

POLITECNICO DI TORINO



Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Edile

TESI DI LAUREA

**Valutazione del comfort termo-igrometrico
nelle imbarcazioni da diporto mediante indagini
sperimentali e analisi numerica in regime dinamico**

Relatore:

Prof. Ing. Marco Perino

Correlatore:

Ing. Ylenia Cascone

Candidato:

Isabella Antonicelli

Dicembre 2017

RINGRAZIAMENTI

Vorrei ringraziare innanzitutto il professor Perino, che mi ha permesso di intraprendere questo percorso di tesi nel migliore dei modi e che mi ha guidato nella stesura di questo elaborato, dandomi inoltre, l'opportunità di partecipare in prima persona alle attività sperimentali, che mi hanno ulteriormente appassionato all'argomento.

Un grande ringraziamento va all'equipe di dottorandi e ricercatori del dipartimento Denerg, tra cui Ylenia Cascone, Gianluca Serale, Ilaria Ballarini e Giovanna, sempre disponibili nell'offrire un aiuto prezioso e costante.

Vorrei ricordare tutti i miei compagni di studio, che ho conosciuto e ritrovato in quest'ultimo anno, con i quali ho avuto il piacere di collaborare, affrontando ogni difficoltà con il sorriso. Ringrazio con il cuore Manuela, Elia, Caterina, Franz, Lorenzo, Nicholas e Ronni, un equipaggio fantastico, con il quale ho condiviso questo viaggio accademico.

Fondamentali sono state le amicizie di una vita, alle quali sono rimasta ancorata grazie al loro sostegno e supporto, come Carla, Eleonora e Giulia.

Non meno importanti sono le amicizie nate da poco, Laura e Ivonne, con cui ho trascorso fantastici momenti, ritrovando la carica per salpare verso quest'ultima meta.

Il ringraziamento più grande va alla mia famiglia, altrettanto grande, formata da parenti, amici di famiglia e amici a quattro zampe, i quali non posso elencare tutti, perché tantissimi! Senza di loro, non sarei qui e non avrei raggiunto questo traguardo. Da sempre, ognuno a suo modo, sono stati il faro che hanno guidato i miei passi, infondendomi forza e fiducia. Tra questi, in particolare, l'albero maestro, mia madre, la persona alla quale voglio dedicare tutto il mio percorso ed ogni successo raggiunto, avendo creduto in me ed essendomi stata vicina nei momenti di peggiore burrasca.

Inoltre nomino mia zia, nonché madrina Angela, il vento che ha spinto sulle vele con i suoi consigli, senza il quale non sarei potuta approdare sino a qui.

Grazie a tutti coloro che mi hanno supportato ed hanno reso questo viaggio un'avventura ricca di soddisfazioni.

INDICE

INTRODUZIONE	1
1. TEORIA DEL COMFORT TERMICO.....	3
1.1 Bilancio termico del corpo umano	3
1.1.1 Potenza termica latente dispersa attraverso la pelle	7
1.1.2 Potenza termica latente e sensibile dispersa attraverso la respirazione.....	8
1.1.3 Potenza termica sensibile per conduzione	9
1.1.4 Potenza termica sensibile per convezione	9
1.1.5 Potenza termica sensibile per irraggiamento	10
1.1.6 Riscrittura della potenza termica secca	12
1.2 Indici di comfort	13
1.3 Indici di discomfort locale.....	15
1.3.1 Elevata differenza verticale di temperatura	15
1.3.2 Pavimento troppo caldo o troppo freddo	17
1.3.3 Elevata asimmetria della temperatura piana radiante	18
1.3.4 Correnti d'aria.....	19
2. IL CONTROLLO CLIMATICO NELLE IMBARCAZIONI DA DIPORTO.....	21
2.1 Terminologia e architettura generale	21
2.2 Materiali da costruzione per la nautica.....	24
2.2.1 Legno	25
2.2.2 Vetrosesina	27
2.2.3 Materiali compositi.....	29
2.2.4 Metalli.....	31
2.3 Vetri per la nautica.....	33
2.4 Sistemi di condizionamento per la nautica.....	35
2.5 Ventilazione per la nautica	43
3. ANALISI SPERIMENTALE DELLE CONDIZIONI DI COMFORT	45
3.1 Descrizione e obiettivi.....	45
3.2 Strumentazione utilizzata	47
3.3 Un esempio di applicazione: Azimut 35 m	57
3.4 Risultati delle misure.....	61
3.4.1 Monitoraggio delle temperature interne	61
3.4.2 Monitoraggio delle temperature superficiali ed irradianza solare	85

3.4.3	Mappature del comfort termico globale e locale	92
3.4.4	Termografie e mappature delle temperature superficiali	107
4.	ANALISI NUMERICA DELLE CONDIZIONI DI COMFORT	119
4.1	Panoramica del software Design Builder.....	121
4.1.1	Modellazione tridimensionale.....	121
4.1.2	Schede di input.....	124
4.1.3	Operazione e risultati ottenibili.....	125
4.2	Esempio di applicazione ad un caso studio: Azimut 66.....	130
4.2.1	Caratteristiche tecniche	130
4.2.2	Descrizione tipologica	132
4.2.3	Descrizione dell'involucro	136
4.2.4	Descrizione dell'impianto di condizionamento	138
4.3	Modellazione dell'imbarcazione in Design Builder	140
4.3.1	Dati climatici.....	140
4.3.2	Modellazione geometrica e zonizzazione termica	142
4.3.3	Definizione dell'involucro	146
4.3.4	Definizione degli apporti interni	150
4.3.5	Impostazione dati HVAC.....	152
4.4	Simulazione e validazione del modello.....	153
4.4.1	Simulazione – Caso 1.....	154
4.4.2	Simulazione – Caso 2.....	159
5.	INTERVENTI MIGLIORATIVI MEDIANTE COMPONENTI E SOLUZIONI	
	IMPIANTISTICHE	161
5.1	Uso della ventilazione meccanica controllata	161
5.1.1	Soluzioni tecnologiche.....	161
5.1.2	Simulazione e progetto di ventilazione meccanica.....	166
5.2	Componenti trasparenti innovativi – vetri elettrocromici	176
5.2.1	Soluzioni tecnologiche.....	176
5.2.2	Simulazione e progetto del modello DB.....	181
	CONCLUSIONE.....	185
	BIBLIOGRAFIA.....	187
	SITOGRAFIA	188

