

# UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

# FACOLTA' DI **INGEGNERIA**

Corso di Laurea triennale MECCANICA

# ANALISI DEL COMFORT ALL'INTERNO DI YACHT

# **COMFORT ANALYSIS INSIDE YACHTS**

Relatore: Chiar.mo Tesi di Laurea di:

Prof. FABIO SERPILLI **YAHYA ZOUHRI** 

Correlatore: Chiar.mo

Ing. GIANLUCA CINIERO

A.A. **2019 / 2020** 

# **SOMMARIO**

INTRODUZIONE	3
CAPITOLO 1	5
INTRODUZIONE GENERALE SULLO YACHT	5
COMPOSIZIONE	6
FASI DI PROGETTAZIONE	8
DESCRIZIONE YACHT IN ESAME	14
CAPITOLO 2	18
NORMATIVA	18
PREMESSA NAZIONALE	19
UNI EN ISO 7547:2005	20
SCOPO E CAMPO DI APPLICAZIONE	21
RIFERIMENTI NORMATIVI	2
TERMINI E DEFINIZIONI	2
PREMESSA	21
NOTIFICA DI ADOZIONE	21
CALCOLO DI APPORTI E PERDITE DI CALORE	22
CONDIZIONI DI PROGETTAZIONE	23
CALCOLO DEL FLUSSO DELL'ARIA	25
CONDIZIONI DI PROGETTAZIONE	33
APPENDICE A	37
APPENDICE B	43
CAPITOLO 3	45
CALCOLO CARICHI TERMICI	45
CAPITOLO 4	56
LA VENTILAZIONE	56
CALORE LATENTE	61
SISTEMI DI CONDIZIONAMENTO ESTIVI	62

SISTEMI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO TOTALE	62
SISTEMI CON RICIRCOLO DI ARIA	64
APPLICAZIONI CON ELEVATO CARICO LATENTE	69
VANTAGGI E SVANTAGGI DEL POST RISCALDAMENTO	71
IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA	72
SEZIONE DEI FAN COIL	74
IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA	78
REGIME ESTIVO DEI FAN COIL	79
REGIME INVERNALE DEI FAN COIL	80
FAN COIL CON ARIA PRIMARIA	82
FAN COIL SENZA ARIA PRIMARIA	82
CARATTERISRICHE PRESTAZIONALI	83
UNITA' TRATTAMENTO ARIA (UTA)	85
LE SEZIONI DELL'UTA	85
SEZIONI VENTILANTI	86
SEZIONI DI ASPIRAZIONE ED ESPULSIONE	87
SEZIONI DI RECUPERO CALORE	90
CONCLUSIONI	92
BIBLIOGRAFIA	94
RINGRAZIAMENTI	95

# Introduzione

Il presente elaborato di tesi ha lo scopo di analizzare il comportamento energetico e la qualità del comfort dell'ambiente interno, relativi ad alcune aree locali di uno yacht, applicando una norma tecnica relativa alla prestazione energetica delle imbarcazioni.

Il fulcro del progetto ha come seguente problematica, il sottodimensionamento dell'impianto di climatizzazione all'interno delle aree più sollecitate termicamente, quali cucine e lavanderie.

Si ha una notevole energia termica, sviluppata a seguito dell'utilizzo contemporaneo di vari elettrodomestici, in ambienti ridotti, con un'elevata potenza elettrica.

Altresì un'ulteriore problematica si riscontra nel rilascio di vapori da parte delle asciugatrici all'interno delle lavanderie.

In primo luogo, si applica la norma tecnica di riferimento, la UNI EN ISO 7547, la quale determina criteri standard di riferimento ai parametri obbligatori interni di un'imbarcazione, ricoprendo differenti ambiti come: il benessere termico, la qualità dell'aria interna (dipesa dalla ventilazione dei locali), l'umidità, l'illuminazione, e l'acustica. La UNI EN ISO 7547 rientra nel nuovo insieme di norme tecniche, impiegate a livello internazionale per la valutazione della prestazione energetica delle imbarcazioni.

Inoltre, a seguito di analisi svolte su carichi termici orari e sulla base dei risultati ottenuti dai calcoli, sono state sviluppate tabelle in cui è stato analizzato il carico termico orario in virtù degli elettrodomestici in funzione.

Un altro dato visibile nelle tabelle è la potenza termica frigorifera, sviluppata dall'impianto di climatizzazione installato.

Tramite rappresentazione grafica della tabella è stato possibile elaborare un grafico orario in cui osserviamo la linea dei carichi termici e frigoriferi.

Per avere una situazione di comfort accettabile, il carico termico orario non deve mai oltrepassare la linea di carico termico frigorifero. In circostanze opposte, ovvero quando la linea di carico termico è nettamente maggiore del carico termico frigorifero avremo una condizione critica.

Il comfort termico riguardo a un ambiente lavorativo è definito come la "condizione mentale di soddisfazione nei riguardi dell'ambiente termico", implicando anche la salute di ogni singolo individuo. L'ambiente definito, costituisce un microclima a sé considerato, stimolando negli individui una sensazione di soddisfazione, o insoddisfazione, dovuta all'ambiente termico stesso. Nello stato di benessere termico il soggetto non percepisce né sensazioni di caldo né di freddo, poichè la maggior parte degli individui trascorre molto tempo all'interno di luoghi chiusi.

Dunque è importante che le condizioni microclimatiche siano mantenute sotto controllo costante, previa possibili danni arrecati ai lavoratori. Per tutelare la salute e la sicurezza dei lavoratori, occorre misurare lo scostamento delle condizioni microclimatiche reali da quelle di benessere, successivamente intervenire affinché le condizioni di lavoro siano prossime a quelle di benessere.

Il buon esito di un lavoro simile dipende da quanto una situazione reale possa essere tradotta in un modello di calcolo, in definitiva, da quanto quest'ultimo si avvicini alla reale prestazione energetica delle cabine. Tale condizione, dipende in particolar modo dalle caratteristiche intrinseche del luogo stesso, nonchè dal comportamento degli utenti stessi.

# **CAPITOLO 1**

### INTRODUZIONE GENERALE SULLO YACHT

Con il termine yacht o panfilo vengono indicate navi da diporto di dimensioni, superiori a 24 metri di lunghezza, aventi alloggi confortevoli e, spesso, eleganti allestimenti.

La parola yacht deriva dall'olandese jacht, che significa "caccia", nelle marine militari nordiche del XVII secolo, questo tipo di unità leggera e veloce aveva funzioni sia esplorative sia di trasporto.

La data di nascita dello yacht risale al regno di Carlo II d'Inghilterra, quando la necessità di percorrere correnti impetuose come canali e fiumi con il loro estuario, e il costante terrore dei pirati, che difficilmente si sarebbero spinti in quei bracci di mare così insidiosi, stimolò lo studio e la costruzione di imbarcazioni veloci e maneggevoli con un fondo quasi piatto.

Queste imbarcazioni erano munite di due derive laterali, indispensabili per bilanciare la spinta del vento attraverso le vele evitando lo scarrocciamento, vennero utilizzate dalla Marina Olandese per perseguire i pirati e i trasgressori in tutte le acque poco profonde dei Paesi Bassi.

Nel 1660, dopo la morte di Cromwell, il re Carlo II d'Inghilterra in un pubblico discorso lodò le qualità dello "jacht" con il quale aveva fatto ritorno in patria dopo il lungo esilio nei Paesi Bassi, esprimendo il desiderio di commissionare la costruzione di una di queste imbarcazioni per navigare il Tamigi.

Per ingraziarsi il nuovo re, le alte cariche olandesi provvidero immediatamente a recapitargliene una del tutto identica a quelle utilizzate durante il suo esilio, chiamato "Mary" in onore della sorella del re, lo yacht era governato da poco più di 20 uomini, lungo poco più di 16 metri e armato con 10 cannoni.

Da questo momento storico, gli aristocratici che amavano ostentare la loro ricchezza, aiutarono la diffusione degli yacht fra le alte classi sociali, questo fece inoltre nascere la

voglia di competizione e nacquero così le prime regate, fra cui la settimana di Cowes che si tiene dal 1826.

Nei primi decenni dell'Ottocento nacquero anche gli yacht club, in particolare il Royal Yacht Squadron (1815) e il New York Yacht Club (1844). In Italia, il primo yacht club nacque a Genova nel 1879, da allora, passando dai grandi yacht a vapore con scafo di ferro ad oggi, la forma dello scafo, l'attrezzatura, i mezzi di propulsione e i materiali di costruzione hanno subito grandi cambiamenti, soprattutto a seconda del tipo di impiego.

L'introduzione del vapore, ad esempio, determinò la distinzione fra panfili di lusso (che da allora sono stati costruiti dotati di motore termico) e panfili da regata (che naturalmente rimarranno a vela).

Gli yacht sono prodotti che differiscono tra loro per dimensione, natura tecnica e formale. Se da una parte sono assimilabili per architetture, in quanto artefatti abitabili, dall'altra sono, a tutti gli effetti, macchine mobili, munite di specifici apparati propulsivi che in alcuni casi sono piuttosto complessi.

Inoltre, le tecniche costruttive e la loro dimensione commerciale, li collocano nell'ambito dei prodotti industriali, sebbene sopravviva ancora, specialmente in Italia, un artigianato di settore molto qualificato.

### **COMPOSIZIONE**

Le peculiarità dello yacht e dell'ambiente in cui si muove pongono alcune problematiche progettuali assai complesse che non possono essere risolte per la mera soddisfazione di requisiti tecnico-funzionali oppure in proposizioni stilistiche, in questo campo, il design si trova a dover esprimere, in una sintesi formale coerentemente ambientata, prerogative funzionali, esigenze abitative ed ergonomiche e, anche, connotazioni simboliche della relazione tra artefatto e contesto naturale e culturale.

L'organismo architettonico, in ragione alle dimensioni e alla tipologia, può essere articolato in diversi elementi di tipo volumetrico, spaziale e tecnico-funzionale, dei primi elementi fanno

parte lo scafo (carena e appendici) e le sovrastrutture (ponti di coperta, tughe, plance), i secondi sono rappresentati dagli spazi interni (cabine, saloni, aree tecniche) e dagli spazi esterni (pozzetti, ali di plancia, zone di manovra, 'terrazzini', 'spiaggette' e così via).

Gli apparati tecnico-funzionali (armamenti velici, alberini porta-segnali, roll-bar, idrogetti) sono costituiti da attrezzature che svolgono mansioni operative specifiche, ma che possono assumere anche un ruolo espressivo.

Dal punto di vista compositivo, lo yacht pone tematiche inusuali che richiedono particolari sensibilità progettuali come, per esempio, l'interpretazione della relazione fra uno spazio interno percettivamente 'limitato' e uno spazio esterno psicologicamente 'illimitato', oppure la comprensione dell'ambiente marino, della sua dimensione fluida, della sua storia culturale e del suo patrimonio simbolico.

Nelle forme delle carene e degli armamenti, che devono sottostare a precisi requisiti funzionali, si riflettono anche in modo evidente, archetipi dell'immaginario collettivo, infatti prendendo come punto di riferimento il piano estetico, le principali matrici formali sono ascrivibili, oltre che alla sensibilità del designer, a fattori di diverso tipo.

Come primo fattore infatti si tende a tener conto di repertori morfologici sedimentati nelle diverse culture del costruire: quella artigianale o semiartigianale, dei materiali classici come legno e acciaio, o quella più evoluta e industriale, delle materie plastiche rinforzate, fattori secondari da tenere in conto possono essere eventuali connotazioni simboliche riconducibili alla natura ludica, veloce e aggressiva dell'artefatto (espressa con precisione dai termini diporto inteso come divertimento e yacht inteso come barca veloce, da caccia).

Hanno anche un'influenza le inevitabili contaminazioni stilistiche dovute ad affinità con altri comparti industriali, come quello automobilistico, aeronautico oppure militare, un esempio evidente di questo fenomeno, oggi abbastanza diffuso nei grandi yacht a motore, è rappresentato dai mega yacht.

L'interno di uno yacht costituisce un microcosmo in cui si creano particolari condizioni prossemiche, le dimensioni degli ambienti e dei componenti d'arredo sono sensibilmente ridotte rispetto alle misure tipiche di un normale spazio architettonico, e le relazioni avvengono spesso con distanze intime e personali, non è un caso che le barche siano frequentemente usate per attività di team building aziendali.

Le funzioni abitative non sono molto diverse da quelle tipicamente domestiche come camminare, mangiare, dormire, lavarsi, conversare, e altro, cambia la fisicità dell'ambiente, le relazioni architettoniche tra spazio e contesto e, soprattutto, il rapporto con il movimento.

Nonostante tutti gli accorgimenti di stabilizzazione, uno yacht di qualsiasi dimensione, non è mai fermo: beccheggio e rollio, a volte impercettibili, sollecitano incessantemente l'equilibrio degli utenti e della struttura, per questa ragione si riscontrano alcune peculiarità nelle soluzioni distributive e d'arredo, quali il posizionamento dei letti (allineati quasi sempre per chiglia), la forma dei mobili, la configurazione di scale e corridoi.

# FASI DI PROGETTAZIONE

Dato che si cammina spesso scalzi e poco coperti, assume primaria importanza il controllo progettuale degli aspetti percettivi legati al suono, agli odori, alla temperatura dei materiali e alle loro proprietà tattili, inoltre, l'orientamento, che normalmente si basa su punti di riferimento esterni, cambia e diventa autoriferito, assumendo come cardini gli elementi fisici della barca stessa (la prua, la poppa, il ponte ecc.).

Il progetto degli interni, specialmente nel caso di una grande imbarcazione, viene generalmente sviluppato in più fasi interattive fra loro.

Si inizia dal piano di compartimentazione che, dettato da ragioni di natura strutturale, tecnica e normativa, è delineato da paratie di vario tipo (stagne, tagliafuoco, rinforzate), successivamente, sulla base dei suddetti vincoli, vengono definiti gli aspetti distributivi, il layout generale degli spazi di allestimento e, per ultimi gli elementi decorativi.

L'allestimento è di solito realizzato all'interno di una 'scatola', che permette di isolare lo spazio abitato dalle sollecitazioni meccaniche e acustiche dello scafo, la scelta dei materiali avviene in base ai requisiti progettuali e nel pieno rispetto delle normative vigenti, sono in genere fondamentali le caratteristiche di leggerezza e, per i componenti metallici, la resistenza all'ossidazione e alla corrosione.

Il mercato delle grandi imbarcazioni da diporto ha avuto negli ultimi anni un'importante crescita, i cantieri italiani hanno raggiunto in questo settore la leadership mondiale.

Queste unità, realizzate custom o semicustom, sono spesso destinate ad un uso diverso tra crociera privata o charter.

Vengono pertanto progettate con particolare attenzione alla sicurezza e al comfort, adottando norme restrittive nelle navi passeggeri, come SOLAS (Safety of Life at Sea) o MCA (Marine Coastguard Agency) per la sicurezza, MarPol (Marine Pollution) per l'inquinamento e i rifiuti.

Un buon livello di comfort a bordo dipende dallo studio di vari fattori, come il rumore, le vibrazioni, la stabilità e il trattamento dei gas di scarico. I calcoli previsionali dei livelli di rumore nelle varie zone sono generalmente eseguiti con metodi statistici, in ragione della compartimentazione e delle caratteristiche dei macchinari (eliche, motori, compressori, impianti vari).

Vengono inoltre studiati speciali trattamenti smorzanti in aree critiche e sono previsti pavimenti flottanti e sistemi di ancoraggio delle pareti di arredo, per le vibrazioni si possono effettuare in qualche caso anche analisi dinamiche globali a elementi finiti.

Lo studio della stabilità è finalizzato non soltanto a determinare l'altezza del bordo libero ai fini della sicurezza. ma anche а migliorare livelli di comfort. È infatti importante evitare che l'imbarcazione abbia dei movimenti di rollio e beccheggio con delle accelerazioni troppo rapide, a tale scopo devono essere progettati dispositivi di stabilizzazione come pinne attive e passive o sistemi giroscopici che garantiscono una riduzione dell'ampiezza di rollio sia in navigazione, sia in rada, dove, secondo alcune statistiche, molti yacht trascorrono il 70% del loro tempo operativo.

Per ridurre l'emissione dei gas di scarico dei gruppi elettrogeni, la tendenza attuale è quella di utilizzare motori con dispositivi common-rail, le configurazioni degli scarichi possono essere di tipo 'asciutto', che utilizzano il classico fumaiolo, oppure di tipo 'bagnato', in cui i gas vengono prima raffreddati e poi successivamente fatti passare attraverso un dispositivo di separazione con l'acqua.

Oggi, uno degli ambiti di ricerca progettuale più interessanti in questo campo riguarda l'integrazione delle tecnologie di bordo già disponibili con sistemi evoluti di gestione dati e di comunicazione (tra varie unità, tra unità e centri di servizio terra).

L'obiettivo è quello di aumentare il comfort, la governabilità e la sicurezza progettando uno yacht 'intelligente', cioè capace di adattarsi in modo dinamico a specifiche situazioni ambientali e operative.

Lo scafo ha generalmente una forma geometrica non descrivibile facilmente in modo analitico.

Nella pratica tradizionale, non potendo utilizzare gli strumenti offerti dalla matematica del continuo, la sua definizione è affidata, da una parte, a una laboriosa tecnica di rappresentazione grafica e, dall'altra, a metodi di discretizzazione offerti dall'analisi numerica per il calcolo dei parametri relativi alla carena (volume, stabilità ecc.).

Il cosiddetto piano di forma o piano di costruzione traccia convenzionalmente le forme dell'imbarcazione, 'fuori ossatura' se la costruzione è di metallo, 'fuori fasciame' se è di legno o di materiale composito.

