

10. Ugo SELLERIO. — **Macchine frigorifere ad assorbimento-compresione. - Descrizione del prototipo di macchina di tale categoria, funzionante con il miscuglio petrolio-freon 22. (*)**

Riassunto. — Le macchine frigorifere ad assorbimento a miscuglio acqua-ammoniaca presentano notevoli inconvenienti quando lavorano temperature di espansione basse, ovvero quando l'acqua di raffreddamento ha una temperatura elevata. Riteniamo che a ciò si possa rimediare efficacemente interponendo un compressore tra l'evaporatore e l'assorbitore, al fine di elevare in questo organo la pressione e facilitare l'assorbimento.

Questo metodo permette di realizzare macchine ad assorbimento che usino miscugli caratterizzati da petrolio ovvero olio minerale come solvente, e da un idrocarburo alogenato come soluto.

Questi miscugli possono essere vantaggiosamente usati negli impianti di bordo o in quelli di condizionamento dell'aria, quando si dispone di calore di recupero (es.: scarichi di motrici termiche), e là ove l'uso dell'ammoniaca è o sconsigliato o, addirittura, proibito.

Résumé. — Les machines frigorifères à absorption à mélange eau ammoniacale, présentent des inconvénients remarquables soit lorsqu'elles travaillent à une température d'expansion basse, soit lorsque l'eau de refroidissement a une température élevée. Nous sommes convaincus que l'on puisse apporter remède à cela en interposant un compresseur.

Cette méthode permet de réaliser des machines à absorption qui utilisent des mélanges caractérisés par le pétrole ou par l'huile minérale comme dissolvant et par un hydrocarbure halogéné comme dissous.

Ces mélanges peuvent être avantageusement utilisés dans les installations navales ou dans les conditionnements d'air c'est à dire là où l'on dispose des déchets de chaleur et où l'emploi de l'ammoniacale est déconseillé ou bien interdit.

Summary. — Absorption refrigerators using water-ammonia mixtures present some marked inconveniences both when working with a low expansion temperature and when the cooling water has a high temperature. The author holds that those inconveniences can be effec-

(*) Relazione presentata assieme al prototipo della macchina ivi descritta, alle Riunioni Internazionali della III e VI Commissione de l'Institut International du Froid, Abano Terme, 29, 30 e 31 maggio 1957.

tively eliminated by interposing a compressor between the evaporating and the absorbing sections of the apparatus, in order to raise the pressure in the latter and thus facilitate the absorption.

By this method, absorption units using mixtures characterised by petroleum or mineral oil as solvent and by a halogenated hydrocarbon as solute, can be made.

Such mixtures may be used to advantage in plants on boardship or in air conditioning plants, when heat regeneration is available (i.e., exhaust of heat engines) and when the use of ammonia is unadvisable, or actually forbidden.

Zusammenfassung. — Die Absorptionskühlmaschinen die mit Wasser - Ammoniak Mischung arbeiten, weisen besondere Funktionsstörungen, sowohl bei zu tiefen Expansionstemperaturen als auch bei zu warmen Kühlwasser auf. In solchen Verhältnissen halten wir die Einschaltung eines Kompressors zwischen den Verdampfer und den Absorbierer um in diesem den Druck zu erhöhen und die Absorption zu erleichtern angezeigt.

Die Methode eignet sich auch ausgezeichnet für Absorptionsmaschinen die mit Mischungen von Petroleum oder Mineralöl als Lösungsmittel und einem halogenierten Kohlenwasserstoff als gelöstem Mittel arbeiten.

Solche Mischungen können vorteilhaft in Bordanlagen oder in Klimaanlageanlagen, in denen die Anwendung von Ammoniak nicht ratsam oder sogar verboten ist, verwendet werden.

PREMESSE

1) La ricerca di nuove fonti di energia, alla quale va strettamente unita quella intesa a recuperare, nei limiti del possibile, i cascami di calore, va divenendo di giorno in giorno più intensa; siamo convinti perciò che la macchina ad assorbimento potrà avere, in avvenire, sviluppi industriali sempre crescenti.

Tuttavia, questa particolare macchina frigorifera è caratterizzata da certe limitazioni dovute alla sua stessa natura, limitazioni che talvolta possono costituire impedimenti tali da sconsigliarne l'adozione, a vantaggio delle macchine a compressione.

Anzitutto, se da una parte è vero che le prime permettono il recupero

di cascami di calore, d'altra parte richiedono molta più acqua di raffreddamento di quanto non ne occorra per macchine a compressione di uguale potenza e che lavorino tra le stesse temperature di condensazione e di vaporizzazione, e non è detto che laddove vi sia calore di recupero ci sia anche abbondanza di acqua di raffreddamento. Inoltre, perchè il ciclo possa svolgersi in condizioni favorevoli, è necessario che l'assorbimento avvenga alla più bassa temperatura possibile, al fine di evitare di lavorare con soluzioni molto diluite e quindi di distillare in caldaia notevoli quantità di solvente, abbassando così il « rapporto termico » ⁽¹⁾ della macchina, cioè:

$$\zeta = \frac{Q_o}{Q_H + Q_P} \quad (1)$$

cioè il rapporto tra la produzione frigorifera Q_o e la somma della quantità di calore Q_H fornita alla caldaia e l'equivalente termico Q_P del lavoro della pompa delle soluzioni.

L'altra limitazione è dovuta al fatto che una macchina che lavora secondo lo schema classico elementare della fig. 1 non può raggiungere temperature molto basse in quanto, com'è noto, sia nell'assorbitore che nell'evaporatore esiste la medesima pressione totale, e può darsi che tale pressione non sia sufficiente a rigenerare la soluzione povera che giunge nell'assorbitore. Con la coppia acqua-ammoniaca e con una temperatura finale nell'assorbitore di $+25^{\circ}\text{C}$ si possono ottenere nell'evaporatore temperature fino a -50°C ; in tal caso, la pressione esistente in questi due organi è di circa 0,42 ata, sufficiente per concentrare la soluzione povera sino al 20%. E' bene anche aggiungere che queste sono *condizioni limiti* che obbligano a lavorare con basse concentrazioni e con un degasaggio in caldaia contenuto entro limiti assai ristretti, allo scopo di ridurre il più possibile la distillazione del solvente.

Comunque, volendo ottenere temperature inferiori a -40°C , converrà ricorrere a macchine a due o più stadi le quali sono molto complesse e costose e di regolazione delicata, per cui possono risultare più convenienti le macchine a compressione.

Gli ungheresi HELLER e FARAGO ⁽²⁾, in occasione del IX Congresso Internazionale del Freddo, annunciarono la costruzione di una macchina frigorifera ad assorbimento, atta a raggiungere temperature di esercizio assai basse, -70°C , caratterizzata dalla presenza di un eiettore alimentato dalla stessa caldaia di distillazione, e che ha la funzione di un vero e proprio « compressore termico »; serve cioè ad elevare la pressione dei vapori di ammoniaca provenienti dall'evaporatore, fino ad

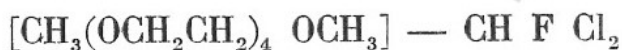
un valore che consente nell'assorbitore l'arricchimento della soluzione povera alla concentrazione finale del 20% ed alla temperatura di +25°C.

Il rendimento dell'eiettore è molto piccolo, pari al 21,8% ed inoltre la macchina lavora con concentrazioni assai basse e quindi con forte evaporazione del solvente.

* * *

2) Il miscuglio acqua-ammoniaca è inoltre caratterizzato da altre limitazioni, e, precisamente, le stesse che derivano dalla presenza di questo fluido irritante e infiammabile. Abbiamo pensato che l'uso degli idrocarburi alogenati, esteso alle macchine ad assorbimento, ne accrescerebbe le possibilità di impiego, e da qualche anno ci siamo dedicati a ricerche atte a trovare qualche miscuglio in grado di rispondere alla bisogna.

Com'è noto, i freon vengono assorbiti in maniera vantaggiosa dai composti del glicol-etilenico, e la Casa Americana Williams Air-O-Matic ha messo a punto già nel 1937 su proposta di S. P. ZELLHAEFER, una macchina frigorifera destinata al condizionamento dell'aria funzionante col miscuglio « etere dimetilico del glicol trietilenico-freon 21 » ⁽³⁾.



A prescindere da questo specifico impiego, questa coppia si adatta, a nostro avviso, a macchine frigorifere di piccola potenza, in quanto il freon 21 bolle nell'evaporatore al disotto della pressione atmosferica e quindi permane il rischio di entrate d'aria. Inoltre, a parte il costo elevatissimo del solvente, v'è il fatto che l'etere del glicol trietilenico — che ha una formola chimica complessa — viene a trovarsi sottoposto ad alternanze continue e frequenti di temperatura e di pressione, e questo può nuocere alla sua stabilità chimica, per quanto grande possa essere, tanto più che le reazioni che avvengono nelle macchine ad assorbimento a causa di queste alternanze in presenza dei metalli e del soluto, non sono ancora ben definite neanche nel caso della coppia acqua-ammoniaca ⁽⁴⁾ che è la più diffusa.

Le nostre ricerche si sono conseguentemente orientate su solventi semplici, economici e di facile approvvigionamento.

Non abbiamo potuto eseguire misure calorimetriche su questi miscugli poichè non siamo attrezzati a tale scopo; ci siamo quindi limitati

a determinarne le caratteristiche di assorbimento, le viscosità e le tensioni superficiali, in differenti condizioni di temperatura e di pressione.

Abbiamo sino ad oggi esaminato i sottoelencati miscugli:

- petrolio A - cloruro di metile (CH_3Cl) (fig. 8)
- petrolio A - freon 12 (difluorodichlorometano, CF_2Cl_2) (fig. 9)
- petrolio A - freon 22 (difluoromonoclorometano, CHF_2Cl) (fig. 10)
- olio minerale Vitrea 13 - freon 12 (fig. 11)
- olio minerale Vitrea 13 - freon 22 (fig. 12)
- olio minerale Tellus 15 - freon 12 (fig. 13)
- olio minerale Tellus 15 - freon 22 (fig. 14)
- olio minerale comune (1) - freon 12 (fig. 15)
- Ondina Oil 33 - propano (C_3H_8) (fig. 16)
- olio Clavus 17 - freon 12 (fig. 17)
- olio Clavus 17 - freon 22 (fig. 18)
- olio S. 41 - freon 12 (fig. 19)
- olio S. 41 - freon 22 (fig. 20)

Non abbiamo trovato, su tali miscugli, una letteratura abbondante ad eccezione di notizie particolareggiate sulle coppie « Santa Fè Oil Spring - propano » e « Crystall Oil - propano » ⁽⁵⁾. I risultati da noi ottenuti con la coppia « Ondina Oil 33 - propano » sono assai vicini a quelli ottenuti usando l'olio crystall come solvente ed il propano come soluto.

Una letteratura piuttosto ricca esiste invece sui miscugli a base di olio minerale e di freon 12; in particolare, i risultati delle nostre esperienze si avvicinano in maniera assai sensibile a quelli ottenuti da G. BAMBACH ⁽⁶⁾ presso il Kältetechnischen Institut di Karlsruhe.

Abbiamo in corso altre ricerche sui miscugli seguenti:

- petrolio A - Kulene 131 (trifluoromonobromometano, CF_3Br)
- petrolio A - freon 13 (trifluoromonoclorometano, CF_3Cl)
- olii minerali - kulene 131
- olii minerali - freon 13
- olii sintetici al silicone - freon 12
- olii sintetici al silicone - freon 22

(1) Comune olio minerale usato come lubrificante nelle macchine frigorifere funzionanti con freon 12.

Il petrolio che abbiamo usato, è un prodotto raffinato della Shell Co., che viene posto in commercio col nome « petrolio Shell A » ed ha le seguenti caratteristiche medie:

— peso specifico a +15°C:	0,7925 Kg/dm ³
— inizio distillazione:	187°C
— termine distillazione:	251°C
— infiammabilità P. M.:	63°C
— % aromatici:	0
— % zolfo:	0
— saggio al mercurio:	negativo
— evaporazione su carta da filtro: ore 3 senza odore residuo.	

Le esperienze con gli olii minerali sono state eseguite e sono tutt'oggi in corso, con i seguenti prodotti cortesemente fornitici dalla Shell Italiana:

<i>oli usati per la refrigerazione</i>	— S. 41 — Clavus 17	medicamente fluidi
<i>oli lubrificati in genere</i>	— Vitrea 13 — Tellus 15 — Ondina 33	molto fluidi viscoso

Diamo alcune caratteristiche di massima di tali olii:

Tipo d'olio	Punto di congelamento °C	Punto d'infiammabilità Penski-Martens °C	Viscosità °Engler	
			a + 20°C	a + 50°C
S. 41	— 45	170 ÷ 180	—	2
Clavus 17	— 40	148 ÷ 155	4	1,7 ÷ 1,9
Vitrea 13	— 15	160 ÷ 170	2,7 ÷ 3,2	1,6 ÷ 1,7
Tellus 15	— 25 ÷ — 30	130 ÷ 140	3,3	1,6 ÷ 1,7
Ondina 33	— 10	220	—	5,5

Abbiamo ritenuto opportuno non insistere nelle ricerche sui miscugli a base di propano ovvero di cloruro di metile, sia perchè i risultati conseguiti non erano molto interessanti ai fini pratici, sia anche perchè i fluidi suddetti sono esplosivi e quindi, essendo anche privi dell'odore che ne accusa le perdite, sono, sotto tale aspetto, assai meno sicuri dell'ammoniaca. Abbiamo quindi deciso di concentrare i nostri sforzi su miscugli aventi come solvente petrolio ovvero olio minerale na-

turale o sintetico e come soluto uno dei freon, preferibilmente il freon 12 e il freon 22, ovvero il kulene 131.

I risultati particolareggiati nonchè la descrizione dei metodi sperimentali verranno pubblicati in un secondo tempo. Possiamo però dare sin da ora qualche anticipazione. Dei miscugli a base di cloruro di metile e di propano, si è già detto.

