



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea In Ingegneria Meccanica

IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA NEL SETTORE NAVALE
AIR CONDITIONING SYSTEMS IN THE NAVAL SECTOR

Relatore:

Prof. Fabio Polonara

Correlatore:

Ing. Fabio Serpilli

Tesi di Laurea di:

Simone Fontana

A.A. 2019 / 2020

INDICE:

INDICE	2
1 CONDIZIONAMENTO	4
1.1 CONDIZIONAMENTO A BORDO DELLE NAVI PASSEGGERI.....	7
1.2 CANALIZZAZIONE AERUALICHE.....	12
1.3 PERDITE DI CARICO NELLE TUBAZIONI.....	18
1.4 LA SICUREZZA AGLI INCENDIO DEGLI IMPIANTI D'ARIA CONDIZIONATA.....	23
2 PROGETTAZIONE IMPIANTO	26
2.1 ESEMPIO FOGLIO DI CALCOLO.....	26
2.2 DEFINIZIONE CONDIZIONAMENTO.....	28
2.3 UTA NECESSARIE.....	30
3 VENTILAZIONE	38
3.1 RINNOVI D'ARIA O RICAMBI D'ARIA.....	38
3.2 LA VENTILAZIONE PER L'ELIMINAZIONE DI SOSTANZE NON GRADITE.....	39
3.3 LA VENTILAZIONE PER SOSTITUZIONE DI CALORE E DI UMDITA`.....	40
3.4 VENTILAZIONE PER L'ALIMENTAZIONE DI IMPIANTI TERMICI E TECNICI.....	41
3.5 SISTEMI DI VENTILAZIONE.....	42
3.6 CARATTERISTICHE DEI VENTILATORI.....	46
4 UNITA` FAN COIL	49
4.1 UTILIZZO DEI FAN COIL NEL SETTORE NAVALE.....	50
5 SORGENTI DI RUMORE IMPIANTI HVAC	52
5.1 UNITA` DI TRATTAMENTO D'ARIA.....	52
5.2 RUMORE NEI CANALI AERULICI.....	55
5.3 RUMORE PRODOTTO DAI DIFFUSORI D'ARIA.....	61
5.4 CONTROLLO DEL RUMORE STRUTTURALE.....	63

SITOGRAFIA.....	66
BIBLIOGRAFIA.....	67

CAPITOLO 1

CONDIZIONAMENTO

1 CONDIZIONAMENTO D'ARIA

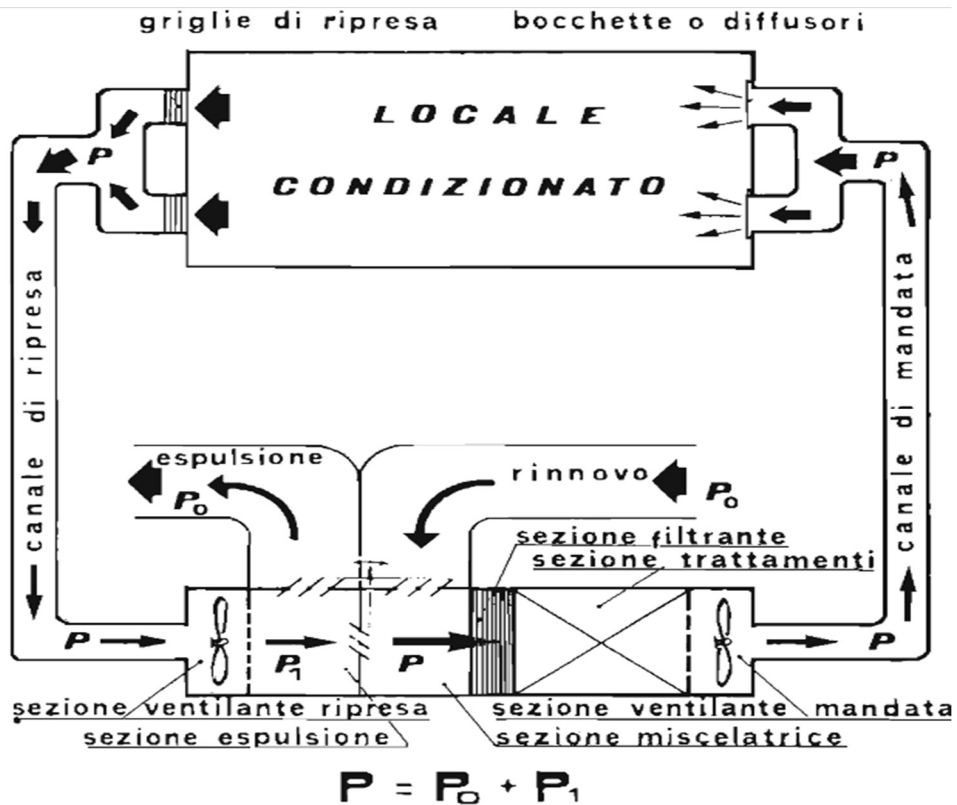
Lo scopo di un impianto di condizionamento d'aria è quello di assicurare negli ambienti serviti quelle condizioni termoigrometriche ottimali richieste insieme ad una determinata purezza dell'aria, realizzata questa mediante uno opportuno ricambio d'aria esterna e filtrazione della stessa. Tale risultato viene raggiunto espellendo una certa quantità d'aria viziata che viene integrata, nella stessa quantità, d'aria di rinnovo esterna. In tal modo i valori percentuale delle sostanze sviluppate ed accumulate nei locali condizionati vengono contenuti entro limiti prestabiliti.

Tali sostanze sono:

- Il fumo e la CO₂ dovuta al metabolismo della respirazione
- Le sostanze tossiche e velenose che si sviluppano durante la conservazione o la lavorazione del prodotto

Appare evidente allora come la portata d'aria espulsa e quindi di rinnovo possono, per talune applicazioni dell'aria condizionata assumere valori elevati.

Riportiamo ora lo schema a blocchi di un impianto di condizionamento mettendo in evidenza soprattutto la circolazione dell'aria (fig.1.1). In esso è rappresentato il locale condizionato, la centrale di condizionamento ed i canali di mandata e ripresa.



(Figura 1)

La centrale di condizionamento è costituita dai seguenti blocchi principale:

- Sezione ventilante di ripresa
- Sezione di espulsione
- Sezione di miscelazione
- Sezione filtrante
- Sezione trattamenti, nella quale l'aria subirà, a seconda del ciclo da realizzare riscaldamento, umidificazione, raffreddamento, deumidificazione e post-riscaldamento.
- Sezione variante di mandata.

La sezione di espulsione e quella di mandata sono munite di tre serrande azionate da un unico comando ed interconnesse tra loro in maniera da realizzare l'espulsione ed il rinnovo dell'aria richiesta dall'impianto. Spesso il comando è motorizzato ed un elemento sensibile alle sostanze nocive interessate invia il segnale di comando.

Se indichiamo con P la circolazione, con P_1 la ricircolazione e con P_0 il rinnovo d'aria, che è uguale all'espulsione, possiamo scrivere la seguente equazione:

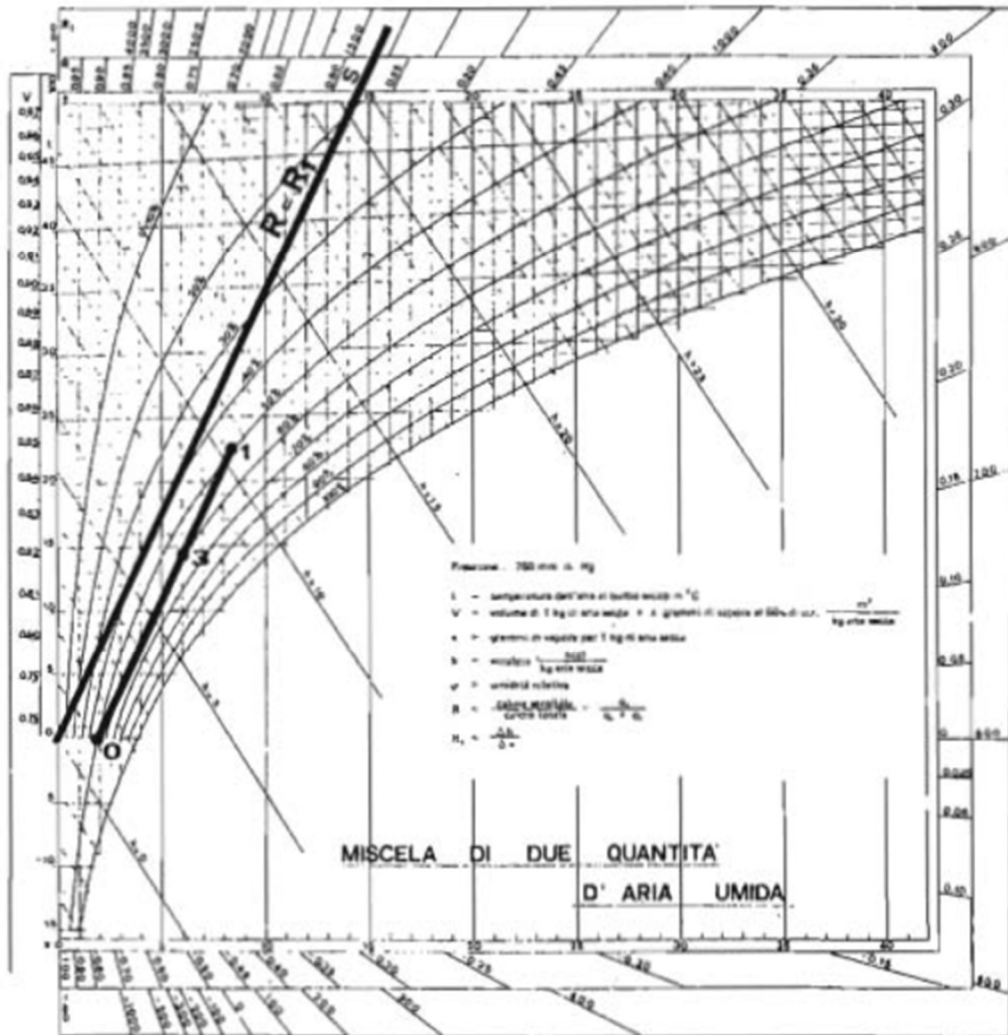
$$P = P1 + P0 \text{ kg aria/h} \quad (1.1)$$

A seconda della posizione assunta dalle tre serrande possono verificarsi diversi casi:

- 1) Con la serranda di espulsione chiusa, sarà chiusa anche la serranda del rinnovo e si avrà tutta ricircolazione, quindi $P0 = 0$ da cui $P = P1$
- 2) Con la serranda di ricircolazione chiusa si avrà tutta espulsione e quindi tutto rinnovo cioè: $P1 = 0$ da cui $P = P0$
- 3) Per posizione intermedie delle 3 serrande si verificheranno condizione intermedie ai due precedenti casi e quindi si avrà miscelazione.

Nella sezione di miscelazione si incontrano l'aria di ricircolazione con portata $P1$ e l'aria di rinnovo con portata $P0$. Tali due quantità d'aria si daranno luogo ad una miscela risultante le cui condizioni di stato (punto 3) si troveranno certamente sulla congiungente i punti 1 e 0. Il nuovo punto 3 dividerà il segmento 1-0 in due parti proporzionati alle quantità d'aria prima della miscelazione.

DIAGRAMMA DEL MOLLIER PER L'ARIA UMIDA
 Fra le temperature -15°C e +50°C



(Figura 1.2)

1.1 CONDIZIONAMENTO A BORDO DELLE NAVI PASSEGGERI

Nello specifico per quanto riguarda le navi passeggeri vi sarà un locale denominato A.C.S nel quale il macchinario principale è l'unità di trattamento aria (U.T.A) che è composta da una batteria di scambio termico ad acqua refrigerata (per cui l'evaporazione avviene nell'evaporatore della macchina frigorifera) e acqua calda, sia per il raffreddamento che per il

riscaldamento e da un filtro aria e da un ventilatore di aspirazione/mandata a bassa prevalenza. La U.T.A. è definita macchina per il semplice fatto che è dotata di un ventilatore capace di aspirare l'aria e di spingerla verso i punti di diffusione in ambiente.



La U.T.A. generalmente è composta da:

- Una serranda di presa
- Un recuperatore
- Uno o più filtri aria
- Una batteria di pre-riscaldamento (quando necessaria)
- Una batteria di raffreddamento e deumidificazione
- Una sezione umidificante (quando necessaria)
- Una batteria di post-riscaldamento
- Un filtro ad alta efficienza (solo in particolari utilizzazioni)
- Un ventilatore di mandata aria
- Un ventilatore di aspirazione/espulsione aria

Nel caso di impianto a tutt'aria con ricircolo, esiste anche una zona di miscela con l'aria incanalata nuovamente nell'impianto, che può essere posta o nella parte iniziale o nella parte centrale della macchina. Vi sono unità che non presentano il recuperatore di calore, e addirittura macchine che non sono dotate di batteria di post-riscaldamento, poiché quest'ultimo può essere effettuato a livello periferico (post-riscaldamento di zona).

Il recupero energetico viene spesso effettuato ai fini del risparmio di energia. Quando una U.T.A. è dotata di recuperatore, oltre al ventilatore di mandata è presente anche un ventilatore di ripresa dell'aria trattata; in questo modo si hanno due percorsi indipendenti, aria da trattare ed aria trattata.

Il recupero di calore può essere di due tipi: sensibile e latente. Nel primo caso si ha una cessione del contenuto entalpico di uno dei due fluidi in modo da pre-riscaldare (d'inverno) o pre-raffreddare (d'estate) l'aria da trattare. Il recupero latente si ha solo d'estate, e può essere spiegato in questo modo: in estate l'aria è molto umida, e per eliminare l'umidità l'unico mezzo è quello di farla condensare. Per poter condensare questo vapore acqueo è necessario prelevare una quantità di calore nota come calore latente di vaporizzazione. Quindi l'aria trattata, fredda e deumidificata, assorbe questo calore e opera una pre-deumidificazione dell'aria da trattare. Ovviamente nel caso si abbia un recupero latente è presente anche uno sensibile.

La batteria di scambio termico è uno scambiatore di calore, solitamente a tubi alettati, del tipo aria/acqua. L'acqua può essere calda o refrigerata, e le loro corrette denominazioni sono:

- Batteria di pre-riscaldamento
- Batteria di raffreddamento e deumidificazione (fredda)
- Batteria di post-riscaldamento

Il pre-riscaldamento è una batteria calda e viene utilizzata soltanto nella climatizzazione invernale. Il suo scopo è quello di scaldare l'aria in modo da aumentarne la temperatura mantenendo l'umidità assoluta costante. In uscita si avrà aria più calda ma abbastanza secca, quindi non ancora buona da immettere in ambiente.

La batteria fredda viene utilizzata durante la climatizzazione estiva, e questo unico elemento opera due trasformazioni: raffredda l'aria in ingresso e la deumidifica; infatti essa è dotata di una vasca di raccolta della condensa. In uscita dalla batteria l'aria non può essere ancora

immessa poiché nonostante l'umidità assoluta sia scesa, quella relativa è elevata (attorno al 90%).

La sezione umidificante serve a umidificare l'aria in uscita dal pre-riscaldamento, in modo da aumentare l'umidità assoluta; esistono vari modi di umidificare, il più semplice è quello di utilizzare acqua nebulizzata. Alla fine l'aria ha, rispetto all'ingresso, temperatura più bassa, umidità relativa alta (tra il 90% e il 100%).

Il post-riscaldamento funziona sia d'estate che d'inverno e accoglie aria con una forte umidità relativa; per poterla portare a valori confortevoli (dal 40% al 50%) è necessario operare un riscaldamento che possa aumentare la temperatura, mantenendo l'umidità assoluta costante. In uscita l'aria è nelle condizioni termo-igrometriche richieste per poter essere immessa nell'ambiente.

Il ventilatore di mandata nella maggior parte dei casi è centrifugo, e soprattutto ha la possibilità di variare la velocità di rotazione. La variazione della velocità può essere realizzata o meccanicamente (variando i diametri delle pulegge) o elettronicamente (inverter).

Le velocità di mandata dell'aria variano a seconda dell'applicazione e della grandezza dell'impianto, ma è bene avere valori non superiori ai 10 m/s, perché a velocità elevate, oltre a problemi di rumorosità e di perdite di carico (che aumentano in modo quadratico con la velocità), si avrebbe un getto d'aria fastidioso per gli occupanti. Valori di immissione in ambiente (ambiente civile) non dovrebbero superare i 3 m/s.

L'UTA possiede molteplici collegamenti con altri impianti. Oltre alle canalizzazioni aerauliche, occorre collegare la macchina all'impianto dell'acqua calda, dell'acqua refrigerata (per le batterie), dell'acqua a temperatura ambiente (per la sezione umidificante). Vi sono collegamenti elettrici (ventilatore, centraline, motori serrande) e scarichi verso fognatura (acqua di condensa, acqua nebulizzata a perdere), occorre realizzare un canale di aspirazione che prenda da un punto esterno.

Nella maggior parte dei casi, dopo avere portato l'aria ad una determinata portata e temperatura nei vari locali ad esempio come le cabine passeggeri vi sarà un unità terminale chiamata Fan Coil (figura 1.3) il cui il compito è quello di raffreddare o riscaldare l'aria proveniente dall'UTA a seconda della necessità.



(Figura 1.3)

Nei locali di minore importanza ci si accontenta della temperatura fornita dall'UTA, preimpostata a seconda del tipo di ambiente, ovviamente oltre al impianto di mandata, ne viene affiancato un altro di estrazione che può essere fatto sia da ventilatori dedicati alla sola estrazione o dalle stessa UTA, che in alcuni casi ha anche la funzione di estrazione.

1.2 CANALIZZAZIONE AERAILICHE



(Figura 1.4)

Le canalizzazioni aerauliche (o canali dell'aria) sono la parte degli impianti di ventilazione, climatizzazione e condizionamento deputate al trasporto e alla distribuzione dell'aria. In genere negli impianti di ventilazione sono destinati al trasporto dell'aria di rinnovo negli ambienti. Negli impianti di climatizzazione e di condizionamento l'aria trasportata, e preventivamente trattata, è utilizzata anche come fluido termovettore.