Nel piano di costruzione, rappresentato in modo classico, sono raccolte le proiezioni ortogonali di almeno tre famiglie di curve, ottenute sezionando il solido con un pari numero di famiglie di piani paralleli, la cui giacitura è la stessa del corrispondente piano principale, individuato dagli assi della terna ortonormale di riferimento.

Sul piano di simmetria dello scafo (detto diametrale), normale alla superficie di galleggiamento, giacciono l'asse delle lunghezze e delle altezze.

L'asse delle larghezze – o semilarghezze, stante la simmetria del solido – è normale al diametrale.

I piani ortogonali sono convenzionalmente denominati: piano trasversale (body plan) oppure delle ordinate (sections), piano orizzontale (half breadth plan) o delle linee d'acqua (water lines); piano longitudinale (sheer plan) o delle longitudinali (buttocks).

Un piano di costruzione si definisce tecnicamente ben eseguito quando è 'avviato' e 'bilanciato', cioè quando l'intera superficie è descritta da linee che non presentano discontinuità indesiderate della curvatura (o delle 'singolarità') e quando la loro rappresentazione è corretta e univoca nelle varie proiezioni ortogonali.

Nell'ambito degli strumenti CAD (Computer Aided Design) dedicati a questo settore, sono stati sviluppati numerosi software per la modellazione di carene e per i relativi calcoli idrostatici di base.

Questi modelli si basano su funzioni parametriche che offrono il miglior compromesso tra versatilità e semplicità di gestione.

Le superfici sono modellate con una tecnica detta fairing, questa tecnica in gergo aeronautico è ciò che rende una superficie perfettamente aerodinamica, mentre nel gergo navale è quella che serve a strutturare le forme dello scafo in funzione idrodinamica.

Le tecniche CAD e tutte quelle a essa collegate, come CAM (Computer Aided Manufacturing) e CAE (Computer Aided Engineering), si sono diffuse lentamente a causa dei costi elevati dei sistemi hardware, ma hanno introdotto radicali cambiamenti nei metodi di lavoro e nello scambio di informazioni tra progettista e costruttore.

Le metodologie e gli strumenti di ricerca per analizzare e ottimizzare le prestazioni aeroidrodinamiche di uno yacht appartengono a due principali categorie:

- la sperimentazione con modelli fisici in scala, mediante test in vasca navale e in galleria del vento
- b) le simulazioni con modelli numerici, mediante programmi CFD (Computational Fluid Dynamics) e VPP (Velocity Prediction Program).

I test in vasca sono finalizzati a delineare le forme e i parametri fondamentali dello scafo, mentre quelli in galleria sono orientati a studiare le caratteristiche del piano velico e, in alcuni casi, anche il comportamento delle appendici di carena.

Queste attività sperimentali servono a rappresentare in forma di coefficienti adimensionali le forze agenti sullo scafo e sulle vele nelle varie condizioni di esercizio, e a valutare così l'efficacia delle diverse ipotesi di progetto.

I limiti scientifici di questi metodi sono ascrivibili a diversi fattori come, in primis, l'esistenza di un rapporto di scala tra modello e prototipo, che rende difficile il trasferimento al vero dei dati misurati (le metodologie sperimentali si basano, infatti, sull'ipotesi della sovrapposizione

degli effetti, che prevede la valutazione della resistenza d'attrito separata da quella di pressione e d'onda).

Si deve tener conto anche della difficoltà di riprodurre le reali condizioni in cui si muove l'imbarcazione in navigazione (assetti, moto ondoso ecc.).

Nonostante ciò, lavorare su modelli in scala permette di modificare un ampio numero di parametri e di potere così confrontare molte configurazioni progettuali.

Le prove in vasca navale trovano applicazioni nello studio e nella progettazione delle forme di carena, delle relative appendici (chiglia, timone, pinne stabilizzatrici) e delle eliche.

Gli apparati sperimentali sono molto onerosi, in quanto necessitano di bacini di dimensioni adeguate, con lunghezza nell'ordine di centinaia di metri (in alcuni casi dotati di dispositivi per la generazione del moto ondoso), di un sistema di trascinamento del modello con diverse possibilità di vincolo e di attrezzature per la misurazione della velocità, delle forze e dei momenti agenti sul modello.

Nonostante i costi e i recenti progressi delle tecniche numeriche CFD essi rimangono uno strumento di fondamentale importanza per la previsione della resistenza al moto e più in generale del comportamento idrodinamico, inoltre con le esperienze di vasca, vengono elaborate e aggiornate le 'serie sistematiche' di carene che rappresentano un riferimento fondamentale nelle fasi di progetto preliminare e di massima.

Nei test per motor yacht il modello viene 'rimorchiato' dal sistema di trascinamento, in assetto dritto e con il piano diametrale allineato alla direzione del moto.

Un tipico programma di ricerca prevede: analisi di diverse configurazioni di carena con differenti posizioni del baricentro al fine di identificare il miglior assetto longitudinale, una serie di test per la valutazione delle appendici, prove in autopropulsione per valutare l'interazione tra carena e propulsore e quindi stabilire il valore della potenza da istallare a bordo.

Per quanto riguarda la potenza, in cui il modello è dotato di motori elettrici e di eliche in scala, viene valutato il comportamento dell'elica 'dietro carena' e determinato il rendimento idrodinamico di propulsione.

Durante l'esecuzione dei test si effettuano riprese subacquee e fotografiche per osservare la formazione ondosa su entrambi i lati del modello, con lo scopo di calcolare la superficie bagnata in corsa e l'effettiva forma della linea di galleggiamento.

Per visualizzare il flusso che circonda la carena, si fa ricorso a varie tecniche tutte basate sull'uso di vernici, fluidi colorati e fili penduli di lana.

Si tratta, in generale, di indagini di tipo qualitativo, che però consentono al progettista di acquisire informazioni che risultano a volte preziose e senza grandi costi aggiuntivi.

Le caratteristiche della vasca di prova sono determinanti per il risultato e anche per l'economia del programma di prova, in particolare va considerato il tempo di attesa tra un test e il successivo, dovuto alle necessità di smorzare le onde provocate dal passaggio del modello e di riportare i valori di turbolenza residua dell'acqua nella vasca al di sotto di un limite definito accettabile.

La scala del modello è un fattore di primaria importanza per poter avere misure con valori differenziali maggiori delle incertezze sperimentali: negli yacht da regata si utilizzano rapporti anche di 1:3.

La dimensione del modello è però limitata dalla velocità massima raggiungibile dal sistema di trascinamento.

L'ipotesi di Froude sui modelli di carena (elaborata nel 1868 dall'ingegnere navale inglese William Froude), è ciò su cui si basa il metodo sperimentale, richiede infatti che le velocità della nave al vero e del modello in scala siano in rapporto pari alla radice quadra del rapporto delle relative lunghezze.

Un altro limite per le dimensioni dei modelli, soprattutto per le carene veloci, è costituito dal cosiddetto tank block-age, ovvero l'effetto delle pareti e del fondo della vasca sulla resistenza.

Altri fattori da cui dipende l'affidabilità dei risultati sono rappresentati dalla finitura del modello, dalle modalità per la stimolazione di turbolenza, dalla precisione nella misurazione della velocità.

Le vasche navali sono controllate a livello mondiale dall'ITTC (International Towing Tank Confer-ence), allo scopo di confrontare e uniformare le procedure di prova.

## DESCRIZIONE YACHT IN ESAME

Lo yacht di cui studieremo il comfort riguardante i locali più sollecitati fa parte della categoria dei mega-yacht con i suoi 70 m di lunghezza e oltre 1000 tonnellate di peso.

La struttura è in acciaio e alluminio e si sviluppa su sei ponti:

- ◆ Il ponte superiore è chiamato Sun Deck, è caratterizzato da un pozzetto di poppa con zona relax, servizi igienici diurni, generatori di emergenza, zona jacuzzi con area prendisole.
- Il secondo ponte è il Wheelhouse Deck, dove troviamo il pozzetto di poppa con zona pranzo, palestra e toilette, dispensa, servizi igienici diurni, hall, cabina del capitano e timone, quindi è da questo ponte che si governa la nave.
- ◆ Il terzo ponte è detto Owner Deck, con il pozzetto di poppa con salone, ufficio e cabina dell'armatore, spazi tecnici, dispensa, servizi igienici diurni.
- Il quarto ponte, il Main Deck, è caratterizzato dalla presenza del pozzetto di poppa con piscina, salone principale e sala da pranzo, hall, dispensa, servizi igienici diurni, suite Vip, cabine Vip, spazi tecnici, garage di gara e salvataggio, area di ormeggio coperta
- Il quinto ponte è il Lower Deck, con beach club con sauna e bagno turco, parrucchiere, sala massaggi, docce emozionali, area relax, stanza dei motori, cabine del personale, hall, garage, cucina, cabine dell'equipaggio e degli ufficiali e cabine relax equipaggio, spazi tecnici.
- Il sesto ponte, Sub Deck, con lavanderia, sale fredde per i rifiuti, ripostiglio bagagli e spazi tecnici.

Di seguito è riportata una tabella con il numero delle cabine e quindi il numero di persone che è possibile ospitare o rendere parte dell'equipaggio:

# Proprietario, VIP e Ospiti

N.	Suite/cabina	Capacità	Capacità totale
1	Proprietario	2	2
5	Vip- Ospiti	2	10
6		Capacità massima	12

# Equipaggio e personale

N.	Cabina	Capacità	Capacità totale
1	Capitano Cabina	1	1
2	Cabina del personale	2	4
2	Ufficiale	2	4
5	Cabina dell'equipagg gemello	io 2	10
10		Capacità massima	19

# Large Yatch code

Lo Yacht sarà costruito e controllato in conformità con le regole della Classification Society per Yacht di oltre 500 tonnellate lorde e secondo il certificato di conformità Large Yatch code da qui in avanti identificata come LY3, tale certificazione sarà rilasciata solo in caso di Yacht

registrato come "Red Ensign" e soprattutto si applica solo a Yatch di oltre 24 metri per uso commerciale di piacere e che non possono trasportare più di 12 passeggeri, di seguito sono riportati alcuni punti salienti della certificazione LY3:

- ♦ Il punto 21 della certificazione parla di Accomodation: nello specifico: dovrebbe essere fornito uno standard di sistemazione adequato per garantire il comfort, svago, salute e sicurezza delle persone presenti a bordo in relazione al di numero persone che fanno parte dello staff. Si richiama l'attenzione sul raggiungimento di standard adequati per i mezzi di accesso e fuga, illuminazione, riscaldamento, preparazione e conservazione del cibo, sicurezza del movimento intorno alla nave, ventilazione e servizi idrici.
- Il punto 21.3 parla dell'illuminazione:
   Deve essere installato un sistema di illuminazione elettrica in grado di fornire luce adeguata a tutti gli alloggi chiusi e agli spazi di lavoro.
- Il punto 21.4 pala del riscaldamento:
   Se ritenuto opportuno, dovrebbe essere fornito un impianto di riscaldamento adeguato.
- Il punto 21.5 parla della preparazione e conservazione del cibo.
  Il pavimento della cucina dovrebbe essere dotato di una superficie antiscivolo e fornire un buon punto di appoggio.
  Tutti i mobili e gli accessori nella combusa dovrebbero essere fatti di un materiale che è impermeabile allo sporco e all'umidità. Tutte le parti metalliche di mobili e accessori dovrebbero essere resistenti alla ruggine.
- Il punto 21.5.3 sostiene che la ventilazione nella cambusa dovrebbe essere organizzata in modo da garantire che ci sia un adeguato apporto di aria fresca e per lo scarico efficiente dei fumi all'aperto.

Il punto 21.7 descrive il fatto che devono essere forniti mezzi efficaci di ventilazione a tutti gli spazi chiusi che sono inseriti dal personale.
La ventilazione meccanica dovrebbe essere fornita a tutti gli spazi di alloggio navi destinate a compiere lunghi viaggi internazionali o in cui operano acque tropicali.
Come minimo, dovrebbe essere possibile la ventilazione meccanica fornendo 6 ricambi d'aria all'ora, quando tutti gli accessi e le altre aperture.

I sistemi di condizionamento devono fornire un minimo di 25 m³ di aria all'ora, per persona sistemata nello spazio ventilato durante le normali condizioni di funzionamento.

Le cucine chiuse, specialmente dove non è previsto un impianto di condizionamento, dovrebbero avere, come minimo, un'alimentazione meccanica di 20 ricambi d'aria fresca all'ora e uno scarico meccanico di 30 cambi. Invece per le cabine lavanderia devono essere garantiti almeno 15 ricambi all'ora.

# **CAPITOLO 2**

## **NORMATIVA**

I locali che hanno più problemi con lo smaltimento di calore e per tenere un comfort accettabile sono le cucine e le lavanderie, dovute alla grande quantità di calore prodotto dagli elettrodomestici.

Nella cucina dello yacht che andremo a studiare, non c'è un'unita di trattamento dell'aria per quella primaria, ma solamente due fan coils che refrigerano l'aria immessa per ventilazione meccanica. Invece per lo scarico abbiamo la cappa di aspirazione, con una portata di 1500 m³/h.

Si è notato che l'impianto in questo stato non era sufficiente, perciò abbiamo studiato tutti gli apporti di calore seguendo la: UNI EN ISO 7547

Costruzioni navali: condizionamento dell'aria e ventilazione degli spazi abitativi e condizioni di progettazione e basi per i relativi calcoli La norma specifica le condizioni di progettazione e i metodi di calcolo per il condizionamento dell'aria e la ventilazione degli spazi abitativi e la cabina radio a bordo di navi mercantili in tutte le condizioni eccetto quelle incontrate in climi estremamente freddi o caldi.

La presente norma è la versione ufficiale in lingua italiana della norma europea EN ISO 7547 (edizione dicembre 2004) e tiene conto delle correzioni introdotte il 16 marzo 2005 e dell'errata corrige di gennaio 2009 (AC:2009).

La presente norma è la revisione della UNI ISO 7547:1990. UNI

#### PREMESSA NAZIONALE

La presente norma costituisce il recepimento, in lingua italiana, della norma europea EN ISO 7547 (edizione dicembre 2004 con correzioni del 16 marzo 2005 + errata corrige AC:2009), che assume così lo status di norma nazionale italiana.

La presente norma è stata elaborata sotto la competenza della Commissione Tecnica UNI Navale ed è stata ratificata dal Presidente dell'UNI ed è entrata a far parte del corpo normativo nazionale l'1 aprile 2005.

#### **UNI EN ISO 7547:2005**

7547:2002/Cor.1:2008)

English version:

Ships and marine technology - Air-conditioning and ventilation of accommodation spaces - Design conditions and basis of calculations

Navires et technologie maritime - Conditionnement d'air et ventilation des emménagements - Conditions de conception et bases de calcul (ISO 7547:2002 + ISO

Schiffe und Meerestechnik - Klimatisierung und Lüftung von Unterkunftsräumen auf Schiffen - Grundlagen für Entwurf und Auslegung (ISO 7547:2002 + ISO 7547:2002/Cor. 1:2008) This European Standard was approved by CEN on 21 December 2004. The Corrigendum becomes effective on 21 January 2009.

CEN members are bound to comply with the CEN/CENELEC Internal Regulations which stipulate the conditions for giving this European Standard the status of a national standard without any alteration. Up-to-date lists and bibliographical references concerning such national standards may be obtained on application to the Central Secretariat or to any CEN member.

This European Standard exists in three official versions (English, French, German).

A version in any other language made by translation under the responsibility of a CEN member into its own language and notified to the Central Secretariat has the same status as the official versions.

CEN members are the national standards bodies of Austria, Belgium, Cyprus, Czech Republic, Denmark, Estonia, Finland, France, Germany, Greece, Hungary, Iceland, Ireland, Italy, Latvia, Lithuania, Luxembourg, Malta, Netherlands, Norway, Poland, Portugal, Slovakia, Slovenia, Spain, Sweden, Switzerland and United Kingdom.

## SCOPO E CAMPO DI APPLICAZIONE

La presente norma internazionale specifica le condizioni di progettazione e i metodi di calcolo per il condizionamento dell'aria e la ventilazione degli alloggiamenti e della cabina radio a bordo di navi mercantili marittime per tutte le condizioni, a eccezione di quelle incontrate in climi estremamente freddi o caldi (vale a dire condizioni minori o maggiori di quelle definite nei punti 4.2 e 4.3).

L'appendice A fornisce una guida e informazioni dettagliate di buona pratica nella progettazione della ventilazione e dei sistemi di condizionamento dell'aria nelle navi.

L'appendice B fornisce le conduttività termiche di materiali di costruzione di uso comune.

Gli utilizzatori della presente norma internazionale dovrebbero notare che, oltre a rispettare i requisiti della presente norma internazionale, dovrebbero assicurare allo stesso tempo la conformità a requisiti legislativi, regole e regolamenti che possono essere applicabili alla singola nave interessata.

# RIFERIMENTI NORMATIVI

I seguenti documenti normativi contengono disposizioni valide anche per la presente norma in quanto in essa espressamente richiamati.

Per i riferimenti datati, le successive modifiche o le revisioni apportate a dette pubblicazioni non si applicano. Tuttavia, le parti coinvolte in accordi basati sulla presente norma internazionale sono invitate a verificare la possibilità di applicare le versioni più recenti dei documenti normativi di seguito indicati.

