-09) page 1, lines 11-42 page 2, lines 4-36; figures 1,2 -----	1-11
A	US 4 452 225 A (PLANT DAVID F [US]) 5 June 1984 (1984-06-05) column 3, line 66 - column 5, line 7; figures 1-3 -----	1-11
A	US 5 645 043 A (LONG NORRIS R [US] ET AL) 8 July 1997 (1997-07-08) the whole document -----	1-11
A	US 6 140 658 A (JARVINEN PHILIP O [US]) 31 October 2000 (2000-10-31) the whole document -----	1-11

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/IT2011/000165

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 29915469	U1	09-12-1999	NONE
FR 1375471	A	16-10-1964	NONE
FR 1450282	A	06-05-1966	NONE
US 3191659	A	29-06-1965	DE 1401162 A1 16-10-1969 GB 914765 A 02-01-1963
US 4354479	A	19-10-1982	FR 2478267 A1 18-09-1981 JP 56122011 U 17-09-1981
US 2255298	A	09-09-1941	NONE
US 4452225	A	05-06-1984	NONE
US 5645043	A	08-07-1997	CA 2165112 A1 26-07-1996
US 6140658	A	31-10-2000	NONE