Oggi, se teniamo conto dei vari tipi di materiali presenti sul mercato per la costruzione di canali rettangolari, ottagonali o tondi, distingueremo tre tipologie di canale più utilizzate:

- **Canali in lamiera zincata**

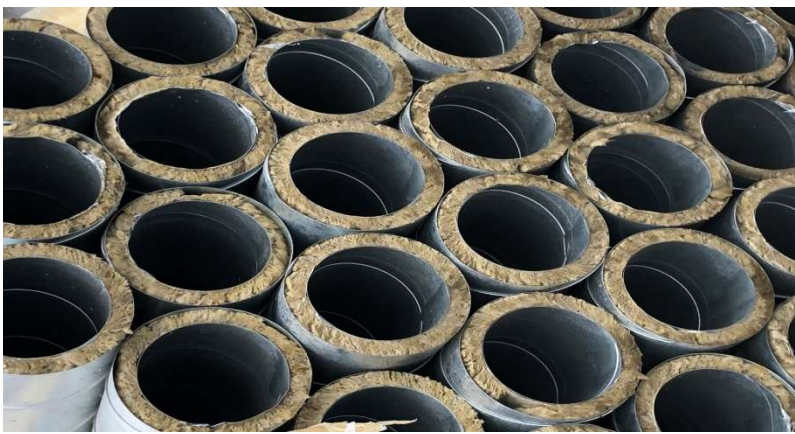
Fra i canali più diffusi si trovano quelli in lamiera zincata. Varie tipologie di pezzi speciali permettono le transizioni tra le varie forme. Una derivazione a due vie, per esempio,

permette di dividere il flusso di aria in due diramazioni diverse. Molte forme prodotte in fabbrica sono disponibili, ma la lamiera zincata può essere facilmente tagliata e modellata per creare ulteriori sagome quando necessario. I canali in lamiera sono normalmente rivestiti con materassini di lana di vetro o di gomma sia per ridurre le perdite di calore che per ridurre i fenomeni di condensazione del vapore d'acqua presente nell'aria sulla superficie esterna del canale quando viene trasportata aria fredda. Il loro comportamento ai fini antincendio è riconosciuto come idoneo nel normale uso anche per strutture ricadenti in categorie con normazione specifica.



(Figura 1.5)

- Canali in alluminio pre-isolato



(Figura 1.6)

Oggi, come alternativa ai canali in lamiera zincata isolata, viene utilizzato sempre più spesso il canale pre-isolato, costruito utilizzando pannelli sandwich in poliuretano espanso. Questo perché i canali e i suoi pezzi speciali possono essere prodotti molto facilmente sia in fabbrica che in cantiere oltre al fatto che non è più necessario prima costruire il canale e poi isolarlo. Fra i vari tipi di pannelli in poliuretano rigido reperibili oggi sul mercato, spicca tra le caratteristiche più importanti di questi la grande leggerezza del manufatto. Il peso ridotto, stimato all'incirca otto volte meno, rispetto ad un sistema tradizionale permette di ottenere notevoli vantaggi in termini di rispetto delle normative legate alla sicurezza sul lavoro delle strutture moderne. I produttori di maggiore spicco sono in grado oggi di offrire al mercato pannelli in grado di sopportare pressioni di esercizio pari a 2000 Pa in classe di tenuta ad alta efficienza (Classe C). In questi particolari pannelli, la schiuma di poliuretano è espansa utilizzando solo ingredienti approvati dai protocolli internazionali quali Montréal e Kyoto e quindi senza l'utilizzo di gas serra quali i CFC, HCFC, HFC e degli idrocarburi HC. I pannelli di poliuretano sono rivestiti di alluminio su entrambi i lati, con uno spessore che può variare dai 80 micron per canali da installare internamente agli edifici ai 500 micron per i canali esposti alle intemperie, in modo da garantire le caratteristiche meccaniche del canale. La costruzione del canale incomincia con il plottaggio dei singoli componenti sul pannello. I pezzi sono poi tagliati dal pannello (utilizzando dei pialletti anatomici a 45 gradi), piegati se necessario in modo da ottenere i diversi pezzi speciali ed infine uniti seguendo un processo di incollaggio, pressatura e nastratura. Una volta ottenuti i vari pezzi del sistema aeraulico si possono facilmente unire utilizzando speciali flange. La presenza dell'interruzione nello strato di alluminio in corrispondenza della fresatura a V per consentire la realizzazione degli angoli ne causa una minore rispondenza ai requisiti di risposta all'incendio che ne rende l'applicazione non sempre possibile.

- Tubo flessibile

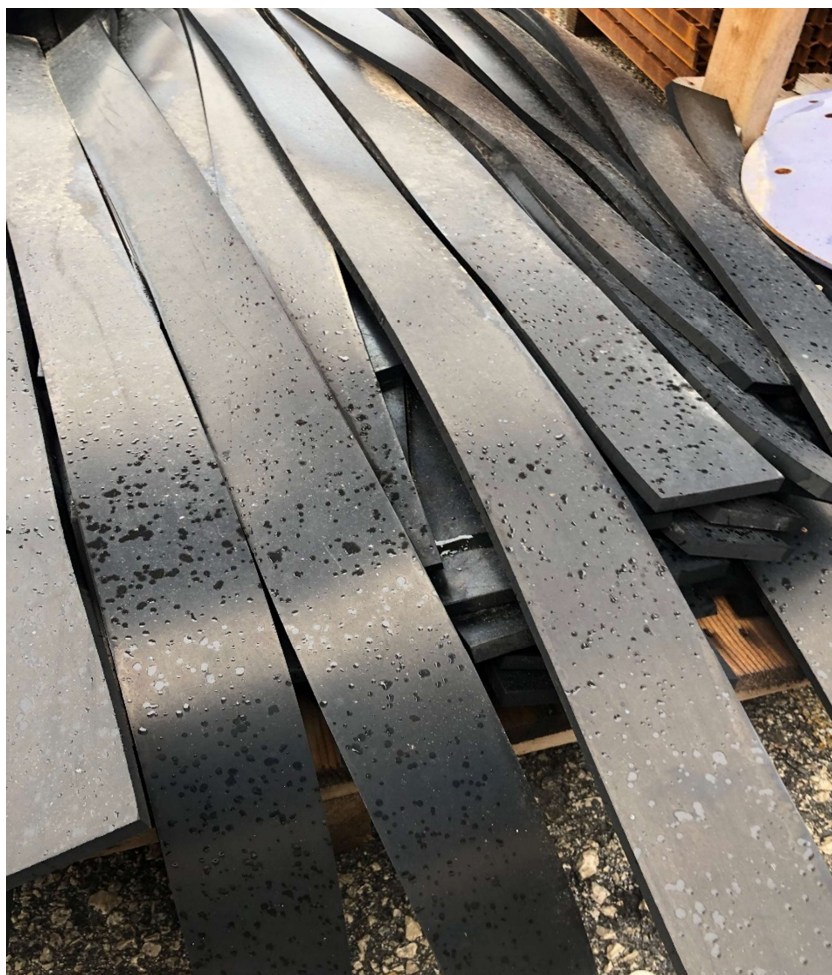


(Figura 1.7)

I tubi flessibili possono avere varie conformazioni, anche se per l'utilizzo in impianti aeraulici, per le normali applicazioni viene utilizzato un rivestimento in plastica sostenuto da un'anima di filamento metallico avvolto in modo da ottenere un canale circolare. Spesso viene applicato attorno anche uno strato isolante di lana di roccia con un ulteriore strato plastico per proteggere l'isolante da possibili fenomeni di condensa. I canali flessibili sono molto comodi per unire le bocchette ai canali rigidi principali. Le perdite di carico di questo tipo di canale sono maggiori delle precedenti due tipologie. Per questo motivo i progettisti tendono a ridurre il più possibile i tratti con questo tipo di canale, limitando anche le curve.

Oltre a questi, altri elementi fondamentali sono:

- Giunto antivibrante



(Figura 1.8)

Un impianto di canali aerulici inizia dalla Unità Trattamento Aria (UTA). Visto che le UTA creano evidenti vibrazioni che si propagherebbero lungo tutti i canali arrivando agli occupanti dell'edificio, si inseriscono i giunti antivibranti sul canale, tra la UTA e l'inizio dell'impianto aerulico. Giunti antivibranti che sono composti da una specie di telo gommato che unisce i due tronchi di canali senza trasmettere le vibrazioni.

- Stacchi

Dal canale principale che parte dalla UTA, si diramano altri canali secondari portando l'aria alle varie uscite, griglie e diffusori nelle varie zone dell'edificio. Quando un impianto è fatto in questo modo, i pezzi speciali chiamati Stacchi permettono di prelevare dal canale principale quella parte di flusso d'aria che deve andare nei canali secondari. Gli stacchi possono essere di vario genere e con forme diverse, dal rotondo al rettangolare.

- **Serrande**



(Figura 1.9)

Gli impianti aeraulici devono spesso avere a disposizione dei sistemi di regolazione che permettano di regolare i volumi di aria nei vari canali. Le serrande, che possono essere sia manuali che motorizzate, rendono questa operazione possibile.

- Terminali



(Figura 1.10)

I terminali sono le uscite dei canali di mandata o le entrate dei canali di ritorno od estrazione. Per le mandate, i diffusori sono tra i più utilizzati, anche se le griglie sono molto diffuse nei piccoli impianti.

1.3 PERDITE DI CARICO NELLE TUBAZIONI

I principi che regolano il movimento dell'acqua all'interno dei tubi sono simili a quelli relativi al moto dell'aria nelle tubazioni di lamiera zincata. Pertanto, anche in questo caso si dovranno considerare le perdite di carico distribuite e le perdite di carico localizzate. Negli impianti a circolazione forzata pertanto, si prefissano le perdite di carico distribuite (mediamente la perdita è compresa tra 10 mm/m e 30 mm/m). A perdite di carico più elevate corrispondono diametri più piccoli delle tubazioni, ma impiego di pompe di circolazione con prevalenza più elevata e pertanto di potenza maggiore con spese di esercizio più elevate. Le fig. 64-65-66 assegnano i valori delle perdite di carico espresse in mm C.A. per metro lineare di tubazione in funzione della portata dell'acqua e del diametro del tubo.

Conoscendo pertanto la portata dell'acqua in ciascun tronco di tubazione e prefissate le perdite di carico per unità di lunghezza, si determinano le sezioni delle tubazioni stesse. Per

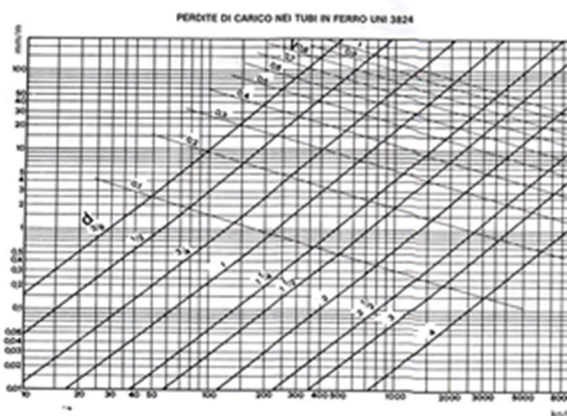
la scelta della pompa di circolazione si dovranno considerare le perdite di carico nel circuito più sfavorito.

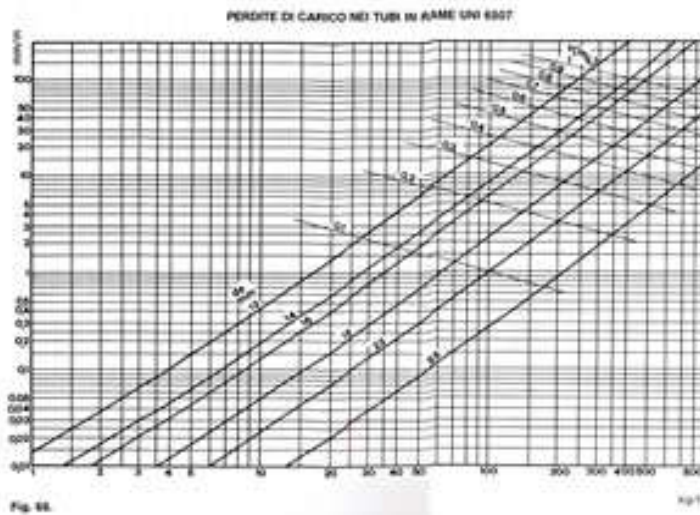
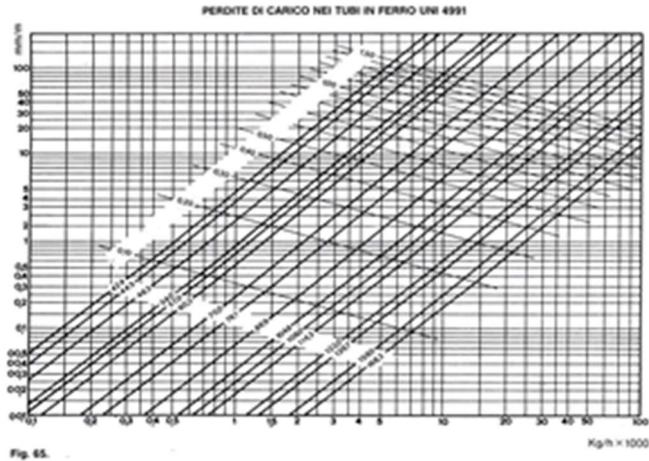
Oltre alle perdite di carico distribuite, bisogna considerare le perdite di carico localizzate che dipendono direttamente dalla velocità del fluido. La tabella 30 assegna dei valori in relazione a ciascun tipo di perdita localizzata dipendente dal diametro della tubazione. Il calcolo delle perdite di carico localizzate deve essere ripetuto per ogni tronco di tubazione a portata costante. Pertanto dette perdite di carico si ricavano in funzione della velocità dell'acqua nel tratto considerato (deducibile dalle fig. 64-65-66).

Le perdite di carico così calcolate sono riferite ad una temperatura media dell'acqua di 15,5 °C. Per ottenere le perdite di carico a temperature diverse, è necessario utilizzare i coefficienti di Tab. 31.

Tabella 31.

Temperatura media acqua °C	100	80	70	60	50	40	30	20	10
Fattore di correzione	0,70	0,74	0,77	0,80	0,82	0,84	0,90	0,96	1,10





Per le caldaie e i radiatori il valore delle perdite di carico sono indipendenti dal diametro della tubazione di adduzione e dipendono soltanto dalla velocità di ingresso dell'acqua. Anche per le altre perdite di carico localizzate indipendenti dalla sezione della tubazione, i valori della velocità devono essere riferiti alla velocità a valle dell'ostacolo. Pertanto stabilito il tracciato delle tubazioni di un impianto di riscaldamento, si scelgono i singoli diametri in funzione della portata d'acqua e di una prefissata perdita di carico distribuita unitaria (es.: 15 mm/m) .

Valutate le perdite di carico nel circuito idraulico più sfavorito, considerando ovviamente sia l'andata che il ritorno, la pompa di circolazione da installare dovrà avere, con la portata precedentemente stabilita, una prevalenza tale da compensare le perdite di carico totali. Nei circuiti in parallelo con il circuito più sfavorito considerato, bisognerà prevedere delle perdite di carico per unità di lunghezza maggiori di quelle previste per il tronco principale, questo al fine di rendere l'impianto più equilibrato possibile.

Si deve comunque evitare l'impiego di sezioni eccessivamente piccole che potrebbero, a

causa della velocità elevata dell'acqua, dare origine a fastidiosi rumori. Ogni impianto di riscaldamento necessita di un apposito vaso di espansione avente la funzione di consentire all'acqua di aumentare il proprio volume a causa dell'aumento di temperatura. Il vaso di espansione del tipo aperto viene inserito nella parte più alta dell'impianto. Ad esso faranno capo una tubazione per l'alimentazione controllata da un galleggiante, un troppo pieno di scarico installato ad un livello superiore a quello raggiunto dall'acqua calda, l'eventuale rete di sfiati, una tubazione di sicurezza in diretto collegamento con la mandata della caldaia, ed una tubazione di carico collegata nell'aspirazione della pompa di circolazione. Per valutare la grandezza e quindi la capacità del vaso di espansione aperto, bisogna tener conto dell'incremento di volume che subisce l'acqua nel passaggio dalla temperatura di 4 °C (valore corrispondente alla massima densità dell'acqua), sino alla temperatura di esercizio. In pratica, il vaso di espansione deve avere una capacità maggiore ed è ormai invalso l'uso di assegnarla pari al 10% del contenuto totale di acqua dell'impianto (caldaia + tubazioni ed utilizzatori).

Per i vasi chiusi il calcolo viene fatto in base alle formule

$$C = \frac{E}{\frac{P_a}{P_i} - \frac{P_a}{P_g}} \pm 10\% \text{ per i vasi chiusi senza diaframma}$$

$$C = \frac{E}{1 - \frac{P_i}{P_g}} \pm 10\% \text{ per i vasi chiusi con diaframma}$$

C = capacità del vaso in litri

E = volume di espansione in litri

P_a = pressione atmosferica assoluta in bar

P_i = pressione iniziale nel punto in cui viene installato il vaso (precarica) in bar

P_g = Pressione massima di esercizio nel punto in cui viene installato il vaso in bar.

La tabella 32 assegna i valori del contenuto di acqua per metro lineare di tubazione in funzione del diametro. I costruttori delle caldaie e dei corpi scaldanti assegnano i relativi contenuti.

Per i vasi di espansione aperti, la tabella 33 assegna i valori minimi delle tubazioni di sicurezza in funzione della potenzialità della caldaia. L'impiego del vaso di espansione aperto richiede la realizzazione di una rete di sfiato, facente capo al vaso stesso avente la

funzione di permettere lo spurgo di tutta l'aria contenuta nell'impianto che si libererà dall'acqua durante il suo riscaldamento.

L'acqua degli impianti di riscaldamento, realizzati con vaso di espansione chiuso, non ha alcun contatto diretto con l'atmosfera e lavora pertanto sotto pressione. Il caricamento dell'impianto può essere effettuato automaticamente, mediante apposito dispositivo detto gruppo di caricamento; bisogna inoltre prevedere una o più valvole di sfiato automatiche a galleggiante. L'impianto realizzato con vaso di espansione chiuso non necessita di una rete di sfiato, tuttavia alla sommità di ogni colonna montante e in corrispondenza di ogni utenza è necessario installare apposite valvole (automatiche o manuali) che consentono lo spurgo dell'aria, operazione che effettuata alla messa in funzione sarà poi necessario ripetere ad ogni inizio di stagione.