Le coppie petrolio-freon 22 (fig. 10) e petrolio-freon 12 (fig. 9), hanno caratteristiche favorevoli che possono venire utilizzate industrialmente; le altre coppie sono meno vantaggiose, ma tuttavia son favorite dal fatto che i solventi hanno ottime proprietà lubrificanti e sono inoltre assai meno infiammabili del petrolio.

Buone speranze dànno anche le coppie a base di Kulene 131 e di freon 13.

* * *

I diagrammi da noi costruiti hanno in ordinata i logaritmi delle pressioni, e, in ascissa, i logaritmi delle temperature assolute; abbiamo osservato che, nel nostro caso, l'uso del diagramma $\log.p$, $\log.T$, è più vantaggioso di quello $\log.p$, $1/T$ in quanto le linee di uguale concentrazione vengono ad avere un andamento più simile alla retta, rispetto quello che si avrebbe usando il 2° tipo di diagramma, che ci sembra risulti assai più idoneo alla coppia acqua-ammoniaca e che è molto usato per lo studio delle sue applicazioni (⁷).

Dai diagrammi $\log.p$, $\log.T$ qui riportati, si rileva subito l'inconveniente caratteristico di questi miscugli, costituito dal fatto che, *alla pressione che regna nell'evaporatore, è impossibile ottenere nell'assorbitore una soluzione rigenerata a conveniente concentrazione, alle normali temperature di raffreddamento della soluzione stessa*. Ciò costituisce, senza dubbio, un inconveniente grave; tuttavia l'uso di questi miscugli ci sembra che presenti, sotto certi aspetti, alcuni vantaggi non indifferenti rispetto all'acqua-ammoniaca. Oltre alle caratteristiche atossiche e di ininflamabilità degli idrocarburi alogenati che più si usano, c'è anche da tener conto che *la distanza tra i punti di ebollizione del solvente e del soluto è assai più forte di quella tra acqua ed ammoniaca*, e quindi, sotto tale aspetto, si può spingere a valori elevati il degasaggio della soluzione entro la caldaia, senza tema di apprezzabili distillazioni del solvente, mentre, operando con acqua-ammoniaca, è preferibile mantenere il degasaggio entro limiti ristretti e aumentare la circolazione delle soluzioni.

Abbiamo misurato in linea di massima la tensione di vapore del petrolio « A » nell'intervallo di temperatura $+ 100 \div 200^{\circ}\text{C}$; è interessante confrontare i risultati ottenuti, con la tensione di vapore dell'acqua nelle stesse condizioni. Abbiamo:

Temperatura $^{\circ}\text{C}$	Tensione vapor d'acqua Kg/cm^2	Tensione vapore petrolio « A » Kg/cm^2
100	1,03	0,37
110	1,46	0,40
120	2,02	0,42
130	2,75	0,45
140	3,68	0,47
150	4,85	0,49
160	6,30	0,53
170	8,08	0,55
180	10,23	0,57
190	12,80	0,60
200	10,85	0,63

Si potrà quindi, ad esempio, usando il miscuglio petrolio-freon 22, spingere la temperatura in caldaia a circa $140 \div 150^{\circ}\text{C}$ alla pressione di $10 \div 11 \text{ Kg/cm}^2$ e quindi avere concentrazioni finali del 5% circa, senza che vi sia il timore di apprezzabili distillazioni di solvente; quindi il titolo del vapore uscente potrà in ogni caso considerarsi praticamente uguale all'unità.

Usando olii minerali, le cose vanno ancora meglio.

Vi è ancora un altro vantaggio: se si impiegano come solventi olii minerali, si potrà collocare la pompa per la circolazione della soluzione ricca, direttamente entro l'assorbitore, realizzando così un circuito ermetico.

Il petrolio ha anch'esso qualità lubrificanti, sebbene in maniera meno pronunciata dell'olio minerale, e quindi non è da escludersi la possibilità di adoperarlo in circuiti ermetici impiegando idonei materiali per le parti in movimento della macchina.

Una pompa parzialmente immersa nel serbatoio del liquido immediatamente sottostante l'assorbitore vero e proprio, eviterebbe gli inconvenienti che si verificano specialmente nelle macchine ad acqua-ammoniaca, e cioè il parziale degasaggio della soluzione ricca nella fase aspirante, inconveniente questo che si elimina complicando il circuito di pompaggio ⁽⁴⁾. Riteniamo che possano risultare qui particolarmente

idonee le pompe ad ingranaggi elicoidali cilindrici del tipo « IMO », specialmente se il solvente usato è l'olio minerale.

LE MACCHINE FRIGORIFERE AD ASSORBIMENTO-COMPRESSIONE.

Da quanto è stato detto si può, tra l'altro, trarre la conclusione seguente:

— una comune macchina ad assorbimento a miscuglio acqua-ammoniaca che lavori secondo lo schema semplificato della fig. 1, a bassa temperatura si viene a trovare in una situazione analoga a quella in cui si troverebbe una macchina che lavori a temperature di espansione più elevate con un miscuglio a base di petrolio o di olio minerale come solvente e di un freon come soluto. Cioè, *la pressione nell'evaporatore non basta a determinare nell'assorbitore una rigenerazione della soluzione povera, sufficiente per una concentrazione finale praticamente utilizzabile.*

HELLER e FARAGO hanno superato questo inconveniente dotando la macchina ad assorbimento di un compressore termico; essi sono rimasti così entro quei limiti classici che definiscono la macchina ad assorbimento come « macchina puramente termica », a parte, s'intende, il trascurabile lavoro della pompa.

Noi riteniamo nulla vieti, ove se ne manifesti l'opportunità, di inserire un compressore meccanico tra evaporatore ed assorbitore allo scopo di disporre, al disopra della soluzione povera che giunge in questo organo, di pressioni più elevate di quelle dell'evaporatore; avremo così le « macchine frigorifere ad assorbimento-compressione ». Lo schema della fig. 1 diviene, conseguentemente, quello della fig. 2, nel quale, per semplicità, non sono stati indicati i vari scambiatori di calore atti a migliorare la prestazione della macchina.

A titolo di esempio, confrontiamo le caratteristiche di una macchina con eiettore, con quelle di una ad assorbimento-compressione che lavora tra le stesse temperature e pressioni nella caldaia, nell'evaporatore e nell'assorbitore. Facciamo questo confronto con la macchina ideata dagli AA. succitati.

- produzione frigorifera: $Q_0 = 200.000 \text{ Kcal/h}$
- temperatura evaporazione: $t_0 = -70^\circ\text{C}$
- pressione evaporazione: $p_0 = 0,1114 \text{ ata}$
- temperatura condensazione: $t_c = 25^\circ\text{C}$
- pressione condensazione: $p_c = 10,225 \text{ ata}$
- temperatura finale assorbimento: $t_a = 25^\circ\text{C}$
- pressione nell'assorbitore: $p_a = 0,4168 \text{ ata}$

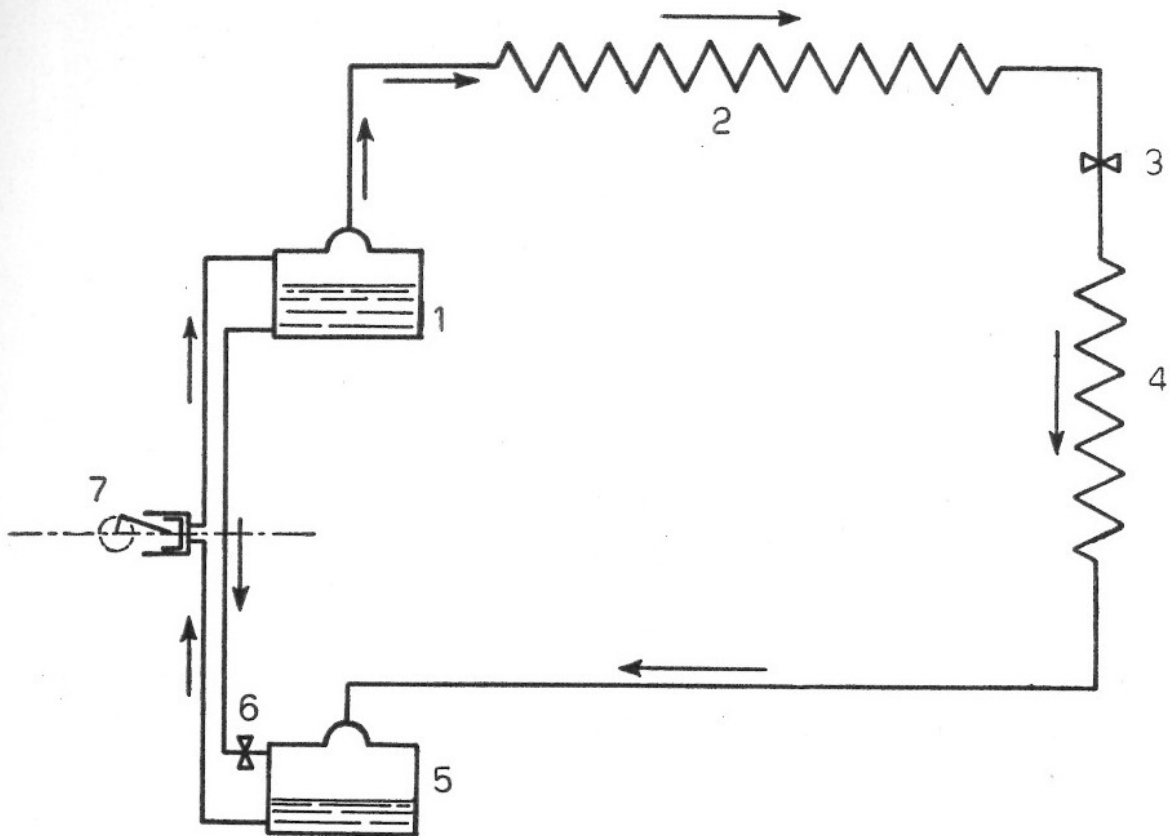


Fig. 1. - Schema semplificato di macchina ad assorbimento: 1) caldaia; 2) condensatore; 3) valvola laminatrice; 4) evaporatore; 5) assorbitore; 6) valvola riduttrice di pressione; 7) pompa della soluzione povera.

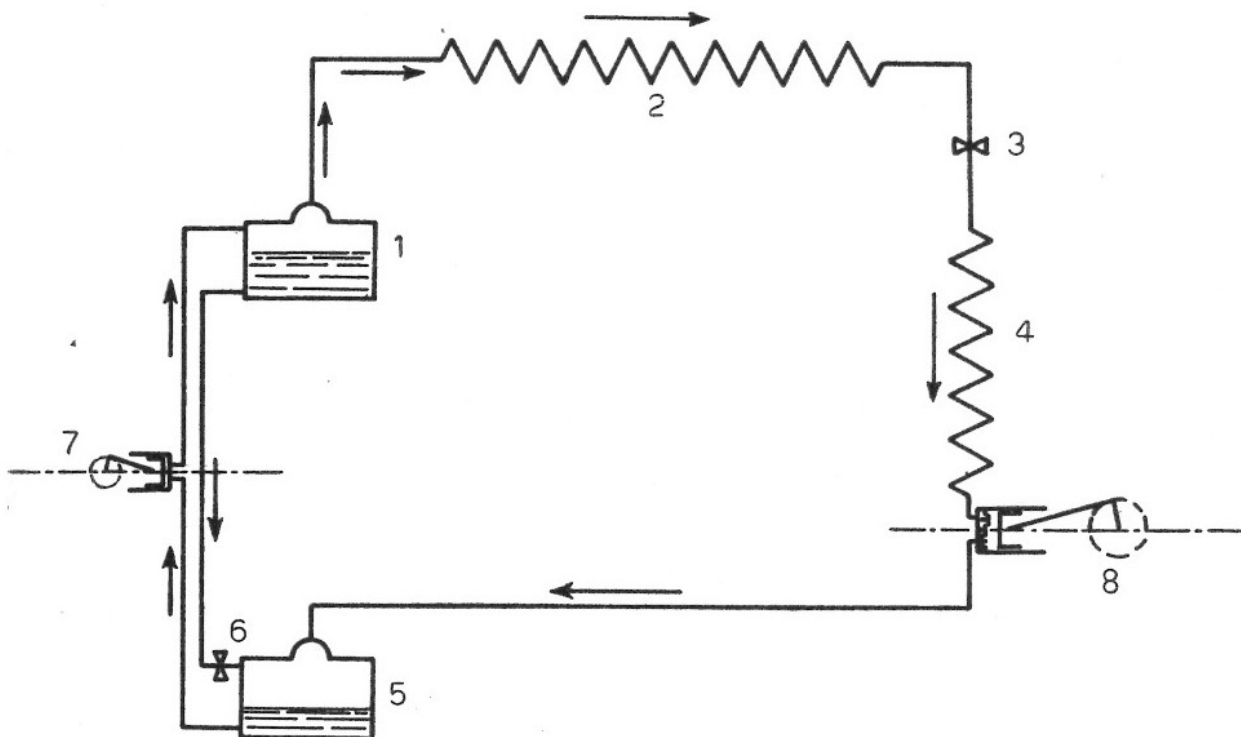


Fig. 2. - Schema semplificato di macchina frigorifera assorbimento-compressione: 1) caldaia; 2) condensatore; 3) valvola laminatrice; 4) evaporatore; 5) assorbitore; 6) valvola riduttrice di pressione; 7) pompa della soluzione povera; 8) compressore.

- temperatura finale in caldaia: 158°C
- concentrazione della soluzione ricca: 20%
- concentrazione della soluzione povera: 7%
- circolazione specifica della soluzione ricca: 7,15 Kg per ogni Kg di vapore di ammoniaca anidro.

Il rendimento dell'eiettore è pari a 0,218; quest'organo viene alimentato da una parte del vapore distillato in caldaia, senza che essa passi attraverso i dispositivi di rettificazione e di deflegmazione; il consumo di vapore primario è di 2,54 kg. per ogni kg. di vapore di ammoniaca trascinato.

L'alimentazione della caldaia vien fatta mediante vapore d'acqua surriscaldato, ed il fabbisogno è di 1.000.000 di Kcal/h; conseguentemente, il *rapporto termico* è pari a 0,20. Occorreranno quindi 5 Kcal alla caldaia per ogni frigoria prodotta nell'evaporatore. Questa macchina, da un confronto fatto dai suoi AA., risulta più conveniente di una ad assorbimento a due stadi per la quale si avrebbe in questo caso $\zeta = 0,141$.

