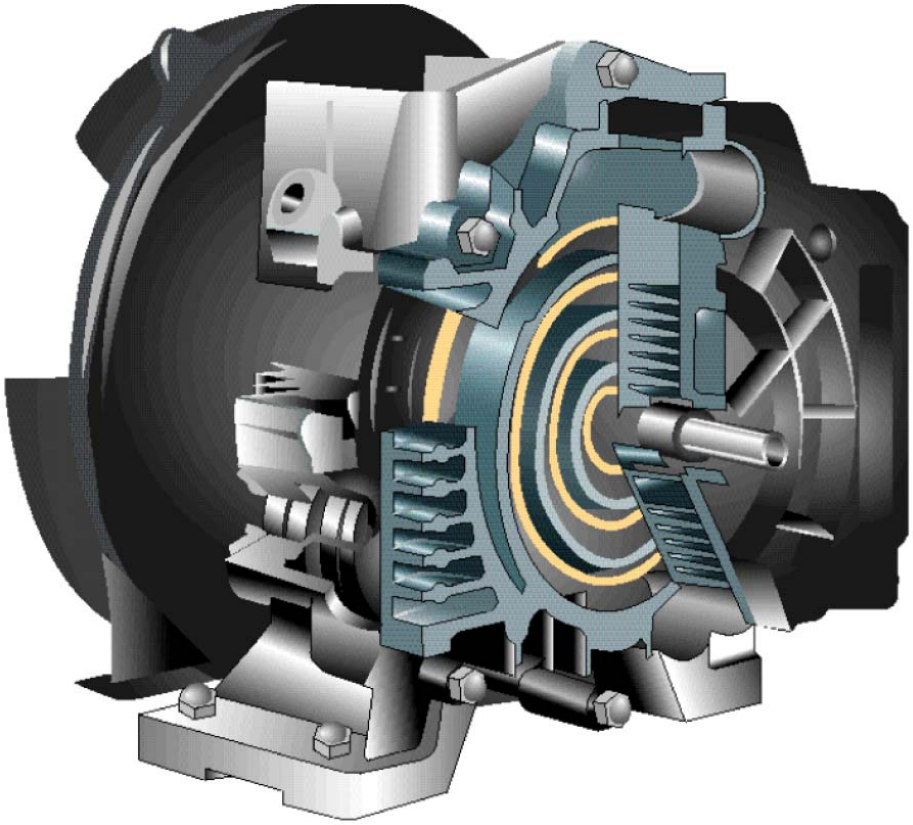
POLITECNICO DI BARI

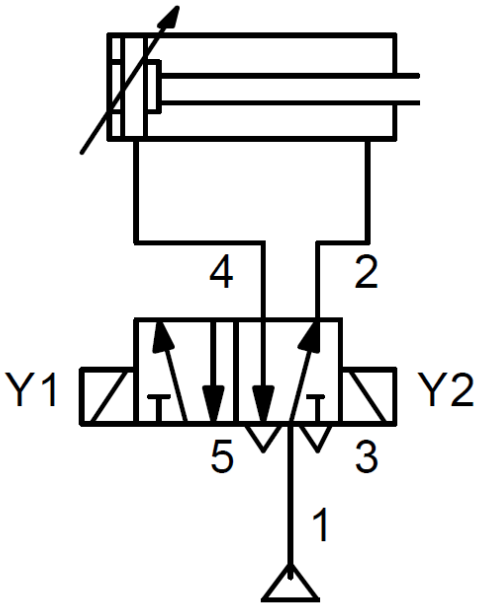
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA



AZIONAMENTI A FLUIDO

Docenti: Prof. Ing. ***Riccardo Amirante***

Studente: Dott. ***Ilario De Vincenzo***



PROGRAMMA DEL CORSO: AZIONAMENTI A FLUIDO

1. *Introduzione al corso* **(0,25 CFU: 2L)**: presentazione degli argomenti, obbiettivi formativi, modalità della verifica, esercizi ed esercitazioni.
2. *Introduzione agli impianti di automazione* **(0,375 CFU: 3L)**: struttura e vantaggi. Conversione, controllo e trasporto dell'energia. Simboli grafici secondo DIN ISO 1219
3. *Proprietà dei fluidi* **(0,25 CFU: 2L)**: Trasmissione pneumatica dell'energia. Trattamento dell'aria compressa: unità, grandezze, simboli, umidità assoluta e relativa, dinamica dell'aria compressa.
4. *Accumulo e distribuzione* **(1,063 CFU: 8L 1E)**: Sistemi di accumulo dell'aria, a lobi, a viti, a palette, a pistone, turbine, progetto del serbatoio. Tipologia e dimensionamento delle reti di distribuzione dell'aria compressa.
5. *Cilindri* **(0,813 CFU: 6L 1E)**: Cilindri pneumatici: tipologie costruttive, ammortizzamento di fine corsa, tipi di tenuta, parametri e dimensionamento, cilindri a semplice effetto, a doppio effetto, telescopici, esecuzioni speciali. Principi costruttivi, tipi di fissaggio, sollecitazione di punta.
6. *Valvole ordinarie e speciali* **(0,813 CFU: 6L 1E)**: Valvole Direzionali: Funzione e Rappresentazione, Struttura ed Azionamenti, Esecuzione Costruttiva delle valvole direzionali ad Otturatore e a Cassetto, Esecuzioni Pratiche, Elettrovalvole. Valvole di non ritorno pilotate e non. Selettore di Alta Pressione (valvola OR). Selettore di Bassa Pressione (valvola AND). Valvole di Scarico Rapido. Valvole di Registrazione: Strozzatori e Diaframmi Fissi e Variabili. Riduttori di Pressione. Valvole di Sequenza. Temporizzatori Pneumatici. Fine Corsa: ad azionamento meccanico, magnetico, virtuali. Sensori di Prossimità a getto d'aria: a contropressione, a riflessione, a induzione, a getto divergente. Sensori ad Intercettazione: ad emettitore e ricevitore, a due ugelli emettitori, a tre ugelli. Amplificatori Pneumatici. Convertitore pneumatico-elettrico.
7. *Tecniche proporzionali* **(0,313 CFU: 2L 1E)** Distributori proporzionali. Funzionamento e descrizione delle valvole: Caratteristica portata-segnale, tipi di cursore, il ricoprimento. Elettronica di comando con l'uso di microprocessori e segnali PWM, il dithering, il sezionamento elettrico del carico (high, low). Descrizione degli spigoli di un cursore proporzionane. Frequenza dei sistemi proporzionali, diagrammi di Bode.
8. *Circuiti* **(0,813 CFU: 6L 1E)**: Circuiti pneumatici fondamentali. Descrizione di funzionamento degli impianti: Diagrammi funzionali, Schemi funzionali (schemi sequenziali). Principi di tecnica digitale, apparecchi pneumatici per funzioni logiche. Cicli pneumatici sequenziali: esercizi con uno o più cilindri, sovrapposizioni di segnali, metodi per la disinserzione del segnale. Sequenziatore integrato.
9. *Automazione elettro-assistita* **(0,313 CFU: 2L 1E)**: Contatti N.A. e N.C. Circuito di automantenimento. Relè monostabili, relè passo-passo, relè temporizzati. Descrizione dei principali circuiti di automazione elettropneumatica. Logiche cablate e logiche programmabili. I controllori programmabili: l'alimentazione, la CPU, le memorie, le unità di ingresso/uscita digitali, le unità di ingresso uscita analogiche. Il PLC S7 della Siemens.

PROGRAMME:

Introduction to Pneumatics. This topic describes what pneumatics is and compares it with other technologies of automation. There is a general view of pneumatic, electric and hydraulic power systems, analyzing the advantages and disadvantages. Pneumatic and hydraulic energy generation. Pneumatic and Hydraulic drives. Network and Hydraulic elements dimensioning. Design and selection of the elements of a Hydraulic system. Pneumatic and Hydraulic ON/OFF and proportional valves. Electro-pneumatics and Electro-hydraulics. Electric devices to control pneumatic and hydraulic circuits. Pneumatic automation using PLC.