Tabella 32.

TIPO	DIMENSIONI			DATI RELATIVI AD 1 METRO LINEARE DI TUBO	
	DIAMETRO NOMINALE	DIAMETRO INTERNO mm	DIAMETRO ESTERNO mm	CONTENUTO IN Litri	PESO IN Kg
TUBI GAS	3/8"	12,75	16,75	0,13	0,75
	1/2"	16,55	21,25	0,22	1,11
	3/4"	22,05	26,75	0,38	1,42
	1"	27,70	33,50	0,60	2,23
	1 1/4"	36,45	42,25	1,04	2,87
	1 1/2"	42,45	48,25	1,42	3,30
	2"	51,5	60,00	2,08	5,10
TUBI BOLLITORI LISCI	2 1/2"	57	63	2,55	4,44
	2 3/4"	64	70	3,22	4,96
	3"	70	76	3,85	5,40
	3 1/2"	82,5	89	5,34	6,87
	3 3/4"	88	95	6,08	7,90
	4 1/4"	100,5	108	7,93	9,64
	4 3/4"	113	121	10,00	11,54
	5 1/4"	125	133	12,30	12,73
	6 1/4"	150	159	17,70	17,15
	7 1/2"	180	191	25,50	25,16
	8 1/2"	203	216	32,40	33,57
	9 1/2"	228	241	40,80	37,60
	10 1/2"	253	267	50,30	44,90

Tabella 33. Diametro interno minimo \varnothing_i del tubo di sicurezza espresso in mm, in funzione della potenza nominale P del generatore di calore espressa in kW (migliaia di kcal/h) e della lunghezza virtuale I del tubo espressa in m.

Ø in mm	l in mm								
	20	30	40	50	60	80	100	150	200
	P in kW (migliaia di kcal/h)								
18	50 (45)	45 (40)	40 (35)						
20	70 (60)	60 (50)	50 (45)						
25	115 (100)	95 (80)	80 (70)	75 (65)	70 (60)				
32	230 (200)	200 (170)	175 (150)	150 (130)	140 (120)	115 (100)			
40	370 (320)	315 (270)	280 (240)	245 (210)	220 (190)	200 (170)	175 (150)		
50	685 (590)	615 (530)	545 (470)	500 (430)	455 (390)	395 (340)	350 (300)	290 (250)	
70	1280 (1100)	1160 (1000)	1100 (950)	965 (830)	930 (800)	815 (700)	760 (650)	580 (500)	525 (450)
80	1980 (1700)	1740 (1500)	1630 (1400)	1510 (1300)	1400 (1200)	1280 (1100)	1160 (1000)	930 (800)	815 (700)
100	3260 (2800)	2910 (2500)	2790 (2400)	2670 (2300)	2440 (2100)	2210 (1900)	1090 (1800)	1740 (1500)	1510 (1300)
125	5230 (4500)	4880 (4200)	4650 (4000)	4300 (3700)	4190 (3600)	3840 (3300)	3610 (3100)	3260 (2800)	2670 (2300)
150	7790 (6700)	7330 (6300)	6980 (6000)	6630 (5700)	6400 (5500)	5930 (5100)	5580 (4800)	4880 (4200)	4300 (3700)
200	14400 (12400)	13700 (11800)	13300 (11400)	12700 (10900)	12300 (10600)	11500 (9900)	10900 (9400)	9880 (8500)	8950 (7700)
250	23600 (20300)	22600 (19400)	21600 (18600)	21000 (18100)	20300 (17500)	19500 (16800)	18400 (15800)	16500 (14200)	15300 (13200)
300	34700 (29800)	33500 (28800)	32200 (27700)	31400 (27000)	30800 (26500)	29100 (25000)	27900 (24000)	25100 (21600)	23300 (20000)
400	60700 (52200)	60200 (51800)	59300 (51000)	58100 (50000)	57000 (49000)	55200 (47500)	52900 (45500)	48800 (42000)	45300 (39000)

1.4 LA SICUREZZA AGLI INCENDIO DEGLI IMPIANTI D'ARIA CONDIZIONATA

Gli impianti di aria condizionata a tutt'aria hanno come inconveniente la propagazione e l'alimentazione dell'incendio se non vengono utilizzati alcuni accorgimenti nella progettazione dell'impianto stesso.

Infatti, in caso di incendio, in un qualsiasi locale servito dall'impianto di aria condizionata vi è formazione di fumo, la cui propagazione, se non controllata, può essere assai pericolosa, o addirittura letale, anche per le persone presenti in altri locali interessati direttamente all'incendio.

Innanzitutto, bisogna impedire che il fuoco sia alimentato da apporti di aria e che il fumo invada i locali limitrofi; inoltre occorre che il fumo venga estratto dal locale nel quale s'è sviluppato l'incendio.

Occorre cioè circoscrivere il più possibile la zona critica per impedire il panico alle persone favorendone l'esodo.

Peraltro l'impianto di aria condizionata deve essere attrezzato:

- Con serrande (fig. 1.11) a prova di fumo sistemate opportunamente sulle mandate e sulle riprese ai vari piani, del tipo motorizzato;
- Con una sezione ventilante di evacuazione dei fumi, sui montanti di ripresa dell'aria.

Oltre a questi, si rendono operative, in caso d'incendio di un ponte, le seguenti sequenze d'intervento in automatico:

- Interruzione dell'alimentazione dell'aria al ponte interessato all'incendio;
- Arresto della sezione ventilante di ripresa e chiusura delle serrande tagliafuoco della sezione;
- Entrata in funzione della sezione ventilante di evacuazione dei fumi e apertura della serranda tagliafuoco della sezione;
- Interruzione della ripresa d'aria degli altri piani non interessati dall'incendio e ciò perché i montanti debbono essere utilizzati esclusivamente come esalatori di fumo;
- Alimentazione dell'aria agli altri ponti non interessati dall'incendio, eventualmente con portata ridotta, in modo da mantenere la pressione positiva rispetto al ponte interessato all'incendio e ciò per impedire ingresso di fumo nei locali non interessati dall'incendio.

Pertanto, a seguito di incendio, le sequenze delle operazioni sull'impianto fanno in modo che la zona interessata all'incendio è sede di bassa pressione, mentre le altre sono sede di alta pressione.

Con tale soluzione, quindi, è favorita l'evacuazione di fumi dalla zona dove si è sviluppato l'incendio; viene ridotta l'aria che va ad alimentare l'incendio; viene impedito al fumo di invadere le altre zone non interessate all'incendio.

Il sistema deve essere poi completato da impianti di pressurizzazione delle scale interne di sicurezza, in modo da creare zone sicure che possono resistere al fuoco ed al fumo per tutto il tempo necessario all'evacuazione delle persone presenti nella zona della compartimentazione tagliafuoco.

Resta evidente che, se le operazioni sono in automatico, l'impianto di rivelazione di fumo e di calore darà solo l'allarme, indicando, sul quadro sinottico, la zona interessata all'incendio.

In tal caso, il personale in servizio di guardia dovrà provvedere a realizzare le operazioni proposte manualmente.



(Figura 1.11)

CAPITOLO 2

2 PROGETTAZIONE IMPIANTO

I locali vengono dimensionati con un carico termico massimo che si può trovare all'interno dell'ambiente, su di cui viene calcolata la portata d'aria necessaria ad abbattere il carico termico sensibile e latente in seguito si procede al dimensionamento delle batterie delle AHU, per quanto riguarda il dimensionamento del gruppo frigo si terrà conto di un coefficiente di contemporaneità in funzione dello scenario di crociera che massimizza i carichi termici.

2.1 ESEMPIO DI FOGLIO DI CALCOLO

Si riporta di seguito a scopo illustrativo un foglio di calcolo Excel realizzato per il calcolo dei carichi termici

Room Type: Pax Cabin-B- 20-21-22-23-24-25-26-27-28-29

	Lenght [m]	Width [m]	Height [m]	A [m ²]	Volume [m ³]	U [W/m ² K]	deltaT [K]	N persons	Q/A [W/m ²]	Q [W]
cabin	2.8	5.7	2.1	15.96	33.5					
window	1.524		1.98	3.02		2.8	11		30.8	93
sun window	1.524		1.00	1.52					182.0	277
external bulkhead	2.8		2.7	4.54		0.9	11		9.9	45
sun bulkhead	2.37		1.73	2.58		0.9	16		14.4	37
light										202
electrical equipment										120
persons								3	W/person 70.0	210
								3	50.0	150
TOTAL										984
Air Flow [m ³ /h]	249		[l/s] 69							Aria primaria [l/s] 24

Room Type: Pax Cabin-B- 30-31-32-33-34-35-36-37-38-39-40-41-42-43-44-45

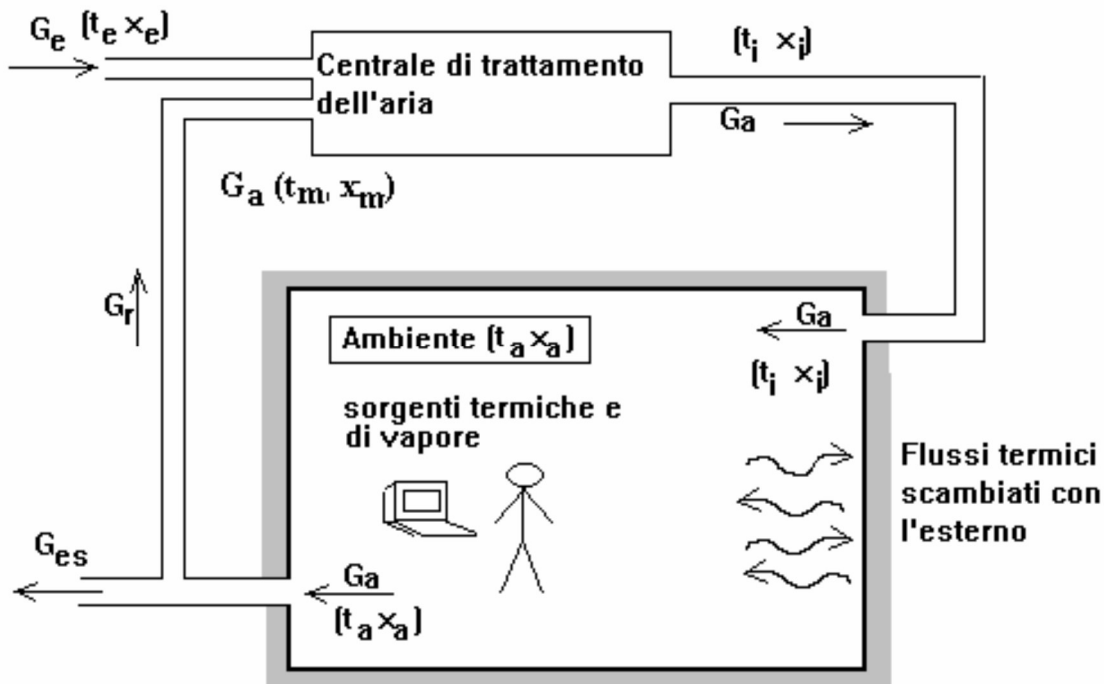
	Lenght [m]	Width [m]	Height [m]	A [m ²]	Volume [m ³]	U [W/m ² K]	deltaT [K]	N persons	Q/A [W/m ²]	Q [W]
cabin	2.8	5.7	2.1	15.96	33.5					
window	1.524		1.98	3.02		2.8	11		30.8	93
sun window	1.524		1.00	1.52					182.0	277
external bulkhead	2.8		2.7	4.54		0.9	11		9.9	45
light										180
electrical equipment										120
persons								3	W/person 70.0	210
								3	50.0	150
TOTAL										925
Air Flow [m ³ /h]	234		[l/s] 65							Aria primaria [l/s] 24

Room Type: Pax Cabin-B- (Handicap) 47-48

	Lenght [m]	Width [m]	Height [m]	A [m ²]	Volume [m ³]	U [W/m ² K]	deltaT [K]	N persons	Q/A [W/m ²]	Q [W]
cabin	2.8	5.7	2.1	15.96	33.5					
window	1.53		1.98	3.02		2.8	11		30.8	93
sun window	1.524		1.00	1.52					182.0	277
external bulkhead	4		2.7	7.78		0.9	11		9.9	77
sun bulkhead	3.44		1.68	4.26		0.9	16		14.4	61
light										157
electrical equipment										120
persons								3	W/person 70.0	210
								3	50.0	150
TOTAL										996
Air Flow [m ³ /h]	252		[l/s] 70							Aria primaria [l/s] 24

2.2 DEFINIZIONE CONDIZIONAMENTO

Per condizionamento dell'aria si intende un intervento volto a realizzare il controllo della temperatura e del contenuto di vapore dell'aria all'interno di un ambiente. Come evidenziato nella seguente figura per attuare il condizionamento si introduce nell'ambiente una portata d'aria trattata (G_a) (stato termodinamico t_i, x_i).



(Figura 2.1)

Ovviamente in assenza di questa azione di controllo, i flussi termici sensibili e latenti agenti sull'ambiente (detti nel linguaggio impiantistico rispettivamente carichi sensibile/latenti) determineranno incontrollate variazioni di temperatura e di contenuto di vapore dell'aria interna rispetto ai valori t_a e x_a (oppure t_a e i_a) desiderati. In riferimento alla figura nel locale si immette una portata d'aria secca G_a che si suppone costante nel tempo. Si noti l'utilità del fare riferimento alla portata di aria secca (G_a immessa è eguale a G_a in uscita) anziché a quella di aria umida. In genere, come mostrato in figura, parte dell'aria ripresa dall'ambiente viene ricircolata per ridurre il consumo energetico. La portata d'aria esterna G_e [kg/s] (condizioni t_e e x_e) è miscelata con aria di ricircolo, il cui stato (t_a e x_a) corrisponde alle condizioni vigenti nell'ambiente. La portata d'aria G_{es} è espulsa e sostituita da un'uguale portata di aria esterna (pulita) $G_e = G_{es}$ (aria di rinnovo). La portata di rinnovo G_e prodotta dall'unità di trattamento aria dovrà ovviamente essere sufficiente a garantire un'adeguata purezza dell'aria negli ambienti.

La portata necessaria per l'abbattimento dei carichi termici si calcola attraverso la formula:

$$Q = \frac{W_{sensibileTOT}}{\Delta T \cdot \rho \cdot c_p} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2.1)$$

Dove:

$W_{sensibileTOT}$ [kW] è la somma del calore dissipato dalle persone (apporto sensibile), dal sole, dall'illuminazione e dagli apparecchi elettrici. Bisogna fare attenzione a non sommare anche la componente di carico latente delle persone in quanto

ΔT [K] è la differenza di temperatura tra la temperatura interna all'ambiente (24°) e la temperatura di condensazione dell'aria all'uscita dalla batteria della AHU (12°);

ρ [kg/m³] è la densità dell'aria e vale 1,18 kg/m³;

c_p [kJ/(kgK)] è il calore specifico dell'aria e vale 1,006 kJ/(kgK).

L'apporto di calore latente viene preso in considerazione attraverso la seguente formula:

$$Q = \frac{W_{latente}}{r_0(x_a - x_i)} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (2.2)$$

Dove:

$W_{latente}$ [kW] è il calore latente scambiato con l'ambiente dalle persone;

r_0 [kJ/kg] è calore di vaporizzazione dell'acqua a 0 °C e vale 2501 kJ/kg;

x_a [kg_v/kg_a] è l'umidità specifica presente all'interno dell'ambiente (umidità di progetto) calcolata con la formula

$$x_a = 0.622 \frac{\phi \cdot p_s}{p - \phi \cdot p_s} \quad [\text{kg}_v/\text{kg}_a] \quad (2.3)$$

Dove:

- ϕ [%] è l'umidità relativa dell'aria
- p_s [kPa] è la pressione di saturazione dell'aria ad una certa temperatura
- p [kPa] è la pressione atmosferica il cui valore è 101,325 kPa;

x_i [kg_v/kg_a] è l'umidità specifica dell'aria che deve avere l'aria immessa nell'ambiente affinché vengano rispettate le condizioni igrometriche di progetto. È il valore dell'umidità che viene introdotta in ambiente.

2.3 UTA NECESSARIE

Dopo aver calcolato le portate d'aria necessarie per le varie zone della Main Vertical Zone si sono suddivisi i vari ambienti in gruppi serviti dalle stesse UTA e vengono tracciate le linee mandata (linee continue) ed estrazione (linee tratteggiate) suddivise per ACS e MVZ, come riportato in figura.