INTRODUZIONE

Il lavoro di questa tesi ha come obiettivo l'analisi del comfort all'interno delle imbarcazioni da diporto. La scelta dell'argomento nasce da un interesse personale verso un progetto di ricerca del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino (Denerg), finanziato dal grande gruppo privato Azimut-Benetti Yacht, società leader nella costruzione di yacht e megayacht.

L'obiettivo dell'azienda è svolgere degli studi di comfort termo-igrometrico, al fine di ottenere delle indicazioni su una progettazione futura legata all'efficienza e al risparmio energetico, ma soprattutto per il miglioramento delle problematiche di comfort, rappresentate dalle eccessive temperature in ambiente che si verificano attualmente nelle imbarcazioni.

La prima parte dell'elaborato (capitoli 1 e 2), comprende le conoscenze base della termofisica, per lo studio del comfort negli ambienti occupati. Nonostante durante il percorso accademico, gli argomenti trattati siano stati sempre applicati ad edifici, si possono adottare le stesse considerazioni, con le dovute semplificazioni, ad ambienti collocati su mezzi di trasporto, come appunto le imbarcazioni.

Sempre nella prima parte, si è svolta una ricerca in letteratura sui concetti base della nautica, in modo da analizzare la conformazione e la terminologia associata del settore, nonché dare una panoramica sullo stato dell'arte relativo alle tecniche utilizzate per gli elementi costruttivi ed impiantistici presenti sul mercato.

La fase centrale (capitolo 3) consiste nell'indagine sperimentale svolta in campo, la quale ha previsto la messa in opera degli strumenti necessari alla raccolta delle variabili principali, che permettono di descrivere il comportamento termo-igrometrico del sistema "imbarcazione-impianto" e le condizioni di comfort.

La fase descritta è relativa alla nave Azimut "Grande", di dimensioni massime di 35 m: la descrizione della metodologia utilizzata durante il rilievo e dei dati raccolti, ha lo scopo di definire le procedure tipiche per la raccolta dati, oltre che dare una panoramica generale sul comportamento di questo tipo di imbarcazioni.

Alla luce delle indagini sperimentali svolte sino ad oggi, sulle varie imbarcazioni messe a disposizione dall'azienda Azimut, è emersa la necessità di un'analisi sempre più accurata degli ambienti in regime estivo, in quanto rappresenta il periodo più critico per la loro fruizione.

Da queste considerazioni, nasce lo scopo principale della tesi in oggetto, quali l'analisi numerica in regime dinamico. Tale tipo di analisi consente uno studio accurato dei profili temporali delle variabili in gioco, considerando anche gli aspetti legati all'inerzia termica e agli apporti termici radiativi, specie quelli che attraversano le superfici vetrate.

Nel capitolo 4 viene descritta la procedura svolta per la modellazione dell'imbarcazione, mediante l'ausilio di software appositi per l'analisi in regime dinamico.

L'imbarcazione scelta per l'analisi numerica, è Azimut Flybridge 66. La scelta è stata orientata dal maggiore quantitativo di materiale, composto da dati sperimentali e documenti messi a disposizione dall'azienda.

Il software, utilizzato per la modellazione e la simulazione, è Design Builder versione 5.0.3.007, un programma che concilia un'interfaccia grafica *user-friendly* per la modellazione tridimensionale e dettagliata dell'imbarcazione, con la possibilità di introdurre le caratteristiche termiche degli elementi costruttivi (partizioni, involucro, finestre ecc.) e di inserire dati dettagliati relativi all'occupazione degli ambienti ed all'impianto.

Durante la fase di modellazione, è stato possibile introdurre i dati climatici, raccolti durante le pregresse sperimentazioni.

In fase di simulazione è stato possibile svolgere un confronto tra i dati in uscita del modello ed i valori realmente misurati nelle campagne sperimentali. Questo passaggio ha permesso di validare il modello e consentire un utilizzo in fase progettuale.

La parte successiva del lavoro, è stato l'inserimento di soluzioni migliorative nel modello, in modo da verificarne, in prima approssimazione, l'efficacia dell'intervento.

Le soluzioni proposte consistono nell'introduzione della ventilazione meccanica con aria di rinnovo e successivamente, la sostituzione dei vetri esistenti con i vetri elettrocromici.

1. TEORIA DEL COMFORT TERMICO

Il primo passo per affrontare l'analisi del confort ambientale all'interno delle imbarcazioni, è definire le condizioni di benessere dell'uomo ed esprimerle attraverso grandezze fisiche misurabili, caratteristiche dell'ambiente interno ed esterno. Queste inoltre, sono legate da relazioni che regolano le interazioni tra gli ambienti, considerando gli effetti di modulazione dovute alle proprietà degli ambienti e dei rispettivi occupanti.