Per i riferimenti non datati vale l'ultima edizione della pubblicazione alla quale si fa riferimento. I membri dell'ISO e dell'IEC dispongono degli elenchi aggiornati delle norme internazionali in vigore. ISO 31-4:1992 Quantities and units - Part 4: Heat ISO 3258:1976 Air distribution and air diffusion - Vocabulary

## **TERMINI E DEFINIZIONI**

Ai fini della presente norma europea, si applicano i termini e le definizioni forniti nella ISO 31-4, nella ISO 3258 e i seguenti punti:

- Alloggiamento: Spazio utilizzato come sale pubbliche, cabine, uffici, ospedali, cinema, sale giochi e ricreative, parrucchieri e cambuse senza apparecchi di cottura.
- Condizionamento dell'aria: Forma di trattamento dell'aria per cui temperatura, umidità, ventilazione e pulizia dell'aria sono tutte controllate entro i limiti prescritti per l'ambiente chiuso da condizionare.
- Ventilazione: Alimentazione di aria in uno spazio chiuso, sufficiente per le necessità degli occupanti o del processo.

- Umidità relativa: Rapporto, in aria umida, espresso come percentuale tra la pressione effettiva del vapore acqueo e la pressione del vapore saturato alla stessa temperatura di bulbo asciutto.
- ◆ Temperatura di bulbo asciutto: Temperatura indicata mediante un elemento sensibile alla temperatura di bulbo asciutto schermato dagli effetti di radiazione.

Di seguito, un esempio:

Il bulbo di un termometro di vetro a mercurio è un esempio di elemento sensibile alla temperatura di bulbo asciutto.

#### PREMESSA

Il testo della ISO 7547:2002 è stato elaborato dal Comitato Tecnico ISO/TC 8 "Navi e tecnologia marina" dell'Organismo Internazionale di Normazione (ISO) ed è stato ripreso come EN ISO 7547:2004 dal Comitato Tecnico CEN/TC 300 "Navi d'alto mare e tecnologia marina" la cui segreteria è affidata al DIN.

Alla presente norma europea deve essere attribuito lo status di norma nazionale, o mediante pubblicazione di un testo identico o mediante notifica di adozione, entro giugno 2005, e le norme nazionali in contrasto devono essere ritirate entro giugno 2005.

In conformità alle Regole Comuni CEN/CENELEC, gli enti nazionali di normazione dei seguenti Paesi sono tenuti a recepire la presente norma europea: Austria, Belgio, Cipro, Danimarca, Estonia, Finlandia, Francia, Germania, Grecia, Irlanda, Islanda, Italia, Lettonia, Lituania, Lussemburgo, Malta, Norvegia, Paesi Bassi, Polonia, Portogallo, Regno Unito, Repubblica Ceca, Slovacchia, Slovenia, Spagna, Svezia, Svizzera e Ungheria.

## NOTIFICA DI ADOZIONE

Il testo della ISO 7547:2002 è stato approvato dal CEN come EN ISO 7547:2004 senza alcuna modifica Il testo della ISO 7547:2002/Cor. 1:2008 è stato approvato dal CEN come corrigendum europeo senza alcuna modifica.

## CALCOLO DI APPORTI E PERDITE DI CALORE

# **Applicabilità**

Per il calcolo delle condizioni estive, devono essere applicati i punti da 5.2 a 5.5 compreso. Per il calcolo delle condizioni invernali, deve essere applicato solamente il punto 5.2.

## Trasmissione di calore

## Metodo di calcolo

La formula seguente deve essere utilizzata per il calcolo delle perdite o degli apporti di trasmissione di calore, in watt, per ciascuna superficie separata:

$$\Phi = \Delta T [(K_v A_v) + (k_g A_g)]$$

dove:

- $\Delta T$  è la differenza nella temperatura dell'aria, in kelvin (per la differenza di temperatura dell'aria tra spazi interni condizionati e non condizionati, vedere punto 5.2.2):
- è il coefficiente di trasferimento di calore totale, in watt per kelvin al metro quadrato,
   della superficie A, (vedere punto 5.2.3);
- A<sub>v</sub> è la superficie, in metri quadrati, escludendo portellini laterali e finestre rettangolari (vetratura +200 mm) (vedere le figure 1 e 2);
- k<sub>g</sub> è il coefficiente di trasferimento di calore totale, in watt per kelvin al metro quadrato, della superficie A, (vedere punto 5.2.3);
- A<sub>g</sub> è l'area, in metri quadrati, di portellini laterali e finestre rettangolari (vetratura +200 mm) (vedere le figure 1 e 2).

# Portellini laterali

Dimensioni in millimetri

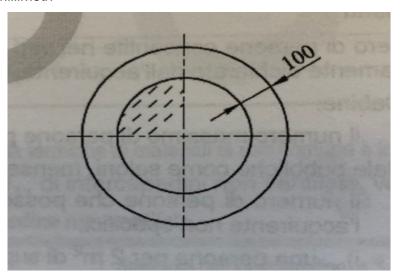


Figura 1: Oblò circolare

# Finestre rettangolari

Dimensioni in millimetri

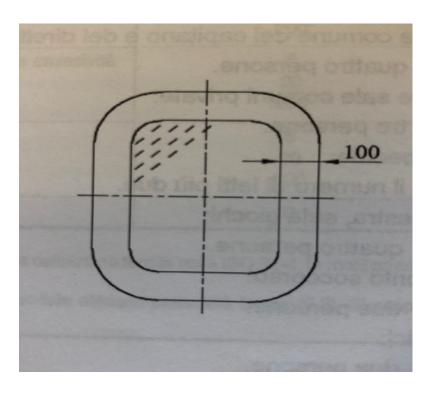


Figura 2: Oblò rettangolare

**CONDIZIONI DI PROGETTAZIONE** 

Generalità

Il sistema deve essere progettato per le condizioni dell'aria all'interno di locali specificate nei

punti 4.2 e 4.3 in tutti gli alloggiamenti definiti nel punto 3.1 alle condizioni dell'aria esterna

dichiarate e con il flusso dell'aria esterna, la ventilazione e l'equilibrio dell'aria forniti

rispettivamente nei punti 6.2.1, 6.2.2 e 6.5.

Nota : Tutte le temperature dichiarate sono temperature del bulbo asciutto.

Temperature e umidità estive

Le temperature e le umidità estive sono le seguenti:

a) Aria esterna: +35 °C e umidità 70%;

b) Aria all'interno dei locali: +27 °C e umidità 50%.

Nota: In pratica, le condizioni dell'aria ottenute all'interno dei locali, specialmente l'umidità,

possono essere differenti da quelle dichiarate.

Temperature invernali

Le temperature invernali sono le seguenti:

a) Aria esterna: -20 °C;

b) Aria all'interno dei locali: +22°C.

Nota: La presente norma internazionale non specifica i requisiti per l'umidificazione in

inverno.

Aria esterna

La quantità minima di aria esterna immessa non deve essere minore del 40% dell'aria totale

fornita agli spazi interessati.

25

# Occupanti

Il numero di persone consentite nei vari alloggiamenti deve essere come segue, se non diversamente dichiarato dall'acquirente.

- a) Cabine:
  - il numero massimo di persone per cui la cabina è stata progettata.
- b) Sale pubbliche come saloni, mense o sale da pranzo e sale ricreative:
  - il numero di persone che possono essere fatte sedere oppure, nel caso in cui l'acquirente non specifici:
    - i) una persona per 2 m2 di superficie del pavimento per i saloni;
    - ii) una persona per 1,5 m2 di superficie del pavimento per mense o sale da pranzo;
    - iii) una persona per 5 m2 di superficie del pavimento per le sale ricreative.
- c) Sala comune del capitano e del direttore di macchina:
  - quattro persone.
- d) Altre sale comuni private:
  - tre persone.
- e) Ospedale:
  - il numero di letti più due.
- f) Palestra, sala giochi:
  - quattro persone.
- g) Pronto soccorso:
  - due persone.
- h) Uffici:
  - due persone.

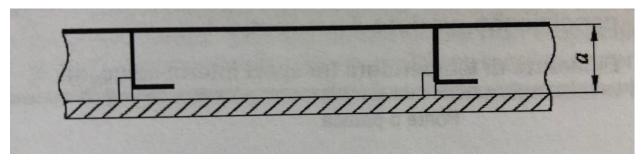


Figura 3: Isolamento piano di spessore uniforme

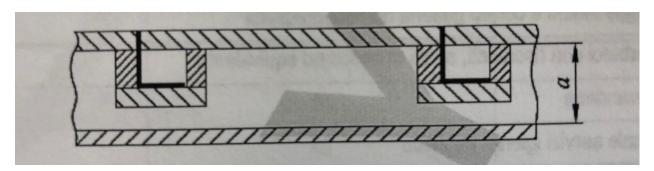


Figura 4: Isolamento corrugato di spessore uniforme

Prospetto 2: Coefficiente di trasferimento di calore totale

Superfici	Coefficiente di trasferimento di calore totale  W/(m? x K)
Ponte scoperto non esposto alle radiazioni del sole e fianco della nave e paratie esterne	0,9
Ponte e paratia contro locale motori, spazio di carico o altri spazi non condizionati	0,8
Ponte e paratia contro locali caldaie o caldaia in locale motori	0,7
Ponte aperto o ponte scoperto esposto alle radiazioni del sole e ponte contro serbatoi caldi	0,6
Portellini laterali e finestre rettangolari, vetratura singola	6,5
Portellini laterali e finestre rettangolari, vetratura doppia	3,5
Paratia contro corridoio, non antirumore	2,5
Paratia contro corridoio, antirumore	0,9

**Nota** : la guida ai valori delle conduttività termiche di materiali di uso comune è fornita nell'appendice B .Per l'isolamento termico,  $M_L$ , di intercapedini non ventilate, vedere il prospetto 3. Isolamento termico di intercapedine non ventilata.

Prospetto 3: Isolamento termico di intercapedine non ventilata

Superfici di delimitazione	Spessore	Isolamento
dell'intercapedine	dell'intercapedine,	termico
	mm	W / (m <sup>2</sup> x K)
Entrambe le superfici elevata	5	0,11
	20	0,15
	200	0,16
Una superficie avente emissività elevata,	5	0,17
l'altra superficie avente emissività bassa	20	0,43
	200	0,47
Entrambe le superficie avente emissività	5	0,18
bassa	20	0,47
	200	0,51
Superfici ad emissività elevata in contatto	0	0,9

a) Vedere le figure 3 e 4

b) Il termine "isolamento termico" è utilizzato in conformità alla definizione fornita nella ISO 31-4. In molti paesi questo termine è noto come "resistenza termica" con un simbolo *R*.

c) Si suppone che il foglio di alluminio e le altre superfici lucidate abbiano emissività bassa (0,2). Si suppone che tutte le altre superfici abbiano emissività elevata (0,9)

# Differenze di temperatura tra spazi interni adiacenti

Per le differenze di temperatura dell'aria, *AT*, in kelvin, tra spazi interni condizionati e non condizionati, vedere il prospetto 1:

Prospetto 1: Differenze di temperatura tra spazi interni adiacenti

Ponte o paratia	ΔT,K	
	Estate	Inverno
Ponte contro serbatoio provvisto di riscaldamento	43	17
Ponte con paratia contro locale caldaie	28	
Ponte e paratia contro locale motori e contro galleria non	18	
condizionata		
Ponte e paratia contro serbatoi non riscaldati, spazi di carico ed	13	42
equivalente		
Ponte e paratia contro lavanderia	11	17
Ponte e paratia contro locale servizi igienici pubblico	6	0
Ponte e paratia contro locale servizi igienici privato		
a) con qualsiasi parte contro superficie esterna esposta	2	0
b) non esposta	1	0
c) con qualsiasi parte contro locale motori/caldaie	6	0
Paratia contro corridoio	2	5
Nota é inteso che sono forniti mezzi di riscaldamento nei locali servizi igienici esposti		

## Coefficienti di trasferimento di calore totale

I valori dei coefficienti di trasferimento di calore totale, k, in watt per kelvin al metro quadrato, indicati nel prospetto 2, suppongono che sia fornito isolamento termico adeguato su tutte le superfici esposte alle condizioni atmosferiche esterne o adiacenti a spazi caldi o freddi oppure apparecchiatura o tubatura calda.

I valori indicati nel prospetto 2 devono essere utilizzati dove appropriato, se non diversamente consigliato dall'acquirente. Per gli altri casi, è indicato nel punto 5.2.4 un metodo di calcolo del coefficiente.

## Calcolo del coefficiente di trasferimento di calore

Il coefficiente di trasferimento di calore deve essere calcolato come segue:

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha} + \frac{\sum \frac{d}{\lambda} + M_L + M_b}{\mu}$$

dove:

- k è il coefficiente di trasferimento di calore totale, in watt per kelvin al metro quadrato  $[W/(m^2 \times K)]$ ;
- à è il coefficiente di trasferimento di calore per area di superficie, in watt per kelvin al metro quadrato ( $W/(m^2 \times K)$ , come segue:  $\alpha$  80  $W/(m^2 \times K)$  per superficie esterna esposta al vento (20 m/s);

 $\alpha$  = 8 *W*/( $m^2$  x K) per superficie interna non esposta al vento (0,5 m/s);

- d è lo spessore del materiale, in metri;
- $\lambda$  è la conduttività termica, in watt per kelvin al metro [W/(m x K)];
- M<sub>L</sub> è l'isolamento termico di un'intercapedine, in watt per kelvin al metro quadrato [W/(m2x K)];
- $M_b$  è l'isolamento termico tra i diversi strati di materiale, in watt per kelvin al metro quadrato [W/(m2x K)];

 $\mu$  è un fattore di correzione per strutture di acciaio, come segue:

 $\mu$  = 1,2 per isolamento in conformità alla figura 3;

 $\mu$  1,45 per isolamento in conformità alla figura 4.

Negli spazi privi di luce diurna, l'apporto di calore da illuminazione deve essere calcolato dal wattaggio nominale dell'illuminazione, come consigliato dall'acquirente o come specificato dall'autorità appropriata. Se l'uscita nominale non è specificata dall'acquirente o dall'autorità appropriata, l'apporto di calore dall'illuminazione generale assunto come definito nel prospetto 5, prendendo in considerazione i requisiti speciali di illuminazione.

Prospetto 5: Apporto di calore da illuminazione generale

Spazio	Apporto di calore da illuminazione generale	
	W/m <sup>2</sup>	
	Incandescenza	Fluorescenza
Cabine, ecc.	15	8
Mense o sale da pranzo	20	10
Palestre, ecc	40	20

L'emissione di calore dal refrigeratore deve essere assunta come la capacità di Immagazzinamento di 0,3 W/I, se non diversamente specificato dall'acquirente.

Altre sorgenti di apporto di calore, quali ad esempio da apparecchiature che sono in funzione per lunghi periodi durante il giorno, devono essere prese in considerazione solo se specificato dall'acquirente.

Le apparecchiature elettriche temporanee, come ad esempio radio e televisori, distributori di acqua calda, ecc., devono essere ignorate. L'apporto di calore da apparecchiatura, ecc. nella cabina radio deve essere assunto come 2,5 kW, se non diversamente specificato dall'acquirente.

L'apporto di calore da ventilatori deve essere assunto tale da fornire un innalzamento della temperatura dell'aria pari a 1 °C/kPa di innalzamento della pressione.

L'innalzamento della temperatura dell'aria nei condotti deve essere limitato a +2 °C.

## CALCOLO DEL FLUSSO DELL'ARIA

## Volume dello spazio

Il volume dell'arredamento, degli armadi, dell'apparecchiatura fissa, ecc. non deve essere dedotto dal calcolo del volume lordo di cabine e di altri spazi.

## Flusso dell'aria di alimentazione

L'alimentazione dell'aria a ciascuno spazio condizionato deve essere calcolata utilizzando il valore più alto fornito da uno qualunque dei seguenti criteri:

- a) flusso dell'aria per mantenere le condizioni del punto 4.2;
- b) flusso dell'aria per mantenere le condizioni del punto 4.3;
- c) flusso dell'aria di alimentazione dall'esterno non minore di 0,008 *m*/s per persona per la quale lo spazio è progettato.

L'alimentazione dell'aria alle cabine con locale servizi igienici privato (bagno, doccia o W.C.) deve essere almeno il 10% maggiore dell'aria di estrazione dai servizi igienici.

Nota: Esistono regolamenti nazionali che specificano un numero minimo di cambiamenti dell'aria.

# Misurazione di superfici di trasmissione

Le superfici di trasmissione di paratie, ponti e fianchi della nave devono essere misurate da acciaio ad acciaio.

# Apporto di calore solare

L'apporto di calore solare,  $\Phi_{S}$ , è calcolato, in watt, come segue:

$$\Phi_{s} = \sum A_{v} K \Delta T + \sum A_{g} G_{s}$$

dove:

 $A_v$  è la superficie esposta alle radiazioni solari in metri quadrati (i portellini lateriali e le

finestre rettangolari non sono inclusi);

è il coefficiente di trasferimento di calore totale in conformità ai punti 5.2.3 o 5.2.4
 per la struttura di una nave (ponte, paratia esterna, ecc.) compresa nella superficie Av;

 $\Delta T$  la temperatura in eccesso (maggiore della temperatura esterna di +35 °C) causata dalle radiazioni solari su superfici come segue:

 $\Delta T$  12 K per superfici chiare verticali;

 $\Delta T$  29 K per superfici scure verticali;

 $\Delta T$  16 K per super fici chiare orizzontali;

 $\Delta T$  32 K per superfici scure orizzontali.

A<sub>g</sub> sono le superfici di vetro (aperture libere) esposte alle radiazioni solari, in metri quadrati;

- G<sub>s</sub> è l'apporto di calore per metro quadrato da superfici di vetro come segue:
  - G<sub>s</sub> 350 W /m<sup>2</sup> per superfici di vetro libere;
  - G<sub>s</sub> 240 W/m<sup>2</sup> per superfici di vetro libere con ombreggiatura interna.