M.V.Z. 3

ACS LIST:

ACS.03.3.PS
ACS.03.3.SB
ACS.08.3.PS
ACS.08.3.SB
ACS.09.3.PS
ACS.09.3.SB
FAN ROOM
Dk.11

CO/QF033PS

CO/QF033SB

CO/QF083SB

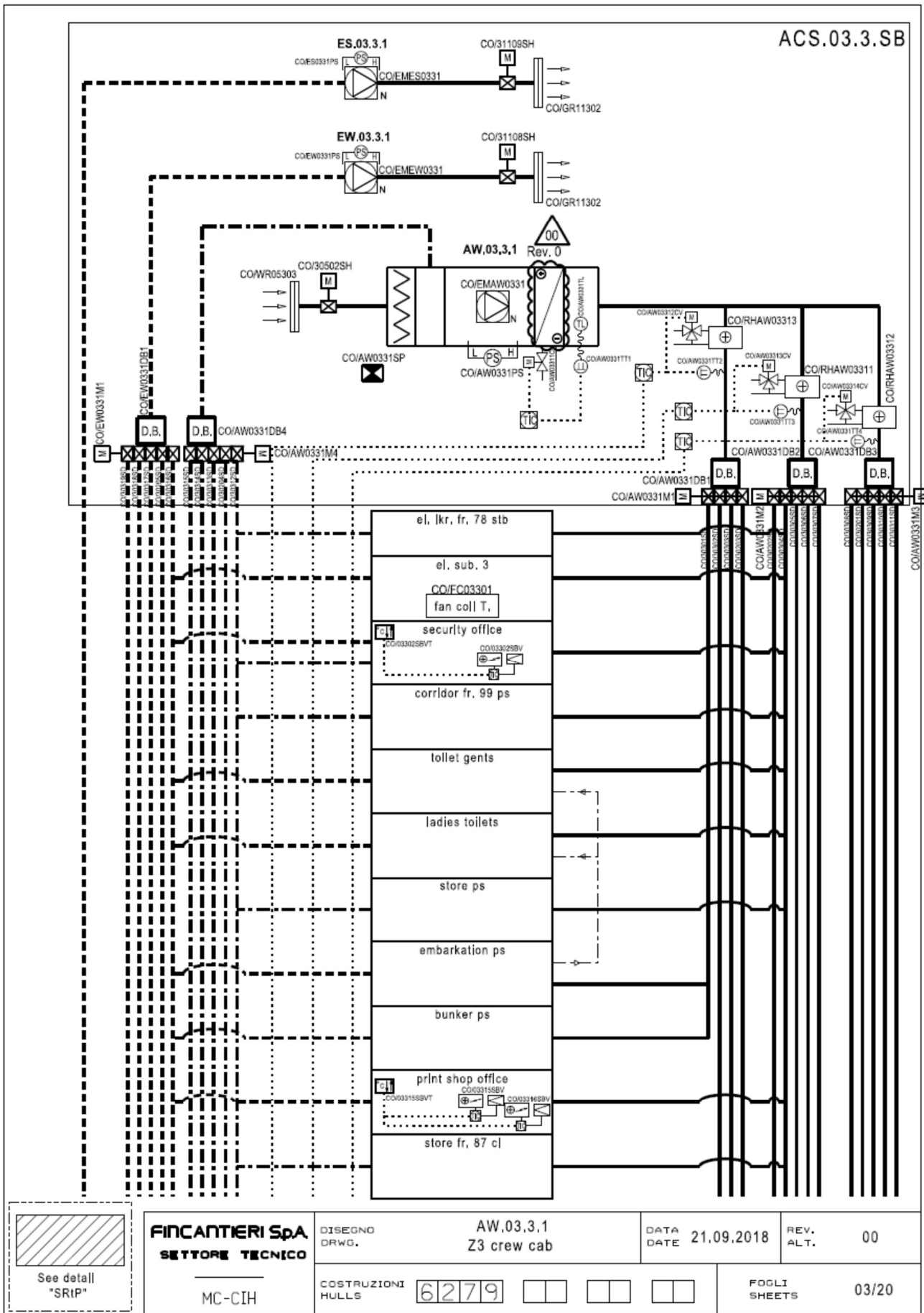
CO/QF093SB

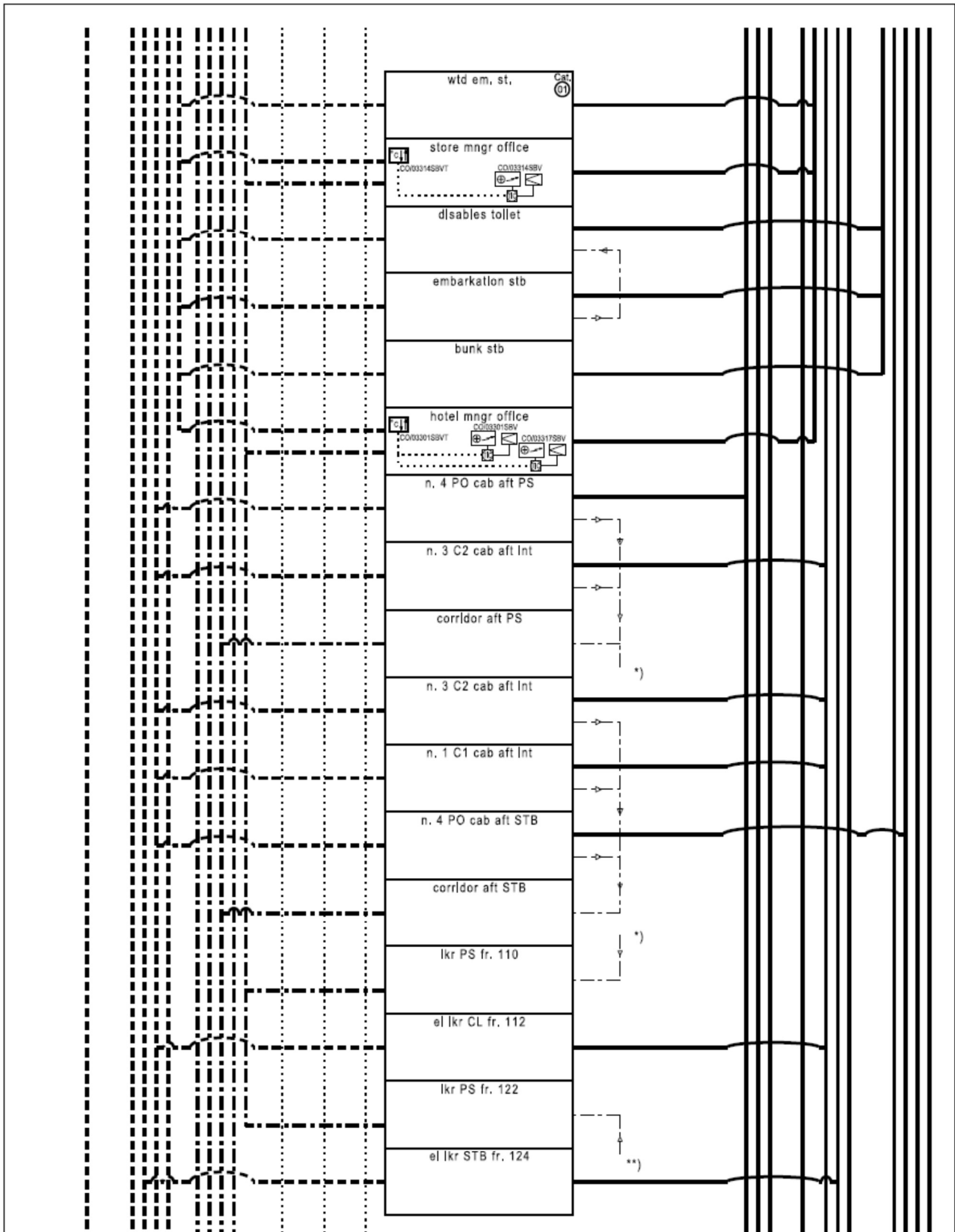
PY/XXXES To be define with MC-ELA department

AHU LIST:

AHU	TYP.	SYSTEM	PAG.
AS.02.3.1	MSCA	Z3 mainswitchboard	01/18
AS.02.3.2	MSCA	Z3 mainswitch STY	01/18
AW.03.3.1	MSCA	Z3 crew cab	03/18
AH.03.3.1	SFCA	Z3 hospital	07/18
AP.03.3.1	MSCA	Z3 the restaurant ps	08/18
AP.03.3.2	MSCA	Z3 the restaurant sb	09/18
AP.03.3.3	MSCA	Z3 the bar	10/18
AP.03.3.4	SFCA	Z3 seshin rest	12/18
AC.08.3.1	WHCA	Z3 pax cab ps	13/18
AC.08.3.2	WHCA	Z3 pax cab stb	14/18
SS.09.3.1	SF	Z3 safety lkr SRTP	02/18
AC.09.3.1	WHCA	Z3 cab dk. 9	15/18
AT.09.3.1	MSCA	Z3 stair atrium	17/18
Natural supply	-	Z3 Barbeque & pizzeria	18/18

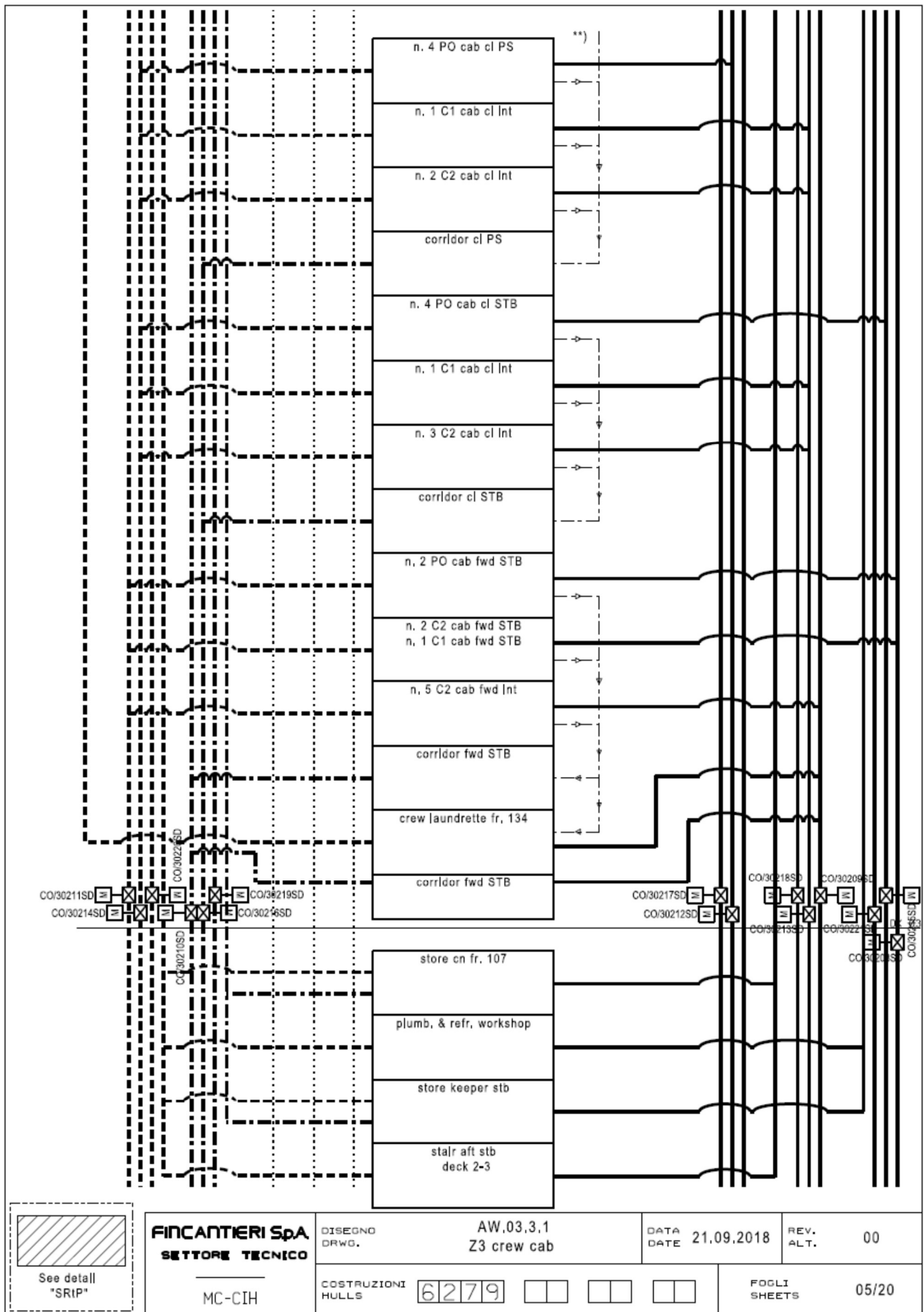
FINCANTIERI SpA SETTORE TECNICO MC-CIH	DOCUMENTO	EG840013189	DATA	21.09.2018	REV.	00
	DOCUMENT	HVAC - P&I DIAGRAM MVZ 3	DATE		ALT.	
	COSTRUZIONI	6279			FOGLI	00/20
	HULLS				SHEETS	

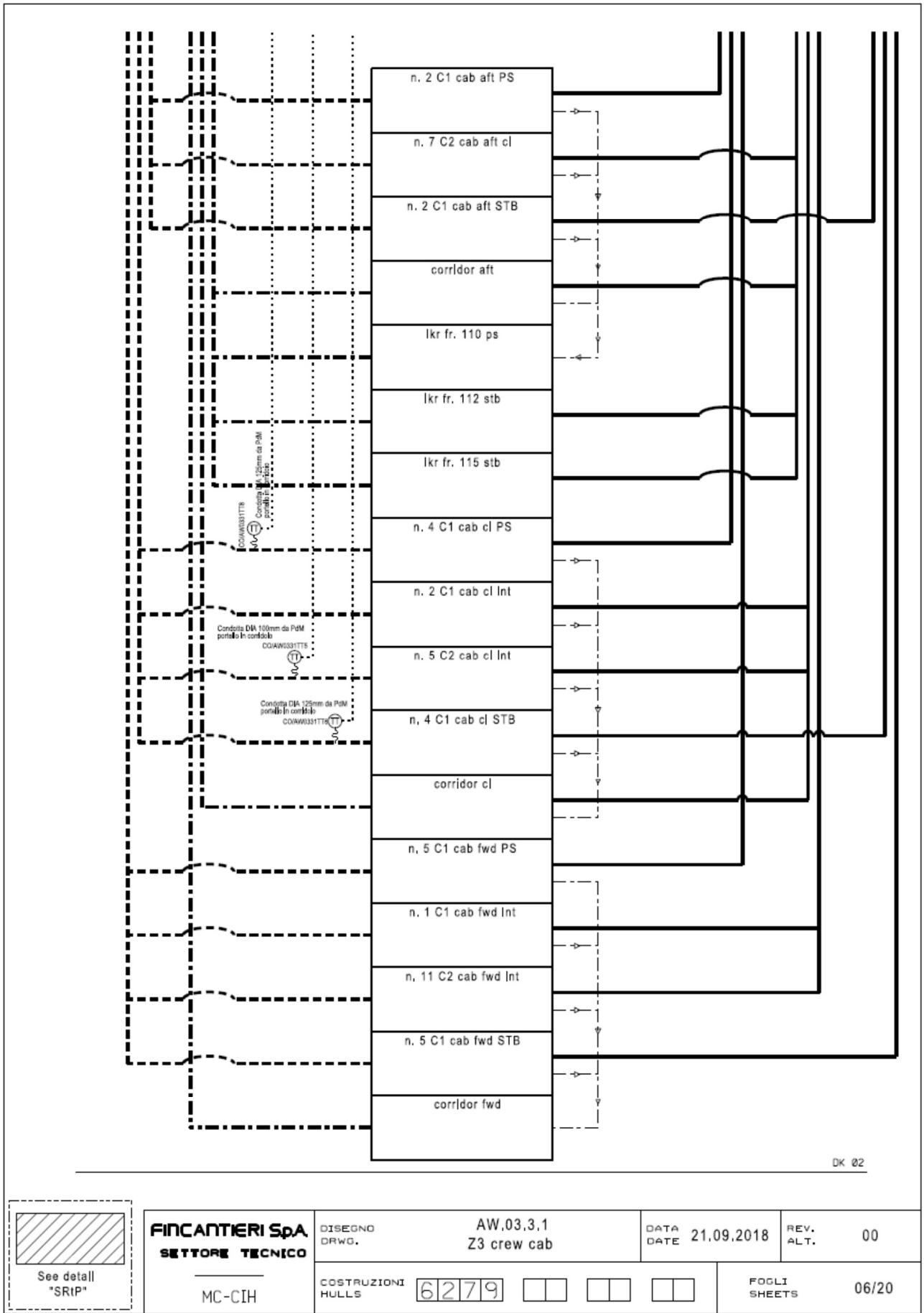




See detail
"SRIP"

FINCANTIERI SpA SETTORE TECNICO MC-CIH	DISEGNO DRWG.	AW.03.3.1 Z3 crew cab	DATA DATE 21.09.2018	REV. ALT. 00
	COSTRUZIONI HULLS	6279	FOGLI SHEETS	04/20





DK 02

See detail "SRIP"

FINCANTIERI SpA
SETTORE TECNICO

MC-CIH

DISEGNO
 DRWG.