Vediamo adesso cosa succede in una macchina assorbimento-compressione che lavori in analoghe condizioni. La nostra macchina sia dotata di uno scambiatore di calore per il sottoraffreddamento dell'ammoniaca liquida che entra nell'evaporatore nonchè di un buon scambiatore di calore tra le soluzioni. Nella macchina precedente, il sottoraffreddamento raggiungeva la temperatura di -30°C ; quì, a causa della presenza del compressore meccanico, non vogliamo spingerlo a temperature tanto basse poichè diversamente occorrerebbero cilindrate grandissime, (a causa dell'elevato surriscaldamento dei vapori da aspirare che provengono dall'evaporatore e passano indi attraverso lo scambiatore) e lo limitiamo quindi alla temperatura di -5°C . In tali condizioni, l'ammoniaca che evapora a -70°C , sottrae 280 Kcal/kg nell'evaporatore e quindi, per 200.000 Kcal/h, ne occorreranno circa 715 kg/h. Dal diagramma di BOSNIAKOVIC (8) si deduce che, usando lo scambiatore di calore delle soluzioni, occorrerà fornire circa 650 Kcal alla caldaia per ogni Kg. di vapore di ammoniaca anidro; tenendo ferma la circolazione di 7,15 kg. di soluzione ricca per ogni Kg. di ammoniaca, il lavoro della pompa corrisponderà a:

$$\frac{7,15 (10,225 - 0,4168) \times 10}{427} = 1,65 \text{ Kcal. per ogni kg. di vapore di NH}_3 \text{ anidra in circolazione.}$$

Il compressore avrà la funzione di elevare dalla pressione di vaporizzazione, pari a 0,1114 ata, alla pressione di assorbimento, pari a 0,4168

ata, i vapori di ammoniaca provenienti dall'evaporatore per introdurli nell'assorbitore; tenendo conto che i vapori uscenti dall'evaporatore hanno sottoraffreddato sino a -5°C il liquido avanti la valvola di espansione, dal diagramma log.p,i si rileva che il lavoro meccanico necessario equivale a 48,35 Kcal/kg.

In sostanza, per ogni Kg. di ammoniaca che evapora avremo, da una parte, una produzione frigorifera di 280 Kcal e, dall'altra, un consumo di energia corrispondente alla somma di: $q_h = 650$ Kcal/kg di vapore, calore fornito in caldaia per la distillazione di 1 Kg. di ammoniaca pura; $q_p = 1,65$ Kcal/kg di vapore, equivalente termico del lavoro meccanico fornito alla pompa della soluzione; $q_c = 48,35$ Kcal/kg, equivalente termico del lavoro del compressore.

Il rapporto termico $(^1)$, diverrà quindi:

$$\zeta' = \frac{q_o}{q_h + q_p + q_c} \quad (2)$$

e quindi, nel nostro caso:

$$\zeta' = \frac{280}{650 + 1,65 + 48,35} = 0,4$$

valore, questo, apparentemente assai più vantaggioso di quelli fin'ora incontrati a proposito sia della macchina ad assorbimento a due stadi sia della macchina ad assorbimento a termocompressione.

Abbiamo detto « apparentemente » poichè, ai fini pratici, è necessario tener conto della differenza tra il costo dell'energia elettrica e quello dell'energia termica. Noi riteniamo che si possa tener conto di ciò introducendo al denominatore della (2) un *valore fittizio* nel quale compaia una relazione tra questi costi.

Per esempio, detto R il rapporto tra i costi delle due forme di energia, si può prendere in considerazione, a posto della (2), la seguente espressione:

$$\zeta_e = \frac{q_o}{q_h + R (q_p + q_c)} \quad (3)$$

Tanto per intenderci, ed in via del tutto provvisoria, potremmo chiamare ζ_e « coefficiente economico » della macchina ad assorbimento-compressione.

Per esempio, se il rapporto tra il costo dell'energia elettrica e quello dell'energia termica è uguale a 5, avremo, nel caso contemplato:

$$\zeta_e = \frac{280}{650 + 5 (1,65 + 48,35)} = 0,31$$

valore, questo, sempre vantaggioso.

Riteniamo anche — e sempre in via provvisoria — che nel nostro caso possano riuscire di una certa utilità le espressioni:

$$A = \frac{q_h}{q_h + (q_p + q_c)} \times 100 \quad ; \quad C = \frac{q_c}{q_h + (q_p + q_c)} \times 100 \quad (4)$$

le quali ci indicano immediatamente in quali percentuali intervengono nel ciclo di lavoro della macchina rispettivamente la parte ad assorbimento e la parte a compressione.

* * *

La macchina con eiettore risolve in maniera brillante determinati problemi, senza richiedere quantità apprezzabili di energia meccanica. Tuttavia, il fabbisogno di calore è molto elevato e inoltre, a causa dell'eiettore, la macchina richiede una gran quantità di acqua di raffreddamento.

A noi sembra che l'inserzione del compressore possa risultare spesso conveniente in quanto permette:

- una grandissima elasticità di funzionamento;
- economia dell'acqua di raffreddamento, e possibilità di usare, anche per impianti a bassa temperatura, acqua refrigerata in torri evaporative, che circola in circuito chiuso;
- la possibilità di usare miscugli contenenti idrocarburi alogenati, ed estendere così il campo di applicazione delle macchine ad assorbimento a bordo di natanti o di autoveicoli industriali, recuperando il calore dei fumi delle motrici termiche;
- ottenimento di basse temperature con mezzi semplici.

C'è, tuttavia, lo *svantaggio della presenza di un altro organo in movimento*, oltre la pompa, il quale, per di più, richiede una quantità non trascurabile di energia pregiata.

Partendo dalle considerazioni che precedono e dalle esperienze che abbiamo effettuato sui nuovi miscugli, abbiamo costruito il prototipo di una macchina ad assorbimento-compressione che abbiamo fatto funzionare col miscuglio petrolio-freon 22.

DESCRIZIONE DI UN PROTOTIPO DI MACCHINA FRIGORIFERA ASSORBIMENTO-COMPRESSIONE, CHE LAVORA CON IL MISCUGLIO PETROLIO-FREON 22.

1) *La macchina.*

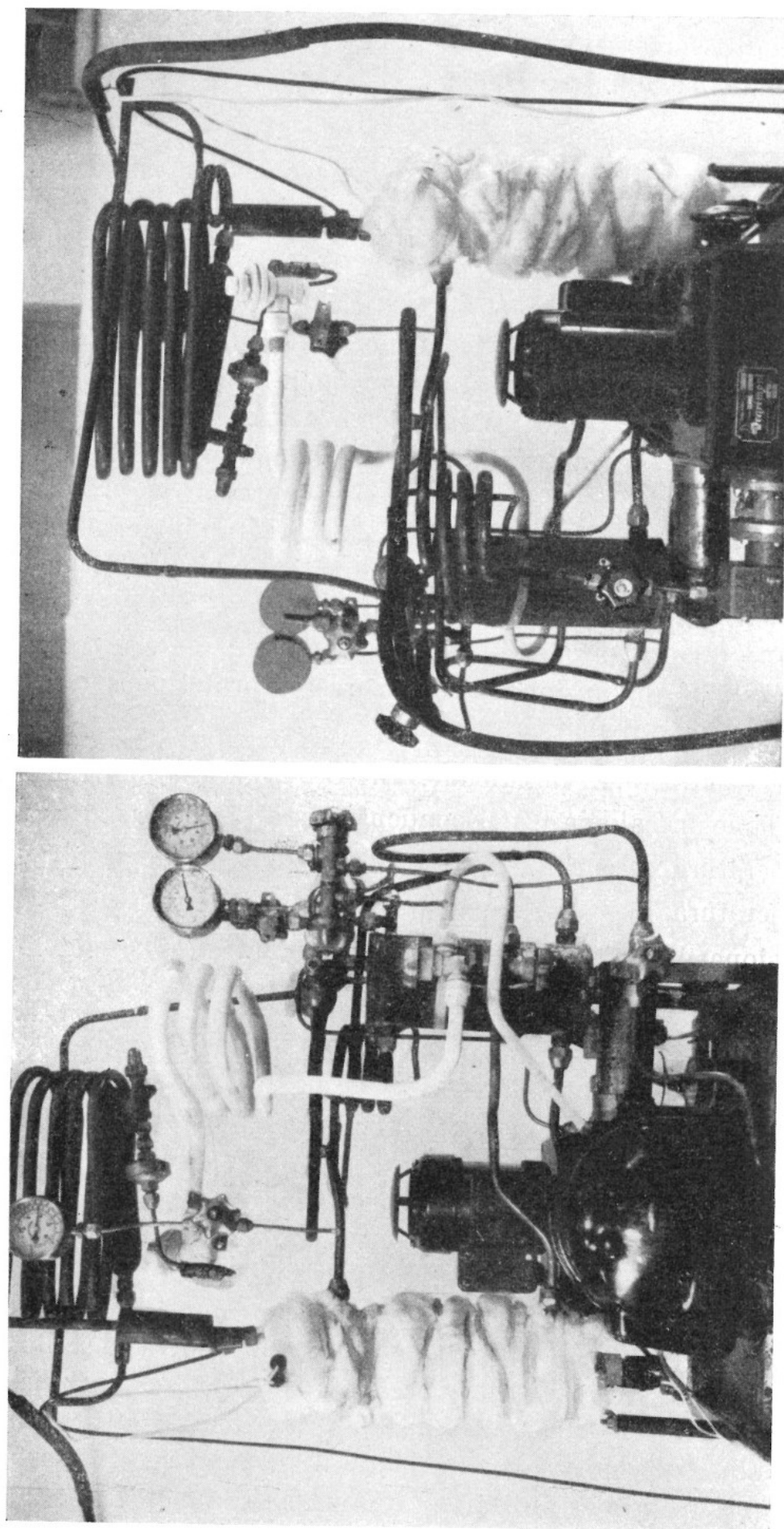
La macchina in questione è stata da noi realizzata secondo lo schema di principio della fig. 2; vi si trova anche il solito scambiatore di calore delle soluzioni interposto tra la caldaia e l'assorbitore ed inoltre la soluzione povera viene ulteriormente raffreddata prima del suo ingresso nell'assorbitore. La condensazione è ad acqua. Il prototipo è stato presentato alla III e IV Commissione de l'Institut International du Froid, in occasione delle giornate internazionali di Abano Terme (Padova) tenutesi nei giorni 29, 30 e 31 maggio 1957.

La macchina è riprodotta nella fig. 3.

Le caratteristiche di funzionamento di questo prototipo sono le seguenti (vedi diagramma delle figg. 4 e 10).

- temperatura finale in caldaia: 124°C
- pressione in caldaia e nel condensatore: 12,26 ata
- temperatura di condensazione: 30°C
- temperatura di vaporizzazione: -20°C
- pressione di vaporizzazione: $p_v = 2,51$ ata
- temperatura finale nell'assorbitore: 20°C
- pressione nell'assorbitore: $p_a = 5,50$ ata
- concentrazione soluzione ricca: 30%
- concentrazione soluzione povera: 10%
- rapporto di compressione (tra assorbitore ed evaporatore):
 $p_a/p_v = 2,2$

La caldaia era alimentata da due resistenze elettriche della potenza singola di 180 W; inoltre, per accelerare l'avviamento, si è installata una terza resistenza della potenza di 200 W, che veniva inserita per un tempo assai breve all'inizio del funzionamento della macchina. La produzione frigorifera a -20°C è stata misurata pari a 120 Kcal/h; la potenza assorbita dal compressore era di 100 Watt/h. In sostanza abbiamo, per questo piccolo prototipo, trascurando la potenza richiesta



a) Vista anteriore

b) Vista posteriore

Fig. 3. - Prototipo di macchina assorbimento-compressione con miscuglio petrolio-freon 22.

dalla pompa di circolazione, un consumo di $360 + 100 = 460$ Watt/h, pari a 396 Kcal/h, ed una produzione di 120 Kcal/h. In conclusione, il rapporto termico è pari a 0,303 e quindi, date le piccole dimensioni di questa prima macchina, l'insufficienza degli scambiatori di calore, ecc. esso può essere considerato vantaggioso.

Costruiremo un modello più grande e più perfezionato, dal quale potremo meglio rilevare elementi di interesse industriale, certo più attendibili di quelli orientativi del prototipo.