Si effettuerà dunque un'introduzione generica del problema, dal momento che tale approccio si presta per qualsiasi ambiente dotato di un involucro e destinato all'attività umana "moderata"¹.

Le leggi fisiche che governano gli stimoli esterni, ovvero i fenomeni fisici oggettivi, sono note e codificate. Le risposte soggettive a tali stimoli, sono invece fenomeni legati al comportamento del singolo individuo. Pertanto, mentre per lo studio degli stimoli si possono adottare metodi di studio deterministici, l'analisi delle risposte soggettive richiede l'adozione di metodi statistici.

Si definisce comfort, lo stato di soddisfazione che prova l'occupante in condizioni di neutralità termica. Per garantire questo non ci deve essere accumulo di calore da parte del corpo umano, mentre i meccanismi di termoregolazione comportamentale e vasomotoria devono rimanere quasi inattivi. Un ambiente si definisce inoltre confortevole, quando non più del 10-15% degli occupanti dichiara di essere insoddisfatto.

1.1 BILANCIO TERMICO DEL CORPO UMANO

L'insieme delle teorie e delle procedure per stabilire qual è la percezione umana nei confronti dell'ambiente, è definito dalla norma UNI EN ISO 7730:2006, sulla base della teoria sperimentale e delle indagini statistiche effettuate da Fanger.

La teoria di Fanger, si basa sulla correlazione tra le leggi fisiche note e le risposte soggettive agli stimoli, filtrati dalla percezione del singolo individuo. Nella definizione del comfort termico, il corpo umano viene assimilato ad una macchina termica a ciclo diretto, in quanto esso può essere considerato un sistema termodinamico aperto che scambia massa e calore con l'esterno: riceve potenza termica da una sorgente ad alta temperatura (cibo) e

¹ Vengono definiti moderati gli ambienti nei quali è realisticamente possibile raggiungere le condizioni di benessere, senza vincoli legati a particolari attività produttive per cui è possibile solo garantire condizioni di salute e non di benessere.

cede potenza termica a una sorgente a bassa temperatura (ambiente), effettuando lavoro verso l'esterno.

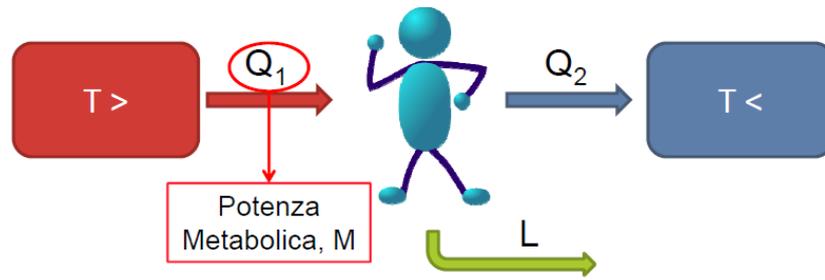


Fig. 1.1.1 Modello termico del corpo umano

La quantità di energia chimica proveniente dal cibo, che viene trasformata in energia termica e meccanica, riferita all'unità di tempo, è detta **potenza metabolica**. Essa si indica con **M** e dipende dall'attività svolta dal soggetto. Essa è valutata in [W], ma in genere si riferisce all'unità di superficie corporea A_b (statisticamente pari a $1,8 \text{ m}^2$).

Tuttavia la potenza metabolica è frequentemente indicata in Met (unità di misura introdotta da Fanger) dove:

$$1 \text{ Met} = 58,15 \text{ W} / \text{m}^2 \quad (1.1)$$

La suddetta norma, fornisce i valori di potenza metabolica in base all'attività svolta (Tab.1.1.1).

Activity	Metabolic rate	
	W/m ²	met
Reclining	46	0,8
Seated, relaxed	58	1,0
Sedentary activity (office, dwelling, school, laboratory)	70	1,2
Standing, light activity (shopping, laboratory, light industry)	93	1,6
Standing, medium activity (shop assistant, domestic work, machine work)	116	2,0
Walking on level ground:		
2 km/h	110	1,9
3 km/h	140	2,4
4 km/h	165	2,8
5 km/h	200	3,4

Tab.1.1.1 Potenza metabolica – App. B UNI EN ISO 7730:2006

Il rendimento meccanico del corpo umano può essere definito come rapporto tra la potenza meccanica scambiata con l'esterno e la potenza metabolica (Eq. 1.2).

$$\eta = \frac{W}{M} \quad [-] \quad (1.2)$$

Maggiore è la potenza metabolica, maggiore è il rendimento; tuttavia questo è molto basso ed è in genere trascurabile.

Il corpo umano scambia potenza termica con l'ambiente esterno per conduzione, convezione, irraggiamento e attraverso i meccanismi di respirazione e sudorazione (Fig.1.1.2).