COSTRUZIONI
 HULLS

AW.03.3.1
 Z3 crew cab

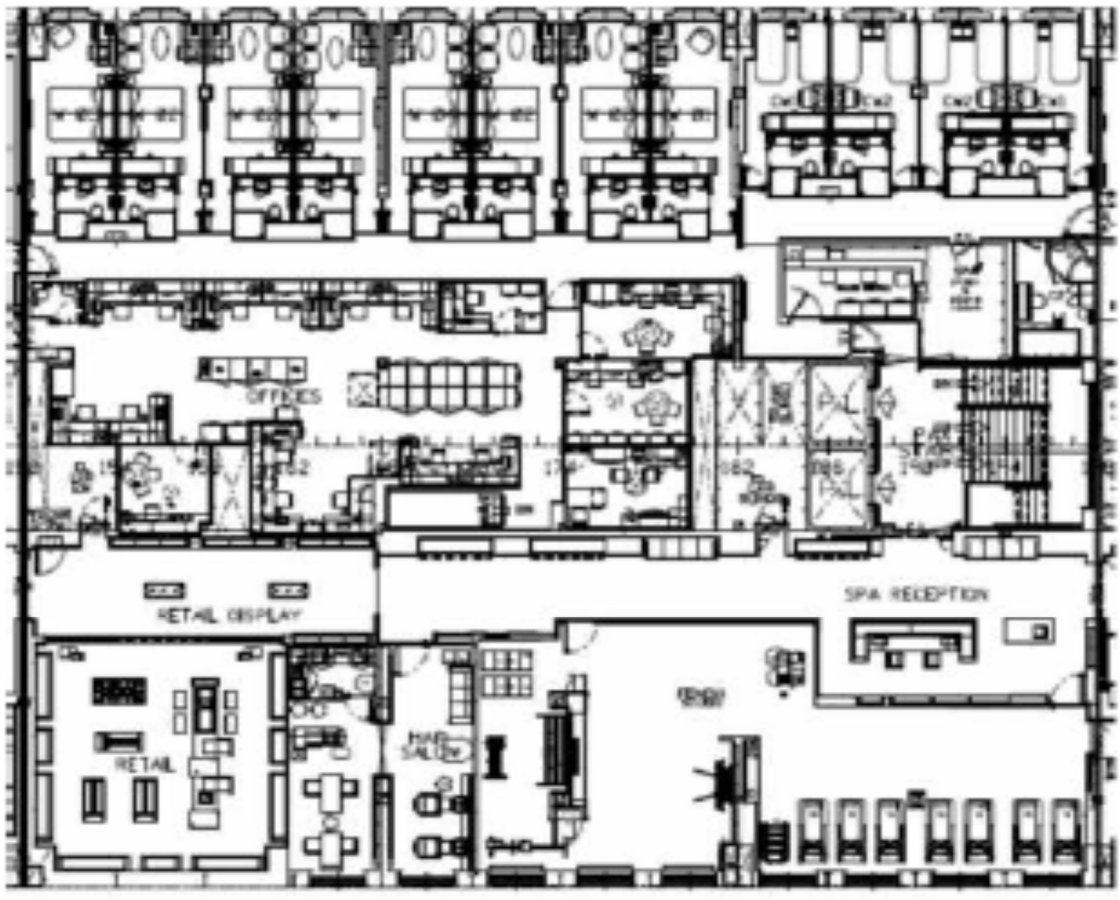
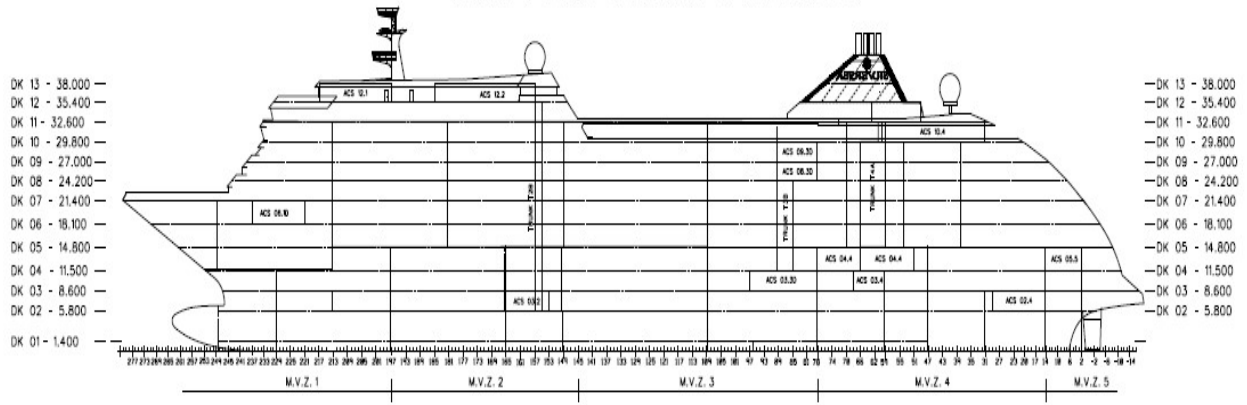
6279

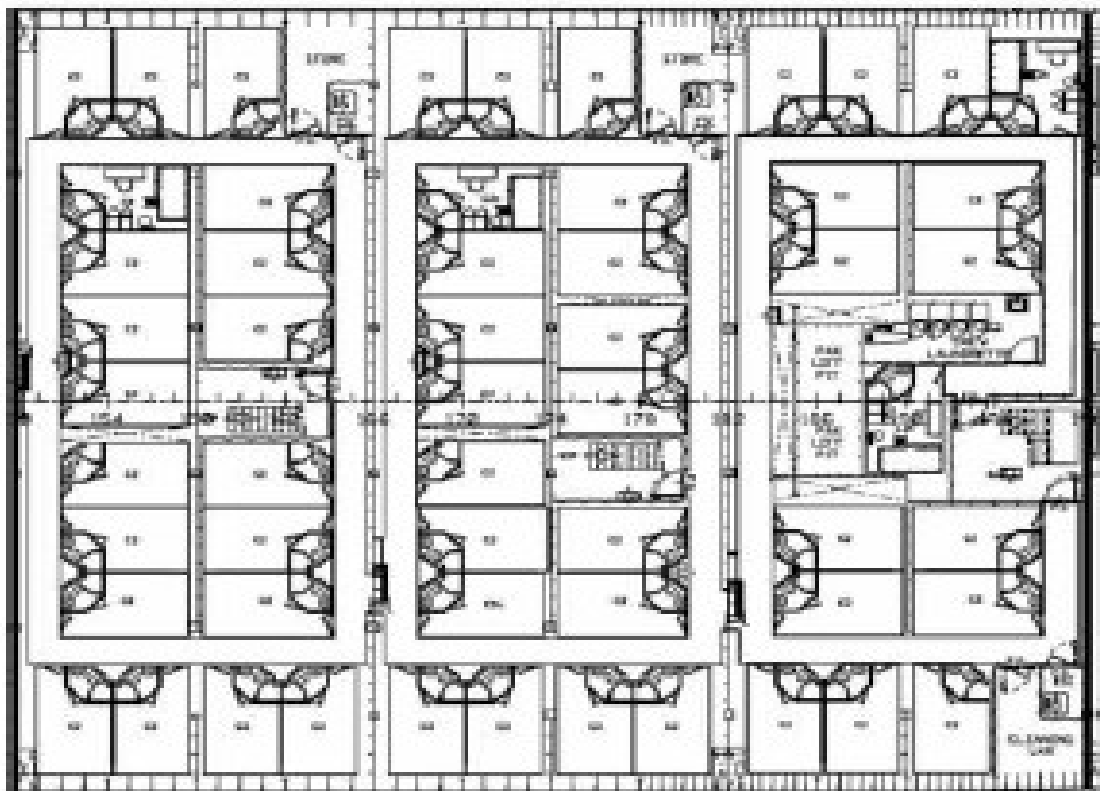
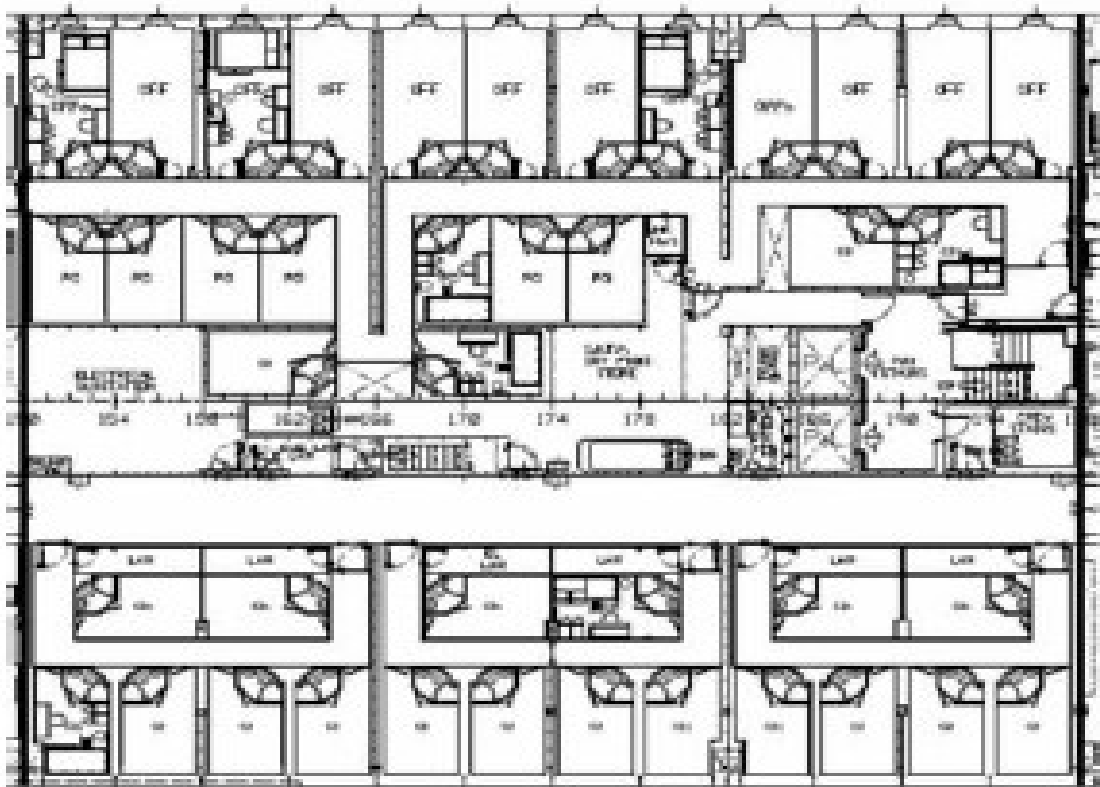
DATA
 DATE 21.09.2018

REV.
 ALT. 00

FOGLI
 SHEETS 06/20

C.6279-ACS & TRUNK STARBOARD





Capitolo 3

3 VENTILAZIONE

Col nome di ventilazione vanno quelle operazioni che hanno il compito di prelevare aria dall'atmosfera, immetterla nei locali da ventilare, distribuendola opportunamente, e, successivamente, estrarla per riversarla nella atmosfera.

Lo scopo della ventilazione è quindi:

- Eliminare le sostanze non gradite che si sviluppano nel ambiente;
- Sottrarre il calore e l'umidità che si sviluppano nel locale da ventilare
- Fornire l'aria necessaria per gli impianti termici e tecnici
- Evitare ristagni d'aria nel locale da ventilare.

Con la ventilazione non viene effettuato alcun trattamento psicometrico nel senso vero, ma viene sostituita in un ambiente l'aria contaminata ed eccessivamente calda o eccessivamente umida con aria fresca prelevata dall'esterno, a cui corrispondono determinate condizioni termoigrometriche.

Per valutare l'entità della ventilazione da effettuare bisogna tenere conto di una serie di fattori, quali:

- Dimensioni geometriche dell'ambiente;
- Numero di persone occupanti e le loro attività;
- Apporti di calore dovuti ad apparecchiature o impianti e a radiazioni solari;
- Apporti di umidità dovuti ad impianti;
- Destinazione del locale
- Apporti di sostanze non gradite
- Condizioni termoigrometriche dell'aria da immettere nel locale;
- Temperatura desiderata nell'ambiente da ventilare

3.1 Rinnovi d'aria o ricambi d'aria

La portata di aria necessaria alla ventilazione di un ambiente viene stabilita in base al numero di volte che in un ora l'aria contenuta nell'ambiente deve essere sostituita con aria fresca. Tale numero, prende il nome di rinnovi o ricambi d'aria orari.

Bisognerà determinare pertanto, il volume totale degli ambienti in m³ e poi moltiplicare tale volume per il numero di ricambi d'aria per determinare la portata d'aria di ventilazione. Quindi: portata d'aria = Volume locale X ricambi orari d'aria.

3.2 La ventilazione per l'eliminazione di sostanze non gradite

La ventilazione ha anche il compito di mantenere una determinata purezza dell'aria; il rinnovo con aria esterna quindi ha lo scopo di contenere, entro limiti fissati, le impurità sviluppate ed accumulate nei locali. Tali impurità possono essere ad esempio i prodotti di scarico di motori. Dalla conoscenza delle impurità generate e del limite di percentuale massimo tollerato si può determinare facilmente il rinnovo d'aria.

Si supponga che entro il locale si sviluppi la quantità di sostanza S non gradita, sia S₀ il suo contenuto nell'aria esterna in g/kg di aria, sia S_{max} il valore massimo di S₀ accettabile nel locale.

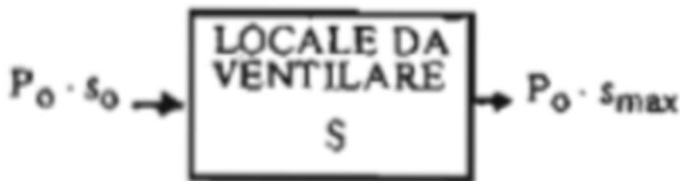
La quantità d'aria di rinnovo risulta dalla seguente uguaglianza:

$$P_0(S_{max} - S_0) = S \quad (3.1)$$

Da cui:

$$P_0 = \frac{S}{S_{max} - S_0}$$

E dal seguente schema:



Ove:

S = sostanza non gradita in kg/ora;

S₀ = contenuto sostanza non gradita nell'aria esterna in g/kg aria;

S_{max} = valore massimo di S₀ accettabile nel locale in g/kg aria;

P₀ = portata aria esterna o di rinnovo in kg/h.

L'equazione 3.1 scaturisce dall'esame dello schema riportato in cui:

- P₀ S₀ rappresenta la portata di sostanze nocive entrante;
- P₀ S_{max} rappresenta la portata di sostanza nociva massima uscente: quindi, la differenza:

$$P_0 S_{max} - P_0 S_0 = P_0 (S_{max} - S_0)$$

Dovrà eguagliare la quantità di sostanze nocive che si sviluppa nel locale che dovrà essere allontanata. Per quanto riguarda locali frequentati da persone c'è da dire che l'organismo umano, per il suo metabolismo, consuma l'ossigeno dell'aria producendo CO₂ e quindi nell'ambiente si ha un continuo aumento di percentuale di CO₂; se nel locale si fuma o si producono sostanze tossiche all'organismo si avrà un ulteriore continuo aumento di sostanze tossiche che bisognerà appunto eliminare introducendo in continuazione una quantità di rinnovo, come dall'espressione (3.1).

L'aria di rinnovo necessaria, tenendo conto dell'ossigeno consumato, dal metabolismo, dal fumo generato e dei vari odori, dovrà essere immessa nell'ambiente nella misura 15 ÷ 50 mc/h per persona.

La stessa aria che viene espulsa, talvolta, se inquinata, dovrà subire un intenso lavaggio per poterla immettere nell'atmosfera. La conoscenza delle caratteristiche del locale da ventilare, della destinazione, del numero di persone che lo frequentano e di tutti gli altri elementi utili, permette di fissare la portata di rinnovo P₀

3.3 LA VENTILAZIONE PER SOSTITUZIONE DI CALORE E DI UMIDITA'

La ventilazione ha anche il compito di eliminare gli apporti di calore e umidità dovuti a:

- Persone
- Apparecchiature elettriche, cucine, impianti termici, macchinari e processi.

Per il calcolo di tali quantità si tratta sugli apporti di calore e di umidità negli ambienti in relazione alla loro specifica destinazione ed alle loro caratteristiche geometriche.

Una volta conosciuta la quantità di calore Q può essere determinata la portata d'aria di ventilazione P con la seguente espressione:

$$P_0 = \frac{Q}{0,24 (T_i - T_e)} \quad (3.2)$$

Ove: Q rappresenta la quantità di calore da sottrarre in Kcal/h; T_i e T_e rappresentano rispettivamente la massima temperatura tollerabile nel locale e T_e la temperatura esterna nelle condizioni più sfavorevoli in C°.

Una volta conosciuto l'apporto di umidità può essere determinata la portata d'aria P₀ di ventilazione per eliminarla utilizzando la (3.1) relativo all'eliminazione di sostanze non gradite.

Infatti il vapore d'acqua può essere considerato una sostanza non gradita.

3.4 VENTILAZIONE PER L'ALIMENTAZIONE DI IMPIANTI TERMICI E TECNICI

Talvolta la ventilazione viene utilizzata per fornire aria necessaria per gli impianti termici, tecnici e per sottrarre calore emesso dagli impianti stessi.

In tali casi bisogna determinare le portate d'aria necessarie per ogni processo.

Consideriamo con un esempio concreto, un locale macchine di una motonave nella quale sono sistemati:

- I diesel – alternatori;
- La caldaia ausiliaria;
- L'impianto di aria compressa per gli automatismi;
- L'impianto di aria compressa per l'avviamento del diesel;
- Un generatore autonomo di gas inerente;
- L'impianto di depurazione dei liquami.

La conoscenza delle caratteristiche dei vari impianti permette di determinare la portata d'aria necessaria per alimentarli.

La quantità di calore dissipata nel locale: dal motore diesel principale; dai diesel alternatori; dalla caldaia ausiliare, dai compressori, dal generatore autonomo di gas inerte, dagli impianti frigoriferi, dai numerosi scambiatori di calore, dalle numerose elettropompe, dai depositi e casse combustibili, una volta determinata serve per conoscere la portata d'aria per l'asportazione del calore emesso da tali impianti.

Un tale locale pertanto sarà provvisto di un congruo numero di ventilatori che immetteranno l'aria nella parte bassa del locale; una parte di questa servirà ad alimentare impianti ed un'altra ad asportare il calore prodotto dai numerosi impianti.

Il locale motore sarà pertanto in leggera sovrappressione ed il calore sarà asportato dalla parte alta del locale, attraverso gli osteriggi per effetto della sovrappressione stessa.

3.5 SISTEMI DI VENTILAZIONE

I sistemi di ventilazione possono essere di due tipi: naturale e meccanico.

I sistemi di ventilazione naturale non risulta più utilizzato ed ora si fa ricorso esclusivamente alla ventilazione meccanica che viene realizzata con ventilatore e può essere effettuata in tre modi in relazione alla sistemazione dei ventilatori:

- Estrazione d'aria
- Immissione d'aria
- Estrazione – immissione combinate.

Gli impianti di estrazione sono molto usati per la loro semplicità. L'aria nei locali viene rinnovata per effetto della estrazione che provoca la rientranza di aria fresca.

L'estrazione (figura 3.1) può essere effettuata con o senza canali e ciò in relazione alla caratteristiche geometriche del locale da ventilare evitando cortocircuiti e quindi ristagli d'aria e scarsa ventilazione in alcune zone

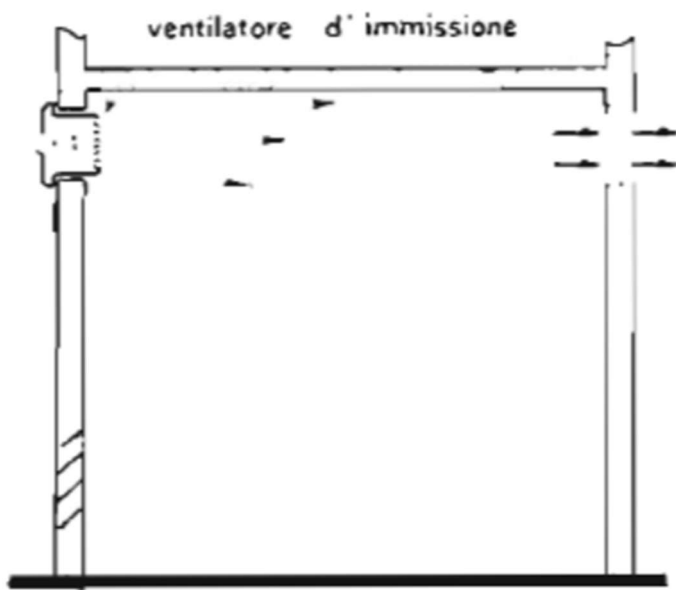


(Figura 3.1)

Impianti di emissione sono opposti a quelli di estrazione. L'aria nei locali viene rinnovata per effetto della sovrappressione che provoca la sfuggita dell'aria viziata attraverso apposite aperture.