Propedeuticità suggerite: laurea triennale in ingegneria.

Articolazione in differenti tipologie didattiche

Tipologia Didattica	**CFU**	**Didattica**	**Studio**
Lezioni Teoriche	4,625	37	78,6
Esercitazioni numeriche	0,375	6	3,4
Progetto	1	1	24
Totale	***6***	***44***	***106***

Modalità specifiche della prova finale

La verifica dell'apprendimento consiste in due esoneri scritti e/o una prova orale. I non esonerati dovranno sostenere un esame orale. Il Progetto consiste nel risolvere a casa gli esercizi consigliati.

Testi consigliati

Dispense del corso – Disponibili On Line
"FONDAMENTI DI PNEUMATICA" - Ed. MANNESMANN-REXROTH
Guido BELFORTE - "PNEUMATICA" - Ed. Tecniche Nuove
Luigi ROSSI - "SISTEMI ED AUTOMAZIONE" - Di Piero editore.
"PNEUMATICA " - Ed. FESTO

Altri testi disponibili in biblioteca:

"INTRODUZIONE ALLA PNEUMATICA" - Ed. FESTO
"FONDAMENTI DELLA TECNICA DEI COMANDI PNEUMATICI" - Ed. FESTO
"PNEUMATICA - Esercizi Livello Avanzato" - Ed. FESTO
"Tecnica di Automazione ELETTROPNEUMATICA" - Ed. FESTO
"CLOSED-LOOP PNEUMATICS" - Ed. FESTO
D. Bouteille, G. Belforte - "Automazione Flessibile Elettropneumatica e Pneumatica" - Ed. Tecniche Nuove

Riviste disponibili in biblioteca:

FLUIDPOWER NET
OLEODINAMICA E PNEUMATICA
AUTOMAZIONE INTEGRATA

DOCENTE: prof. Ing. RICCARDO A. IRANTE (ricevimento: giovedì 9.00 ÷ 12.00, venerdì stanza 52 Sez. Macchine I piano)

TESTI CONSIGLIATI: "PNEUMATICA" - Guido Belforte - Ed. Tecniche Nuove
"FONDAMENTI DI PNEUMATICA" - Ed. Mannesmann - Rexroth
"INTRODUZIONE ALLA PNEUMATICA" - FESTO
"OLEODINAMICA PROPORZIONALE"

ESAME: ORALE + 3 ESERCITAZIONI DI LABORATORIO (date: 23 Gennaio: ore 10.00, 20 Febbraio: ore 16.00, 26 Marzo: ore 16.00 Sez. Macchine 2° Piano)

INTRODUZIONE AL CORSO

Impieghi fondamentali:
- linee di produzione industriale
- costruzione di macchine complesse

Sistemi di impiego:
- pneumatica tradizionale
- elettropneumatica
- sistemi a logica elettrica computerizzata (PC, PLC)

PNEUMATICA TRADIZIONALE

La caratteristica fondamentale della pneumatica tradizionale è l'accumulo di energia in forma elastica:

1) l'aria è INNOCUA, FACILMENTE REPERIBILE, si comporta come una MOLLA, restituendo l'energia accumulata in una compressione ad esempio

2) SEMPLICITÀ DI IMPIANTO: non è necessario il ritorno del fluido aria, in quanto per ora, l'aria è gratuita; la utilizziamo, la scarichiamo e ne ricarichiamo altra;

3) i componenti sono STANDARDIZZATI, LEGGERI, ECONOMICI, REPERIBILI, in una parola: UNIFICATI. Con l'avvento dell'elettronica questo aspetto è peggiorato a causa dell'introduzione di diversi sistemi di protocollo.

4) le forze sono abbastanza REGOLABILI ($8 \div 10$ bar; $p \leq 15$ bar)

5) si ottengono diverse cinematiche

6) velocità e accelerazioni elevate; problemi di limitare la velocità nei processi.