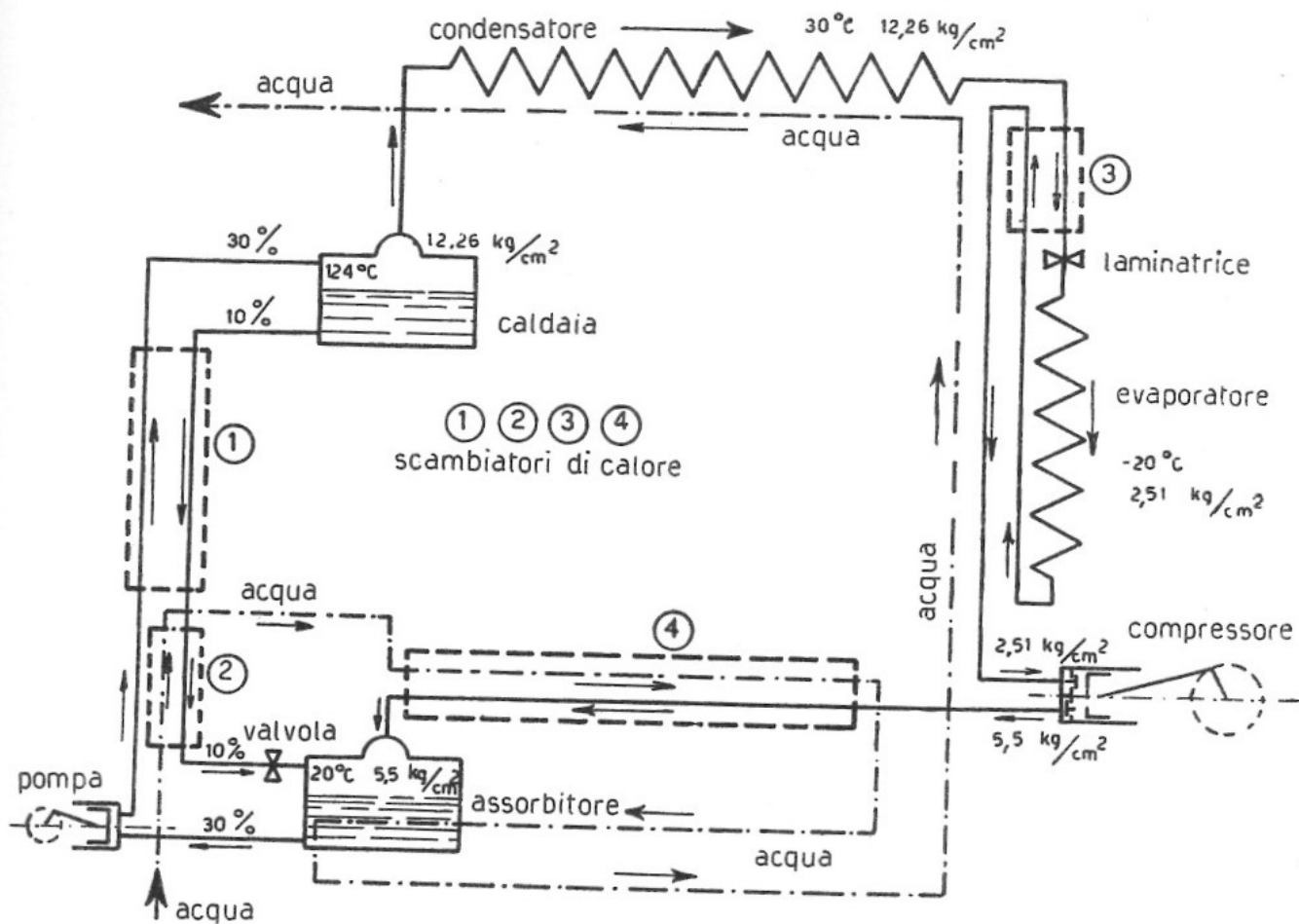


Fig. 4. - Esempio schematico di macchina ad assorbimento-compressione con miscuglio petrolio-freon 22.

Naturalmente, una macchina di discreta potenza giustificherà il costo di scambiatori di calore adeguati, e verrà più o meno realizzata secondo lo schema della fig. 4; è facile calcolare la potenza richiesta dagli organi in movimento, e conviene, a titolo di esempio, eseguire questo calcolo per una macchina che produce 200.000 Kcal/h nell'evaporatore alla temperatura di -20°C .

La macchina sia a petrolio-freon 22 e lavori alle stesse condizioni del prototipo; avremo qui lo scambiatore di calore per il sottoraffredda-

mento dell'agente frigorifero prima del suo ingresso nella valvola laminatrice, mediante il surriscaldamento dei vapori uscenti dall'evaporatore.

Siano:

produzione frigorifera	200.000 Kcal/h
pressione in caldaia e nel cond.	12,26 ata
temperatura finale in caldaia	124°C
temperatura finale di condensazione	30°C
temperatura di vaporizzazione:	—20°C
pressione nell'evaporatore: p_0	2,51 ata
temp. finale assorbimento:	20°C
pressione nell'assorbitore: p_a	3,50 ata
rapporto compressione tra assorbitore ed evapor.	2,20
entalpia del freon 22 liquido a 22°C: i'	106,78 Kcal/kg
entalpia del vapore a titolo $x = 1$, a — 20°C: i''	147,35 Kcal/kg
effetto frigorifero: $q_0 = i'' - i'$	40,57 Kcal/kg
entalpia del vapore surriscaldato al suo ingresso nel compressore: i_1''	150,01 Kcal/kg
entalpia del vapore compresso: i_2''	154,75 Kcal/kg
equivalente termico del lavoro di compressione: AL	4,74 Kcal/kg
— poichè possiamo ammettere che il vapore uscente dalla caldaia sia privo di vapori di solvente, la circolazione della soluzione ricca sarà:	

$$f = \frac{1 - 0,10}{0,30 - 0,10} = 4,5 \text{ Kg/kg}$$

ed il lavoro della pompa, per ogni kg. di vapore di freon, espresso in unità termiche, sarà:

$$q_p = \frac{f (p_a - p_0) \times 10}{427} = 0,32 \text{ Kcal/kg}$$

— La produzione oraria di freddo col lavoro di 1 Kwh, cioè 860 q_0 /AL sarà pari a 7360 Kcal/kwh e quindi, per il nostro impianto di 200.000 Kcal/h, occorrerà, teoricamente, per il compressore, una potenza di: 27,2 Kw

Con una macchina frigorifera a compressione ad uno stadio che lavori nelle condizioni di cui sopra, avremmo invece avuto bisogno di un lavoro molto superiore; precisamente, l'effetto frigorifero teorico riferito al kwh sarebbe stato pari a 3233 Kcal/kwh e quindi la potenza teorica installata sarebbe dovuta essere di 64,8 kw, e cioè 2,27 volte più grande.

Dove si dispone di calore di recupero nonchè di energia elettrica, questo tipo di macchina può quindi risultare conveniente.

Si osservi che lavorando con concentrazioni finali assai basse ovvero con soluzioni ricche con titolo inferiore al $22 \div 25\%$, diminuisce il lavoro di compressione, ma viene conseguentemente ad aumentare quello della pompa di circolazione. In un prossimo studio esamineremo le condizioni di lavoro di una macchina di tal genere allo scopo di stabilire criteri generali per determinare *quale percentuale di lavoro convenga affidare alla caldaia e quale al compressore*.

La macchina ad assorbimento-compressione è intermedia tra quella a compressione e quella ad assorbimento; quindi essa si estende ovviamente entro una vasta gamma che può dare ampia materia di riflessione. Per esempio, considerando le cose sotto un aspetto energetico, la piccola macchina ad assorbimento a petrolio-freon 22 che abbiamo mostrato ad Abano, aveva una potenza complessiva di 460 Watt, di cui 360 termici, e 100 meccanici, per il compressore; possiamo dire per la (4), a titolo di orientamento, che quella macchina era per il $\frac{360}{460} = 78\%$ una macchina ad assorbimento, e per il rimanente 22% una macchina a compressione.

Se invece ci riferiamo ai costi dell'energia meccanica, allora ci torna utile esaminare l'*indice economico* di cui abbiamo già detto. Con un rapporto di costi pari a 5 il coefficiente economico di tale macchina sarà:

$$\frac{120}{360 + 5 \times 100} = 0,14$$

e quindi, sotto l'aspetto economico, questa macchina sarà per $\frac{360}{860} = 42\%$ ad assorbimento e per il $\frac{500}{860} = 58\%$ a compressione.

Si tratta più di problemi che debbono ancora essere definiti e che non sono semplici; riteniamo che una discussione in merito sarebbe proficua e, nel frattempo, continueremo le ricerche atte a individuare i miscugli migliori e a definire le questioni termodinamiche di lavoro della macchina.

In ogni caso, ed in linea di massima, si può sin d'ora asserire che: 1) quando si dispone di calore di recupero ovvero si vogliono usare i freon nonchè ottenere basse temperature sia con essi che con la coppia acqua-ammoniaca; 2) quando si ha acqua di raffreddamento scarsa o a temperatura elevata; allora una macchina di tal fatta riesce più economica di una macchina a compressione e più pratica di una macchina ad assorbimento a più stadi. Quando si dispone di grandi quantità di calore di recupero, e quindi gratuito, e non vi sono limitazioni nella qualità dell'agente frigorifero, allora può essere senz'altro più vantaggiosa la macchina di HELLER e FARAGO per la sua geniale semplicità.

II) *L'Assorbitore.*

L'organo più delicato di una macchina ad assorbimento è in genere l'assorbitore; quando si usano miscugli a base di petrolio o di olio minerale, le difficoltà di assorbimento aumentano, e quindi non è facile ottenere condizioni finali soddisfacenti.

Partendo dalla considerazione che per ottenere un buon assorbimento è necessario, tra l'altro, che il solvente abbia la massima super-

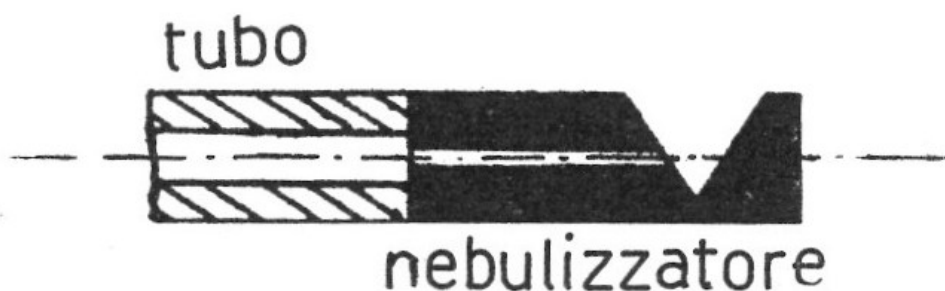


Fig. 5. - Sezione trasversale di un nebulizzatore.

ficie possibile di contatto con i vapori del soluto, abbiamo pensato di polverizzare la soluzione povera entrante in caldaia mediante nebulizzatori che utilizzano il salto di pressione tra caldaia e assorbitore.

Nelle fig. 5 e 6 si vede uno di questi nebulizzatori ed anzi la fig. 7 ne mostra uno in funzione. I risultati ottenuti sono stati favorevoli specialmente con la coppia olio-freon 12, ma comunque essi saranno in avvenire confrontati accuratamente con quelli ottenuti mediante altri sistemi di assorbimento, allo scopo di vedere l'efficacia di questo metodo.

Il nostro prototipo aveva una coppia di nebulizzatori con ugello del diametro interno di 0,6 mm.; uno di questi è stato escluso perchè esuberante, ed anzi dannoso in quanto metteva in corto circuito caldaia ed assorbitore.

Il getto nebulizzato viene lanciato all'interno dell'assorbitore in una atmosfera di freon; quindi va a battere contro superfici metalliche raffreddate dalla circolazione dell'acqua di refrigerazione. Il miscuglio arricchito si raccoglie in un serbatoio refrigerato posto al fondo dell'assorbitore, ed entro il quale gorgoglia il vapore di freon proveniente dal compressore, e già raffreddato dall'acqua.

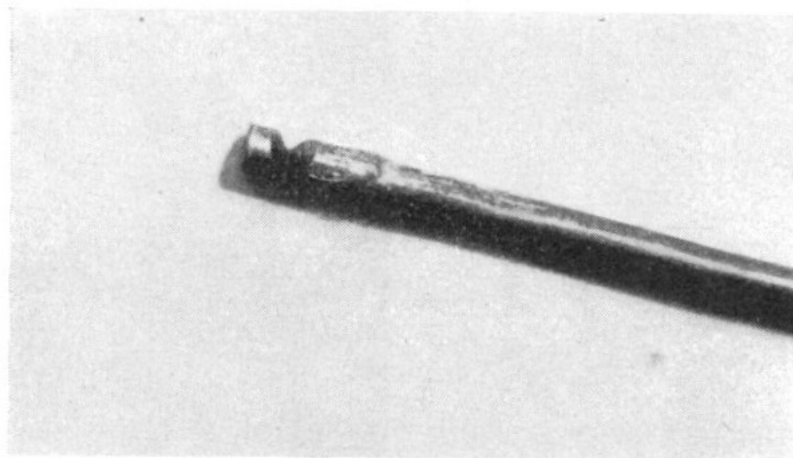


Fig. 6. - Nebulizzatore.

Nelle grandi macchine è possibile installare una batteria di nebulizzatori la cui inclusione o esclusione progressiva potrà servire a modulare la circolazione delle soluzioni e quindi a regolare il funzionamento della macchina: ciò potrà inoltre farsi sia regolando la velocità del compressore che procedendo come è stato indicato dal Prof. NIEBERGALL ⁽⁹⁾.

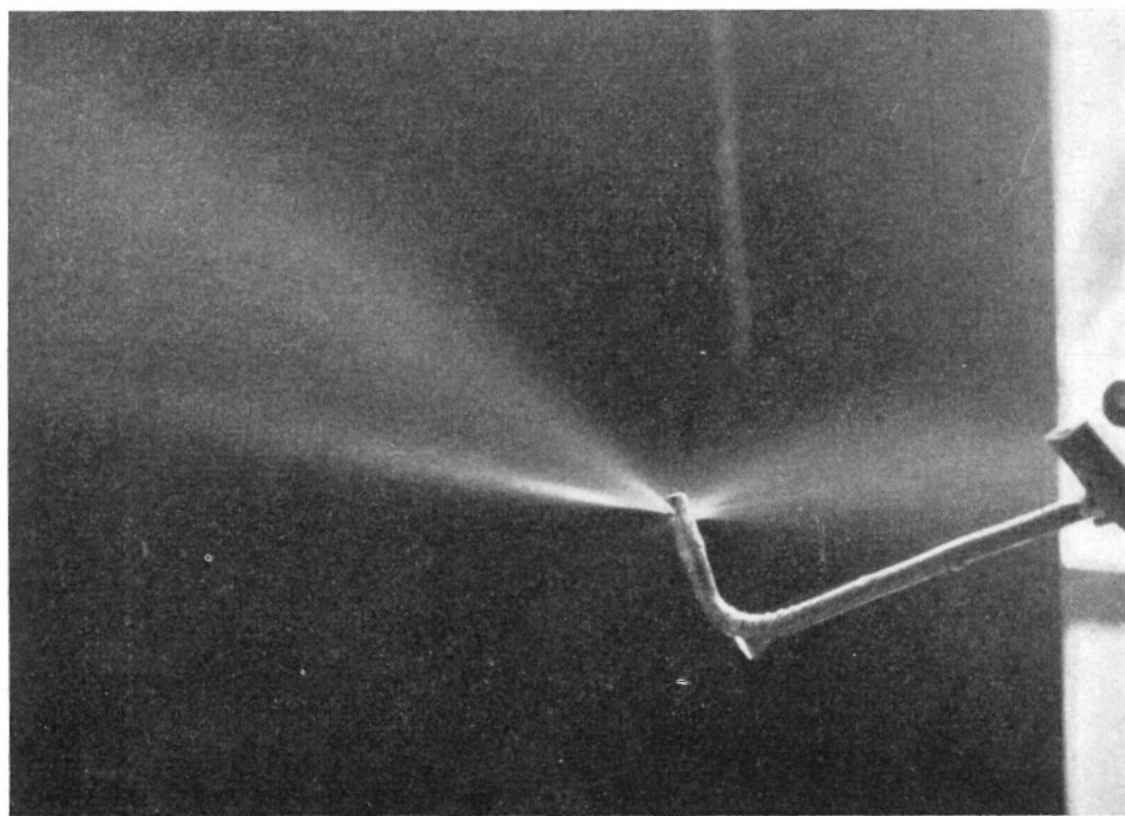
I risultati ottenuti sin'ora ci hanno incoraggiato a proseguire in questo senso le nostre ricerche.