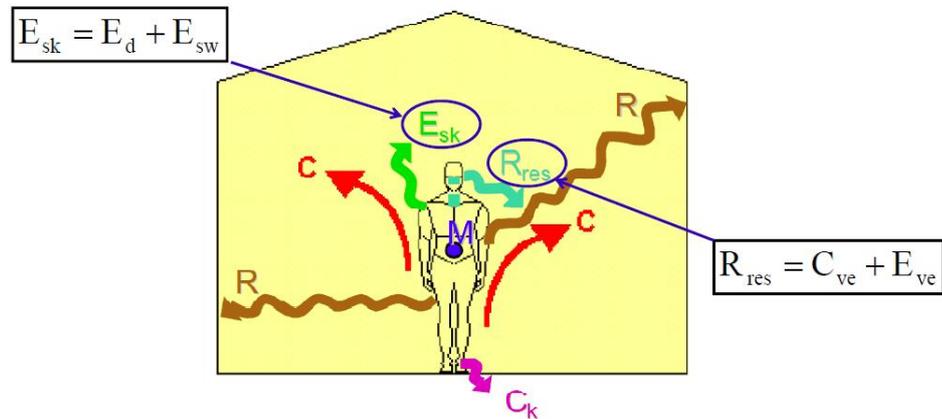


Fig. 1.1.2 Schema del bilancio termico tra ambiente e corpo umano

Il calore scambiato dal corpo umano con l'ambiente può essere ulteriormente diviso in:

- **Calore sensibile:** energia termica scambiata grazie ad una variazione di temperatura, definita anche potenza termica secca:

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad [W] \quad (1.3)$$

- **Calore latente:** energia termica scambiata attraverso un cambiamento di fase, definita anche potenza termica evaporativa:

$$\dot{Q}_{lat} = \dot{m} \cdot r \quad [W] \quad (1.4)$$

Il calore generato dal corpo umano e non trasformato in energia meccanica, viene scambiato con l'ambiente oppure causa una variazione di energia interna del corpo umano nell'unità di tempo. Questa è indicata con S e viene così definita:

$$S = \frac{\partial U}{\partial t} \quad [W] \quad (1.5)$$

Se si effettua il bilancio termico delle potenze in gioco applicando il 1° Principio della termodinamica per sistemi aperti, si ottiene la seguente equazione:

$$S = M - W - E_d - E_{sw} - E_{ve} - C_{ve} - C - R - C_k \quad [W] \quad (1.6)$$

Le grandezze riportate nella relazione sono:

- S = Variazione di energia all'interno del corpo umano nell'unità di tempo [W];
- M = Metabolismo energetico [W];
- W = Potenza meccanica scambiata tra il corpo e l'ambiente [W];
- E_d = Potenza termica dispersa per diffusione di vapore attraverso la pelle [W];

- E_{sw} = Potenza termica dispersa per sudorazione attraverso la pelle [W];
- E_{ve} = Potenza termica dispersa nella respirazione come calore latente [W];
- C_{ve} = Potenza termica dispersa nella respirazione come calore sensibile [W];
- C = Potenza termica dispersa per convezione [W];
- R = Potenza termica dispersa per irraggiamento [W];
- C_k = Potenza termica dispersa per conduzione [W].

Il contributo relativo alla potenza termica secca è dato dai termini C , R , C_k , C_{ve} , mentre il contributo relativo alla potenza termica latente, è dato dai termini E_{ve} , E_{sw} , E_d .

Poiché il corpo umano ha rendimento molto basso, il lavoro meccanico W può essere considerato trascurabile [W].

In condizioni di confort deve essere soddisfatta la condizione di omeotermia, per cui $S=0$.

Da queste considerazioni l'eq. (1.6) può essere riscritta come:

$$M = C + R + C_k + C_{ve} + E_{ve} + E_d + E_{sw} \quad [W] \quad (1.7)$$

La condizione di omeotermia implica che non vi sia variazione di energia interna nel corpo umano. Essa può essere definita in funzione di parametri caratteristici del microclima e delle condizioni degli occupanti, assumendo la seguente forma:

$$S = f(M, I_{cl}, T_a, T_{mr}, v_{ar}, \phi, T_{sk}, E_{sw}) = 0 \quad [W] \quad (1.8)$$

Le variabili in gioco possono essere così classificate:

- **Variabili individuali:**
 - M = potenza metabolica in funzione dell'attività svolta [Met o W/m²];
 - I_{cl} o R_{cl} = resistenza termica del vestiario [Clo o (m²K)/W];
- **Variabili ambientali:**
 - T_a = temperatura dell'ambiente [°C];
 - T_{mr} = temperatura media radiante [°C];
 - V_{ar} = velocità dell'aria relativa [m/s];
 - Φ = umidità relativa dell'ambiente [%];
- **Variabili fisiologiche:**
 - T_{sk} = temperatura della pelle [°C];
 - E_{sw} = energia dispersa per sudorazione [W].

Affinché siano soddisfatte le condizioni di confort, la condizione di omeotermia è necessaria ma non sufficiente. Occorre che le variabili soddisfino anche le informazioni di tipo soggettivo, legate alla percezione: queste sono state determinate statisticamente da Fanger e sono:

- $T_{sk}^* = 34 \text{ }^\circ\text{C}$ in condizioni di riposo. $T_{sk}^* < 34 \text{ }^\circ\text{C}$ in caso di attività ($M > 1$);
- $E_{sw}^* = 0$ in condizioni di riposo. $E_{sw}^* > 0$ in caso di attività ($M > 1$).

Queste variabili vengono determinate attraverso le **equazioni di benessere**:

$$T_{sk}^* = 35,7 - 0,0275 \cdot \frac{M-W}{A_b} \quad [^\circ\text{C}] \quad (1.9)$$

$$E_{sw}^* = 0,42 \cdot A_b \cdot \left[\frac{M-W}{A_b} - 58,15 \right] \quad [W] \quad (1.10)$$

Dunque, affinché un individuo si trovi in condizioni di confort termoigrometrico occorre che le variabili individuali, ambientali e fisiologiche soddisfino contemporaneamente l'equazione di bilancio del corpo umano (1.7) e le due equazioni di benessere (1.9) e (1.10).

Si andranno ad analizzare ora i singoli termini che intervengono nel bilancio in funzioni dei parametri suddetti.