7) problemi di sicurezza molto contenuti; per evitare la creazione di onde d'urto in caso di rotture improvvise, n'è preferito limitare la pressione massima degli impianti: $p_{MAX} = 15$ bar.
Nell'oleodinamica, dove questo problema non sussiste si raggiungono anche i 500 bar.

8) problemi di TENUTA superabili: in realtà non sarebbe un grave problema perdere aria, dato il suo costo e la sua reperibilità; in realtà però comunque abbiamo fornito energia a tal fluido, perciò è un peccato perderlo, se non quando serve.

CAMPI DI IMPIEGO:

1) la SICUREZZA non è un problema di per sé, dato che la pressione è limitata ai 15 bar, ma ha dei risvolti sulla restante progettazione.

2) FORZE E COPPIE RIDOTTE: problema risolvibile con dei moltiplicatori di aree e volumi.

3) MOVIMENTI NON MOLTO REGOLARI E POSIZIONAMENTI NON PRECISSIMI dato che il fluido potrebbe espandersi più o meno del dovuto; tutto ciò non è un problema se utilizzo SISTEMI A BATTENTE (FINE CORSA). In parte queste problematiche vine risolte con azionamenti

PROPORZIONALI, e non ON-OFF. Nonostante ciò si parla comunque di STICK AND SLIP, un fenomeno di accumulo elastico dovuto principalmente all'attrito che lo stantuffo di un pistone, ad esempio, incontra nello scorrere su un cilindro con delle tenute nuove. Ciò comporta un movimento a piccoli scatti e ripartenze. Fenomeni del genere non sono ammessi automatici nelle valvole, dove si esclude il problema eliminando le guarnizioni ma realizzando lavorazioni più precise e costose.

4) RUMOROSITÀ SPESSO ECCESSIVA a causa della presenza di sfiati d'aria

5) COSTO DEL TRASPORTO DELL'ENERGIA NON TRASCURABILE (perdite di carico)

TRASFORMAZIONE PNEUMATICA dell'ENERGIA

- GENERAZIONE DELL'ENERGIA PNEUMATICA

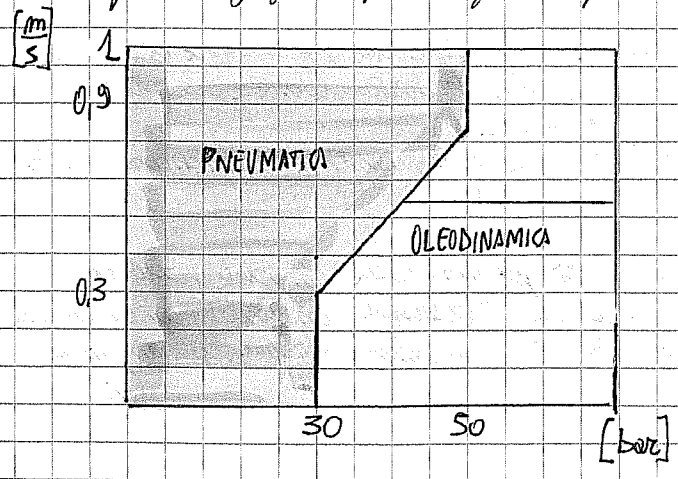
L'energia pneumatica si ottiene compprimendo il fluido, opportunamente trattato, in apposite unità per mezzo di compressori azionati da energia meccanica. In questa fase si realizza la trasformazione dell'energia meccanica in energia pneumatica.