L'immissione dell'aria può essere effettuata con o senza canali e ciò in relazione alle caratteristiche geometriche del locale da ventilare.

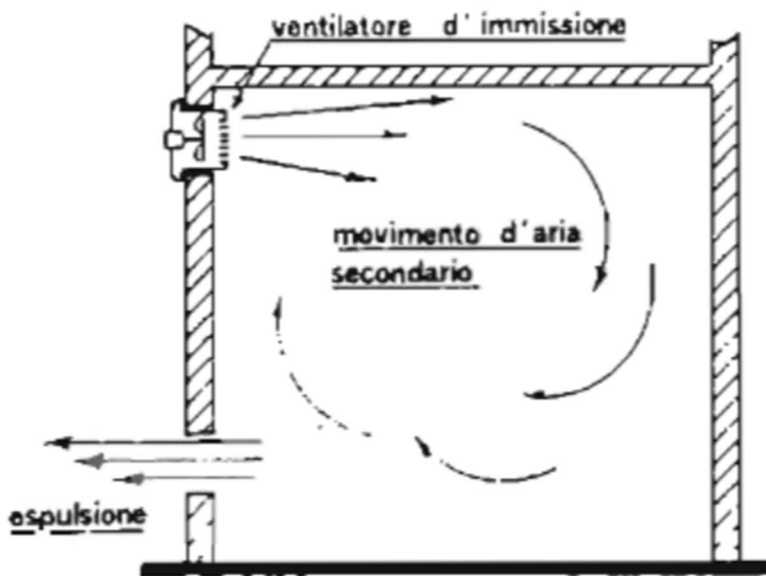
Nella figura 3.2 viene messo in evidenza un impianto di ventilazione con immissione di aria nel locale e fuoriuscita dell'aria in maniera errata. Infatti l'aria fresca entra ed esce direttamente senza ventilare il locale.



Ventilazione con ventilatore d'immissione senza canale

(Figura 3.2)

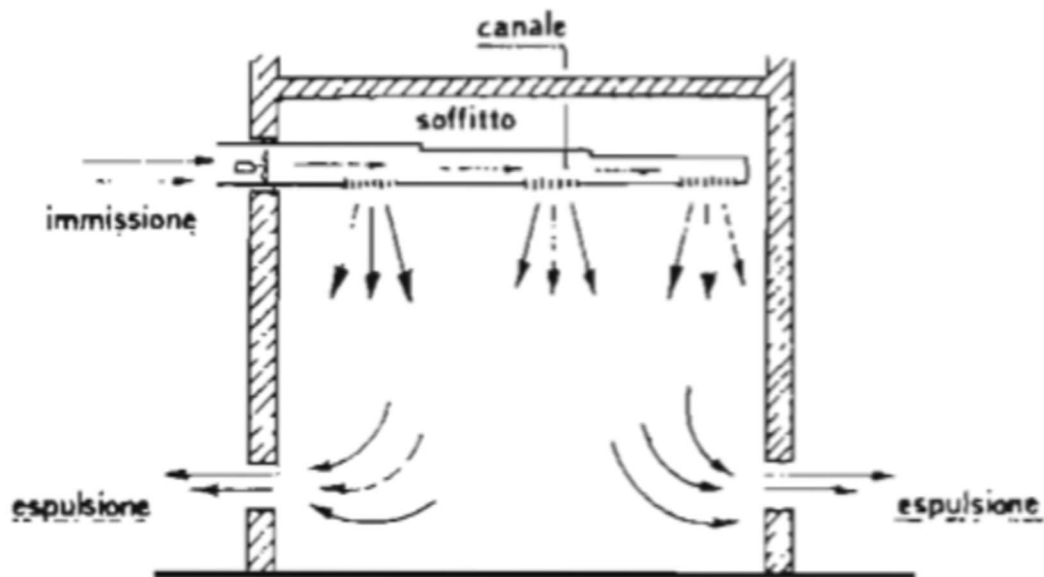
Nella figura 3.3 invece viene messo in evidenza che una buona sistemazione dell'apertura per la sfuggita dell'aria obbliga l'aria immessa a ventilare bene il locale



Ventilazione con ventilatore d'immissione senza canale

(Figura 3.3)

Nella figura 3.4 viene rappresentato un locale ventilato con canale. L'aria immessa nel locale viene distribuita uniformemente e successivamente viene espulsa attraverso le aperture opportunamente sistemate.



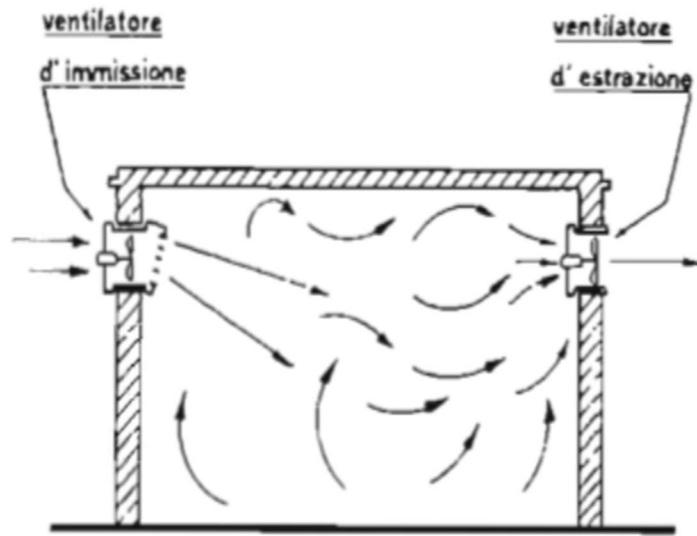
Ventilazione con ventilatore d'immissione con canale

(Figura 3.4)

Gli impianti combinati sono quelli il quale si ottiene un efficace ventilazione assicurando una uniforme distribuzione dell'aria le locale. I ventilatori di immissione devono dare una portata d'aria rispetto a quelli di estrazione, di circa il 20% in più per creare nel locale quella leggera sovrappressione che evita rientranze d'aria incontrollate.

Questi impianti possono anch'essi essere senza o con canali e ciò in relazione alle caratteristiche geometriche del locale da ventilare.

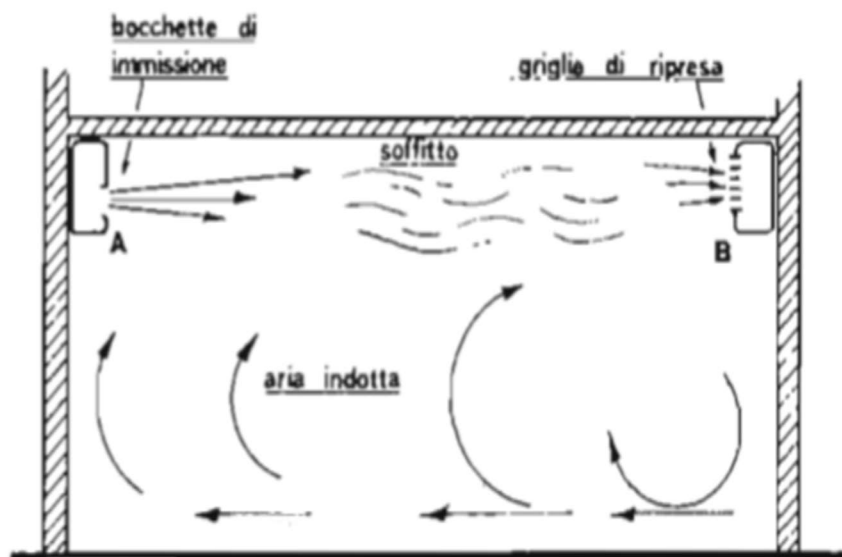
La figura 3.5 riporta un locale ventilato con due ventilatori: uno di immissione e l'altro di estrazione, sistemati senza canale



Ventilazione con metodo «Estrazione - Immissione» senza canale

(Figura 3.5)

La figura 3.6 riporta un locale ventilato con i due ventilatori: uno di immissione e l'altro di estrazione, con canale.

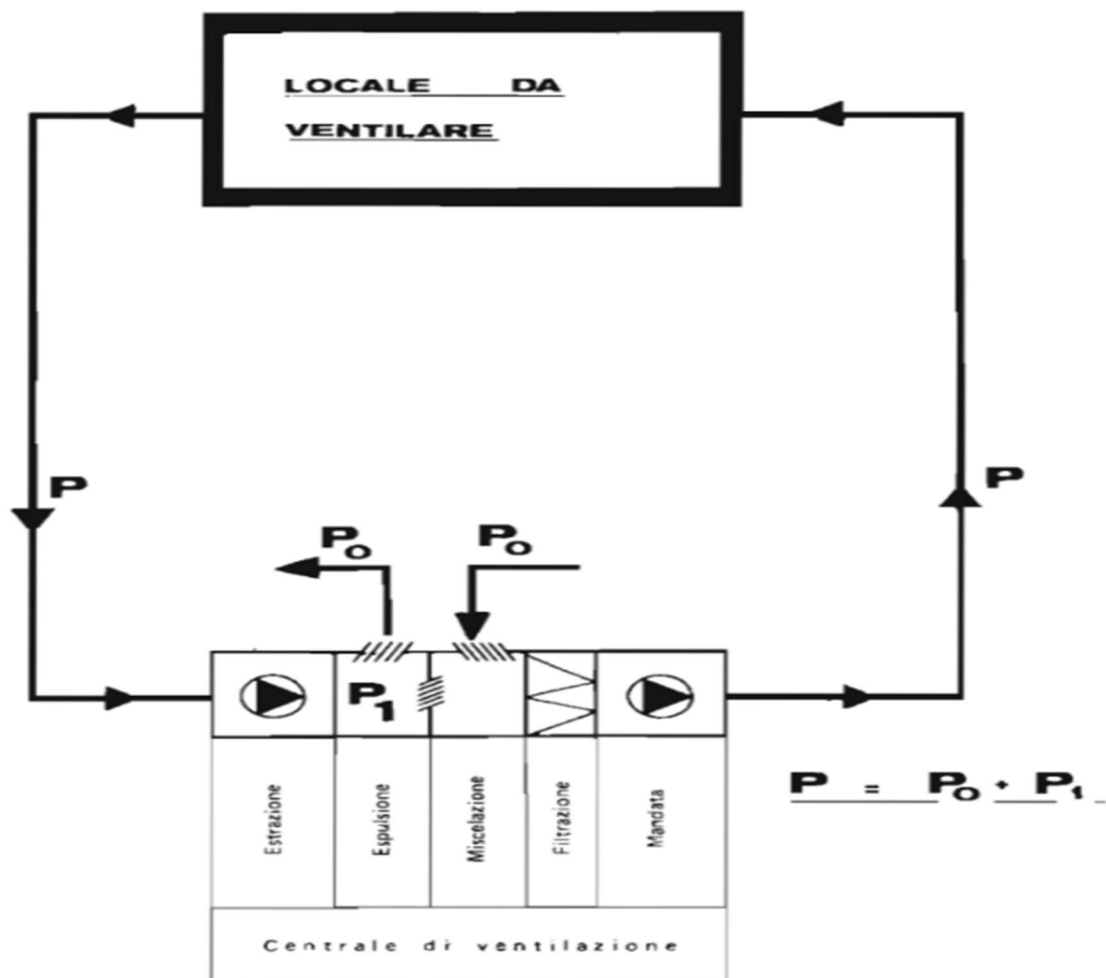


Ventilazione con ventilatori d'estrazione e di immissione e con canali

(Figura 3.6)

Assumono particolare importanza nella ventilazione i movimenti secondari dell'aria dovuti all'aria primaria ad alta velocità. L'aria secondaria prende anche il nome di aria indotta ed ha velocità molto basse.

In alcuni casi può essere richiesta la ventilazione con ricircolazione dell'aria: la figura 3.7 riporta tale schema di ventilazione evidenziando le sezioni di espulsione e di miscelazione che possono, modulando le 3 serrande, far variare l'aria di rinnovo e quella di ricircolazione con continuità. In tal modo si potrà avere anche tutto rinnovo o tutta ricircolazione.



(Figura 3.7)

3.6 CARATTERISTICHE DEI VENTILATORI

Gli elementi caratterizzanti di un ventilatore sono la portata, la pressione, la velocità di rotazione.

Si definisce portata V di un ventilatore il volume di fluido che esso elabora nell'unità di tempo.

Generalmente la portata viene espressa in m^3/h .

Un ventilatore nel suo funzionamento impartisce al fluido una certa quantità di energia che determina all'uscita del ventilatore la pressione totale del ventilatore P_t .

Tale pressione sviluppata dal ventilatore è la somma di due pressioni:

- La pressione statica P_s che mantiene il flusso e serve a vincere la resistenza incontrata dal fluido.
- La pressione dinamica P_d prodotta dalla velocità dell'aria in movimento, per tanto possiamo scrivere:

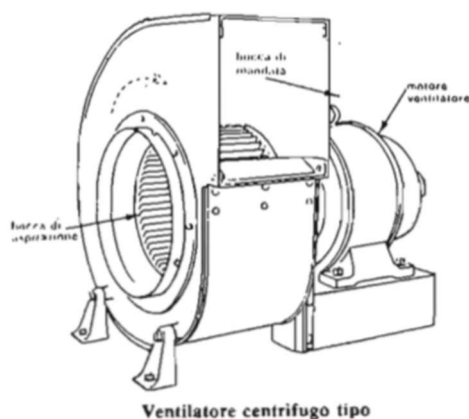
$$P_t = P_s + P_d \quad (3.3)$$

La pressione statica P_s è la pressione che l'aria esercita sulle pareti di un canale percorrendo longitudinalmente e rappresenta l'energia potenziale per unità di massa di fluido. Essa è misurata nel SI in Mbar.

La pressione dinamica P_d è l'energia cinetica posseduta dall'unità di massa del fluido.

I ventilatori sono generalmente classificati come centrifughi e assiali in relazione alla direzione del moto dell'aria attraverso la girante

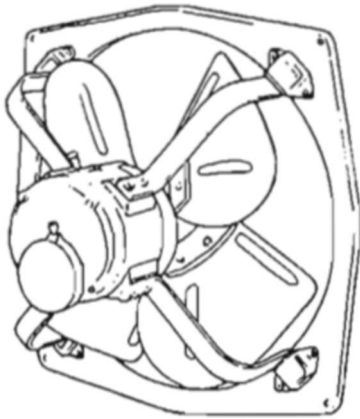
I ventilatori centrifughi (fig. 3.8) sono essenzialmente i seguenti:



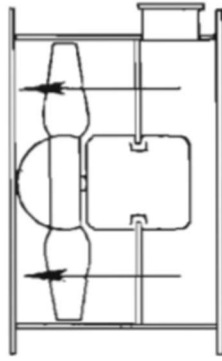
(Figura 3.8)

- A profilo alare;
- A pale indietro;
- A pale in avanti;
- A pale radiali.

I ventilatori assiali (figg3.9) sono essenzialmente i seguenti:



Ventilatore elicoidale ad anello
(Figura 3.9)



**Ventilatore assiale monostadio
senza deflettori**

- Elicoidali;
- Assiali senza deflettori;
- Assiali con deflettori.

I ventilatori speciali non rientrano nelle classificazioni precedenti e sono essenzialmente i seguenti:

- Centrifughi intubati;
- Torrini ed estrazione centrifughi;
- Torrini di estrazione assiali.

CAPITOLO 4

4 UNITA' FAN COIL

Il ventilconvettore (in inglese *fan coil unit*), chiamato anche aerotermo per le installazioni a soffitto, è un terminale utilizzato negli impianti di riscaldamento e climatizzazione. Trova largo impiego soprattutto negli impianti di climatizzazione misti aria/acqua.

Un ventilconvettore (abbreviato con VC o FC) è costituito da un carter metallico all'interno del quale sono presenti una o due batterie di scambio termico aria/acqua, un ventilatore, un filtro dell'aria, una vaschetta per la raccolta della condensa nel solo caso in cui venga usato per scopi di raffreddamento (l'aria, raffreddandosi a seguito dello scambio termico, subisce una parziale condensazione del vapore acqueo in essa presente); all'esterno presenta i collegamenti con le reti dell'acqua calda e/o refrigerata. Per installazioni a vista, possono essere dotati di un mobile di copertura che maschera la struttura, i collegamenti elettrici, l'eventuale comando e i collegamenti idraulici con le eventuali valvole di intercettazione.

Nei sistemi ad una sola batteria di scambio termico (2 tubi) il fluido di scambio, caldo o freddo, circola negli stessi tubi, per cui si può avere, nello stesso periodo, solo riscaldamento (con acqua calda) o solo condizionamento (con acqua refrigerata). Nei sistemi a due batterie di scambio termico (4 tubi), è possibile utilizzare sia il fluido caldo che il fluido freddo nello stesso periodo di utilizzo: con l'ausilio di valvole all'ingresso delle batterie, viene scelto il fluido da utilizzare in base alla temperatura richiesta in ambiente e quindi riscaldare o raffrescare a seconda delle necessità. Esisteva anche una versione per impianti a 3 tubi, ormai andata in disuso, questo sistema sfruttava un unico tubo di ritorno dell'acqua, calda o fredda, ma richiedeva un notevole impegno dal punto di vista impiantistico con il solo risparmio di una tubazione acqua.

Il ventilconvettore è un'unità a "tutto ricircolo" di aria. L'aria ambiente viene prelevata dal ventilatore, passa attraverso il filtro, dove si libera delle polveri grosse, viene spinta verso la batteria di scambio termico, dove, per convezione forzata, scambia calore con l'acqua prima di essere espulsa, e dove, in caso di riscaldamento, il calore viene prelevato, mentre in caso di raffreddamento viene ceduto. Quando l'aria viene raffreddata, si opera anche la deumidificazione in quanto l'aria raffreddandosi riduce la sua capacità di trasporto dell'umidità, la quale si condensa in acqua, che cade nella vasca di raccolta condensa e fatta evacuare per caduta (o gravità), oppure tramite una pompa di rilancio.