Per le cabine ad angolo, la superficie che fornisce il valore  $\Phi_s$  maggiore deve essere scelta per il calcolo dell'apporto di calore.

Le superfici non incluse in A<sub>v</sub>, a causa dell'ombra del ponte sporgente o di altri mezzi di protezione solare, devono essere calcolate a un angolo del sole di 45°.

Nota 1: Se si utilizza vetro che riflette le radiazioni solari,  $G_s$  può essere ridotto.

Nota 2: Le temperature in eccesso di superfici verticali ed orizzontali e l'apporto di calore addizionale da superfici di vetro causato dalle radiazioni solari sono basati sulle temperature medie più estreme del clima subtropicale e fo*rni*scono la "condizione peggiore" che si presenta durante un giorno.

## Apporto di calore da persone

I valori del calore sensibile e latente emesso da una persona a una temperatura all'interno dei locali di 27 °C sono indicati nel prospetto 4.

Prospetto 4: Attività corporea ed emissione di calore

Attività	Tipo di calore	Emissione W
Seduto a riposo	Calore sensibile	70
	Calore latente	50
Lavoro medio/pesante	Calore sensibile	85
	Calore latente	150

# Apporto di calore da illuminazione e altre sorgenti

Negli spazi con luce diurna, l'apporto di calore addizionale da illuminazione deve essere ignorato.

#### APPENDICE A

# LINEA GUIDA E INFORMAZIONI PER L'USO NELLA PROGETTAZIO DI VENTILAZIONE E DI CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA SULLE NAVI

## A.1 Sistema e condotti

La disposizione dell'impianto e la dimensione dei condotti dovrebbe consentire l'alimentazione dell'aria senza ricircolo.

## A.2 Alimentazione dell'aria

Negli ospedali, una valvola di non ritorno dovrebbe essere installata nel condotto dell'aria di alimentazione.

## A.3 Sistema di estrazione

Nelle lavanderie e nei locali di asciugatura e stireria, i dispositivi di estrazione dell'aria dovrebbero essere installati sopra aree con elevata emissione di umidità e calore.

# A.4 Velocità dell'aria nelle aree con presenza di persone

La velocità dell'aria nella aree con presenza di persone dovrebbe rientrare nei limiti illustrati nella figura A.1. La velocità dell'aria per il valore maggiore è applicabile solo nelle zone in cui le persone sono in movimento.

**Nota**: Per applicazioni normali per la confortevolezza delle persone, le aree occupate sono limitate geometricamente a 0,15 m da tutte le superfici del locale con un'altezza di 1,80 m sopra il pavimento.

## A.5 Variazione di temperatura nelle aree con presenza di persone

La differenza massima di temperatura tra qualsiasi punto all'interno delle aree con presenza di persone (vedere punto A.4) non dovrebbe essere maggiore di 2 K.

## A.6 Macchinario refrigerante

Per un sistema ad acqua del mare, la dimensione del condensatore dovrebbe basarsi su una temperatura dell'acqua in ingresso di +32 °C. Per sistemi fino a 7,5 kW, il motore del compressore selezionato dovrebbe essere di potenza maggiore da quella per l'applicazione a livello internazionale.

Per sistemi di potenza maggiore da quelli di 7,5 kW, il motore dovrebbe essere in grado di azionare il compressore per una temperatura dell'acqua in ingresso di +35 °C oppure, in alternativa, dovrebbe avere una capacità fissa di sovraccarico in percentuale corrispondente ad un aumento della temperatura dell'acqua in ingresso da 32 °C a 35 °C e un certo grado di temperatura di evaporazione che si ottiene normalmente.

Per un sistema di raffreddamento indiretto, il condensatore dovebbe essere progettato per +36 °C nell'acqua di raffreddamento in ingresso e il motore del compressore per +38 °C. Quando si calcola lo scambio di calore totale del condensatore, dovrebbe essere utilizzato un fattore di incrostazione pari a 0,000 09 m2. KW.

Il fattore di incrostazione di un condensatore per un sistema a ciclo chiuso ad acqua dolce refrigerata dovrebbe essere pari alla metà del fattore di incrostazione di un ciclo aperto ad acqua di mare. Quando si calcola l'effetto di raffreddamento, dovrebbe essere utilizzata una massa di aria specifica di 1,20 kg/m2

## 6.1 Alimentazione dell'aria per la ventilazione

L'alimentazione dell'aria condizionata a spazi ventilati, quali per esempio quelli elencati sotto da a) ad e), deve essere fornita direttamente o mediante trasferimento di aria meno viziata da uno spazio adiacente, e deve essere sufficiente da permettere la conformità ai

requisiti del flusso dell'aria di scarico del punto 6.3:

- a) locali di servizi igienici pubblici (bagno, doccia, orinatoio o W.C.);
- b) lavanderia;
- c) locali di asciugatura e stireria;
- d) spogliatoi;
- e) ripostigli per la pulizia.

**Nota**: é inteso che sono forniti mezzi supplementari di riscaldamento negli spazi sanitari ventilati, se necessario.

## 6.2 Temperatura del flusso dell'aria di alimentazione

La temperatura dell'aria fornita allo spazio non deve essere ne minore di più di 10 °C della temperatura media, né per la modalità di riscaldamento, maggiore di più di 23 °C della temperatura media dello spazio.

#### 6.3 Flusso dell'aria di estrazione

#### 6.3.1 Volume del flusso dell'aria

Il flusso dell'aria di estrazione in saloni, mense, sale da pranzo e sale comuni deve essere lo stesso del flusso dell'aria di alimentazione. Il flusso dell'aria di estrazione negli ospedali e nelle cambuse deve essere maggiore almeno del 20% rispetto al flusso dell'aria di alimentazione. Il flusso dell'aria di estrazione nei locali dei servizi igienici privati (bagno, doccia o W.C.) deve essere il valore più alto tra 0,02 m/s oppure un minimo di 10 ricambi dell'aria per ora.

Il flusso dell'aria di estrazione in locali dei servizi igienici comuni (bagni, docce, orinatoi o W.C.), lavanderie e locali di asciugatura-stireria deve essere almeno 15 ricambi dell'aria per ora e in spogliatoi, ritirate e ripostigli per la pulizia un minimo di 10 ricambi dell'aria per ora. Deve essere prestata particolare considerazione ai locali dei servizi igienici pubblici nelle navi passeggeri, compresi i traghetti. Il flusso dell'aria di estrazione deve essere almeno 15 cambiamenti dell'aria per ora oppure il volume calcolato da 0,3 m/s si assumerà il valore più alto tra i due.

#### 6.3.2 Sistema di estrazione

Il sistema di estrazione dagli spazi elencati in a) eb) deve essere alimentato direttamente all'aria aperta e non deve essere utilizzato per il ricircolo. Inoltre, i sistemi di estrazione per ciascuno di questi spazi o gruppo di spazi devono essere separati tra loro: a) ospedali; b) locali dei servizi igienici, lavanderia, cambusa, ecc.

## 6.5 Equilibrio dell'aria

Il sistema deve essere correttamente equilibrato. Esso deve essere applicabile su tutti i ponti. Nei locali in cui sono presenti una o più asciugatrici, l'equilibrio tra l'aria di alimentazione e di estrazione deve essere preso in considerazione d'accordo con il fabbricante. Gli ospedali e le cambuse devono essere mantenute a una pressione leggermente minore di quella dell'alloggio adiacente.

#### A.9 Umidificazione durante l'inverno

Con l'umidificazione durante l'inverno, si raccomanda di limitare il livello superiore di umidificazione al 35% di umidità relativa e di controllare l'umidificazione in modo tale che avvenga solo durante lunghi periodi di condizioni atmosferiche fredde e asciutte.

Il rischio di condensa su superfici fredde e di conseguenza il rischio di formazione di ghiaccio nell'isolamento dovrebbero essere presi in considerazione.

Se l'isolamenti è installato su superfici esposte agli agenti atmosferici, si dovrebbe prestare attenzione per assicurare una tenuta completa al vapore onde evitare l'entrata di aria umida tiepida.

# A.10 Utilizzo di vapore per riscaldamento

Il vapore per riscaldamento da caldaie non dovrebbe essere utilizzato per l'umidificazione. Tale vapore possiede quantità di sostanze chimiche e può cambiare l'odore dell'aria e aumentare il numero di ioni positivi nell'aria.

# Legenda:

- 1 : Valore maggiore
- 2 : Valore medio
- 3 : Clima confortevole
- 4 : Valore minore
- X : Temperatura dell'aria, °C
- Y: Velocità dell'aria (valore medio), m/s

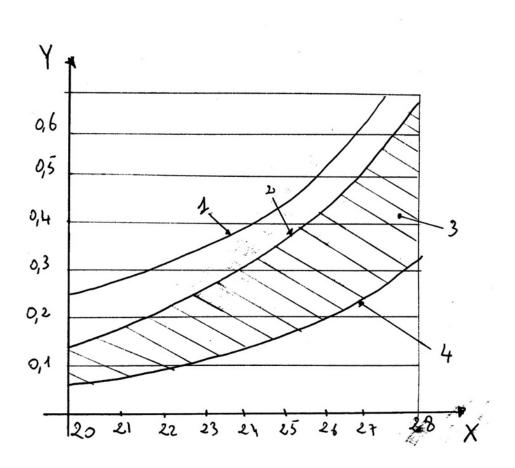


Figura 5: Velocità dell'aria in aree con presenza di persone

# A.7 Suono

Il sistema dovrebbe essere progettato in modo che il livello di pressione sonora ponderata A dal sistema di distribuzione dell'aria misurato a 1 m dal dispositivo terminale dell'aria non dovrebbe essere maggiore di 55 dB (A).

# A.8 Controllo della temperatura

Il controllo della temperatura individuale dovrebbe essere installato in ogni alloggiamento. Ciò può essere ottenuto in diversi modi, come ad esempio controllando il flusso dell'aria, mediante valvole di termoespansione, valvole di regolazione a tre vie, valvole elettromagnetiche e altri.

APPENDICE B

CONDUTTIVITÀ TERMICHE DI MATERIALI DI COSTRUZIONE *DI USO COMUNE* 

Materiale	Massa specifica di materiale a	Valore pratico di coduttività
	secco (Kg/m³)	termica, λ, a conenuto di umidità
		normale [W/(m x k)
Alluminio		200
Acciaio dolce		50
Vetro per finestre	2600	0,8
Legno (flusso di calore alle		
fibre):	500	0,14
-abete, pino	700	0,16
-faggio, quercia		
Pannelli di particelle	600	0,04
	400	0,05
Fogli di fibra di legno:		
-duri	1000	0,13
-semi duri	600	0,06
-morbidi	300	0,052
Fogli di sughero	140	0,04
(espanso) <sup>a)b)</sup>	210	0,05
Lana minerale: <sup>a)c)</sup>		
- fibra di vetro:		
- fibra 6mμ	Da 15 a 100	0,04
- fibra 20 μm	Da 40 a 200	0,05
- cotone silicate, lana di	Da 35 a 200	0,05
roccia		
Fogli di fibra minerale	400	0,06
Rivestimenti per pavimenti:		

- moquette e substrato	0,045
fibroso	0,06
- sughero	0,4
- gomma o piastrella di	1,8
plastica	
- piastrella di ceramica	

- a) La conduttività termica indicate si applica solo se un flusso di aria che può creare una differenza apprezzabile all'isolamento non può prodursi nel materiale né scorrere attraverso di esso.
- b) La conduttività termica indicata è vlida solo se non è possible alcun flusso di aria nelle giunzioni fra fogli.
- c) Se l'isolamento è compresso, lo spessorenello stato compressodeve essere utilizzato come base per il calcolo del coefficiente di trasferimento di calore

# **CAPITOLO 3**

#### CALCOLO CARICHI TERMICI

Grazie alla normativa UNI EN ISO 7547:2005 abbiamo calcolato tutti gli apporti calore, siccome l'apporto più significativo di calore è quello dovuto agli elettrodomestici (fornelli, forni, lavastoviglie, friggitrice, lavatrici e asciugatrici) è stato supposto che la potenza termica sia uguale alla potenza elettrica in quei elettrodomestici che hanno all'interno una resistenza, invece per gli altri è stato considerato un fattore di riduzione pari al 65% (fattore K nelle tabelle). Il tutto è stato sommato agli apporti di calore calcolati seguendo la normativa, e in base agli elettrodomestici in funzione (fattore di utilizzo u) si può arrivare a quantificare tutto il calore da smaltire per tutte le ore del giorno.

Sulla tabella inoltre è stato aggiunto il calore sottratto per ventilazione dovuto alla cappa di aspirazione ed in fine sono stati elencati tutti i fan coil in funzione calcolando anche per essi la potenza frigorifera. Mantenendoli sempre in funzione noteremo una retta continua nel grafico dell'andamento giornaliero, e si può vedere i punti dove la linea dei carichi termici avrà dei picchi.

Deck & Bulkhead	ST	Ste	eel								
Deck	UPPER	•					Th	ermigrometric co			
Name of Local		LAUNDRY						Summe		Internal	nter External
Persons			n°	2	1		temp °C	Internal 22,0	External 36,0	21,0	-3.0
External fresch air fr	om contrac	tual	%	0,0	1		u.r. %	55,0	70,0	NC	NC
Surface Local			m2	15,4				•			•
Height Deck			m	2,6			Return a		0,0		
Height Ceiling			m	2,2	J		Atmosphe	ric pressure	1013,0		
Room Volum			m3	34,4	]		In coil w	ater °C	7,0		
Air changes			r/h	6,0	]		Out coil	water °C	11,0		
Min. external fresh a	ir for perso	ns	m3/h	28,8			Avarag	e °C	9,0		
SUMMER TRA	ASMISSIO	N (SENSIBLE HEAT)				WINTER TRASMISSION	N (SENSIB	LE HEAT)			
Local Imput D	ata	S [m2]	k [W/m2K]	delta T	Total [W]	Local Imput Data		S [m2]	k [W/m2K]	delta T	Total [W]
DECK to EXTERNAL		40.0	0.0	440	100.0	DECK to EXTERNAL		40.0		24.0	246.0
BULKHEADS to EXTERNAL		10,0	0,9	14,0	126,0	BULKHEADS to EXTERNAL		10,0	0,9	24,0	216,0
SIMPLE GLASS to EXTERNAL		27,9	0,9	14,0	351,5	SIMPLE GLASS to EXTERNAL		27,9	0,9	24,0	602,6
DOUBLE GLASS to EXTERNAL		0,0	6,5	14,0	0,0	DOUBLE GLASS to EXTERNAL		0,0	6,5	24,0	0,0
		0,0	3,5	14,0	0,0			0,0	3,5	24,0	0,0
DECK/BULKHEADS to A.M:		0,0	0,8	18,0	0,0	DECK /BULKHEADS to A.M:		0,0	0,8	0	0,0
DECK /BULKHEADS to BOILER		0,0	0,7	28,0	0,0	DECK /BULKHEADS to BOILER RM		0,0	0,7	0	0,0
DECK/BULKHEADS to AUX.Y	RM	0,0	0,8	18,0	0,0	DECK /BULKHEADS to AUX.Y RM		0,0	0,8	0	0,0
DECK/BULKHEADS to GALLEY		0,0	0,8	11,0	0,0	DECK /BULKHEADS to GALLEY		0,0	0,8	17,0	0,0
DECK /BULKHEADS to LAUND	RY	0,0	0,8	11,0	0,0	DECK /BULKHEADS to LAUNDRY		0,0	0,8	17,0	0,0
DECK /BULKHEADS to PASS.V	WAY	3,1	0,9	2,0	5,6	DECK /BULKHEADS to PASS.WAY		3,1	0,9	0	0,0
DECK /BULKHEADS to WC		15,4	0,9	6,0	83,2	DECK /BULKHEADS to WC		15,4	0,9	0	0,0
DECK /BULKHEADS to T.HEAT	TED	0,0	0,6	43,0	0,0	DECK /BULKHEADS to T.HEATED		0,0	0,6	17,0	0,0
DECK /BULKHEADS to T. COO.	LED					DECK /BULKHEADS to T. COOLED			_		
DECK /BULKHEADS to ACS &	T RM	0,0	0,8	13,0	0,0	DECK/BULKHEADS to ACS RM		0,0	0,8	42,0	0,0
DECK/BULKHEADS to VENT.E		0,0 14,6	0,8	18,0 18,0	0,0 210,2	DECK /BULKHEADS to VENT.D RM		0,0 14,6	0,8	0	0,0
Total summer	teansmiss	ion			777	Total winter transmiss	rion				819
		ion			,,,,	Total Willer Harshiss	sion				017
RADIATION (SEE	NSIBLE HEAT)										
Local Imput Data		S [m2]	k [W/m2K]		Totale [W]						
Light surface bulkher Dark surface bulkher		0,0 13,6	0,9	12,0 29,0	0 355,0						
Light surface Deck	-	0,0	0,9	16,0	0						
Dark surface Deck		10,0	0,9	32,0	288,0						
Light Glass		10,0	x	350,0	3.500,0						
Dark Glass Total radiat		0,0	x	240,0 W	0 4.143						
				w	4,143						
OTHER LOADS (SI sensible load persons	ENSIBLE HEAT)	I-1		D46	total W						
Seat at rest		n° pers 2	K x	[W/m2] 55,0	totai W 110.0						
Medium/heavy woek		2	x	150,0	300,0						
sensible load illumin	ation	S [m2]	К	[W/m2]	total W						
	-uaon	15,4	1,0	40,0	616,0						
Room sensible load other		w 0,0	K 1,0	×	total W						
Other Total other	loads	0,0	1,0	w W	1.026						
					1.500						
OTHER LO				DM/ma3	total W	Cumply Air (-/h)			CHANGES	I= (9/ )	_
Latent load person Seat at rest	18	n° pers 2	K x	[W/pers] 80,0	total W 160,0	Supply Air (r/h) AIR QUANT	TV & TE***	57,5 CEDATI IDE	External a	IF (% )	5,
Medium/heavy woek		2	x	250,0	500,0	SYSTEM N°	1.7 a 16M	DT °C	13,0	Supply °C	Room Temp. *C
Total other	loads			W	660	Supply air temperature i	in summer °C .		,	9,0	22,0
						Supply air temperature i	in winter °C			25,4	21,0