- COMANDO: Azionamento delle valvole
  - → MANUALE
  - → ELETTRICO
  - → ELETTRONICO (PC, PLC)
  - → PNEUMATICO

- CONTROLLO dell'ENERGIA: con
  - → VALVOLE DIREZIONALI
  - → VALVOLE DI CONTROLLO DI FLUSSO
  - → VALVOLE DI BLOCCAGGIO (non ritorno)

- ATTUATORI:
  - → CILINDRO
  - → MOTORI PNEUMATICI
  - → UNITÀ DI LAVORO

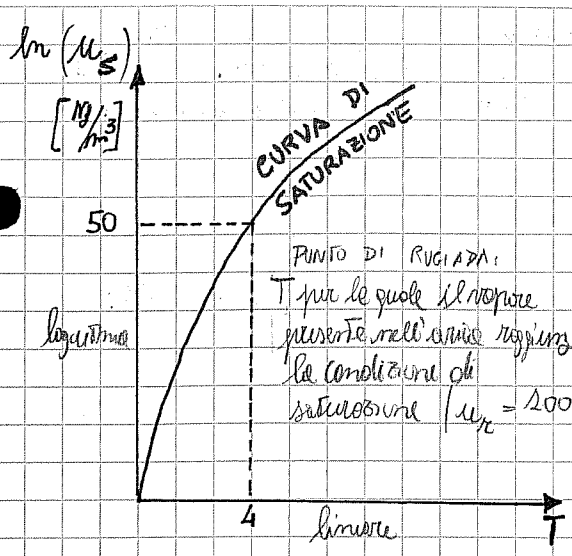
In base alle velocità in gioco e alle pressioni utilizzate, testi specialistici come il Mannesmann riportano grafici tipo il seguente per delimitare le regioni d'impiego.



CURIOSITÀ: confrontati con tutti gli altri tipi di motori, quelli PNEUMATICI sono quelli che presentano il più alto rapporto $\frac{\text{POTENZA}}{\text{MASSA}}$ $\left[\frac{W}{Kg}\right]$ (di circa $300\left[\frac{W}{Kg}\right]$); altri come rapporto $\frac{\text{POTENZA}}{\text{VOLUME}}\left[\frac{W}{m^3}\right]$ (di circa $1000\left[\frac{W}{dm^3}\right]$).

A meno che non volessimo andare a costruire il nostro impianto pneumatico sull'Everest, potremo o meno tener conto della variazione di pressione atmosferica con l'altitudine.

Ciò non vale per la temperatura dell'aria, che invece è una proprietà di fondamentale importanza, in quanto da essa dipende la quantità di acqua che ogni particella d'aria può portarsi dietro.



Il grado di saturazione u_s dell'aria, ovvero quanta massima massa d'acqua c'è in un m³ di aria) cresce con la temperatura secondo l'andamento a fianco.

UMIDITÀ RELATIVA: $\boxed{u_r = \dfrac{m_{H_2O}}{m_{H_2O}^{MAX}}} = \%$ DI VAPORE CONTENUTA NELL'ARIA, RISPETTO ALLA MASSIMA CHE SAREBBE IN GRADO DI CONTENERE IN CONDIZIONI DI SATURAZIONE

Tipicamente $u_{r_{BARI}} \approx 70\%$

$u_{r_{CAMPOBASSO}} = 55\%$

$$\boxed{u_s = \frac{m_{H_2O}^{MAX}}{V}}$$

UMIDITÀ ASSOLUTA: $\boxed{u = u_r\, u_s} = \underbrace{\dfrac{m_{H_2O}}{m_{H_2O}^{MAX}}}_{u_r} \cdot \underbrace{\dfrac{m_{H_2O}^{MAX}}{V}}_{u_s} = \dfrac{m_{H_2O}}{V}$ massa d'acqua effettivamente contenuta nel volume considerato

PROPRIETÀ DELL'ARIA

COSTANTE DEL GAS: $R = 287 \left[\frac{J}{kg\,K}\right]$

TEMPERATURA CRITICA: $T_K = -140{,}7$ (°C)

PRESSIONE CRITICA: $p_K = 37{,}7$ [bar]

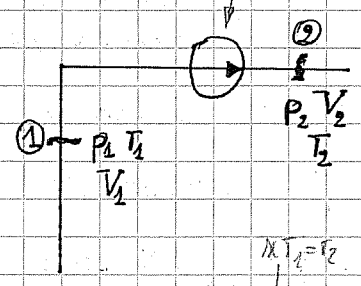
DENSITÀ (0[°C], 1,013 [bar]) $\rho = 1{,}29 \left[kg/m^3\right]$