Ringrazio i Sigg. Lanfranco Palla e Fulvio Loreti della loro preziosa e intelligente collaborazione.

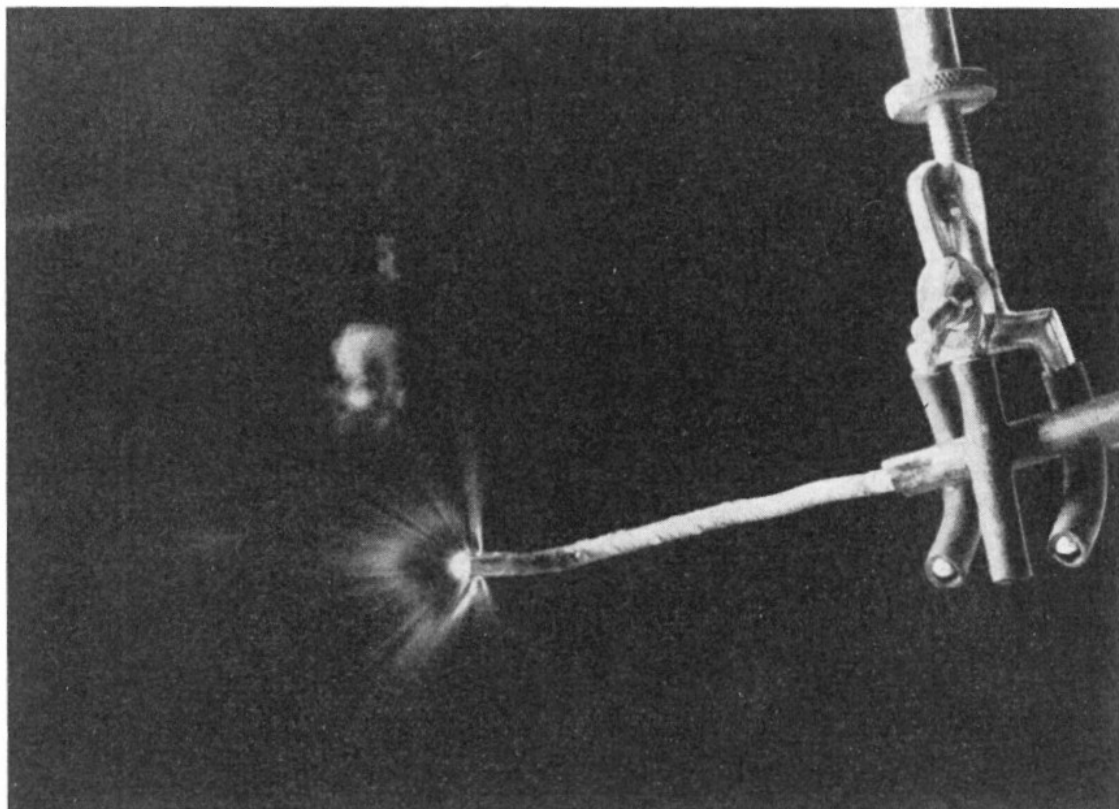
Roma — Istituto Superiore di Sanità - Laboratorio di Ingegneria.

BIBLIOGRAFIA

- (¹) NIEBERGALL W. - Règles internationales pour l'essai des machines à absorption - Annexes 1953-4 au Bulletin de l'Institut International du Froid, Paris.
- (²) HELLER L. e FARAGO J. - Absorption refrigeration at very low temperatures - Comptes Rendus du IX Congrès International du Froid, Paris (1955).
- (³) PLANK R. e KUPRIANOFF J. - Die Kleinkältemaschine, Springer-Verlag, Berlin (1948).
- (⁴) DANNIES J. H. - Die absorptionskältemaschine - Ed. Brücke-Verlag, Hannover (1951).
- (⁵) SAGE B. H., LACEY W. N. and SCHAAFSMA J. G. - Industrial and Engineering Chemistry, 26: 8 (1934).
- (⁶) BAMBACH G. - Kältetechnik, n. 7 (1955).
- (⁷) ALTENKIRCH E. - Absorptions-Kältemaschinen, Veb. Verlag Technik, Berlin (1954).
- (⁸) MERKEL und BOSNJAKOVIC - Diagramme und Tabellen zur Berechnung der Absorption-skältemaschinen, E. Springer, Berlin (1929).
- (⁹) NIEBERGALL W. - Kältetechnik, n. 5 (1955).



a) di lato



b) di fronte

Fig. 7. - Veduta del nebulizzatore in funzione.

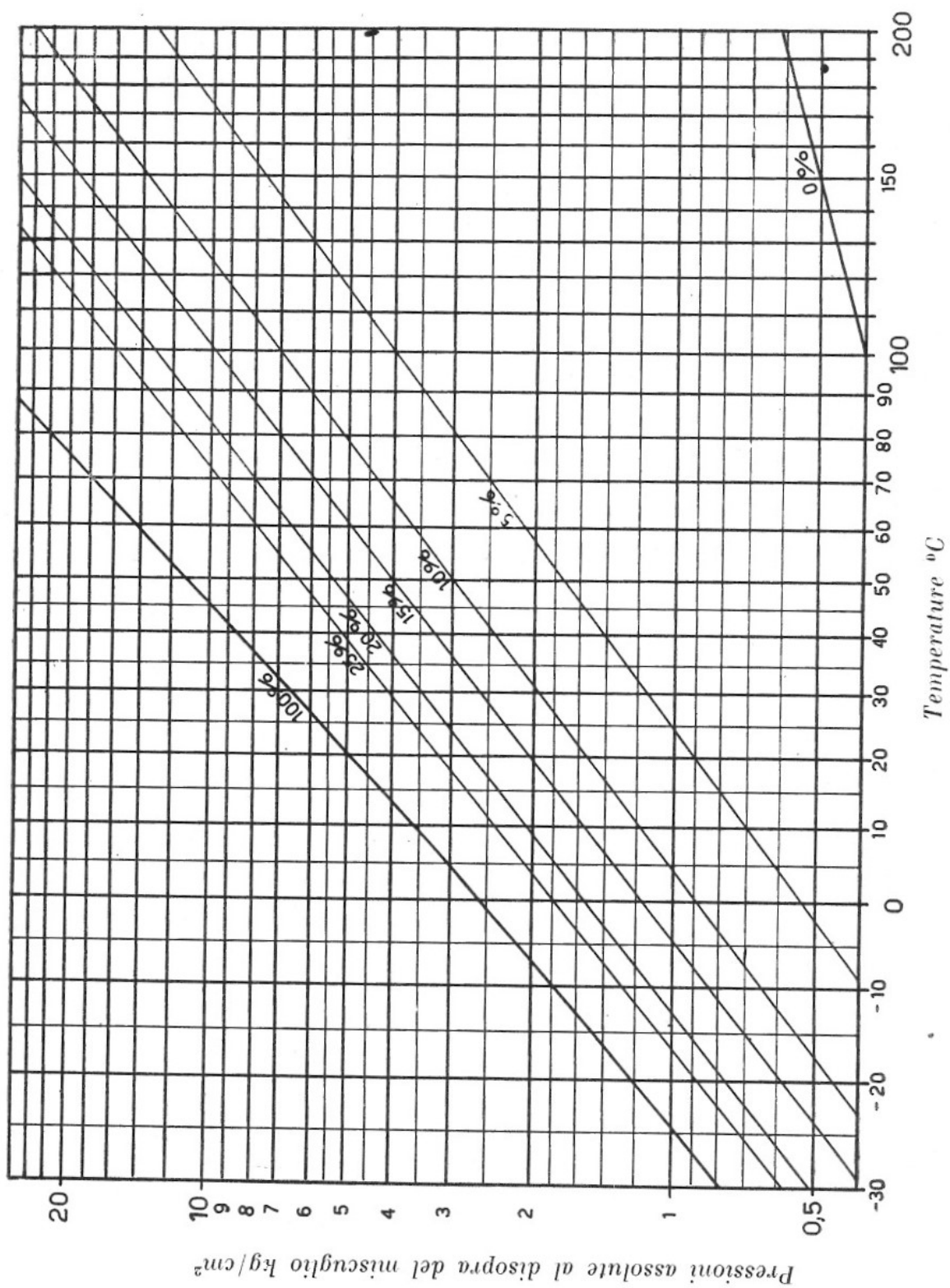


Fig. 8. - Diagramma log-log dei miscugli Petrolio-Cloruro di metile.

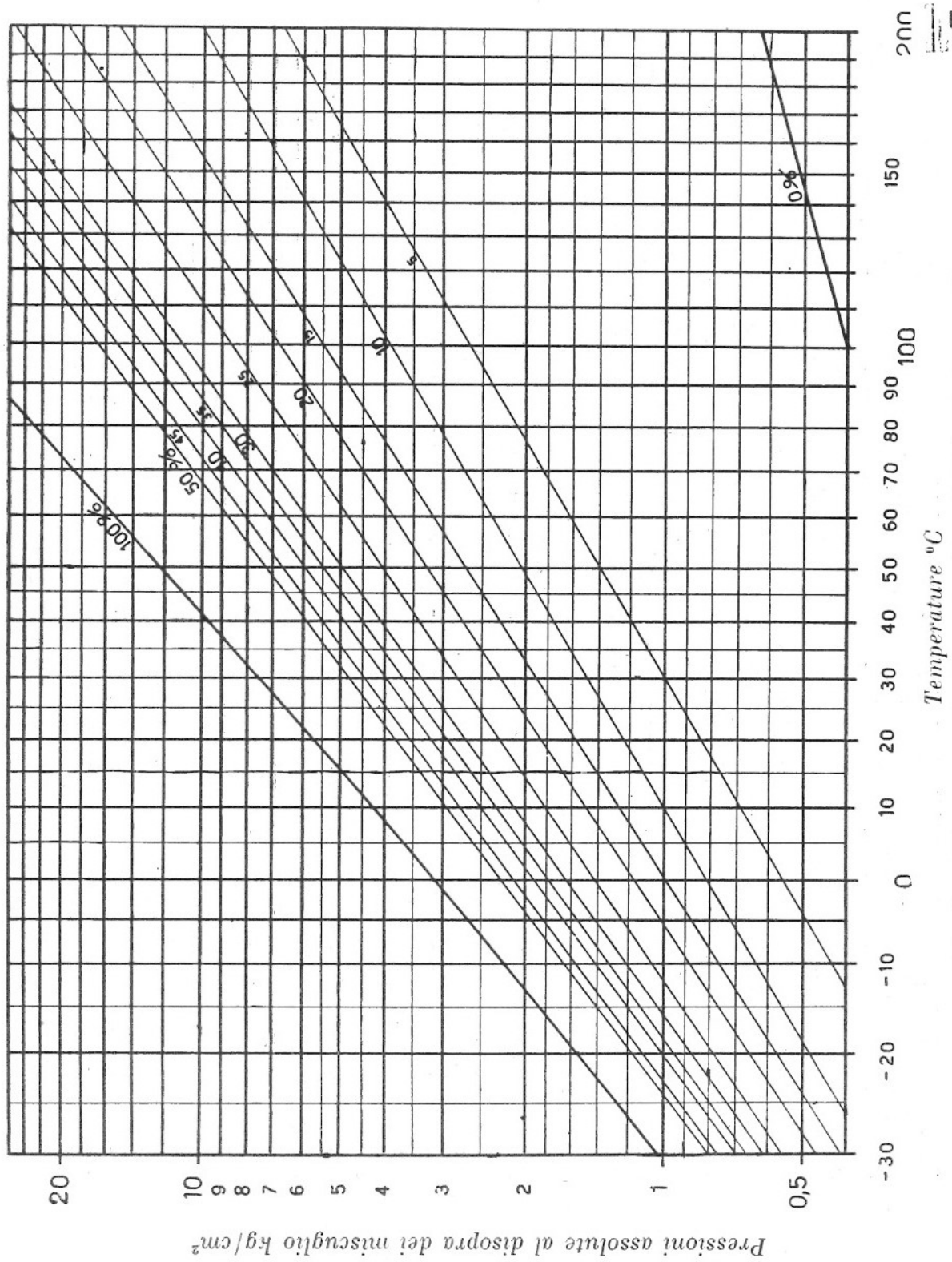


Fig. 9. - Diagramma log-log dei miscugli Petrolio-Freon 12.