Come già accennato, i VC vengono largamente utilizzati negli impianti di climatizzazione misti aria/acqua, con lo scopo di controllare la temperatura, mentre la UTA (Unità trattamento aria) controlla l'umidità e il ricambio. Minore utilizzo si ha in caso di solo riscaldamento o solo raffreddamento, associato ad un ricambio dell'aria di tipo naturale, non controllato e quindi con un funzionamento tipico da termoconvettore.

4.1 UTILIZZO DEI FAN COIL NEL SETTORE NAVALE

Più precisamente nel settore navale i Fan Coil (fig. 4.1) vengono utilizzati come gruppo di supporto di un impianto di condizionamento nei locali ove sono presenti macchinari specifici di uso elettronico dove le temperature sono abbastanza elevate e l'aria è consumata e in alcune casi (zone pubbliche come ristoranti o atrii) dove sussiste un elevata presenza di persone, per tale motivo lo scopo principale del macchinario sarà di raffreddare l'aria consumata.



(Figura 4.1)

Si allega inoltre un'altra immagine di un Fan coil (fig. 4.2) posizionato nella parte anteriore di un box igiene prefabbricato, annesso ad una cabina passeggeri (standard per ogni tipologia di cabina) tale Fan coil a sia la funzione di riscaldare o raffreddare la portata d'aria a seconda delle preferenze del passeggero, si noti come all'interno di esso sono posizionati:

- Un ventilatore di piccole dimensioni, che supporta la linea di mandata proveniente dall'UTA e ha anche la funzione di far ricircolare l'aria all'interno della cabina stessa;
- Una batteria di scambio termico;
- Un filtro per l'aria, che ha sia la funzione di filtrare l'aria che ridurre l'effetto sonoro.



(Figura 4.2)

CAPITOLO 5

5 SORGENTI DI RUMORE IMPIANTI HVAC

In questo capitolo verranno affrontati le varie sorgenti di disturbo sonoro degli impianti di condizionamento, suddivisi per zone di competenza a partire dalle UTA e ventilatori fino alla parte dei terminali.

5.1 UNITA' DI TRATTAMENTO ARIA

La sorgente di rumore delle unità di trattamento d'aria (UTA), è costituita dal ventilatore, uno o più, di cui esse sono dotate per la mandata e eventuale ripresa dell'aria verso gli spazi climatizzati. Tali ventilatori sono generalmente centrifughi, con girante il più delle volte a pale incurvate in avanti, e in misura minore a pale inclinate all'indietro, dritte o a profilo alare. Oltre ai ventilatori, sono presenti il più delle volte filtri d'aria, batterie di scambio termico, pacchi di umidificazione ecc. Il rumore generato dalla girante di un ventilatore centrifugo è a larga banda. Ogni passaggio di pala in corrispondenza di un supporto rigido o di una protuberanza o discontinuità produce un impulso di rumore nel flusso d'aria con la conseguente emissione di un tono puro: la cosiddetta frequenza di passaggio pale. È questa una potenziale causa di fastidio per le persone esposte.

Sono quattro, soprattutto, le vie di trasmissione del rumore da parte di una tipica unità di trattamento aria:

- Rumore aereo di mandata, trasportato dal flusso d'aria verso l'ambiente;
- Rumore aereo di ripresa, trasportato dal flusso d'aria di ripresa verso l'UTA;
- Rumore irradiato attraverso le pareti della macchina nell'ambiente circostante;
- Rumore irradiato dalle pareti dei canali.

Una delle maggiori cause di aumento della rumorosità sulla mandata è dovuta all'errata progettazione e/o installazione dei canali immediatamente a valle della bocca del ventilatore, che possono provocare una turbolenza eccessiva con aumento del livello sonoro dell'impianto, soprattutto alle basse frequenze.

La configurazione corretta del condotto utilizzato in laboratorio per le prove dei ventilatori differisce sensibilmente dalle configurazioni che si incontrano nelle installazioni sul campo, dove ben difficilmente si può ottenere un profilo uniforme della velocità di mandata, a causa di gomiti troppo ravvicinati alla bocca del ventilatore, brusche transizioni e attacchi ecc. Questo penalizza le prestazioni aerauliche del ventilatore peggiorandone il più delle volte le prestazioni acustiche. Per prevenire ciò è necessario calcolare la lunghezza 100% effettiva del tronco di canale diritto da

mantenere tra la bocca di mandata del ventilatore e la prima diramazione o gomito (100% effective duct length) come definito dall'AMCA. Essa può determinarsi come segue, in funzione della velocità dell'aria in uscita.

Si deve assumere un minimo di 2,5 diametri di condotto per i primi 12,5 m/s e aggiungere un diametro per tutti i successivi 5 m/s. Ad esempio, per una velocità dell'aria di 25 m/s la lunghezza 100% effettiva risulta di 5 diametri equivalenti. Se il condotto è a sezione rettangolare, con i lati A e B, il diametro equivalente è uguale a:

$$\text{Diametro equivalente} \sqrt{\frac{4AB}{\pi}}$$

In generale, i componenti tipici delle UTA esercitano una certa attenuazione sonora; ad esempio, i filtri d'aria (eccetto quelli elettrostatici) sono caratterizzati da una certa capacità di assorbimento acustico; le batterie di raffreddamento e riscaldamento introducono a loro volta una sia pure modesta attenuazione sonora, e così pure i pacchi di evaporazione degli umidificatori.

La posizione del ventilatore a monte rispetto alla batteria produce un minor livello sonoro a valle, rispetto a un ventilatore posizionato a valle della batteria stessa, secondo i modelli costruttivi più invalsi. Infatti, la potenza sonora alla mandata di un'unità con ventilatore soffiante è di solito sostanzialmente minore rispetto a quella di un'unità di pari capacità con ventilatore aspirante. Ciò è dovuto all'espansione del flusso d'aria che si produce all'uscita del ventilatore e all'assorbimento acustico che ha luogo all'interno della sezione isolata a valle.

L'insieme di queste cause rende difficile generalizzare i dati sonori delle unità di trattamento d'aria, e anzi aumenta le incertezze in relazione agli effetti dell'impianto.

Le pratiche più comuni applicate dai costruttori per l'attenuazione del livello sonoro delle unità di trattamento d'aria possono riassumersi negli interventi che seguono:

- Scelta opportuna del ventilatore in relazione alle condizioni di funzionamento specificate;
- Costruzione della copertura della macchina a doppia parete, con spessore di 25, 45 e finanche 100 mm, e interposto materiale fonoassorbente. Le sezioni ventilanti sono rivestite all'interno con lamiera forellata per consentire l'assorbimento dell'energia sonora;
- Applicazione di silenziatori del tipo dissipativo, il più delle volte esterno alla macchina, sulla mandata e la ripresa dell'aria.

Tuttavia, questi interventi per così dire normalizzati, sono stati implementati da qualche da una progettazione più mirata verso il comportamento acustico delle unità di trattamento e delle unità ventilanti più in generale, con l'aiuto anche di tecniche di progettazione fluidodinamica computazionale (CFD).

Nella maggior parte delle applicazioni HVAC i ventilatori di gran lunga più utilizzati sono di tre tipi:

- Elicoidali, soprattutto in applicazioni non canalizzate, per funzionamento a bocca libera o in condizioni prossime a essa;
- Centrifughi a pale incurvate in avanti, sulle unità di trattamento d'aria, unità ventilanti in genere ecc. Sono impiegati generalmente negli impianti HVAC con basse pressioni statiche (fino a 700 Pa). Applicazioni meno frequenti trovano i ventilatori centrifughi a pale inclinate all'indietro, per pressioni statiche comprese tra 750 e 1500 Pa;
- *Plus-fan* (ventilatori senza coclea): sono costituiti da una girante, di solito a pale piatte, a singola aspirazione, all'interno di un plenum. L'ingresso dell'aria è a cono, realizzato a filo su una parete del plenum stesso, che nel funzionamento risulta pressurizzato, mentre la mandata dell'aria è realizzata su una o più delle altre pareti. Per la compattezza che permettono di ottenere, questi ventilatori sono spesso usati nei climatizzatori autonomi a mobile per installazione all'interno.

I ventilatori elicoidali emettono gran parte dell'energia in un campo di frequenze ben definito, che corrisponde alla frequenza di passaggio pale (f_p):

$$f_p = [(n. \text{ pale} \times \text{velocità di rotazione, g/min}): 60], \text{ Hz}$$

Per gli attuali modelli costruttivi, con un numero di pale da 3 a 6 e una velocità di rotazione che di rado supera i 1200 g/min, la frequenza di passaggio pale è compresa di solito tra 80 e 100 Hz. Per esempio, la frequenza di passaggio pale prodotta da un tipico ventilatore elicoidale usato in molte unità condensanti raffreddate ad aria è intorno a 80Hz. Questa condizione pone dei problemi quando si deve attenuare il rumore di ventilatori elicoidali poiché, com'è noto, risulta molto difficile ridurre l'energia sonora a bassa frequenza, al di sotto dei 100 Hz.

L'uso dei normali silenziatori dissipativi, con le perdite di carico che introducono, spesso peggiora le prestazioni aerauliche del ventilatore riducendo a valori inaccettabili la portata d'aria. In questi casi, l'aumento di velocità che si rende necessario per riguadagnare la portata perduta introduce a sua volta un aumento del livello sonoro tale da superare l'effetto del silenziatore.

Neppure l'aumento del passo delle pale costituisce una soluzione accettabile, poiché introduce anch'esso un aumento dell'energia sonora introdotta.

La soluzione raccomandabile consiste nella scelta di un ventilatore caratterizzato da una progettazione che produca un condizionamento più silenzioso. Numerosi sono i modelli di ventilatori elicoidali sul mercato, che si differenziano per il numero e il progetto delle pale, come i modelli con pale a falce.

Di recente sono stati sviluppati dei ventilatori elicoidali con il bordo di uscita delle pale a dente di sega, per rompere i vortici che si creano nel flusso d'aria che abbandona le pale e ridurre la rumorosità.

I ventilatori elicoidali sono ampiamente utilizzati sulle unità motocondensanti, sui gruppi refrigeratori d'acqua condensati ad aria, sui condensatori remoti ad aria e sui dry cooler, e costituiscono una considerevole fonte di rumore, donde l'importanza di sceglierli tenendo conto delle prestazioni acustiche, oltre che aerauliche.

5.2 RUMORE NEI CANALI AERAILICI

La principale sorgente di rumore aerailico negli impianti HVAC a tutta aria è costituita dai ventilatori delle unità di trattamento; essi danno origine a una certa potenza sonora che viene trasmessa sotto forma di energia sonora nei condotti aerailici verso l'ambiente occupato. L'energia sonora prodotta dai ventilatori può raggiungere gli ambienti soprattutto attraverso tre vie distinte:

- Canali di mandata dell'aria;
- Canali di ripresa;
- Irradiazione da parte delle pareti dei canali stessi nei locali sottostanti o adiacenti.

In genere, le prime due vie costituiscono quelle preminenti ai fini della propagazione del rumore. L'energia sonora nel suo percorso dal punto di origine centrale fino all'ambiente può subire attenuazioni, aumenti e modifiche dello spettro sonoro iniziale. Tali fenomeni devono essere quantificati per determinare l'entità della potenza sonora che si rende disponibile al termine del circuito dei canali in ambiente.

La progettazione acustica degli impianti aerailici costituisce un procedimento lungo e tedioso, con non poche incertezze nel caso dei circuiti complessi, al punto che oggi è realizzato quasi sempre per mezzo di opportuni software. Tuttavia è importante conoscere almeno i criteri essenziali sui quali esso deve venire seguito e dei riferimenti di massima delle entità di variazioni che il segnale sonoro può subire durante il suo percorso dall'unità di trattamento fino in ambiente. Il metodo di stima più

comune è quello che procede dall'unità di trattamento verso l'ambiente, avendo come dato di partenza il livello di potenza sonora del ventilatore dell'UTA alla mandata e alla ripresa, per determinare il livello di potenza sonora al diffusore, e quindi il livello di pressione sonora in ambiente. Il metodo di stima più comune è quello che procede dall'unità di trattamento verso l'ambiente, avendo come dato di partenza il livello di potenza sonora del ventilatore dell'UTA alla mandata e alla ripresa, per determinare il livello di potenza sonora al diffusore, e quindi il livello di pressione sonora in ambiente. Questo procedimento viene seguito considerando l'energia sonora alle principali bande di ottava, per disporre di spettri sonori dai quali risalire alla curva di NR o RC in ambiente ed eventualmente per la scelta dei silenziatori che si rendessero necessari.

L'entità del rumore aerodinamico è dovuta in larga misura alla turbolenza e alla velocità dell'aria; in particolare, l'ampiezza del rumore aerodinamico dipende dalla quinta, sesta e settima potenza della velocità dell'aria in prossimità di un elemento del condotto, perciò la sua riduzione produce un abbassamento notevole del rumore generato dal flusso d'aria.

Il rumore aerodinamico può essere esaltato dalle serrande di regolazione presenti sul percorso dell'aria, poiché esse rappresentano un ostacolo al flusso e la turbolenza aumenta con l'aumentare della loro chiusura. A seconda della posizione rispetto al terminale in ambiente, la serranda può generare il rumore che si trasmette lungo il condotto a valle o si irradia attraverso le pareti del canale verso l'ambiente sottostante. Quando una serranda è installata in prossimità di un diffusore, le prestazioni acustiche di quest'ultimo sono influenzate non solo dalla portata d'aria diffusa, ma anche dall'entità della turbolenza generata dalla serranda. Si produce un aumento del livello sonoro al diffusore, del quale è necessario tenere conto. Negli ambienti con requisiti acustici particolari, le serrande dovrebbero essere mantenute a una distanza dal diffusore minima di 5-10 diametri del condotto, per condotti rivestiti internamente di materassi fonoassorbenti.

Altri componenti possono dare luogo al rumore autogenerato, in funzione della velocità. Tali componenti sono, in particolare, le curve o i gomiti e le brusche variazioni di sezione. Anche qui il discorso in realtà è più complesso: i gomiti producono fundamentalmente un'attenuazione del rumore, ma al di sopra di certi valori di velocità intorno a 10 m/s, essi producono altresì del rumore autogenerato, il cui spettro sonoro differisce a seconda che al loro interno vi siano, o meno, alette deflettrici. Di solito, negli impianti a bassa velocità si può non tenere conto del rumore autogenerato dai gomiti e considerare solo l'attenuazione acustica che essi producono. Tuttavia i software più completi di progettazione acustica degli impianti ne valutano gli effetti.

I diversi componenti dell'impianto aeraulico a valle del ventilatore dell'UTA introducono dei valori di attenuazione dell'energia sonora alle diverse bande di ottava. La loro determinazione, e

successiva sommatoria, permettono perciò di stabilire quella che risulterà la potenza sonora al diffusore, dalla quale si potrà poi calcolare il livello di pressione sonora che si produrrà nell'ambiente occupato.

In linea molto generale, ma sufficientemente indicativa, i principali componenti che producono un'attenuazione del rumore in un circuito aeraulico, sono i seguenti:

- **Canali d'aria rettangolari.** I canali d'aria rettangolari, isolati internamente o no, introducono una certa attenuazione che è tanto maggiore quanto minori sono le dimensioni del canale stesso. L'energia sonora dovuta al ventilatore è efficacemente attenuata alle basse frequenze, ma ciò avviene poiché essa mette in vibrazione le pareti del canale, trasformandosi in parte in calore, e le vibrazioni prodotte dalle pareti si irradiano sotto forma di rumore nell'ambiente circostante. Quindi si può dire che l'attenuazione che si consegue nel canale Aumenta in realtà il rumore nei suoi dintorni. Per i canali rettangolari isolati all'interno con materassini fonoassorbenti, la perdita di inserzione in dB/metro lineare risulta più sensibile soprattutto alle frequenze medie e alte. Anche per essi, la attenuazione è tanto maggiore quanto minori sono le dimensioni del condotto. L'attenuazione che si può ottenere nei canali circolari è invece minore, proprio per effetto della loro maggiore rigidità. Per condotti isolati con spessore del materassino di 25 e 50 mm, rispettivamente. Anche i condotti circolari flessibili producono una perdita di inserzione. Ai fini di quanto segue possiamo indicare con a_1 la attenuazione prodotta dai condotti;
- **Silenziatori.** La attenuazione dell'energia sonora prodotta dai silenziatori possiamo indicarla con a_2 . Tuttavia, a rigori, non va dimenticato il rumore autogenerato del silenziatore;
- **Plenum.** Si tratta di “camere di calma” utilizzate per trasformare un flusso d'aria turbolento in flusso uniforme, e attenuare quindi il rumore aerodinamico. Essi vengono situati tra la mandata del ventilatore e il condotto aeraulico principale. Di solito i plenum sono rivestiti all'interno di materassini fonoassorbenti. Il loro utilizzo non è molto frequente nei normali impianti, soprattutto per via degli spazi che si richiedono e perché devono essere calcolati caso per caso;
- **Gomiti e curve.** Introducono delle sensibili perdite di carico, ma anche determinati valori di attenuazione dell'energia sonora che sono tanto maggiori quanto maggiore è la larghezza della curva o del gomito stesso e se sono isolati internamente. Anche la presenza, o assenza, di alette deflettrici al loro interno migliora/peggiora le capacità di attenuazione sonora. Il

loro effetto può essere indicato con a_3 . Anche in questo caso, a rigori, non andrebbe dimenticato il rumore autogenerato;

- **Ripartizione della potenza sonora nelle diramazioni.** In presenza di una diramazione, la potenza sonora del rumore nel condotto principale si distribuisce proporzionalmente la portata d'aria e perciò alle sezioni dei canali. In una derivazione si può calcolare la differenza di livello sonoro tra il canale principale e quello derivato con l'equazione che segue:

$$\Delta L = \log \frac{A_1}{A}$$

ΔL = differenza di livello sonoro, dB;

A_1 = sezione del canale derivato;

A = sezione del canale principale.

La attenuazione che si ottiene nel condotto secondario si può indicare con a_4 ;

- **Riflessione dell'energia sonora al termine del condotto.** Quando delle onde piane a bassa frequenza interagiscono con un'apertura, come quella di un condotto, che sbocca in uno spazio molto ampio, quale l'ambiente occupato, una parte significativa dell'energia sonora incidente in tale interfaccia viene riflessa verso l'interno del condotto stesso. Si produce perciò una certa attenuazione sonora che dipende dal diametro del condotto e dalla frequenza dell'energia sonora. Indichiamo l'attenuazione per riflessione con a_5 .