1.1.1 Potenza termica latente dispersa attraverso la pelle

La potenza termica dispersa come calore latente attraverso la pelle E_{sk} , è somma di due termini:

$$E_{sk} = E_d + E_{sw} \quad [W] \quad (1.11)$$

Dove:

- **Ed = Potenza termica dispersa per diffusione di vapore attraverso la pelle**

La diffusione attraverso la pelle è un fenomeno indipendente dalla termoregolazione, secondo Fanger, in base alla legge di Fick, è proporzionale alla permeanza della pelle ed alla differenza tra la tensione di vapore dell'acqua alla temperatura della pelle e la pressione parziale del vapor d'acqua nell'aria. Può essere scritta nella formula:

$$E_d = 3,05 \cdot 10^{-3} \cdot A_b \cdot (256 \cdot T_{sk} - 3373 - \varphi \cdot p_{vs, Ta}) \quad [W] \quad (1.12)$$

Con:

- A_b = area del corpo umano nudo [m^2];
- T_{sk} = temperatura della pelle [$^\circ\text{C}$];
- φ = umidità relativa dell'ambiente interno [%];
- $P_{vs, Ta}$ = pressione di vapore di saturazione alla temperatura ambiente [Pa].

- **E_{sw} = Potenza termica dispersa per sudorazione**

La sudorazione avviene grazie alla presenza di ghiandole sudoripare che, situate sotto la pelle e sotto il controllo dell'ipotalamo, secernono il sudore, costituito prevalentemente da una soluzione acquosa di cloruro di sodio.

Il sudore arriva sulla superficie esterna della pelle attraverso appositi condotti e ricoprendo la stessa con un film sottile. In assenza di gocciolamento ed in regime permanente, tutto il sudore passa come vapore nell'aria per evaporazione.

L'espressione matematica della quantità di vapore evaporata è espressa mediante la relazione empirica determinata da Fanger in condizioni di benessere (1.10).

1.1.2 Potenza termica latente e sensibile dispersa attraverso la respirazione

Durante il processo di respirazione, l'aria inspirata che si trova nelle condizioni dell'ambiente interno, subisce delle trasformazioni all'interno del tratto respiratorio. Pertanto quando l'aria viene espirata, ha entalpia e titolo maggiori rispetto alle condizioni di ispirazione, e quindi delle condizioni ambientali.

La potenza termica connessa alla respirazione R_{res} , può essere vista come somma di una quota latente e di una quota sensibile:

$$R_{res} = E_{ve} + C_{ve} \quad [W] \quad (1.13)$$

Dove:

- **E_{ve} = Potenza termica latente dispersa attraverso la respirazione**

Essa può essere calcolata come:

$$E_{ve} = \dot{m} \cdot r = \dot{m}_{a,ve} \cdot r \cdot (x_{out} - x_{in}) \quad [W] \quad (1.14)$$

Con:

- r = calore latente di evaporazione/condensazione alla temperatura della pelle ≈ 2410 kJ/kg;
- x_{out} = titolo dell'aria umida espirata;
- x_{in} = titolo dell'aria umida inspirata;
- T_{sk} = temperatura della pelle [°C];
- $m_{a,ve}$ = portata di aria ventilata [kg/s] $\approx 1,43 \cdot 10^{-6}$ M.

Da cui si ottiene:

$$E_{ve} = 1,72 \cdot M \cdot (5867 - \varphi \cdot p_{vs, Ta}) \quad [W] \quad (1.15)$$

- **C_{ve} = Potenza termica sensibile dispersa attraverso la respirazione**

Essa può essere calcolata come:

$$C_{ve} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{m}_{a,ve} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad [W] \quad (1.16)$$

Con:

- \dot{m} = portata d'aria del cavo polmonare;
- c_p = calore specifico dell'aria a pressione costante [J/Kg K];
- T_{out} = temperatura della cavità polmonare pari a circa 34°C;
- T_{in} = temperatura dell'aria ambiente.

Da cui si ottiene:

$$C_{ve} = \dot{m} \cdot \Delta h = 0,0014 \cdot M \cdot (34 - T_a) \quad [W] \quad (1.17)$$

1.1.3 Potenza termica sensibile per conduzione

La potenza termica scambiata per conduzione C_k mediante il contatto tra il corpo umano e le superfici dell'ambiente a contatto con esso, è in genere trascurabile, specie se la persona si trova in piedi. In casi particolari, si può tenerne conto maggiorando arbitrariamente il valore della resistenza termica del vestiario.

1.1.4 Potenza termica sensibile per convezione

Il flusso termico scambiato per convezione C , tra la superficie esterna del corpo umano (più o meno abbigliato) e l'aria dell'ambiente, può essere espressa come:

$$C = f_{cl} \cdot h_c \cdot A_b \cdot (T_{cl} - T_a) \quad [W] \quad (1.18)$$

Dove:

- f_{cl} = coefficiente di area di abbigliamento, definito come rapporto tra la superficie coperta dal vestiario e la superficie del corpo nudo:

$$f_{cl} = \frac{A_{cl}}{A_b} > 1 \quad [-] \quad (1.19)$$

Il coefficiente viene determinato attraverso due possibili formulazioni:

$$\circ \quad f_{cl} = 1 + 0,2 \cdot I_{cl} \quad \text{se } I_{cl} < 0,5 \text{ clo} \quad (1.20)$$

$$\circ \quad f_{cl} = 1,05 + 0,1 \cdot I_{cl} \quad \text{se } I_{cl} \geq 0,5 \text{ clo} \quad (1.21)$$

- h_c = coefficiente di scambio termico convettivo, $[W/m^2K]$. A seconda del tipo di ventilazione adottata in ambiente si ricade nelle casistiche:

- Convezione naturale:

$$h_c = 2,38 \cdot (t_{cl} - t_a)^{0,25} \quad [W / m^2 K] \quad (1.22)$$

- Convezione forzata:

$$h_c = 12,1 \cdot (v_{ar})^{0,5} \quad [W / m^2 K] \quad (1.23)$$

La velocità dell'aria v_{ar} è funzione della velocità dell'aria dell'ambiente e dell'attività svolta dai soggetti. Un'espressione empirica è la seguente:

$$v_{ar} = v_a + 0,0052 \cdot \left(\frac{M}{A_b}\right) - 58,2 \quad [m / s] \quad (1.24)$$

In genere si calcola h_c con entrambe le relazioni e si utilizza il massimo dei due.