" (15 [°C], 1,013 [bar]) $\rho = 1{,}21 \left[kg/m^3\right]$

PUNTO DI EBOLLIZIONE (1 [bar]): $T_{EBOL} = -139$ [°C]

PESO MOLECOLARE: $PM = 28{,}96 \left[\frac{kg}{kmol}\right]$

Nella pneumatica per indicare i compressori si usa la stessa simbologia indicata per le pompe idrauliche



$$15 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{\frac{m R T_2}{V_2}}{\frac{m R T_1}{V_1}} \overset{\text{se } T_1 = T_2}{=} \frac{V_1}{V_2}$$

Il grado di saturazione $u_s = f(T)$ e non della pressione.
Se dunque per ipotesi T_1 rimanesse uguale a T_2 nella compressione, la u_s resterebbe costante, ma il volume a disposizione diminuirebbe, di circa 15 volte, per cui l'acqua certamente condenserebbe

$$m_{H_2O_1} = u_1 V_1 = u_r \cdot u_{s_1} \cdot V_1$$

u_r: DATO CLIMATICO (COST)

u_{s_1}: DALLA CURVA DI SATURAZIONE IN FUNZIONE DI T_1 E DEI DATI CLIMATICI (COST)

$$m_{H_2O_2}^{MAX} = V_2\, u_2 = V_2 \cdot u_r \cdot u_{s_2} = u_{s_2} V_2$$

u_r: 100% (IPOTESI CHE SI SIA RAGGIUNTA LA SATURAZIONE)

u_{s_2}: DALLA CURVA DI SATURAZIONE IN FUNZIONE DI T2 E DEI DATI CLIMATICI

$\boxed{m_{H_2O_1} < m_{H_2O_2}^{MAX}} \Rightarrow$ NO CONDENSA

$\boxed{m_{H_2O_1} > m_{H_2O_2}^{MAX}} \Rightarrow$ CONDENSA una massa d'acqua pari a $m_{CONDENSA} = m_{H_2O_1} - m_{H_2O_2}^{MAX}$

$$m_{CONDENSA}^{MAX} = m_{H_2O_1} - m_{H_2O_2}^{MAX}$$

$$m_{CONDENSA}^{MAX} = u_r \cdot \underbrace{u_{s_1} \cdot V_1 - u_{s_2} V_2}_{(=) \text{ se } T_1 \approx T_2} > 0$$

$u_r \approx 70\% = 0{,}7$ a BARI

Si ha sicuramente condensa! se $V_2 \ll V_1$

Se però trascurassimo l'ipotesi che $T_1 \approx T_2$, poiché in realtà nella compressione $T_2 > T_1$, la eq. sopra potrebbe risultare minore di 0 e dunque potrebbe non esserci condensazione
In realtà però l'impianto non è coibentato, per cui a regime la T_2 tende a tornare pari alla

temperatura ambiente (T_1). Durante questo processo di raffreddamento dunque l'acqua può condensa sulle tubazioni in mandata creando problemi di CORROSIONE DIFFUSA e ostruzioni di passaggi dell'aria nelle valvole strozzate, con rapportini crolli di velocità a causa delle gocce d'acqua che si comportano come dei tappi.

Per questi motivi l'acqua va certamente eliminata

In termini ingegneristici piuttosto che parlare di masse, si preferisce parlare di portate:

$$G_{H_2O} = u_{r_1} u_{s_1} Q_1 - u_{s_2} Q_2$$

ma per la conservazione della massa:

$$G_1 = G_2 \Rightarrow \rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2$$

da cui: $Q_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} Q_1 = \frac{P_1}{\cancel{R} T_1} \frac{\cancel{R} T_2}{P_2} Q_1 \underset{T_1 \approx T_2}{=} \frac{P_1}{P_2} Q_1$ ⇒ Approssimativamente considerando $T_1 \approx T_2$, il rapporto delle portate è inversamente proporzionale a quello delle pressioni.