Supply air temperate	ure in summer °C	9,0	22,0
Supply air temperate	ure in winter °C	25,4	21,0
SUPPLY "From ca	lculation"	m3/h	3.590
SUPPLY "From Ai	r Changes"	m3/h	370
FRESH AIR "For	persons"	m3/h	200
FRESH AIR "From	n ISO 7547 % "	m3/h	-
FCU	RETURN AIR FLOW	m3/h	3.390
AHU	FRESH AIR FLOW	m3/h	200
E	EXHAUST AIR FLOW	m3/h	500

Tabella 1 di calcolo

5.945 5.112 660 567 6.605 5.680

W
kcal/h
W
kcal/h
W
kcal/h

0,74

INTERNAL & EXTERNAL SENSIBLE LOAD

INTERNAL LATENT LOAD

SUMMARY LOAD

S/T

Per la cucina abbiamo questi valori in tabella:

GALLEY 139										
OBJECT	MODELLO	POTENZA elettrica (Watt)	Q.ty	k	u	08:00	u	09:00	u	10:00
Induction Plate - Piastra in vetroceramica a induzione.	PI04TR (8 x 3500)	3500	8	1	0,3	1050	0	0	2	7000
Wok in vetroceramica ad induzione	WI01R	5.000	1	1	0	0	0	0	0	0
Indiction Plate - Piastra in vetroceramica ad induzione	PI02TR (4 x 3500)	3.500	4	1	0,3	1050	0	0	1	3500
Fryer - Friggitrice elettrica	F12	12.000	1	1	0	0	0	0	0	0
Over - Forni a convezione	FKE61L_MP - MKN,	10.400	2	1	0	0	0	0	1	10400
Insikerator	Evolution 200	380	1	0,6	0	0	0	0	0	0
Diskwasher - Lavastoviglie	PG8056 - Lavastoviglie Miele	5800	1	1	0	0	0	0	0	0
Vacuum - Macchina sottovuoto	EVOX30	350	1	0,6	0	0	0	0	0	0
Fredge - Armadio refrigerato	V7TN/1P - GN2/1	380	2	1	2	760	2	760	2	760
Freezer - Armadio congelatore	V7BT/1P - GN2/1, 1 porta	520	1	1	1	520	1	520	1	520
Salamander - Scaldavivande	M.0521702 - Salamander MKN	1650	1	0,6	0	0	0	0	0	0
Micro-oven - Forno microonde	NE 1027 - Panasonic	1000	1	1	0,5	500	0	0	0	0
IR Lamps-Scaldavivande	Mensola a ponte MPR4/13	1000	1	1	0,5	500	0	0	0	0
Blast Chiler-Abbattitore	5T marine - Nortech	2000	1	0,6	0	0	0	0	0	0
CUSTOM HOOD - Cappa aspirante	- Cappa aspirante CUSTOM HO	2000	1	0,6	0	0	0	0	0	0
Water Purifier TBD	FRIGERATORE BLUSODA BOX	300	1	0,6	1	180	1	180	1	180
Hot water point	QUOOKER PRO7 - VAQ, QUO	1600	1	0,6	0,20	192	0,20	192	0,50	480
Illuminazione		1000	1	1	0,50	500	0,50	500	1,00	1000
Altri contributi termici		5.901		1	0,20	1180,2	0,40	2360,4	0,60	3540,6
TOTALE (Termico, Watt)						6.432,20		4.512,40		27.380,60
TOTALE CON ESTRAZIONE (Watt)				0,4	0	6.432,20	0	4.512,40	1	23.380,60
FAN COIL (high speed)	PORTATA (m³/h)	RESA IN RAFFEREDDAMENTO (Wat	Q.ty		u	08:00	u	09:00	u	10:00
AP1	300	1300	0			0		0		0
AP3	350	1800	0			0		0		0
AP5	600	2675	0			0		0		0
AP8	800	3633	0			0		0		0
AP10	1000	4650	0			0		0		0
AP12	1250	6975	2		2	13950	2,00	13950	2,00	13950
TOTALE (Termico frigorifero, Watt)						13950		13950		13950

u	11:00	u	12:00	u	13:00	u	14:00	u	15:00	u	16:00	u	17:00	u	18:00
3	10500	3	10500	1	3500	0,8	2625	0	0	0	0	0	0	3	10500
1	5000	1	5000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	7000	2	7000	1	3500	0	0	0	0	0	0	0	0	2	7000
1	12000	1	12000	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	10400	1	10400	1	10400	0,5	5200	0	0	0	0	0	0	1	10400
1	228	1	228	1	228	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	5800	1	5800	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	760	2	760	2	760	2	760	2	760	2	760	2	760	2	760
1	520	1	520	1	520	1	520	1	520	1	520	1	520	1	520
0	0	0,5	495	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0,5	500	0,5	500	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1000
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	180	1	180	0	0	0	0	0	0	1	180	1	180	1	180
1,00	960	1,00	960	0,15	144	0,15	144	0,15	144	0,20	192	0,20	192	0,50	480
1,00	1000	1,00	1000	1,00	1000	1,00	1000	0,50	500	0,50	500	0,50	500	0,50	500
0,80	4720,8	1,00	5901	1,00	5901	1,00	5901	1,00	5901	1,00	5901	1,00	5901	1,00	5901
	53.768,80		55.444,00		31.753,00		21.950,00		7.825,00		8.053,00		8.053,00		37.241,00
1	49.768,80	1	51.444,00	1	27.753,00	1	17.950,00	0	7.825,00	0	8.053,00	0	8.053,00	1	33.241,00
u	11:00	u	12:00	u		u	14:00	u	15:00	u	16:00	u	17:00	u	18:00
	0		0		0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0		0		0
2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950
	13950		13950		13950		13950		13950		13950		13950		13950

u	19:00	u	20:00	u	21:00	u	22:00	u	23:00	u	00:00
3	10500	3	10500	1	3500	0	0	0	0	0	0
1	5000	1	5000	0	0	0	0	0	0	0	0
2	7000	2	7000	1	3500	0	0	0	0	0	0
1	12000	1	12000	0	0	0	0	0	0	0	0
1	10400	1	10400	1	10400	0	0	0	0	0	0
1	228	1	228	1	228	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	5800	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	760	2	760	2	760	2	760	2	760	2	760
1	520	1	520	1	520	1	520	1	520	1	520
1	990	1	990	0	0	0	0	0	0	0	0
1	1000	1	1000	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	180	1	180	0	0	1	180	1	180	1	180
1,00	960	1,00	960	0,15	144	0,20	192	0,20	192	0,20	192
1,00	1000	1,00	1000	1,00	1000	0,50	500	0,50	500	0,50	500
0,80	4720,8	0,60	3540,6	0,40	2360,4	0,20	1180,2	0,20	1180,2	0,20	1180,2
	55.258,80		54.078,60		28.212,40		3.332,20		3.332,20		3.332,20
1	51.258,80	1	50.078,60	1	24.212,40	0	3.332,20	0	3.332,20	0	3.332,20
u	19:00	u	20:00	u	21:00	u	22:00	u	23:00	u	00:00
	0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0
2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950	2,00	13950
	13950		13950		13950		13950		13950		13950

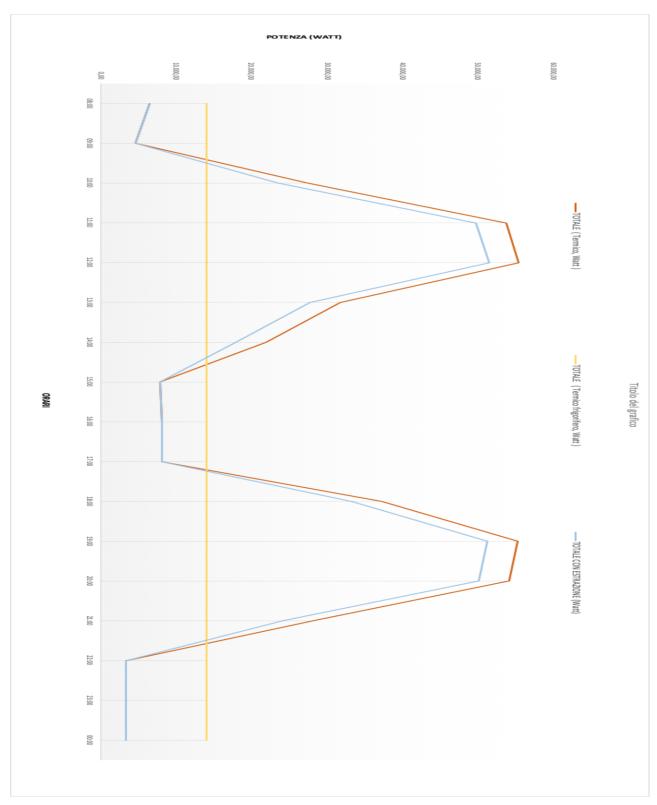


Grafico 1: Andamento linee carico termico e carico frigorifero

Per la lavanderia abbiamo questi valori in tabella:

LAUNDRY 139										
ОВЈЕСТ	MODELLO	POTENZA elettrica (Watt)	Q.ty	k	u	08:00	u	09:00		
Washing Machine	ART.PWM 908 EL DP-lavatrice professional riscaldamento elettrico	5500	3	0,6	0	0	3	9900		
Dryers machine	ART. PDR908HP -essiccatoio a pompa di calore	1.500	3	1	0	0	0	0		
Professional WashIng Machine *	MIELE PW818	21.000	1	0,6	0	0	1	12600		
Professional Dryer Machine*	MIELE PT8257	5.200	1	1	0	0	0	0		
Iron Board	ASSE DA STIRO ELIT MOD.PA71 220	600	1	1	0	0	0	0		
Steam iron	FERRO DA STIRO LELIT PS09/D 220V	1.800	1	1	0	0	0	0		
Flatwork ironer	B995D-mangano	3500	1	1	0	0	0	0		
Illuminazione		1000	1	0,6	1	600	1	600		
Altri contributi termici		2.000	1	1	0,7	1400	0,7	1400		
TOTALE (Termico, Watt)						2.000,00		14.600,00		
TOTALE CON ESTRAZIONE (Watt)				0,14	0	2.000,00	1	12.933,33		
FAN COIL (high speed)	PORTATA (m³/h)	RESA IN RAFFEREDDAMENTO	Q.ty		u	08:00	u	09:00		
AP1	300	1300	0			0		0		
AP3	350	1800	0			0		0		
AP5	600	2675	0			0		0		
AP8	800	3633	0			0		0		
AP10	1000	4650	2		2	9300	2,00	9300		
AP12	1250	6975	0		0	0	0,00	0		
Fresh air		10200				10.200,00	0,00	10.200,00		
TOTALE (Termico frigorifero, Watt) 19500 19500										

u	10:00	u	11:00	u	12:00	u	13:00	u	14:00	u	15:00
3	9900	3	9900	2	6600	0	0	0	0	3	9900
2	3000	2	3000	3	4500	0	0	0	0	0	0
1	12600	1	12600	0	0	0	0	0	0	1	12600
0	0	0	0	1	5200	0	0	0	0	0	0
0	0	1	600	1	600	1	600	0	0	0	0
0	0	1	1800	1	1800	1	1800	0	0	0	0
0	0	0	0	1	3500	1	3500	0	0	0	0
1	600	1	600	1	600	1	600	1	600	1	600
0,8	1600	0,9	1800	1	2000	1	2000	1	2000	1	2000
	27.700,00		30.300,00		24.800,00		8.500,00		2.600,00		25.100,00
1	26.033,33	1	28.633,33	1	23.133,33	1	6.833,33	0	2.600,00	1	23.433,33
u	10:00	3	11:00	=	12:00	3	13:00	а	14:00	3	15:00
	0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0		0
2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300
0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0
0,00	10.200,00	0,00	10.200,00	0,00	10.200,00	0,00	10.200,00	0,00	10.200,00	0,00	10.200,00
	19500		19500		19500		19500		19500		19500

u	16:00	u	17:00	u	18:00	u	19:00	u	20:00
3	9900	3	9900	2	6600	0	0	0	0
2	3000	2	3000	3	4500	0	0	0	0
1	12600	1	12600	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	5200	0	0	0	0
0	0	1	600	1	600	1	600	0	0
0	0	1	1800	1	1800	1	1800	0	0
0	0	0	0	1	3500	1	3500	0	0
1	600	1	600	1	600	1	600	1	600
1	2000	1	2000	1	2000	1	2000	1	2000
	28.100,00		30.500,00		24.800,00		8.500,00		2.600,00
1	26.433,33	1	28.833,33	1	23.133,33	1	6.833,33	0	2.600,00
u	16:00	3	17:00	u	18:00	а	19:00	=	20:00
	0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0
	0		0		0		0		0
2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300
0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0
	10.200,00		10.200,00		10.200,00		10.200,00		10.200,00
	19500		19500		19500		19500		19500

u	21:00	u	22:00	u	23:00	3	00:00
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
1	600	1	600	1	600	1	600
1	2000	1	2000	1	2000	1	2000
	2.600,00		2.600,00		2.600,00		2.600,00
0	2.600,00	0	2.600,00	0	2.600,00	0	2.600,00
u	21:00	u	22:00	u	23:00	u	00:00
	0		0		0		0
	0		0		0		0
	0		0		0		0
	0		0		0		0
2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300	2,00	9300
0,00	0	0,00	0	0,00	0	0,00	0
	10.200,00		10.200,00		10.200,00		10.200,00
	19500		19500		19500		19500

# Andamento dei carichi termici durante tutte le ore del giorno

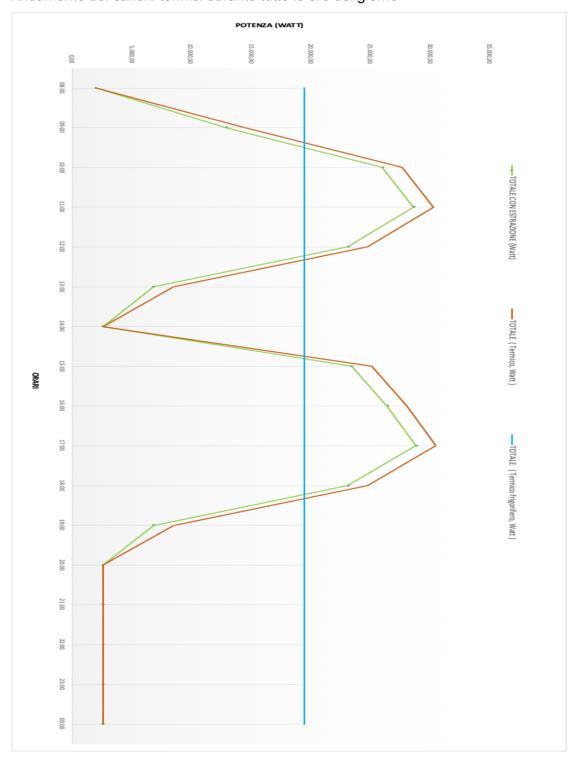


Grafico 2 : Andamento linee carico termico e carico frigorifero

# **CAPITOLO 4**

## LA VENTILAZIONE

# Sommario

Nessuna voce di sommario trovata.

# Sommario

Nessuna voce di sommario trovata.

La ventilazione può essere divisa in due macro categorie, ovvero:

- ◆ La ventilazione naturale, dove troviamo: i moti dell'aria che comprendono la ventilazione passante orizzontale e la ventilazione a lato singolo ed il raffrescamento Passivo Ventilativo, che a sua volta si divide in:
  - Microclimatico
  - Geotermico
  - Evaporativo
  - Radiativo
- ♦ La ventilazione meccanica, questa categoria comprende più punti, che sono:

Efficienza d i ventilazione

Strategie di ventilazione

Diffusori e terminali

Tipi: a flusso doppio, o semplice

Tasso di ricambio

La ventilazione degli ambienti serve a mantenere la qualità dell'aria confortevole, attraverso un suo ricambio, essa è il movimento dell'aria (volontario) dovuto a fenomeni naturali o a sistemi automatizzati direttamente controllabili.

Nel primo caso si parla di ventilazione naturale, generata dal vento o da altri fattori ad esso collegati; nel secondo caso si parla invece di ventilazione meccanica (controllata).

Il vantaggio della ventilazione naturale sta nell'evidente fatto che a seguito di una opportuna progettazione dell'edificio, la sua gestione è molto economica e maggiormente adatta ad ambienti non lavorativi

Il vantaggio della ventilazione meccanica sta nel fatto di poter garantire le prestazioni nel momento richiesto e pertanto maggiormente adatto ad ambienti lavorativi.

Il tasso di ricambio è necessario per mantenere un ambiente confortevole perché permette di: avere aria nuova pulita e di controllare il livello di umidità presente all'interno dell'ambiente.

Il tasso di ricambio deve orientarsi al fabbisogno d'aria delle persone che si trovano in un determinato ambiente oppure al volume dell'ambiente stesso a seconda della destinazione d'uso.