- T_{cl} = temperatura media superficiale del vestiario $[^\circ C]$;
- T_a = temperatura dell'ambiente $[^\circ C]$.

1.1.5 Potenza termica sensibile per irraggiamento

La potenza termica sensibile che il corpo umano scambia per irraggiamento con l'ambiente circostante può essere valutata mediante la relazione dello scambio radiativo tra due corpi:

$$\dot{Q}_{1 \rightarrow 2} = A_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad [W] \quad (1.25)$$

Considerando quindi lo scambio tra uomo-ambiente, ed indicando con R la potenza termica scambiata per irraggiamento, l'equazione sopra descritta diventa:

$$R = A_{eff} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{cl}^4 - T_{mr}^4) \quad [W] \quad (1.26)$$

Dove:

- A_{eff} = area della superficie efficace del corpo umano [m^2]. Essa è calcolata mediante la seguente formula:

$$A_{eff} = A_b \cdot f_{cl} \cdot f_{eff} \quad [m^2] \quad (1.27)$$

Con:

- A_b = area del corpo umano nuda [m^2];
- f_{cl} = coefficiente di area di abbigliamento;
- f_{eff} = coefficiente di area efficace, dato dal rapporto (A_{eff}/A_{cl}).

Secondo Fanger il fattore di area efficace può essere assunto pari a 0,696 per un soggetto seduto, mentre pari a 0,725 per un soggetto in piedi;

- ε = emittenza totale del corpo umano. Si possono assumere compresi tra 0,95 e 1 ma in generale si assume il valore intermedio tra dell'emittenza degli abiti e il valore dell'emittenza della pelle, pari a 0,97;
- σ = costante di Stefan-Boltzmann, pari a $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$;
- T_{mr} = temperatura media radiante [K], la quale corrisponde alla temperatura uniforme delle pareti di un ambiente fittizio nero ($\varepsilon=1$) che scambierebbe con il soggetto la stessa quantità di calore scambiato tra l'occupante e l'ambiente reale.

Essa è calcolata generalmente tramite la seguente formula:

$$T_{mr} = \sum_i (F_{p,i} \cdot T_i) \quad [K] \quad (1.28)$$

Con $F_{p,i}$ fattore di vista persona-superficie i-esima dell'ambiente.

Sostituendo i valori noti, l'espressione (1.26) può essere riscritta nel seguente modo:

$$R = 3,96 \cdot 10^{-8} \cdot f_{cl} \cdot A_b \cdot (T_{cl}^4 - T_{mr}^4) \quad [W] \quad (1.29)$$

La relazione (1.29) può essere linearizzata introducendo il coefficiente di scambio termico radiativo linearizzato h_r (1.30). In questo modo la relazione assume la medesima forma dell'equazione relativa allo scambio termico convettivo (1.18).

$$R = f_{cl} \cdot h_r \cdot A_b \cdot (T_{cl} - T_{mr}) \quad [W] \quad (1.30)$$

1.1.6 Riscrittura della potenza termica secca

Se si trascura il termine relativo allo scambio termico per conduzione, è possibile definire la potenza termica secca come somma linearizzata dello scambio termico radiativo e convettivo $R+C$. Prima di questo passaggio, occorre definire il concetto di temperatura media operativa T_{op} .

La temperatura operativa è definita come la temperatura uniforme delle pareti e dell'aria di un ambiente fittizio, in cui il soggetto scambierebbe la stessa potenza termica secca che scambierebbe nel locale reale. Essa viene calcolata come media delle temperature media radiante e dell'ambiente, pesata sui rispettivi coefficienti di scambio termico:

$$T_{op} = \frac{h_r \cdot T_{mr} + h_c \cdot T_a}{h_r + h_c} = \frac{h_r \cdot T_{mr} + h_c \cdot T_a}{h} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (1.31)$$

In ambienti termicamente moderati e nei casi in cui sia $(T_{mr}-T_a) < 4^{\circ}\text{C}$ e $v_{ar} < 0,2 \text{ m/s}$, si può assumere più semplicemente:

$$T_{op} = \frac{T_{mr} + T_a}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (1.32)$$

Mediante la definizione di temperatura operativa, è possibile inglobare le equazioni (1.18) e (1.30) nell'espressione:

Con h rappresentante il coefficiente di scambio termico globale, somma dei contributi radiativi e convettivi.

$$R + C = f_{cl} \cdot h \cdot A_b \cdot (T_{cl} - T_{op}) \quad [W] \quad (1.33)$$

Un'altra possibile espressione della potenza termica secca può essere espressa in funzione della resistenza termica dell'abbigliamento R_{cl} :

$$R + C = \frac{A_b \cdot (T_{sk} - T_{cl})}{R_{cl}} = \frac{A_b \cdot (T_{sk} - T_{cl})}{0,155 \cdot I_{cl}} \quad [W] \quad (1.34)$$