L'attenuazione totale che si ottiene in un circuito aeraulico è quindi la sommatoria delle diverse attenuazioni prodotte dagli elementi che lo compongono. In generale si può scrivere quindi:

$$a_{tot} = a_1 + a_2 + a_3 + a_4 + a_5$$

La potenza sonora disponibile al diffusore in ambiente L_{WA} sarà data dal livello di potenza sonora del ventilatore L_W meno la attenuazione totale a_{tot} . Questo vale sia per il circuito di mandata, sia per quello di ripresa (se presente). Come già altrove si è detto, soprattutto per medie e alte velocità dell'aria, è necessario conteggiare l'effetto del rumore autogenerato nei componenti che lo producono (silenziatori, curve e gomiti ecc.).

Vi sono alcuni accorgimenti fondamentali che devono essere tenuti presenti nella progettazione dei circuiti aeraulici ai fini di limitare la produzione di rumore e il suo trasporto negli ambienti occupati. Diversi riferimenti sono già stati enunciati in alcuni capitoli precedenti; nel seguito sono delineate delle misure specifiche che offrono risultati significativi.

L'impianto aeraulico va progettato in modo da minimizzare le perdite di carico e la turbolenza. Perdite di carico elevate aumentano la pressione necessaria del ventilatore con la conseguenza di un maggior livello sonoro prodotto. La turbolenza aumenta il rumore aeraulico del flusso d'aria generato da serrande e altri elementi nei canali, specialmente alle basse frequenze.

Il ventilatore deve essere selezionato in modo che possa funzionare il più possibile vicino al punto di massimo rendimento. Inoltre, si deve scegliere un modello che abbia la minor produzione di rumore, pur rispondendo ai requisiti di portata e di pressione statica di progetto. Ventilatori sovra o sottodimensionati che non funzionino nel punto di massimo rendimento producono livelli sonori sostanzialmente maggiori.

I condotti di uscita e di ingresso dal ventilatore devono consentire un flusso d'aria diritto e uniforme. Se questa condizione viene trascurata, si produce una forte turbolenza all'ingresso e all'uscita del ventilatore, nonché il distacco del flusso in corrispondenza delle palette della girante. Entrambe queste condizioni possono aumentare in modo significativo il rumore prodotto.

Posizionare gomiti o derivazioni di canali a distanza l'uno dall'altro di almeno 4-5 diametri del condotto (*o della dimensione maggiore per canali rettangolari*).

In prossimità di zone critiche, dove si richiedono livelli sonoro molto bassi, è opportuno espandere la sezione del condotto in modo da ridurre quanto più possibile la velocità dell'aria, portandola a valori minori di 7 m/s. Tuttavia, l'angolo di espansione del condotto non deve superare i 15°. Per angoli maggiori possono prodursi distacchi del flusso d'aria con produzione di rombi.

Applicare alette deflettrici all'interno di gomiti a 90° di ampia sezione e di derivazioni. Ciò consente un andamento più uniforme nel cambiamento di direzione del flusso, perciò con minor turbolenza.

Posizionare diffusore e bocchette alla maggior distanza possibile da gomiti e derivazioni. In condizioni critiche ridurre al minimo la presenza di serrande di regolazione in prossimità di diffusori e bocchette.

Quando i diffusori sono collegati per mezzo di un condotto flessibile al canale principale, il disassamento tra i due attacchi deve risultare minore di 1/8. Se il disassamento è eccessivo, il livello sonoro associato al diffusore può aumentare fino a 12 dB.

Realizzare delle transizioni graduali in corrispondenza di diramazioni e gomiti. Utilizzare attacchi flessibili (giunti antivibranti) nel collegamento tra la bocca del ventilatore dell'unità di trattamento d'aria e i condotti.

Il tronco di canale immediatamente a valle del ventilatore di mandata deve essere mantenuto rettilineo per una lunghezza di almeno 3-6 volte la sua dimensione maggiore; inoltre deve essere rivestito internamente di materassino fonoassorbente per una lunghezza di almeno 1,5 volte la dimensione maggiore. Ciò permette di ottenere una distribuzione dell'aria uniforme e priva di vortici.

A parità di portata d'aria, utilizzare più diffusori anziché uno solo di grandi dimensioni e con elevate velocità di uscita. Scegliere sempre diffusori con basse velocità dell'aria di uscita.

Le raccomandazioni di cui sopra, peraltro abbastanza ovvie, richiedono di essere completate da alcuni approfondimenti sulla natura del rumore aeraulico. Negli impianti, il flusso d'aria può produrre due distinte forme di rumore: i rombi, soprattutto a basse frequenze, tra 10 e 100 Hz, e il rumore aerodinamico, che può estendersi a frequenze più elevate.

I rombi sono dovuti a fluttuazioni di pressione da parte del ventilatore (per effetto di variazioni di velocità, della tensione delle cinghie o di instabilità del flusso d'aria all'ingresso o all'uscita). Quando queste fluttuazioni di pressione incontrano le superfici piatte e generalmente non irrobustite dei canali, che hanno frequenze di risonanza prossime a quelle della causa di disturbo, esse possono essere messe in vibrazione. Nei normali impianti HVAC la vibrazione delle pareti dei canali può produrre livelli di pressione sonora compresi tra 65 e 95 dB alle frequenze nel campo da 10 a 100 Hz. Questo tipo di rumore viene definito *rombo* e risulta molto difficile da attenuare. Per prevenire o controllare la formazione di rombi sono note diverse tecniche di collegamento tra la bocca del ventilatore e il canale, tecniche che prevedono certe distanze da rispettare e orientazioni del senso di rotazione della girante rispetto alla mandata e alla posizione del tronco iniziale.

Negli impianti esistenti, l'attenuazione dei rombi può realizzarsi con alcuni accorgimenti. La variazione della velocità del ventilatore è forse il più ovvio, poiché consente di cambiare la frequenza di fluttuazione della pressione dell'aria in modo che venga a differire dalla frequenza di risonanza delle pareti del canale. Un altro tipo di intervento che ha dato buoni risultati è quello di irrigidire il canale esistente con l'applicazione su di esso di elementi di rinforzo e di pannelli in

materiale pesante. Infine, merita di essere ricordato il fatto che i condotti circolari risultano i più efficaci nel contenere la formazione di rombi a bassa frequenza rispetto ai condotti rettangolari.

5.3 RUMORE PRODOTTO DAI DIFFUSORI D'ARIA

Con la denominazione generica di diffusori si intendono qui la maggior parte dei terminali per la diffusione dell'aria, e inoltre le griglie di ripresa. La loro importanza ai fini del benessere acustico non deve essere sottovalutata, poiché essendo installati nei locali, in diretta prossimità dell'ambiente occupato, essi costituiscono tra le principali cause di disturbo. Il rumore stesso è dato in realtà da due componenti: quello trasmesso nei canali, che viene immesso in ambiente, e quello autogenerato dal diffusore per effetto della turbolenza dell'aria che lo attraversa. Un aspetto da tenere presente riguarda la caratteristica di miscelazione che il diffusore può realizzare tra l'aria di mandata e l'aria ambiente: tanto più efficace è la capacità di miscelazione, tanto più elevato sarà il livello sonoro del diffusore. Un fenomeno in apparenza paradossale.

Un'ulteriore e non trascurabile caratteristica del rumore prodotto dai diffusori è che esso si manifesta nel campo di frequenze da 500 a 4000 Hz, il medesimo in cui si esprime la voce umana. Quindi il comportamento sonoro del diffusore, se non opportunamente progettato, può interferire con l'intelligibilità della parola. Inoltre, mentre negli impianti a portata d'aria costante (CAV), il livello sonoro si mantiene inalterato nel normale funzionamento dell'impianto, diversa è la situazione negli impianti a portata d'aria variabile (VAV), nei quali il livello sonoro varia approssimativamente con la quinta potenza della portata.

I costruttori pubblicano i dati sonori dei propri diffusori sotto forma di livelli di potenza sonora in dB(A); a volte, o su richiesta, il livello di potenza sonora è espresso in bande di ottava da 125 a 8000 Hz; in altri casi i valori dichiarati sono in NR (*Noise Ratings*). Si tratta di una situazione che può prestarsi a confusione ed equivoci e quindi è opportuna una certa attenzione nell'utilizzo di questi dati. Peraltro, nella maggior parte dei casi, questi dati sono ottenuti con un procedimento di prova nel quale il diffusore è alimentato con un lungo canale diritto, in condizioni isotermitiche. La configurazione di prova esclude ogni effetto dell'impianto sull'ingresso e i dati ottenuti dai laboratori rilevano prestazioni acustiche necessariamente migliori di quelle che si avranno sugli impianti, dove il condotto di alimentazione può essere molto breve e di frequente sfalsato rispetto alla mezzera del terminale.

Un'installazione non corretta può penalizzare fortemente le prestazioni dei diffusori d'aria. Come si è detto in precedenza, essi vengono provati in un allestimento tale per cui sono alimentati da un canale diritto; le medesime prestazioni sonore (a parità di portata e di velocità dell'aria) si

ottengono tuttavia anche quando il diffusore è posizionato perpendicolarmente al condotto di alimentazione, in asse e con una griglia equalizzatrice o serranda captatrice. Se invece la serranda captatrice è assente, il livello sonoro può aumentare anche di 12 dB. L'uso dei condotti flessibili per l'alimentazione dei diffusori può a sua volta comportare dei problemi: la condizione più importante è che il diffusore sia in asse, a meno di piccole tolleranze, rispetto al condotto principale. In questo caso il livello sonoro prodotto coincide con quello dichiarato dal costruttore (sempre naturalmente a parità di condizioni). Molto penalizzante è invece l'installazione fuori asse, che può produrre un aumento del livello sonoro del diffusore di 12-15 dB rispetto ai dati pubblicati dal costruttore.

Nel caso delle cassette o unità VAV, per ottenere una corrispondenza accettabile tra i dati sonori pubblicati e quelli che si otterranno sull'impianto dovrebbero mettersi in opera alcuni particolari accorgimenti, tra i quali soprattutto l'alimentazione della cassetta o unità VAV con un condotto diritto per una lunghezza pari ad almeno tre diametri dell'attacco, e un plenum sul quale sono montati gli attacchi di mandata rivestito internamente di materassini fonoassorbenti.

Un altro effetto importante è quello prodotto dalle serrande di taratura, le quali generano un rumore aerodinamico per effetto della pala che crea un ostacolo al flusso d'aria: la turbolenza aumenta quanto più la serranda risulta chiusa. Poiché la perdita di carico totale aumenta con la chiusura della serranda, il rumore aerodinamico generato viene correlato proprio alla perdita di carico totale. A seconda della sua posizione rispetto al terminale in ambiente, la serranda può produrre rumore che viene trasportato nel locale o irradiato nel controsoffitto nello spazio sottostante. Quando la serranda è installata in prossimità del diffusore, è necessario tenere conto dei suoi effetti sul livello sonoro totale emesso dal diffusore stesso. Questa maggiorazione del livello sonoro è proporzionale al rapporto tra le pressioni, ossia il rapporto tra la perdita di carico totale dovuta allo strozzamento effettuato dalla serranda e la perdita di carico minima attraverso la serranda stessa.

I dati di livello di potenza sonora dei diffusori devono essere convertiti nei livelli corrispondenti di pressione sonora in ambienti per poterli confrontare con i dati sonori di capitolato e poter quindi decidere gli eventuali interventi correttivi necessari.

Per ottenere una conversione appropriata tra il livello di potenza sonora il livello di pressione sonora si rende necessario conoscere le caratteristiche acustiche dell'ambiente, le sue dimensioni, il suo assorbimento acustico, il numero dei diffusori installati e la distanza tra essi e la posizione del ricevitore. Tali fattori sono ampiamente variabili da caso a caso e ciò ha reso necessario stabilire dei fattori di conversione di facile utilizzo che semplificasse ciò, almeno un livello preliminare, la determinazione del livello di pressione sonora secondo il livello di potenza sonora del diffusore, per casi rappresentativi. In passato era stato correntemente accettata dall'industria un fattore ambiente

di 10 dB come differenza per passare dal livello di potenza sonora a livello NC (Noise Criteria). Questo fattore ambiente si è rivelato alla prova dei fatti troppo ottimistico ed è stato quindi successivamente corretto tenendo meglio conto delle caratteristiche dell'ambiente e del numero dei diffusori installati.

L'uso di questi fattori è diretto: ad esempio, in un locale di circa 30 m² dove sia installato un solo diffusore con livello di potenza sonora di 40 dB a 500 Hz si riprodurrebbe un livello NC di: $(40-8) = 32$ NC.

La situazione è più complessa quando si è in presenza di quattro o più diffusori a soffitto per climatizzare ampie superfici. In questo caso, i fattori di conversione vengono ulteriormente corretti per tenere conto della spazzatura del reticolo secondo il quale sono distribuiti diffusori e della superficie servita da ciascuno di essi. Anche in questo caso riferiti alle due bande di ottava di 500 e 1000 Hz alle quali più sovente si fa riferimento.

Il fattore ambiente e tutt'ora utilizzato negli Stati Uniti, ma è ormai scarsamente impiegato in Europa, preferendosi effettuare delle analisi acustiche più raffinate per mezzo di opportuni software. Il suo impiego è limitato pure dal fatto che l'uso dei Noise Criteria tende a essere abbandonato a favore dei più significativi e realistici Room Criteria (entrambi sviluppati dall'ASHRAE) o, almeno in Europa, dei Noise Ratings ISO.

5.4 CONTROLLO DEL RUMORE STRUTTURALE

Il rumore prodotto dalle macchine e impianti HVAC può trasmettersi, oltre che per via aerea, anche attraverso le strutture dell'edificio, come già si è anticipato in precedenza. Questo rumore si trasmette sotto forma di vibrazioni della macchina o dal componente mal isolato entro le strutture murarie (pavimenti, pareti, copertura dell'edificio); le vibrazioni si propagano con scarsissima attenuazione fino a raggiungere distanze anche elevate dal punto di origine. Le strutture interessate mettono a loro volta in vibrazione l'aria nei locali sui quali si affacciano e si ha una produzione di rumore che crea fastidio e disagi alle persone.

Un altro fenomeno consiste nella propagazione delle vibrazioni entro le strutture senza che esse vengano messe in vibrazione in modo sensibile, quando la loro massa abbia valori notevoli, seguita tuttavia dal loro ingresso in ambiente ogniqualvolta si presenti una discontinuità del materiale (ad esempio crepe, zone di appoggio di tavolati ecc.).

Il rumore che si propaga attraverso le strutture – che per brevità d’ora innanzi chiameremo “strutturale” – può classificarsi in tre tipi diversi, come segue:

- rumore in prevalenza costante, prodotto di solito dal normale funzionamento degli impianti tecnici. Può presentare escursioni di livello e di frequenza più o meno ampie a seconda delle variazioni del carico frigorifero, del bilanciamento delle parti rotanti ecc.;
- rumore prodotto da vibrazioni trasmesse per via aerea che mettono in vibrazione le strutture. Tipico esempio ne è un gruppo frigorifero in sala macchine il cui rumore aereo mette in vibrazione le pareti circostanti che a loro volta trasmettono l’energia sonora lungo le strutture dell’edificio;
- Rumore di tipo impulsivo. Può essere dovuto alla caduta di oggetti, calpestio ecc.

Gli interventi più efficaci, e meno onerosi, consistono quasi sempre nell’isolamento alla sorgente delle macchine che producono vibrazioni, attraverso l’uso di opportuni supporti antivibranti o pavimenti galleggianti. Per le installazioni di macchine dinamiche pesanti sulla copertura delle strutture, vanno seguiti opportuni accorgimenti. Devono essere evitate installazioni tali da produrre un’eccessiva deflessione della base di appoggio, che comporterebbe un’elevata trasmissione di vibrazioni.

I tubi, soprattutto dei circuiti idronici e frigoriferi sottoposti a vibrazioni, devono essere opportunamente affrancati e supportati con materiali resilienti e supporti antivibranti per evitare la trasmissione di vibrazioni verso le pareti. Evitando il contatto tra metallo e metallo con l’interposizione di elementi in materiale sintetico che intercettano le vibrazioni trasportate. Un’altra soluzione per il supporto di tubi che corrono orizzontalmente consiste nell’uso di supporti elastici. Questi elementi sono correttamente utilizzati anche per la sospensione di piccole macchine sorgenti di vibrazioni, quali fan-coil .

I collegamenti tra pompe e tubi vanno effettuati per mezzo di giunti flessibili, realizzati in tubo di acciaio o di rame corrugato, ricoperti con calza metallica in protezione. Essi presentano un elevato potere di isolamento contro la trasmissione delle vibrazioni prodotte da pompe, macchine

dinamiche ecc. L'uso di opportuni collari di fissaggio dei tubi con capacità isolati costituisce un'ulteriore opzione praticabile.

Anche i condotti aeraulici degli impianti HVAC in qualche caso possono trasmettere vibrazioni verso le strutture, soprattutto il soffitto. In tali circostanze, l'utilizzo di supporti elastici o altri elementi non rigidi costituisce una precauzione raccomandabile. Sono stati sviluppati da tempo dei dispositivi di sospensione basati sull'uso di treccia d'acciaio, di costo contenuto, che riducono sensibilmente la trasmissione di vibrazioni e che possono essere utilizzati nei casi dubbi.

SITOGRAFIA:

- [https://it.wikipedia.org/wiki/Unità trattamento aria](https://it.wikipedia.org/wiki/Unit%C3%A0_trattamento_aria)
- <https://architettura.unige.it/did/l1/tecnichece/terzoce0910/impotec/capitoli/cap7.pdf>
- <http://support.aermec.com/>
- [https://it.wikipedia.org/wiki/Canalizzazioni aerauliche](https://it.wikipedia.org/wiki/Canalizzazioni_aerauliche)

BIBLIOGRAFIA:

- I SERVIZI AUSILIARI DI BORDO VOL.3: VENTILAZIONE, REFRIGERAZIONE, CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA. DI CORRADINO CIAMPA.
- IL CONTROLLO DEL RUMORE NEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE E NEGLI EDIFICI. DI ANTONIO BRIGNANTI.