Storicamente tutti gli impianti pneumatici vengono dimensionati o classificati con le portate VOLUMETRICHE; ciò non avrebbe senso a fini ingegneristici, dato che senza ρ non si può avere idea ad esempio del lavoro da effettuare su un compressore.

Per questi motivi si utilizzano sempre portate di volumi, ma in determinate condizioni termodinamiche:

→ stato fisico normalizzato

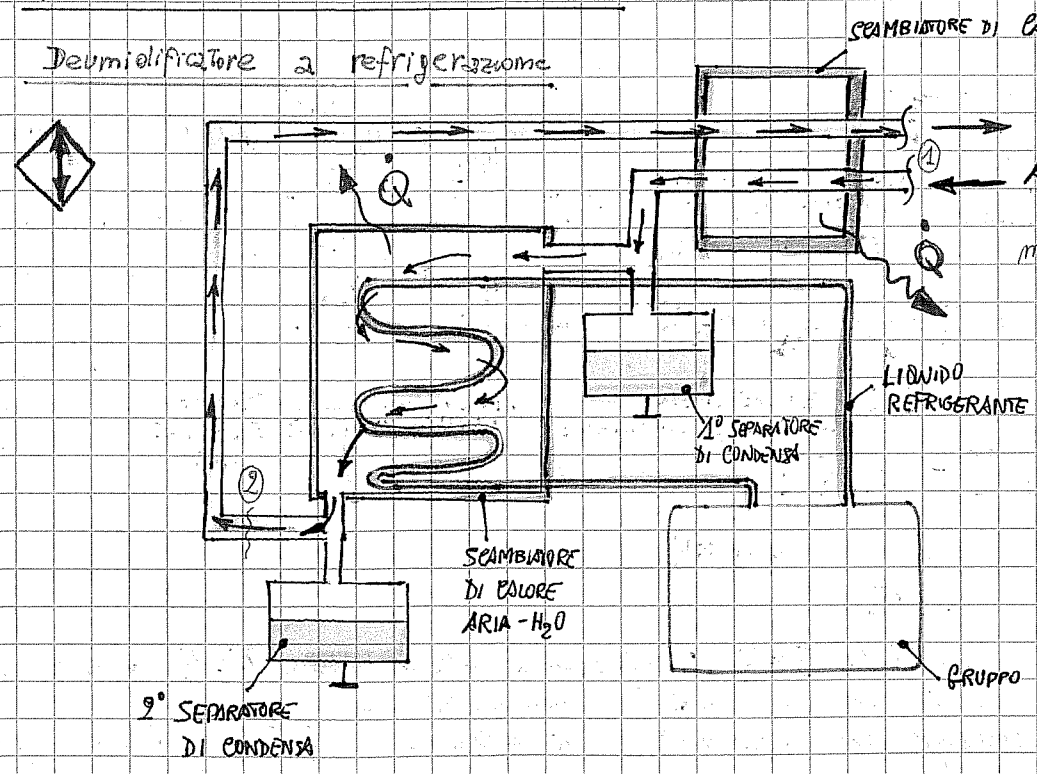
$p = 1{,}013$ [bar] DIN 1343 $T = 273$ [K] (0 [°C]) – nm^3 (normalmetrocubo)

→ stato tecnico normalizzato

$p = 1{,}013$ [bar] DIN 2533 $T = 288$ [K] (15 [°C]) – sm^3 (standard metro cubo)

METODI PER ELIMINARE LA CONDENSA

Deumidificatore a refrigerazione



$$m_{CONDENSA} = m_{H_2O_1} - m_{H_2O_2} = u_1 V_1 - u_2 V_2 = u_{s_1} u_{r_1} V_1 - u_{s_2} u_{r_2} V_2 = V(u_{s_1} u_{r_1} - u_{s_2} u_{r_2})$$

$f(T_1)$ COND AMBIENTE COND AMBIENTE $f(T_2)$

con $u_{s_2} < u_{s_1}$ dato che $T_2 < T_1$ a causa della refrigerazione