Questa ulteriore espressione, eguagliata alla (1.33) permette di eliminare l'incognita T_{cl} e di definire la potenza termica secca nel seguente modo:

$$R + C = A_b \frac{T_{sk} - T_{op}}{0,155 \cdot I_{cl} + \frac{1}{f_{cl} \cdot h}} \quad [W] \quad (1.35)$$

1.2 INDICI DI COMFORT

Per stabilire lo scostamento dalle condizioni di benessere, si correla la sensazione termica ad un voto relativo alla percezione dell'ambiente. Quest'ultimo, viene definito come **voto medio previsto, PMV**, con valori interi che variano -3 a +3. Lo zero rappresenta la neutralità termica, cioè il soggetto non ha né sensazioni di caldo e né sensazione di freddo; i valori positivi, rappresentano le sensazioni di caldo ed i valori negativi, rappresentano le sensazioni di freddo.

La sensazione termica provata da una persona è proporzionale al carico termico **L**, definito come la differenza tra l'energia effettivamente generata nel corpo umana e quella che disperde in condizioni di confort:

$$L = (M - W) - (C^* + R^* + C_k^* + R_{res}^* + E_{sk}^*) \quad [W] \quad (1.36)$$

Nell'equazione (1.36), i valori asteriscati rappresentano i valori che si avrebbero nelle condizioni di benessere e non quelli reali.

La correlazione tra L e il PMV è data dalla seguente relazione:

$$PMV = \left[(0,303 \cdot e^{-0,036M} + 0,028) \cdot L \right] \quad [-] \quad (1.37)$$

Analizzando le equazioni per il calcolo del PMV, risulta che per gli ambienti moderati, l'umidità (mantenuta generalmente tra il 30% e il 70%), influisce molto poco sul valore della sensazione termica. Inoltre occorre specificare che il metodo di Fanger è applicabile solo se sono soddisfatte le seguenti condizioni:

- I valori dei parametri utilizzati per il calcolo del PMV non sono quelli in condizioni reali ma sono quelli in condizioni di benessere (PMV=0);
- l'equazione (1.36) è stata ricavata sulla base di indagini sperimentali svolte su individui che svolgevano attività leggere (≤ 2 Met), mentre non è mai stata verificata per attività intense;
- l'indice non fornisce risultati attendibili per valori del PMV esterni all'intervallo (-2,+2);
- l'indice tende a sovrastimare il discomfort per valori di umidità relativa inferiori al 20 ÷ 30% e a sottostimarli per valori maggiori di 70 ÷ 80%;
- il PMV risulta molto sensibile alla variazione della velocità dell'aria ambiente v_a .

Essendo il PMV un valore medio, occorre valutare la dispersione di tale valore attraverso la **percentuale prevista di insoddisfatti, PPD [%]**.

A causa della dispersione dei voti, si è verificato sperimentalmente che il PPD è sempre $\geq 5\%$ (Fig.1.2.1). Le risposte relative al PMV infatti, sono molto soggettive e poiché il calcolo di tale indice è il valore medio delle valutazioni soggettive di un gruppo di persone in un dato ambiente, anche se esso fosse pari a zero non significherebbe che tutti i membri del gruppo sono soddisfatti. Infatti, anche in un ambiente dove tutte le persone sono pressappoco vestite nella stessa maniera e svolgono in linea di massima, la stessa attività, la valutazione del comfort differisce sempre da individuo ad individuo.

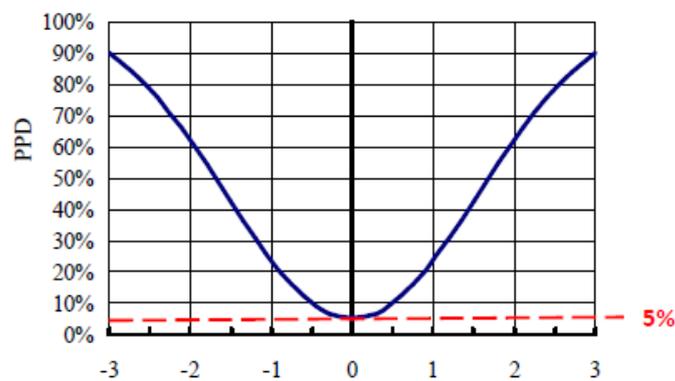


Fig. 1.2.1 Grafico del PPD in funzione del PMV

L'andamento del PMV viene dunque calcolato in funzione del PMV e la relazione che intercorre tra i due parametri è la seguente:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{-(0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)} \quad [\%] \quad (1.38)$$

La norma UNI EN ISO 7730 stabilisce tre categorie di confort in funzione del PMV e PPD:

Categoria	PPD %	PMV
A	< 6%	-0,2 < PMV < +0,2
B	< 10%	-0,5 < PMV < +0,5
C	< 15%	-0,7 < PMV < +0,7

Fig. 1.2.2 Categorie di classe ambientale, da App. A della norma UNI EN ISO 7730

1.3 INDICI DI DISCOMFORT LOCALE

La condizione di benessere valutata attraverso il calcolo del PMV, permette di verificare se l'individuo manifesta sensazione di caldo o freddo a livello globale. Tuttavia, possono presentarsi situazioni di disomogeneità delle variabili microclimatiche nei diversi punti all'interno dell' ambiente confinato, che possono localmente causare discomfort (raffreddamento o riscaldamento di parti del corpo).