E' importante garantire un determinato numero di ricambi all'ora.

#### Ventilazione ed infiltrazione

All'interno di un ambiente qualsiasi l'aria penetra attraverso due fenomeni differenti:

- la ventilazione, l'immissione d'aria volontaria all'interno di un ambiente confinato:
- l'infiltrazione, l'introduzione d'aria (all'interno di un ambiente) del tutto involontaria, ad esempio dovuta agli "spifferi" attraverso gli infissi ed impianti.

La prima permette di migliorare il livello di comfort all'interno di un ambiente confinato agendo sulla qualità dell'aria, dunque è strettamente legata alla qualità dell'aria interna (*Indoor Air Quality*).

L'aria è considerata di qualità accettabile quando non contiene inquinanti specifici in quantità ritenute dannose, ovvero quando almeno l'80% degli occupanti esprime soddisfazione nei suoi riguardi (Standard ASHRAE 62/1989).

Tale soggettività percettiva varia da individuo ad individuo, e la capacità di giudizio è alterata dall'assuefazione: ad esempio, trascorsa un'ora di lezione in una aula scolastica, gli studenti non si lamentano di una scarsa qualità dell'aria, bensì lo farà il docente della lezione successiva, che proviene dal corridoio in cui la qualità dell'aria è migliore.

La qualità dell'aria deve soddisfare alcuni aspetti:

- potersi distribuire uniformemente all'interno degli ambienti;
- garantire in tutte le condizioni il ricambio minimo attraverso la ventilazione;
- effettuare un filtraggio con l'efficacia prevista in base al tipo di utenza;
- ridurre al minimo il livello di polveri e inquinanti.

Tasso di ricambio orario:

$$n = \frac{q_v}{V}$$

Dove:

n : tasso di ricambio orario [h<sup>-1</sup>]

-  $q_v$ : portata d'aria  $\left[\frac{m^3}{h}\right]$ 

- V: volume interno dell'ambiente [m³]

Per gli edifici residenziali si può assumere un tasso di ricambio d'aria pari a 0,3 volumi/h come prescritto dalla UNI 10344 per ambienti non artificialmente ventilati.

Per tutti gli altri edifici si assumono i tassi di ricambio d'aria riportati nella UNI 10339 8

# Tipi di ventilazione

La ventilazione, distinta in naturale e meccanica, è utilizzata per avere ricambi d'aria all'interno di ambienti confinati, e dunque migliorare la condizione di benessere.

La ventilazione naturale viene realizzata tramite aperture sull'involucro edilizio. L'efficacia maggiore si ottiene se le finestre sono collocate su pareti opposte, di contro però non è controllabile ne la portata ne la qualità dell'aria proveniente dall'esterno (presumibilmente inquinata).

Ulteriori problematiche possono essere la rumorosità esterna e le correnti d'aria fredde.

Solitamente viene immessa aria calda in estate e aria fredda in inverno, con conseguenti perdite di energia.

Attraverso la ventilazione meccanica invece si ha il controllo sulla portata di aria immessa e si evitano le correnti d'aria fastidiose, la presenza di filtri e il livello controllato dell'umidità migliorano la qualità e il comfort e si ha inoltre la garanzia di continuità del processo.

Quando si usano le sole forze naturali, il sistema di ventilazione scelto è definito passivo. Quando invece si utilizzano in aggiunta anche sistemi meccanici, il processo di ventilazione è conosciuto come ibrido.

Qualunque sia il tipo di ventilazione, tutte sono caratterizzate dai seguenti movimenti dell'aria:

- Immissione
- Movimentazione
- Espulsione

In base alla disposizione delle aperture di ingresso ed uscita dell'aria la ventilazione passiva si distingue in:

- passante orizzontale, aperture su pareti opposte ma alla stessa altezza
- a lato singolo, una o più aperture sulla stessa parete passante verticale, due o più aperture su pareti opposte

# Guadagni per ventilazione ed infiltrazione

Il carico termico dovuto all'effetto dei ricambi d'aria per ventilazione è valutato attraverso la portata d'aria corrispondente al numero di ricambi orari fissato in funzione della destinazione d'uso dell'edificio e dell'attività degli occupanti; il calore specifico a pressione costante dell'aria; la densità della stessa e la differenza tra la temperatura interna ed esterna dell'aria.

#### Convezione e Radiazione

Il calcolo del guadagno di calore convettivo è complicato dallo scambio radiativo tra superfici, mobili e pareti divisorie. Infatti il trasferimento di calore radiativo introduce una dipendenza dal tempo nel processo che non è facilmente quantificabile. Le procedure di bilancio termico calcolano lo scambio radiativo tra le superfici in base alle loro temperature superficiali e emissività. In altre parole si deve determinare la parte dissipativa e le sorgenti per lo scambio radiativo. Tipicamente tali procedure si basano su delle stime per separare parte radiativa e convettiva.

#### **CALORE LATENTE**

La relazione da utilizzare è la seguente:

$$Q_L = \sum Q_{I,j} + \sum n_i V_i \rho (x_e - x_i) r$$

La prima sommatoria riguarda le sorgenti interne, mentre la seconda riguarda gli ambienti.

Per il calcolo del carico latente occorre tenere conto anche della variabilità giornaliera dell'umidità specifica esterna, supponendo costante quella interna per effetto del condizionamento ambientale.

In mancanza di dati certi si può ritenere costante tale valore e pari a quello più sfavorevole.

Si osservi, infine, che le condizioni peggiori si hanno per umidità esterna maggiore del 50% (valore di progetto standard per l'umidità relativa interna) poiché l'abbattimento dell'umidità assoluta esterna in eccesso rispetto a quella interna richiede una deumidificazione operata nel condizionatore e quindi un costo energetico maggiore. In pratica è come se avessimo

un carico totale accresciuto di una quantità pari al calore latente necessario per condensare l'umidità assoluta in eccesso.

## OSSERVAZIONE SUL CALCOLO DEL CALORE LATENTE

Va osservato che i calcoli del calore latente per la componente di ventilazione richiede la conoscenza dell'andamento medio dell'umidità specifica esterna durante il giorno di calcolo. Tuttavia i dati usualmente utilizzati da molti software commerciali sono limitati al solo valore medio giornaliero.

#### SISTEMI DI CONDIZIONAMENTO ESTIVI

Sono qui presentate alcune tipologie di impianti a tutt'aria fra quelli più utilizzati nelle applicazioni.

# SISTEMI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO TOTALE

Si tratta di un sistema limite nel quale l'aria viene completamente ricircolata, vedi Figura 6, senza immissione di aria esterna. La trasformazione psicrometrica che viene eseguita nell'UTA è rappresentata in Figura 7: l'aria viene convogliata all'ambiente nelle condizioni I e ripresa nelle condizioni psicrometriche dell'ambiente A.

L'aria che viene inviata all'ambiente nelle condizioni I interagisce con il carico sensibile e latente dello stesso in modo tale da mantenere l'ambiente A alle condizioni desiderate.

Assumendo condizioni adiabatiche, valgono le seguenti relazioni:

$$Q_S = m c_{pa} (t_a - t_i)$$

$$Q_L = m r (x_a - x_i)$$

$$Q_T = Q_S + Q_L = m (h_a - h_i)$$

Dalle sopra scritte relazioni è possibile calcolare il fattore termico (*Room Sensible Heat Factor, RSHF*):

$$R = \frac{Q_S}{Q_S + Q_L} = \frac{Q_S}{Q_L}$$

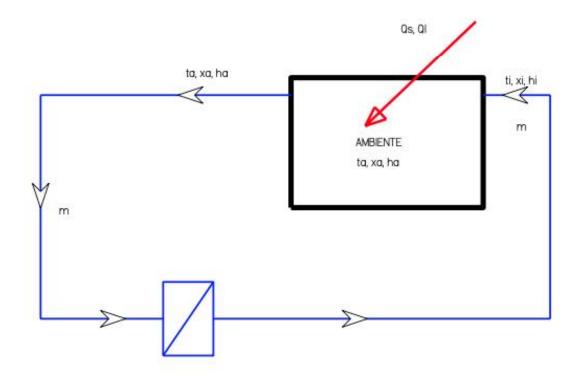


Figura 6: Ambiente condizionato a tutt'aria con ricircolo totale

Dal fattore R è possibile calcolare la pendenza del processo subito dall'aria, AI, all'interno dell'UTA, vedi Figura 7, con la relazione:

$$\beta = \frac{r}{1 - R}$$

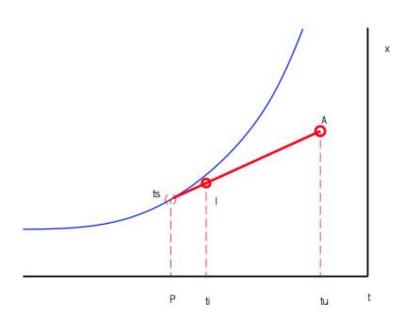


Figura 7: Trasformazione psicrometrica per il caso del ricircolo totale

# SISTEMA CON RICIRCOLO DI ARIA

Nei sistemi di condizionamento reali (sempre a tutt'aria, cioè nei quali il fluido di lavoro è l'aria) si immette nell'ambiente una parte di aria esterna per soddisfare le condizioni di ricambio fisiologico. La portata di aria esterna si calcola secondo quanto visto nel capitolo sulla qualità dell'aria, IAQ, nel Volume 1°. Pertanto questa portata d'aria, per data tipologia di locale ed attività svolta all'interno, è nota.

Possiamo supporre due casi.

Caso 1 – il BPF della batteria di raffreddamento è nullo

In Figura 7 si ha la rappresentazione del caso in esame, sempre in condizioni estive. Si conoscono il carico ambiente dal calcolo dei carichi termici.

Il tracciamento della retta ambiente può essere eseguito come nel caso precedente, nota la pendenza  $\alpha$ . Il punto di rugiada ambiente, PRA, è determinata dalla congiungente AI.

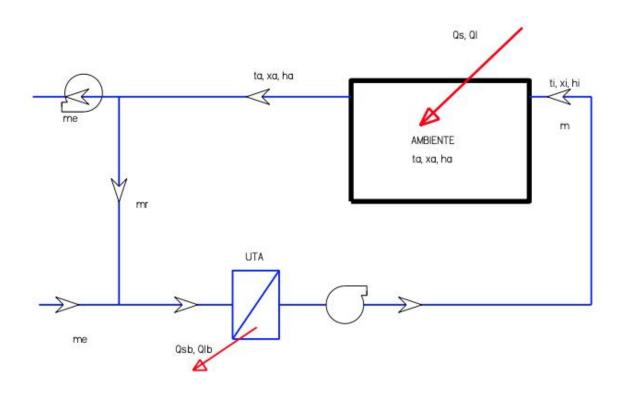


Figura 8: Caso 1 – ricircolo con aria esterna

Avendo supposto che sia BPF=0 nella batteria di raffreddamento allo il PRA è uguale al PRB (punto di rugiada della batteria) che a sua volta è uguale alla temperatura dell'aria di immissione TI. La portata d'aria termodinamica è data da:

$$m = \frac{Q_S}{c_{pa} (t_A - t_I)} = \frac{Q_S}{c_{pa} (t_A - t_{PRA})}$$

Nota m si calcola l'entalpia e l'umidità relativa dell'aria di immissione come visto nel precedente paragrafo.

Il bilancio delle portate d'aria è:

$$m_r + m_e = m$$

avendo indicato con me la portata di aria esterna ed mr la portata d'aria di ricircolo.

Per il carico di batteria si hanno le seguenti equazioni:

$$Q_{SD} = m c_D(t_M - t_I)$$

$$Q_{Ib} = m r (x_M - x_I)$$

$$Qtb = Q_{Sb} + Q_{Ib} = m (h_M - h_I)$$

Dove il punto M è il punto di miscelamento fra aria esterna ed aria di ricircolo.

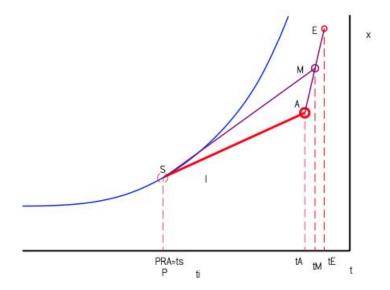


Figura 9: Trasformazioni psicrometriche del caso 1

Si osservi che risulta  $m(h_M - h_I) > m(h_A - h_I)$  e pertanto il carico termico della batteria è

maggiore del carico termico dell'ambiente a causa del miscelamento di aria di ricircolo con aria esterna e quindi un riscaldamento dell'aria miscelata rispetto alle condizioni A.

Procedendo come fatto in precedenza si hanno anche le seguenti relazioni:

$$Q_{Sb}$$
-  $Q_{Sa} = m c_{pa}(t_{m} - t_{e})$   
 $Q_{lb}$  -  $Q_{la} = m r (x_{e} - x_{a})$ 

$$Qtb - Qta = m(h_e - h_a)$$

Pertanto la differenza fra i carichi di batteria e di ambiente cresce con l'aumentare della portata m e delle condizioni di temperatura e umidità dell'aria esterna.

La retta di batteria congiunge il punto di miscela M con il punto di rugiada dell'apparecchiatura, PRA. Questa retta è il luogo delle trasformazioni dell'aria attraverso la batteria di scambio. La pendenza della retta di batteria è:

$$\beta = \frac{Q_{sb}}{Q_{sb} + Q_{lb}} = \frac{Q_{sb}}{Q_{lb}}$$

in analogia alla definizione, con i propri carichi, della retta ambiente.

#### Caso 2 – il BPF della batteria di raffreddamento è > 0

Si ha un fattore di bypass, BPF, maggiore di zero e questo comporta che la temperatura dell'aria in uscita dalla batteria è ad una temperatura maggiore di quella corrispondente al punto di rugiada della batteria, PRB, come mostrato in Figura 10.

Dalla stessa figura si ha, ancora che i due punti di rugiada (ambiente e batteria) differiscono fra loro. La procedura di calcolo per determinare le condizione del punto di immissione, I, sono le seguenti:

- il punto di immissione è inizialmente specificato per cui si calcolano, come visto in precedenza, la portata d'aria termodinamica e le condizioni psicrometriche dell'aria immessa;
- Si può disegnare la retta ambiente, che passa per A e per I, e determinare il punto di rugiada ambiente, PRA;
- Si determina il punto di miscelamento M note le condizioni psicrometriche e le portate di aria di rinnovo e di ricircolo;
- Congiungendo il punto M con il punto I si ha la retta di batteria e si determina (PRB). Si osservi che PRB è al di sotto di PRA;

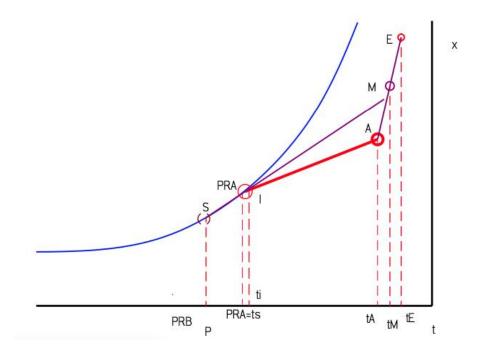


Figura 10: Trasformazioni psicrometriche del caso 2

- Si calcolano le potenzialità (sensibile, latente e totale, della batteria;
- Si determina il BPF della batteria noti i punti I, s ed M.

Se sono invece assegnati il BPF e PRB della batteria allora si cerca di determinare il punto I mediante iterazioni.

# **APPLICAZIONI CON ELEVATO CARICO LATENTE**

Quando si ha elevato affollamento o forti sorgenti interne di umidità (cucine, lavanderie) o forti portate di ventilazione o le condizioni esterne sono ad elevata umidità allora il sistema visto in precedenza non si può applicare perché si avrebbe un punto di rugiada di batteria

troppo in basso che porterebbe il sistema di refrigerazione a lavorare a temperature eccessivamente basse. Si ricordi che abbassando la temperatura dei refrigeratori si ha anche un decremento del COP e quindi costi più elevati di esercizio.

In questi casi si utilizza un postriscaldamento in modo da mantenere il PRB a valori accettabili. In Figura 11 si ha il layout di un sistema con postriscaldamento e in Figura 12 si ha la rappresentazioni delle trasformazioni nel diagramma psicrometrico.

Si osservi come l'aria proveniente dalla miscela in condizioni M viene prima raffreddata fino al punto C (in funzione del BPF della batteria fredda, e poi post riscaldata da C ad I.

Si possono usare le equazioni viste in precedenza per calcolare le grandezze relative agli scambi in ciascuna fase.

Se si impone I allora il segmento IC determina il punto finale di raffreddamento e dai segmenti PRB-C e PRB-M si determina il BPF della batteria.