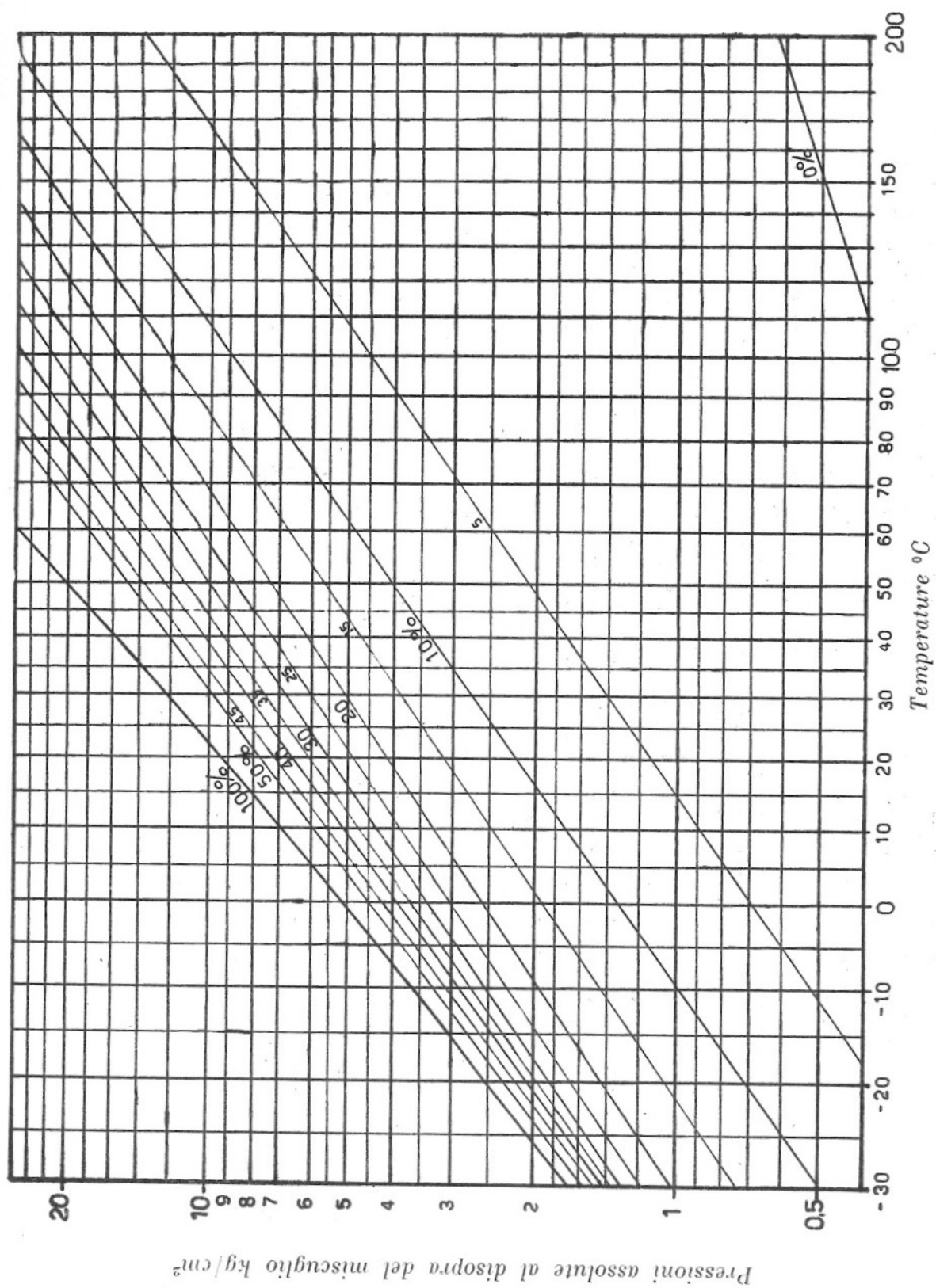


Fig. 40. - Diagramma log-log dei miscugli Petrolio-Freon 22.

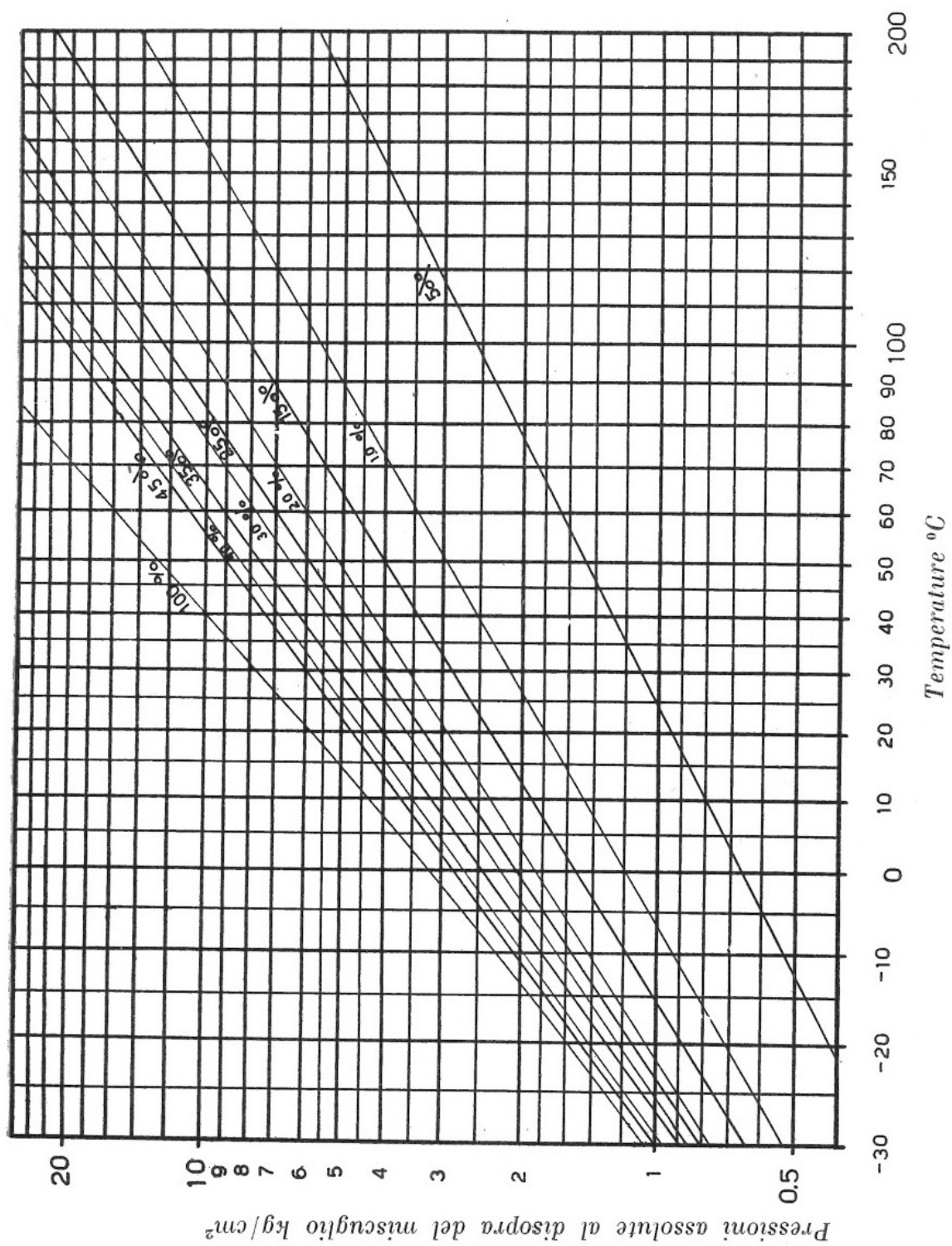
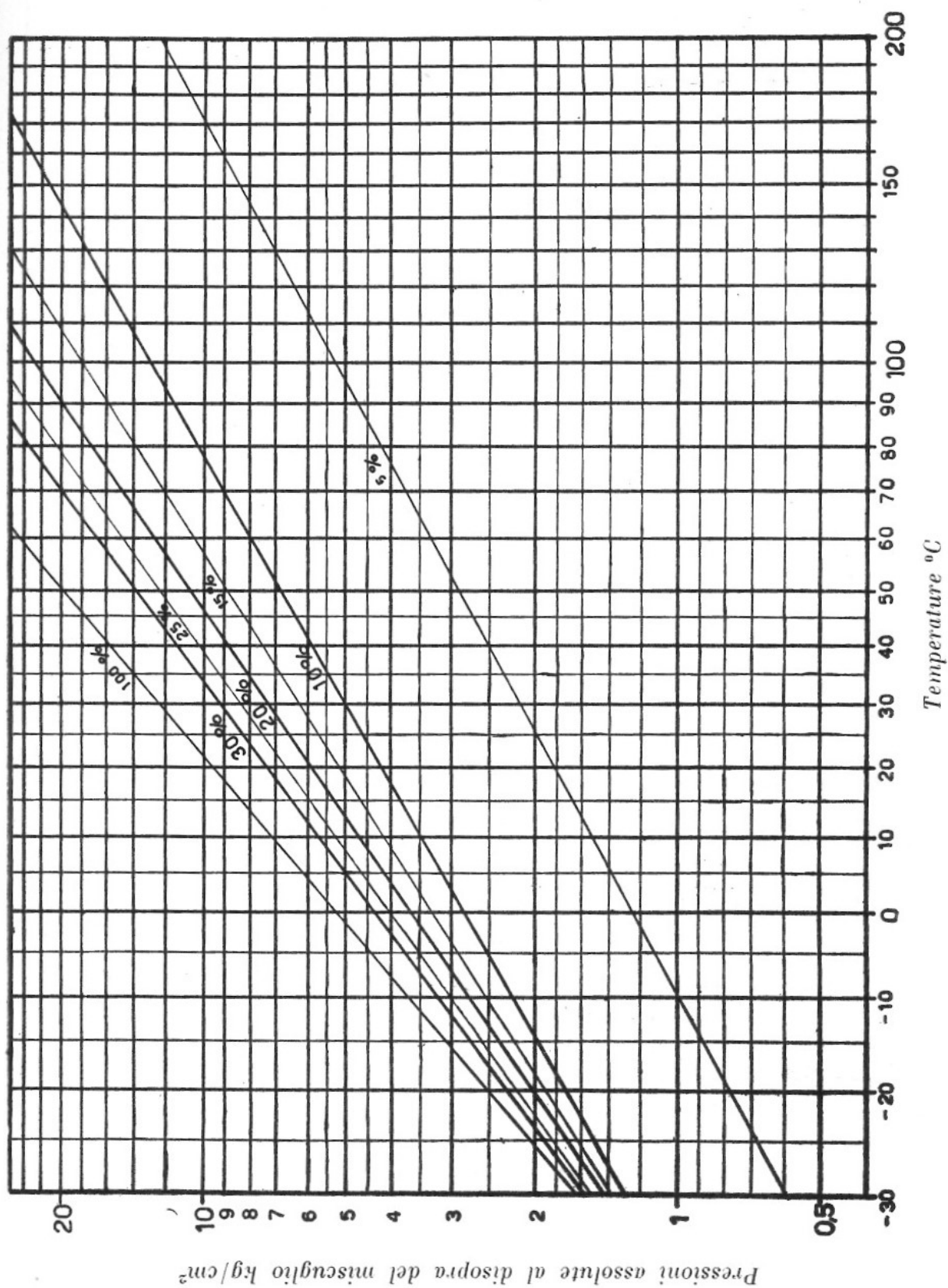


Fig. 11. - Diagramma log-log dei miscugli Olio Vitrea 43 - Freon 12.



Figl 12. - Diagramma log-log dei miscugli Olio Vitrea 13 - Freon 22.

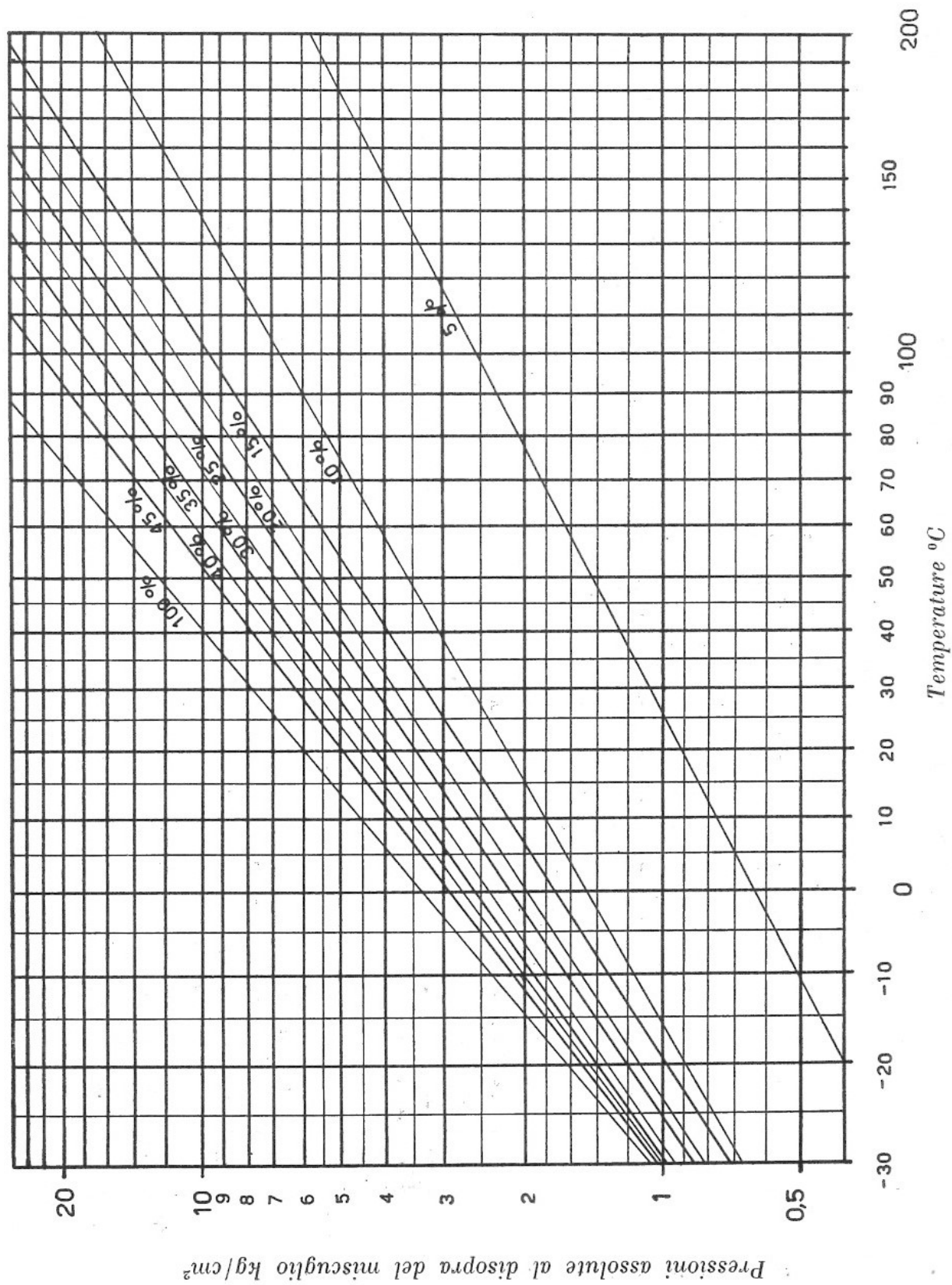


Fig. 13. - Diagramma log-log dei miscugli Olio Tellus 43 - Freon 12.