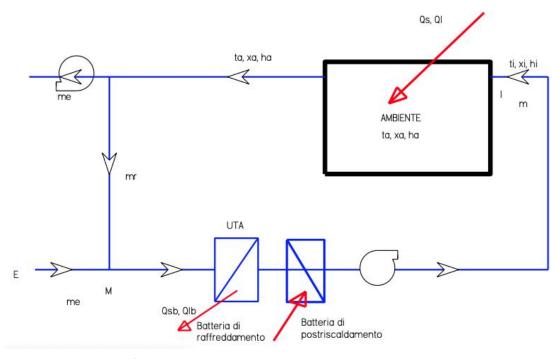


Figura 11: Sistema ad elevati carichi latenti – Uso del postriscaldamento

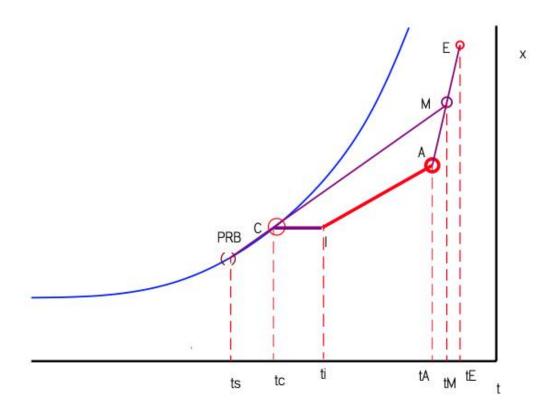


Figura 12: Uso del postriscaldamento

# VANTAGGI E SVANTAGGI DEL POST RISCALDAMENTO

- · Il postriscaldamento consente di operare a valori del PRB elevati e quindi di far funzionare i refrigeratori con COP elevati e con costi di esercizio inferiori al caso di PRB bassi;
- · La portata termodinamica dell'aria da immettere nell'ambiente cresce a causa dello spostamento verso temperature maggiori del punto I e quindi con minore differenza tA-ti.;
- · Aumento dell'energia di processo in quanto l'aria trattata viene dapprima raffreddata e poi riscaldata. In pratica si spende energia sia per il raffreddamento che, successivamente, per il riscaldamento dell'aria. Un utilizzo del calore disponibile al condensatore dei refrigeratori d'acqua consente di evitare l'uso di caldaie esterne.

La scelta del punto di immissione deve essere fatta con oculatezza al fine di ridurre le dimensioni dei canali e la potenza dei ventilatori.

### IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA

Si tratta, come già detto, di impianti nei quali il trasporto dell'energia è affidata all'acqua. In questo caso anche i terminali cambiano: essi sono, in genere, i *fan coils* e la rete di distribuzione si calcola mediante le regole classiche del dimensionamento delle reti ad acqua. In Figura 14 si ha un esempio di rete per alimentare fan coil del tipo bitubo. In questo caso l'acqua fredda è inviata con un tubo e ritorna all'unità di refrigerazione mediante un secondo tubo.

Si hanno reti più complesse nelle quali si inviano ai fan coil sia acqua fredda che acqua calda per una migliore regolazione: una tipologia più complessa ma anche più funzionale è quella a *quattro tubi*. In questo modo si hanno tubazioni indipendenti per l'acqua calda e per l'acqua fredda. Questa disposizione consente, ad esempio, di miscelare l'acqua nelle batterie dei fan coils regolando la temperatura di miscela mediante una valvola a tre vie. Inoltre si ha la possibilità di soddisfare contemporaneamente sia l'esigenza del raffrescamento che del riscaldamento nelle tipologie edilizie più complesse.

Naturalmente gli impianti a quattro tubi hanno un costo maggiore di quelli a due tubi e spese di gestione e manutenzione sensibilmente più elevate ma sono gli unici a garantire un buon funzionamento sia estivo che invernale.

In qualche caso sono utilizzati impianti a *tre tubi* nei quali si ha un tubo per la mandata dell'acqua calda, uno per la mandata dell'acqua fredda ed uno per il ritorno comune caldo – freddo. Purtroppo questa disposizione impiantistica pone numerosi problemi di funzionamento ma, soprattutto, rappresenta un insensato sciupio di energia avendosi, nel ritorno, miscelazione dell'acqua refrigerata (che ha un costo di produzione notevole) con l'acqua calda.

Si osserva che spesso i *fan coil* sono utilizzati anche per il riscaldamento invernale. La rete di alimentazione trasporta in inverno acqua calda e in estate acqua fredda: in questo caso occorre porre attenzione al corretto dimensionamento perché i salti termici di norma utilizzati sono di 5 °C in estate e 10 °C in inverno e quindi si possono avere portate differenti.

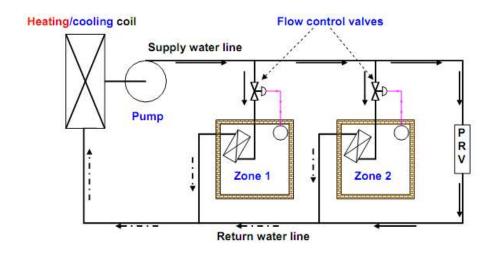


Figura 13: Sistema di condizionamento ad acqua

E' consuetudine dimensionare la rete di alimentazione dei *fan coil* per le portati maggiori (solitamente quelle estive). La scelta dei termoventilconvettori è effettuata, note le potenze sensibili e latenti per ciascun ambiente, mediante i dati caratteristici forniti dalla Case costruttrici per i vari modelli.

Quando si hanno carichi contemporanei di riscaldamento e di raffreddamento (ad esempio per edifici molto vetrati) allora si utilizzano gli impianti a *quattro tubi* nei quali si hanno alimentazioni separate per la batteria di raffrescamento (a 7-12 °C) e per la batteria di riscaldamento (70-60 °C o altri valori a seconda del generatore di calore). In questo modo in ciascun ambiente si ha la possibilità di riscaldamento e/o di raffrescamento.

La regolazione con due valvole a tre vie consente sia di selezionare il tipo di funzione che di regolare il funzionamento in basico al carico.

Questa tipologia di impianti può anche essere usata con aria primaria che in questo caso viene inviata in condizioni neutre (18-20 °C) e con condizioni di umidità opportune.

Si osservi che la batteria calda dei fan coil a 4 tubi è dimensionata normalmente per alimentazione a 70 °C. Nel caso di alimentazione da pompa di calore (45-50°C) queste batterie rendono molto meno e quindi la loro selezione deve essere effettuata con attenzione.

### **SELEZIONE DEI FAN COIL**

Per la selezione dei fan coil occorre decidere se l'impianto è a due o a quattro tubi. In particolare si ricordi che si hanno queste diversificazioni.

### Impianto a due tubi

I mobiletti hanno una sola batteria di scambio sia per l'estate che per l'inverno. Di solito è una batteria a 3 ranghi che viene alimentata dall'acqua (onde il nome di due tubi, uno di mandata ed uno di ritorno) proveniente dalla rete di alimentazione.

Questo tipo di impianto risulta sufficientemente economico ma non consente di effettuare un controllo pieno delle condizioni climatiche ambientali. In pratica con i soli impianti a due tubi si può solo riscaldare o raffrescare gli ambienti, lasciando fluttuare l'umidità relativa.

I parametri di scelta più importanti sono i seguenti:

- La potenzialità resa alle condizioni di progetto, W;
- La temperatura dell'acqua di alimentazione, °C;
- La portata di acqua di alimentazione, kg/s o anche kg/h;
- La velocità di funzionamento del ventilatore (tramite selezione del reostato); La
- rumorosità ambientale prodotta, dB.A;
- Le modalità di installazione.

Si osserva che questi parametri sono fra loro collegati al funzionamento dei fan coil. Nel funzionamento estivo occorre assicurarsi che la potenzialità totale (sensibile più latente) sia compatibile con i carichi sensibili e latenti di ciascun ambiente. Si tenga presenta che il rapporto  ${}^{Q_s}/{}_{Q_T}$  dei locali varia durante il giorno e che il rapporto sensibile/totale del fan coil può differire da questo. Da ciò deriva quanto sopra detto e cioè che con i soli fan coil la regolazione dell'umidità relativa non è attuabile

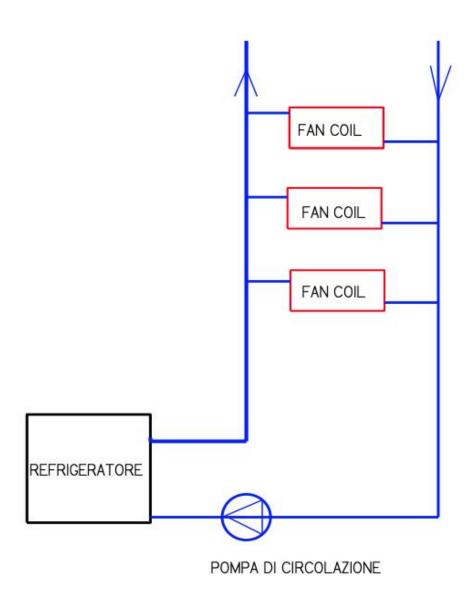


Figura 14: Impianti ad acqua del tipo a due tubi

Pertanto in un impianto a soli fan coil estivo si deve controllare il solo soddisfacimento del calore sensibile degli ambienti. Del resto si è detto che le condizioni ambientali di benessere variano poco con l'umidità relativa e molto con la temperatura a bulbo secco dell'aria. Quindi il calore sensibile da bilanciare deve essere quello massimo per ciascun ambiente.

E' buona norma aumentare il carico massimo di 10-15% per tenere conto delle perdite di efficienza del fan coil (sporcamento della batteria, deterioramento dei ventilatori, ...).

Per le condizioni invernali il carico massimo è quello derivante dal calcolo dei carichi di picco.

Qualora i carichi invernali risultino fortemente diversi da quelli estivi occorre ipotizzare un salto termico diverso da quello estivo. Ciò comporta anche una verifica della rete di distribuzione e della prevalenza della pompa di circolazione che può essere diversa nei due regimi.

Come per tutti i corpi scaldanti, la resa termica è fortemente legata alla temperatura dell'acqua di alimentazione (sia in estate che in inverno).

Il fluido è solitamente acqua ma è possibile avere, specie in inverno, una miscela di acqua e glicole etilenico.

### Si tenga presente che:

- Un aumento di temperatura dell'acqua refrigerata riduce sia la potenza sensibile che quella latente in funzionamento estivo. In particolare quando la temperatura media superficiale della batteria di scambio eguaglia o supera quella di rugiada dell'aria ambiente si annulla la capacità di deumidificazione e quindi non si ha potenzialità latente;
- Un aumento della temperatura dell'acqua calda in funzionamento invernale fa aumentare la potenzialità sensibile del fan coil ma, oltre i 70-80 °C, si possono avere rischi di tostatura del pulviscolo dell'aria, di eccessiva stratificazione dell'aria calda, di abbassamento dell'umidità relativa (e quindi necessità di umidificazione

supplementare) e si ha anche una sorta di pendolazione della temperatura ambiente. I valori consigliati di alimentazione invernale della temperatura sono di 40-55 °C.

La portata di acqua di alimentazione determina, a parità di temperatura del fluido entrante, la temperatura superficiale media della batteria. Incrementi della portata favoriscono l'incremento della potenzialità resa anche se, verosimilmente, con maggiori perdite di carico idrauliche.

Una diminuzione della portata porta ad una diminuzione della resa e quindi può essere opportuno scegliere fan coil di classe diversa.

In definitiva la portata di alimentazione di acqua fissata dal Costruttore per ciascun modello di fan coil è un parametro di progetto importante in quanto funzionale alla resa termica nominale del fan coil. Questo significa che le reti di distribuzione debbono essere dimensionate in modo da garantire queste portate nominali.

La velocità dell'aria che attraversa la batteria è determinata dalla velocità del ventilatore. Si ricordi che lo scambio termico è convettivo forzato e pertanto la velocità dell'aria è un parametro fondamentale di funzionamento. In genere il passaggio dalla velocità massima alla minima comporta una riduzione di potenzialità di circa il 35%.

Molto importante è anche la variazione di rumorosità prodotta nel passaggio dalla velocità massima alla minima poiché si ha una variazione di 12-17 dB.A, a seconda dei modelli.

Si tratta di una variazione notevole che può influenzare molto la scelta del fan coil da adattare ad una ambiente in funzione della sua destinazione d'uso.

Si consiglia di selezionare i fan coil con velocità media dei ventilatori.

La rumorosità prodotta dal fan coil deve essere compatibile con l'attività svolta all'interno degli ambienti.

La scelta dei fan coil procede separatamente per le condizioni estive ed invernali secondo quanto specificato dai cataloghi commerciali.

Si osservi come per batteria unica a tre ranghi (due tubi) la potenza termica resa sia più elevata di quella corrispondente allo stesso modello ma con batteria calda ad un rango separata da quella fredda (quattro tubi).

#### IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA

Si tratta di impianti ad aria e ad acqua. L'aria di rinnovo fisiologico viene distribuita mediante una rete di canali e nelle condizioni psicrometriche vicine alla saturazione (per un miglior controllo dell'umidità ambiente).

In questo modo i canali possono essere di dimensioni ridotte sia per la minore portata da trasportare che per una maggior velocità possibile (compatibilmente con la rumorosità accettabile). Il resto del carico termico dei singoli ambienti viene soddisfatto mediante rete ad acqua fredda (o anche calda per il caso invernale) con elementi terminali costituiti da *fan coil* o da *mobiletti ad induzione*. Questi ultimi sono oggi poco utilizzati perché richiedono l'immissione dell'aria ad alta velocità (e quindi anche ad alta rumorosità) per garantire un adeguato effetto di induzione. I fan coil non hanno, di solito, una presa di aria esterna sia per maggiore semplicità costruttiva del dispositivo sia per possibili difficoltà di installazione poiché si richiede la vicinanza di una parete esterna sulla quale praticare un foro di aerazione protetto da rete anti intrusione per i topi. Se è presente la presa di aria esterna si ha spesso difficoltà a controllare l'umidità interna perché l'umidità esterna non è sempre costante ed anzi è variabile in modo casuale.

Per i *fan* coil senza presa di aria esterna il controllo dell'umidità interna è affidata all'aria primaria ed è, pertanto, migliore rispetto al caso di impianti a sola acqua. Il costo di questa tipologia di impianto è maggiore del caso di impianti ad acqua poiché si aggiunge la rete per l'aria.

### REGIME ESTIVO DEI FAN COIL

In Figura 17 si ha lo schema di installazione e di funzionamento di un fan coil con aria primaria in regime estivo. L'aria ambiente, A, viene richiamata all'interno del mobiletto da

una ventola che la costringe a passare attraverso una batteria di acqua fredda dove subisce la trasformazione AB.

L'aria primaria viene immessa nelle condizioni di saturazione massima, J, e miscelandosi con l'aria B uscente dal fan coil porta alla miscelazione finale (in funzione delle portate d'aria primaria e di aria circolata dalla ventola). Il che corrisponde al punto di immissione nell'ambiente. L'aria primaria può anche subire un post riscaldamento sia per effetto dell'attrito nei canali di distribuzione sia mediante una batteria di post riscaldamento elettrica in uscita dal diffusore. Questo riscaldamento, fa variare il punto I lungo la KB. La condizione limite per i fan coil è determinata da una retta  $\beta$  coincidente con la retta AJ. Ciò significa che, per avere punti J più in basso possibile occorre usare batterie di raffreddamento ad espansione diretta<sup>a)</sup>.

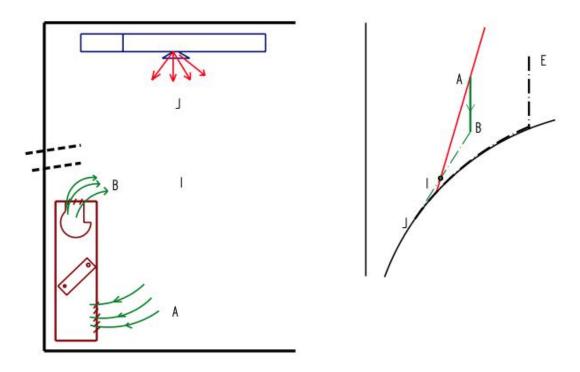


Figura 17: Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo

a) Questa soluzione (batteria ad espansione diretta) viene utilizzata nei sistemi detti *split* nei quali l'unità interna esegue le trasformazioni di raffreddamento AB con B anche vicino alla curva di saturazione. Se l'unità interna può richiamare anche aria esterna allora si ha una trasformazione di raffreddamento con deumidificazione AJ (*retta della batteria*).

### REGIME INVERNALE PER I FAN COIL

Il funzionamento invernale dei fan coil è dato in Figura 18. L'aria primaria viene portata dalle condizioni esterne, E, alle condizioni corrispondenti al punto P avente temperatura circa eguale a quella dell'ambiente: TP = TA.

Successivamente l'aria ambiente, A, viene riscaldata, mediante una batteria calda, fino al punto B. La miscelazione dell'aria primaria, P, e dell'aria del mobiletto, B, porta alle condizioni I lungo la retta ambiente β. La retta limite è la AP. In Figura 19 si ha la

rappresentazione delle trasformazioni che avvengono in un fan coil in regime invernale ma senza post riscaldamento. L'aria primaria satura, nelle condizioni del punto R', viene direttamente miscelata con l'aria riscaldata nel fan coil ottenendo, con opportune portate delle due correnti, il punti di lavoro I.

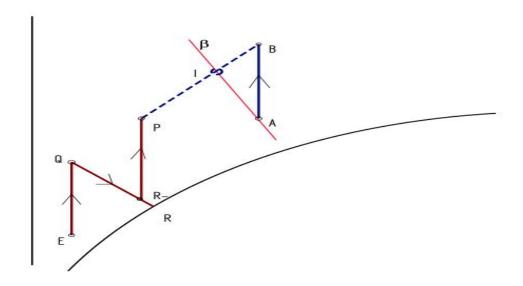


Figura 18: Fan coil in regime invernale

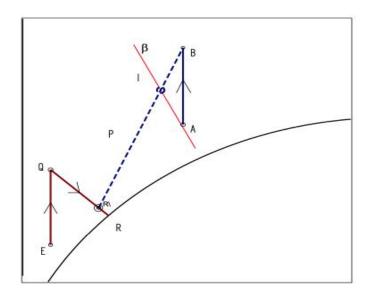


Figura 19: Fan Coil in regime invernale senza post riscaldamento

### **FAN COIL CON ARIA PRIMARIA**

Se lavorano con aria primaria i Fan Coil forniscono, come indicato nel paragrafo precedente, solo calore sensibile mediante la batteria (fredda in estate e calda in inverno). L'abbattimento del calore latente dell'ambiente è affidato quasi del tutto all'aria primaria, come si è visto nelle figure precedenti.

### FAN COIL SENZA ARIA PRIMARIA

Poiché viene a mancare la capacità di deumidificazione dell'aria primaria allora i fan coil debbono, in qualche modo, deumidificare localmente (abbattere il calore latente).

Considerate le caratteristiche costruttive di questi terminali il calore latente che possono abbattere è sempre modesto. In Figura 20 si hanno le trasformazioni per il funzionamento estivo di un fan coil con presa di aria esterna.

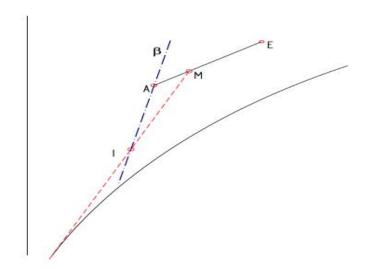


Figura 20: Funzionamento dei fan coil con presa di aria esterna

Questa, nelle condizioni E, si micella all'aria ambiente, A, per ottenere il punto di miscelazione M. La batteria raffredda e deumidifica secondo la propria retta di carico. Il punto di immissione dell'aria in ambiente è I che, scegliendo opportunamente le portate, giace sulla retta ambiente β.

### CARATTERISTICHE PRESTAZIONALI

La portata d'aria trattata, il carico sensibile e quello totale ottenibile e le potenze elettriche del ventilatore. Si osservino le condizioni della temperatura ambiente di riferimento pari a 20 °C e 27°C rispettivamente per il periodo invernale ed estivo.

Nel caso di post riscaldamento aggiuntivo è presente anche una resistenza elettrica la cui potenza dipende dalla grandezza del modello considerato.

La configurazione utilizzata per i fan coil può anche differire da quella indicata in figura potendosi avere anche mobiletti installati in alto, o incassati o canalizzati. Di volta in volta si dovranno consultare i cataloghi tecnici forniti dai costruttori.

Si osservi che i mobiletti dei fan coil debbono sempre prevedere, qualunque sia il tipo di installazione, la vaschetta di raccolta della condensa prodotta dalla batteria fredda ed un sistema di smaltimento della stessa condensa con tubazioni di scolo nella rete fognaria o delle acque bianche.

Questa si calcola mediante la semplice relazione:

$$\dot{m}_{condensa} = \mathbf{G} \cdot \Delta \mathbf{x} \cdot \mathbf{p} = \frac{Q_L}{r}$$

#### ove si ha il simbolismo:

- G portata d'aria, m<sup>3</sup>/s
- Δx variazione dell'umidità specifica associata fra esterno ed interno, g/kgas
- ρ densità dell'aria, kg/m<sup>3</sup>
- QL Carico latente, W
- r calore latente di condensazione del vapore acqueo, kJ/kg.

### REGOLAZIONE DEI FAN COIL

I Fan Coil hanno avuto uno sviluppo grandissimo in questi ultimi anni perché consentono di climatizzare gli ambienti senza gli ingombri dei canali d'aria<sup>48</sup> e perché consentono una climatizzazione personalizzata per ogni ambiente grazie alla facilità di regolazione.

I metodi utilizzati per la regolazione sono:

- Parzializzazione della portata di acqua (fredda o calda in funzione del periodo) mediante valvola modulante o valvole di zona;
- Variazione della temperatura dell'acqua di alimentazione della batteria mediante valvola a tre vie comandata da una sonda ambiente

L'aria primaria immessa apporta il seguente calore sensibile:

$$Q_s = \dot{m} c_{pa} (t_{Amb} - t_{Ap})$$

che dovrà sommarsi a quello ceduto dai fan coil ed inoltre apporta il seguente calore latente:

$$Q_L = \dot{m}_{AP} r \left( X_{Amb} - X_{AP} \right)$$

### **UNITA' TRATTAMENTO ARIA (UTA)**

Le macchine di trattamento aria, dette anche unità di trattamento aria (u.t.a.) o centrali di trattamento aria (c.t.a.), sono utilizzate negli impianti di ventilazione con lo scopo di filtrare, riscaldare, raffreddare, umidificare e deumidificare l'aria da immettere negli ambienti. Quest'aria può provenire totalmente dall'esterno oppure essere in parte ricircolata, vedi Figura 21.



Figura 21: Centrale di trattamento aria

### LE SEZIONI DELL'UTA

Queste macchine sono costituite da un telaio portante in profilati di alluminio giuntati con angolari anch'essi di alluminio. I pannelli di tamponamento, fissati al telaio mediante viti autofilettanti, sono costruiti tipo sandwiches, ovvero una doppia pannellatura in lamiera zincata o plastificata all'esterno e lamiera zincata all'interno, con interposto poliuretano rigido a lastre ad alta densità utilizzata allo scopo di isolare la macchina sia termicamente che acusticamente. Fra i pannelli di chiusura e i profilati della struttura portante viene anche interposta una guarnizione di neoprene per assicurare una perfetta tenuta dell'aria. Le unità di trattamento aria sono generalmente suddivise in sezioni ognuna delle quali assolve a uno

specifico compito anche se, in realtà, tale suddivisione è più che altro una necessità legata a esigenze di trasporto e posa in opera. Al fine di agevolare l'accesso alle parti interne ogni sezione è dotata di portina di accesso articolata con cerniere e maniglie.

Varie sono le sezioni che possono comporre una macchina di trattamento aria anche se, alcune di esse, sono sempre presenti nelle varie configurazioni.

### **SEZIONI VENTILANTI**

Le sezioni ventilanti, vedi Figura 22, per esempio sono costituite da ventilatori a doppia aspirazione con giranti a pale in avanti per basse e medie pressioni e giranti a pale rovesce per unità a media/altra pressione. I motori elettrici, montati normalmente all'interno su appositi supporti tendi-cinghie a slitta, chiusi, ventilati dall'esterno. Ventilatori e motori vengono montati su unico basamento fissato alla struttura mediante supporti antivibranti a molla o in gomma opportunamente dimensionati. La trasmissione motore/ventilatore viene realizzata mediante cinghie trapezoidali di gomma e pulegge in alluminio o ghisa equilibrate staticamente e dinamicamente.



Figura 22: Sezione ventilante

### SEZIONI DI ASPIRAZIONE ED ESPULSIONE

Le sezioni di aspirazione, a seconda che l'aria da trattare sia tutta esterna o parzialmente ricircolata, possono essere costituite da una, due o tre *serrande*. Le serrande sono organi meccanici essenzialmente costituiti da un telaio in alluminio e da alette multiple anch'esse in alluminio operanti a contrasto e ruotanti su ruote dentate in PVC. Le serrande possono essere comandate manualmente oppure predisposte per un comando motorizzato.



Figura 23: Posizionamento serranda

Nel caso in cui l'aria da trattare provenga totalmente dall'esterno, le sezioni di aspirazione sono spesso abbinate a un *plenum*, ovvero una sezione posta prima del ventilatore e dotata di serranda idonea a fornire il 100% della portata d'aria prevista, vedi Figura 24. Nel plenum la serranda può avere un posizionamento frontale, superiore, laterale o inferiore.

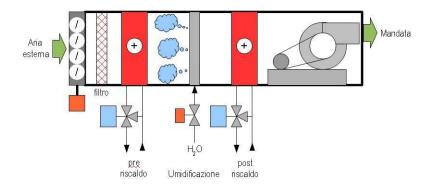


Figura 24: CTA ad aria primaria

Nel caso invece in cui l'aria da trattare sia un po' esterna e un po' ripresa dall'ambiente al posto del plenum si utilizza una *camera di miscela*, usata proprio per la miscelazione dei due flussi d'aria prima dei trattamenti termo igrometrici. Tale camera è provvista di due serrande, poste su facce diverse della camera e idonee nel loro complesso, al passaggio del 100% della portata d'aria prevista.

Quando la macchina di trattamento è corredata della sezione di miscela per l'espulsione si usa un ventilatore a se stante che, separato completamente dalla u.t.a. ha facoltà di estrarre l'aria dall'ambiente da servire.

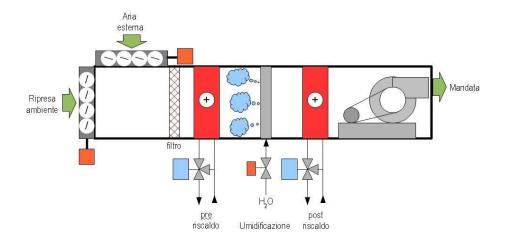


Figura 25: CTA con ripresa di aria esterna

Una terza versione prevede l'esistenza di una sezione detta di aspirazione/miscela ed espulsione. Questa sezione di centrale è dotata di tre serrande motorizzabili che hanno facoltà rispettivamente di aspirare aria esterna, espellere quella estratta dall'ambiente e di miscelare le due (parte di quella esterna e parte di quella recuperata). Il movimento delle prime due rispetto alla .terza è opposto nel senso che quando le prime due saranno aperte al 100% quella di miscela sarà completamente chiusa e viceversa.

Un'unità di trattamento aria con tre serrande è raffigurata nella Figura 26.

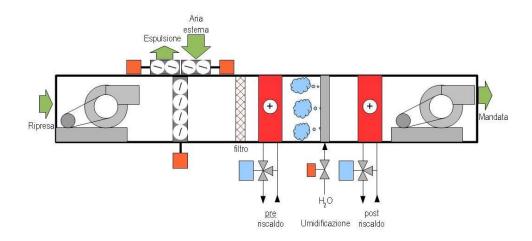


Figura 26: CTU con tre serrande: aria esterna/espulsione/miscela

### **SEZIONI DI RECUPERO CALORE**

La sezione di recupero calore, costituita da un recuperatore di tipo statico a flussi incrociati (vedi Figura 27), ha facoltà come suggerisce il suo nome, di recuperare dall'aria espulsa parte del suo calore che altrimenti andrebbe perso. Il recuperatore è detto statico perché non ha parti in movimento ed è chiamato a flussi incrociati perché le due vene d'aria che scorrono al suo interno si lambiscono, senza naturalmente miscelarsi, formando una croce.



Figura 27: Recuperatore a flussi incrociati

Schematicamente una centrale di trattamento aria dotata di recuperatore statico a flussi incrociati potrebbe essere rappresentata come nella figura seguente.

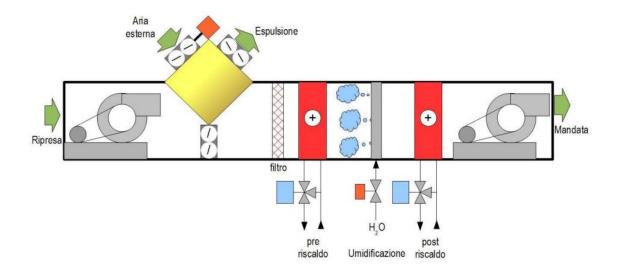


Figura 28: Centrale di trattamento aria con recuperatore a lussi incrociati

# CONCOLUSIONI

Ricapitolando, per prima cosa sono stati calcolati i carichi termici i quali sono dovuti a vari contributi, quali:

- Irraggiamento del sole sulla struttura dell'imbarcazione.
- Ventilazione.
- Presenza di persone a bordo.
- Sistemi di illuminazione.
- Elettrodomestici in funzione.

A questo punto sono stati inseriti i dati trovati in una tabella, all'interno della quale sono state inserite le potenze termiche orarie degli elettrodomestici e le potenze termiche generate degli altri contributi.

Dallo studio eseguito è emerso che il contributo maggiore all'incremento del carico termico è dato dall'utilizzo degli elettrodomestici, quindi i punti critici corrispondono ai momenti in cui vengono messi in funzione più elettrodomestici contemporaneamente.

Lo scopo a questo punto è dimensionare in maniera adeguata il sistema di areazione e climatizzazione per quelli ambienti in cui la presenza di elettrodomestici è importante: cucina e lavanderia. L'utilizzo di un'unità di trattamento d'aria risulta la soluzione migliore, poiché l'aria primaria è prelevata direttamente dall'esterno a 37°C e 80% di umidità relativa.

Questo tipo di sistema però non può essere applicato alla cucina per motivi di spazio. Si potrebbe incrementare la potenza termica frigorifera con l'aggiunta di un ulteriore fan coil per smaltire il calore in eccesso. Un ulteriore supporto all'impianto è dovuto dall'aggiunta

di punti di estrazione localizzati nei pressi degli elettrodomestici che sviluppano calore sensibile e latente.

La lavanderia invece è già provvista di un'unità di trattamento d'aria, il problema in questo ambiente è lo scarico del vapore di asciugatura direttamente nell'ambiente, per ovviare a questo problema può essere costruito un condotto di sfiato come in figura 29.

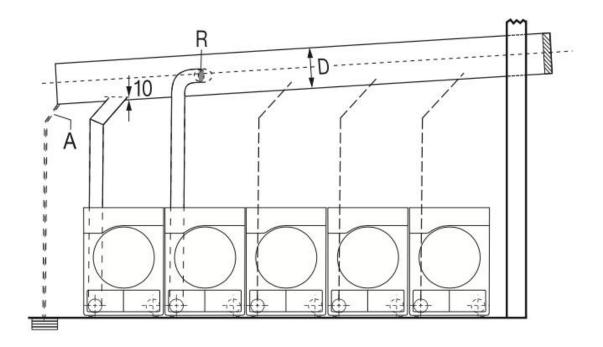


Figura 29: condotto di sfiato

# A = Scarico dell'acqua di condensa

Sul collettore acque di scarico deve essere installato uno scarico.

# R = Retrovalvola

La retrovalvola viene installata direttamente sul collettore aria di sfiato.

# **D** = Diametro del tubo

Dipende dal numero di essiccatoi installati

#### **BIBLIOGRAFIA**

- ASHRAE, 62-1999, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, America Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA
- ASHRAE, 2001, Physiological Principles for Comfort and Health, America Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA, Capitolo
- BATTISTI A., 12 settembre 2012, Ventilazione naturale, in Wikitecnica [www.wikitecnica.com].
   Disponibile all'indirizzo: http://www.wikitecnica.com/ventilazione-naturale/.
- CAPOOLI , V. CORRADO, A. GORRINO, P. SOMA, 2011, Atlante nazionale dei ponti termici
  - conforme alle norme UNI EN ISO 14683 e UNI EN ISO 10211, Edizioni Edilclima
- DE SANTOLI L., MARIOTTI M., 2011, La ventilazione naturale Il moto naturale dell'aria per il controllo delle condizioni ambientali, in Dario Flaccovio Editore [www.darioflaccovio.it].
   Disponibile all'indirizzo: https://www.darioflaccovio.it/abstracts/9788857900780/ventilazione-naturale-edifici- benessere-termoigrometrico9788857900780.pdf.
- MAICO ITALIA, CRESCINI G. (a cura di), 14 marzo 2016, Teoria e pratica della ventilazione meccanica controllata, in inGenio [www.ingenio-web.it]. Disponibile all'indirizzo: https://www.ingenio-web.it/13653-ecco-la-guida-completa-teoria-epratica-della- ventilazione-meccanica-controllata.
- SURRA M., SIMONETTI M., 30 novembre 2001, Integrazione dei sistemi di ventilazione ibrida negli edifici, in Studio Surra [www.surra.it]. Disponibile all'indirizzo: http://www.surra.it/files/011018ProgettareinvolucroedilizioRI19 -1-- SOSTITUISCE-Integrazione-dei-sistemi-di-ventilazione-ibrida-negli-edifici.pdf.
- WHO, 1958, World Health Organization, Air pollution: fifth report of the Expert Committee on Environmental Sanitation. Geneva. WHO Technical Report Series, No. 157. Disponibile all'indirizzo: http://apps.who.int/iris/handle/10665/40416

- WHO, 1972, World Health Organization, Air quality criteria and guides for urban air pollutants. Geneva. WHO Technical Report Series, No. 506. Disponibile all'indirizzo: http://apps.who.int/iris/handle/10665/40989
- UNI EN 12792:2005 Ventilazione degli edifici Simboli, terminologia e simboli grafici

- UNI EN 12831:2006 Impianti di riscaldamento negli edifici Metodo di calcolo del carico termico di progetto
- Prof. M. De Carli, "Dispense di Impianti termici e frigoriferi", Università degli studi di Padova, 2014
- Clausen, G. 2004. "Ventilation filters and indoor air quality: a review of research from the International Centre for Indoor Environment and Energy", Indoor Air, 2004
- TenWolde, A., "Ventilation, humidity and condensation in manufactured houses during winter", 1994
- Prof. G. Cammarata "dispense impianti termotecnici, impianti di condizionamento"
   www.giulianocammarata.it

### **RINGRAZIAMENTI**

Innanzitutto vorrei fare un ringraziamento al mio relatore Ing. Serpilli Fabio per avermi dato questa occasione e di affacciarmi nel mondo del lavoro in collaborazione con la CRN s.p.a.

Ringrazio il direttore dell'ufficio progettazione Ing. Gianluca Ciniero e tutti i colleghi alla CRN che mi hanno fatto sentire a casa dal primo giorno.

Ringrazio tutta la mia famiglia che mi hanno supportato sempre in particolar modo mia madre e mio padre.

Ringrazio i miei amici, quelli di lunga data e quelli che ho conosciuto di recente, ognuno di loro ha contribuito a farmi crescere in questa esperienza.

In fine ringrazio me stesso, per la voglia, la tenacia che ci metto nel raggiungere gli obbiettivi che mi prefisso.