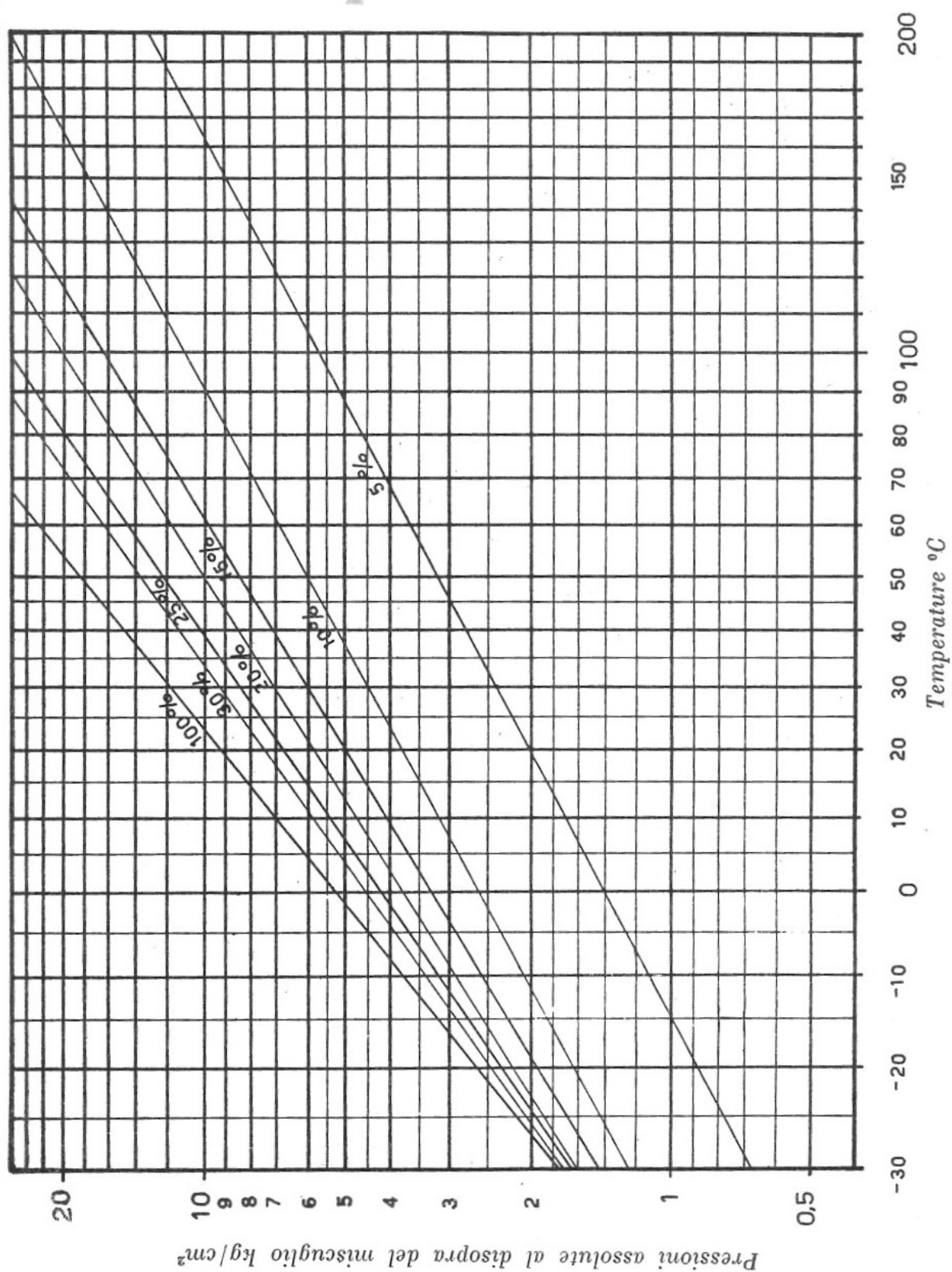


Fig. 14. - Diagramma log-log dei miscugli Olio Tellus 45 - Freon 22.

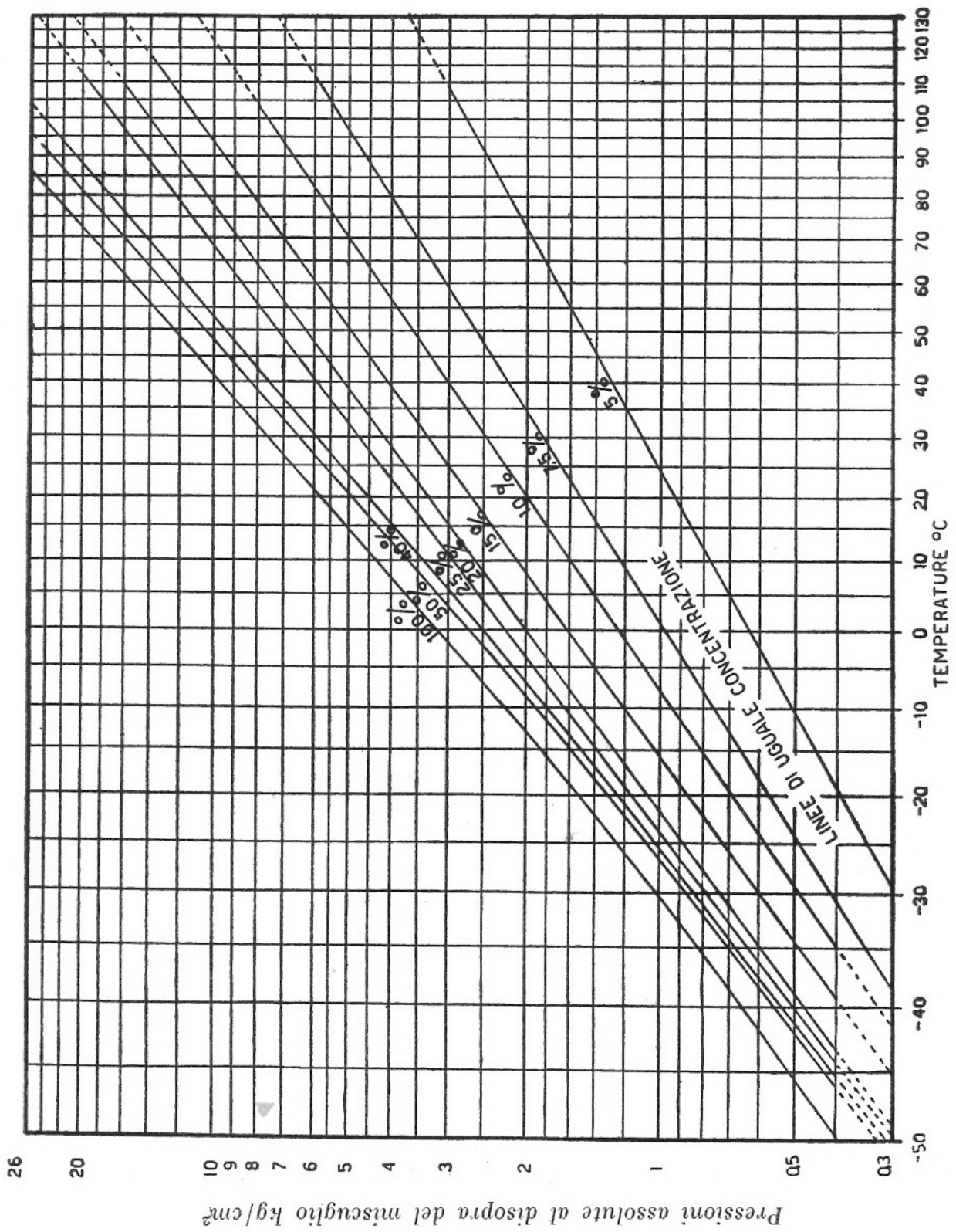


Fig. 43. - Diagramma log-log dei miscugli Olio minerale - Freon 12.

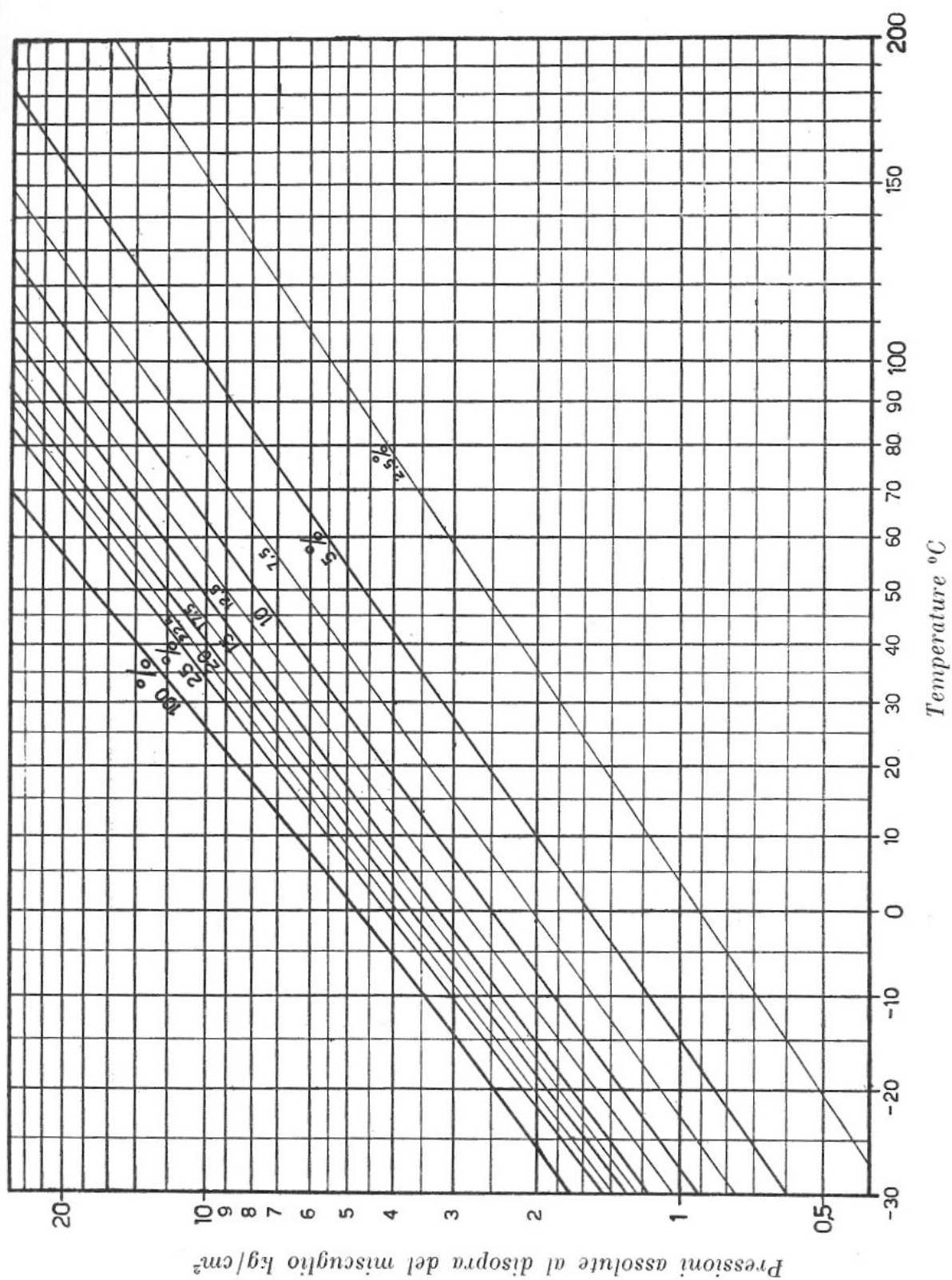


Fig. 16. - Diagramma log-log del miscuglio Ondina Oil 33 - propano.

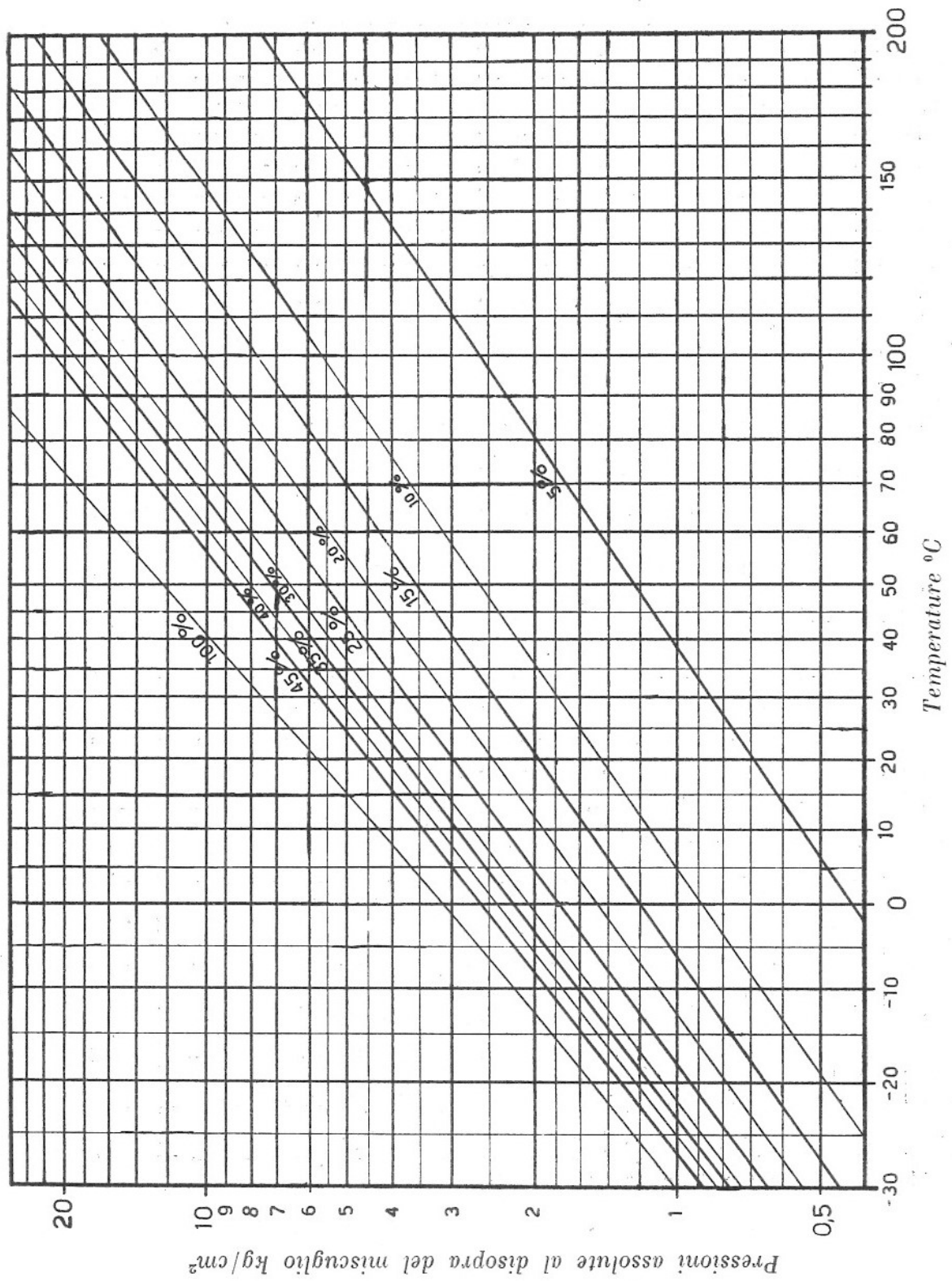


Fig. 17. - Diagramma log-log del miscuglio Olio Clavus 17 - Freon 12.

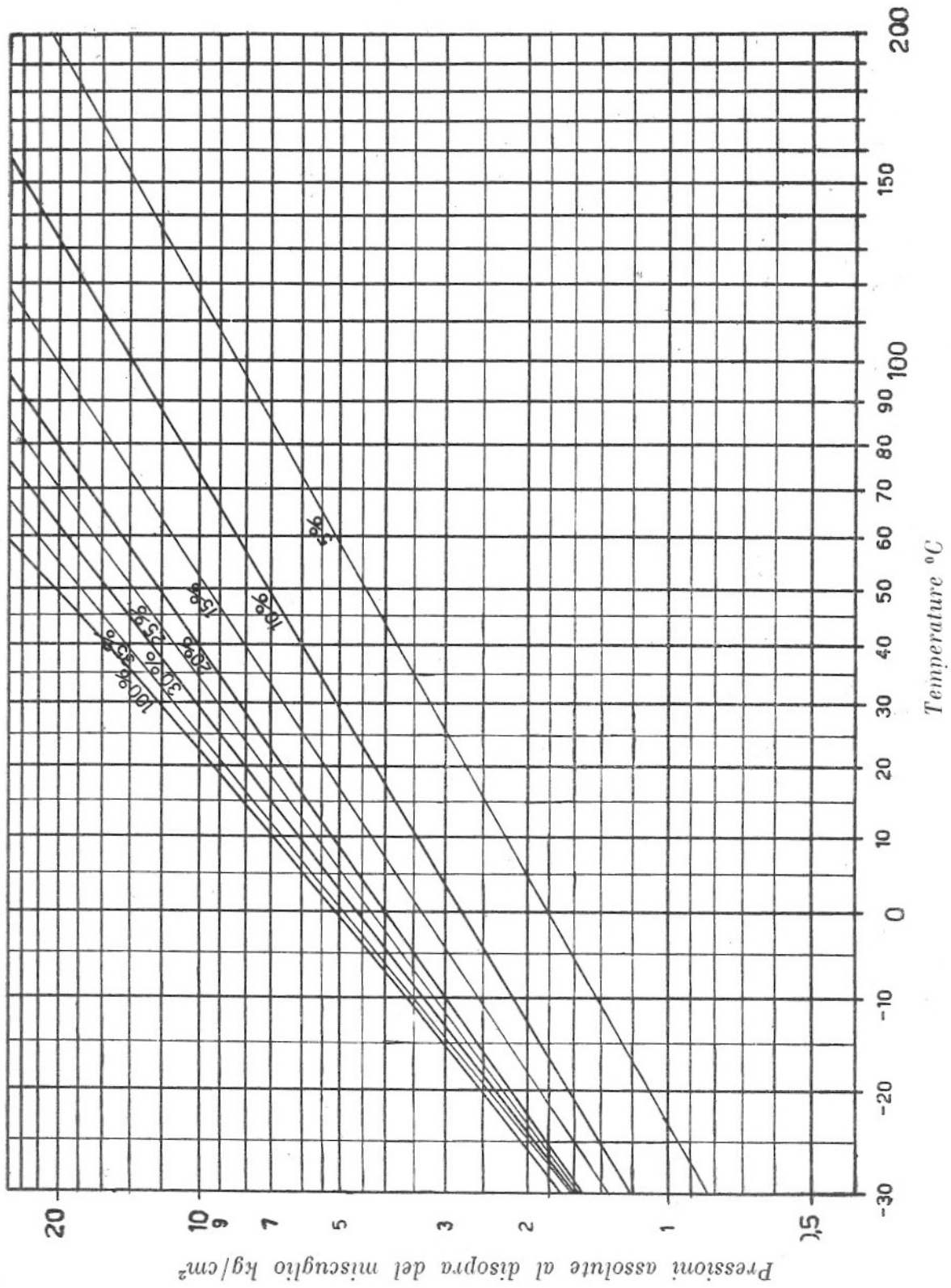


Fig. 48. - Diagramma log-log del miscuglio Olio Clavus 17 - Freon 22.

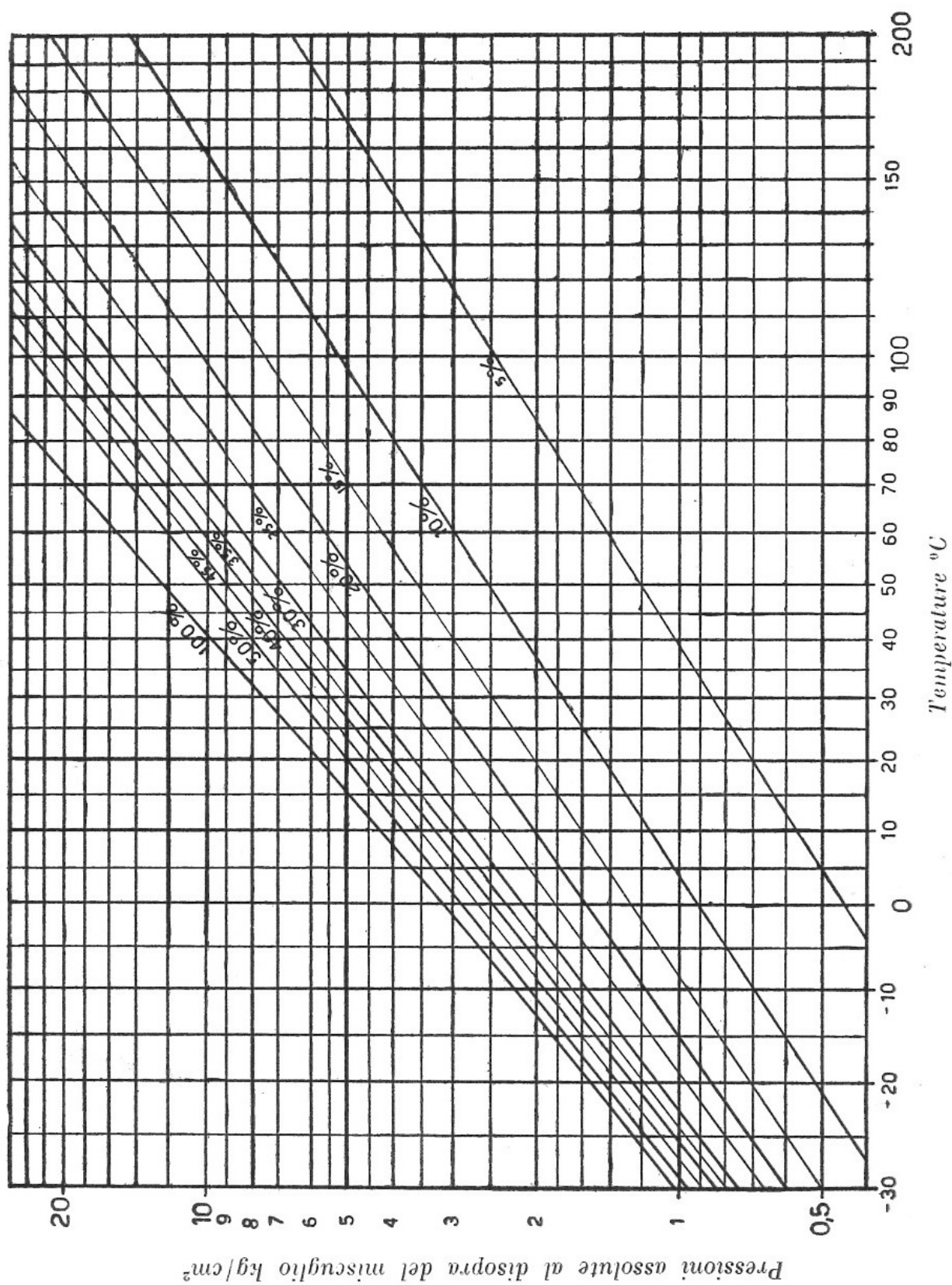


Fig. 49. - Diagramma log-log del miscuglio Olio S. 41 - Freon 12.

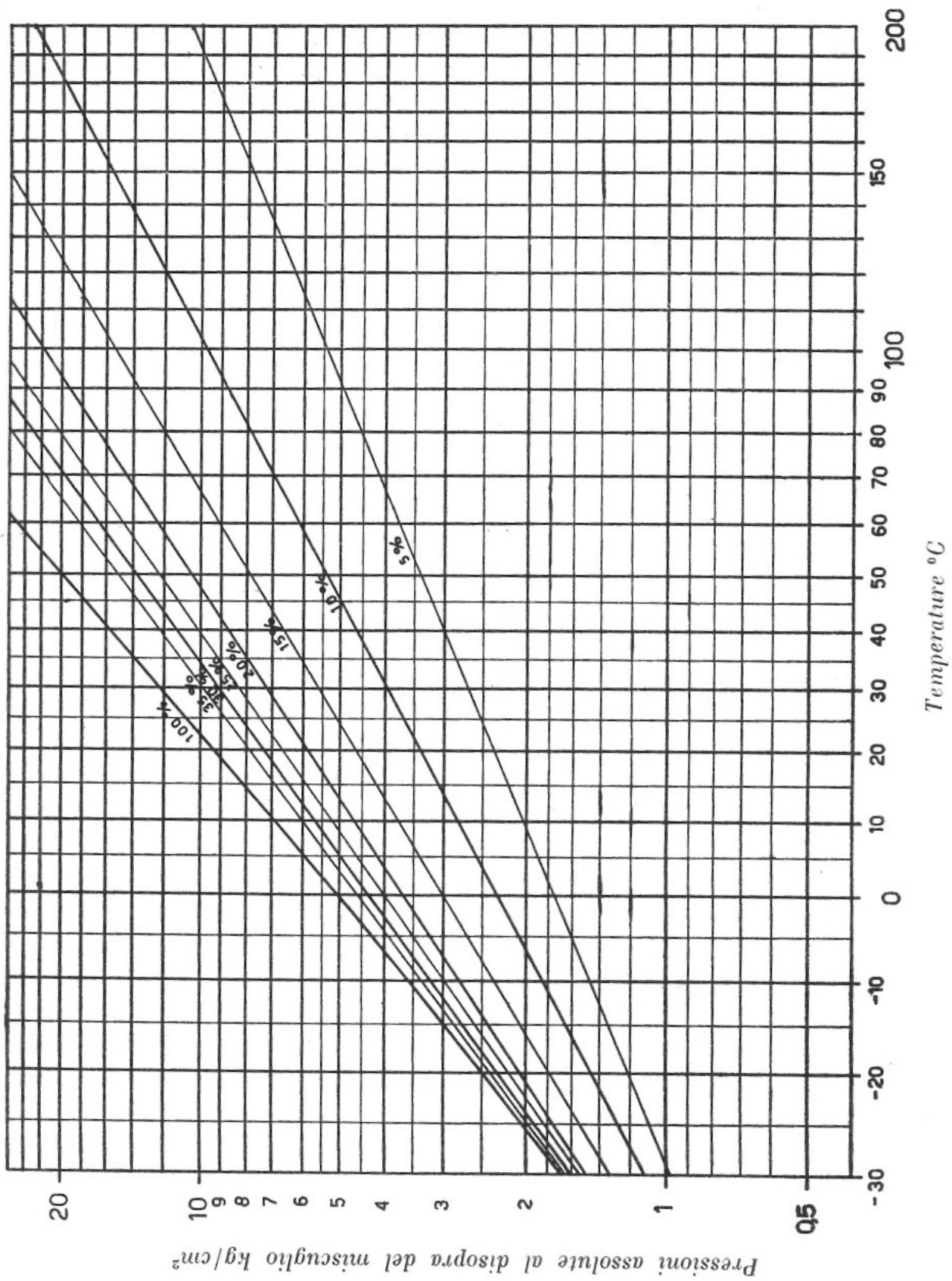


Fig. 20. - Diagramma log-log del miscuglio Olio S. 44 - Freon 22.