Per definire dunque, se l'ambiente è confortevole a livello igrometrico, occorre verificare sia gli indici di comfort globale che quelli di discomfort locale, definendo un'opportuna mappatura dei valori nell'ambiente oggetto di studio.

Di seguito vengono analizzate singolarmente e riportate le principali cause di discomfort individuate da Fanger:

- elevata differenza verticale di temperatura;
- pavimento troppo caldo o troppo freddo;
- elevata asimmetria della temperatura piana radiante;
- correnti d'aria.

La norma permette di classificare gli ambienti a seconda della percentuali di insoddisfatti relativamente alle rispettive cause di discomfort locale e confort globale (Tab. 1.3.1).

Category	Thermal state of the body as a whole		Local discomfort			
	PPD %	PMV	DR %	PD % caused by		
				vertical air temperature difference	warm or cool floor	radiant asymmetry
A	< 6	- 0,2 < PMV < + 0,2	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	- 0,5 < PMV < + 0,5	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	- 0,7 < PMV < + 0,7	< 30	< 10	< 15	< 10

Tab. 1.3.1 Classi di comfort e discomfort, App. A della norma UNI EN ISO 7730

1.3.1 Elevata differenza verticale di temperatura

Generalmente negli ambienti chiusi esiste un gradiente verticale della temperatura dell'aria, in particolare può risultare che la temperatura dell'aria in prossimità del soffitto è maggiore di quella al pavimento. Se il gradiente termico in direzione verticale risulta elevato, possono crearsi condizioni di discomfort locale, anche se l'organismo si trova in

condizioni di neutralità termica. Il gradiente termico è valutato come differenza di due temperature:

- $T_{1,1}$ = temperatura misurata all'altezza della testa. Essa vale 1,1 m se l'individuo seduto mentre 1,7 m se l'individuo è in piedi;
- $T_{0,1}$ = temperatura misurata all'altezza delle caviglie. Essa è assunta pari a 0,1 m.

In generale si ha discomfort se $T_{1,1} > T_{0,1}$; la situazione opposta non crea solitamente disagi.

Il limite assunto dalla norma per ricadere in classe B è caratterizzato da un $\Delta T \leq 3^\circ\text{C}$.

L'equazione utilizzata per il calcolo della percentuale di insoddisfatti, dovuta ad elevata differenza verticale di temperatura, è la seguente:

$$PD = \frac{100}{1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta T)} \quad [\%] \quad (1.39)$$

La stessa è rappresentata esplicitamente dal grafico seguente:

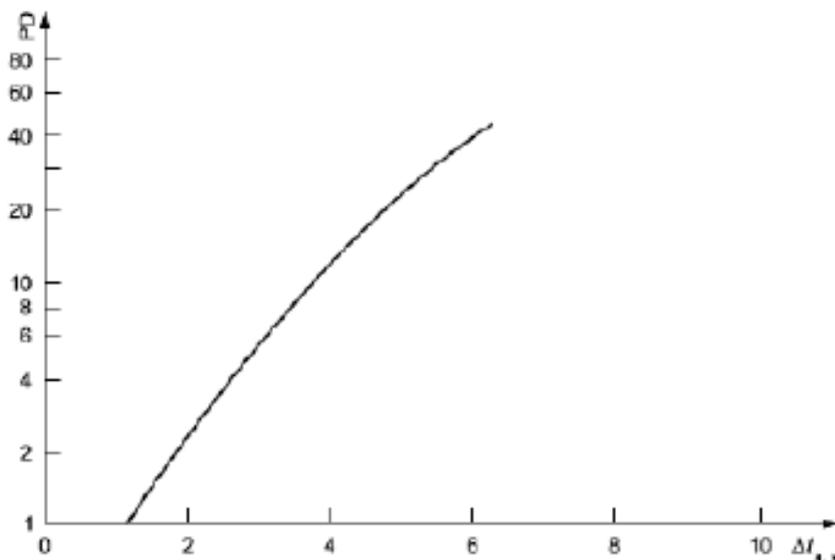


Fig.. 1.3.1.2 Percentuale di insoddisfatti in funzione della differenza di temperatura

Category	Vertical air temperature difference ^a °C
A	< 2
B	< 3
C	< 4

^a 1,1 and 0,1 m above floor.

Tab. 1.3.1.1 Classi di comfort e differenza di temperatura verticale, App. A della norma UNI EN ISO 7730

1.3.2 Pavimento troppo caldo o troppo freddo

La temperatura del pavimento ha una doppia influenza sulla sensazione termica: da una parte è determinante ai fini del valore della temperatura media radiante, dall'altra può causare discomfort locale ai piedi. Il discomfort locale ai piedi, dovuto al contatto diretto con il pavimento, può essere spesso determinato da una temperatura di quest'ultimo troppo alta o troppo bassa. I valori limite di accettabilità dipendono dal materiale della pavimentazione, dalla permanenza dell'occupante e dal tipo di calzatura indossata.

La norma UNI/EN/ISO 7730 fissa i livelli di comfort per una attività sedentaria in corrispondenza di una percentuale di insoddisfatti pari al 10%, il che porta a considerare accettabile una temperatura del pavimento variabile tra 19°C e 26°C. Viene ammessa una temperatura fino a 29°C nel caso in cui si a presente un sistema di riscaldamento a pavimento.

L'equazione utilizzata per determinare la percentuale di insoddisfatti è la seguente:

$$PD = 100 - 94 \cdot \exp(-1,387 + 0,118 \cdot T_f - 0,0025 \cdot T_f^2) \quad [\%] \quad (1.40)$$

Dove T_f rappresenta la temperatura del pavimento. La stessa è rappresentata esplicitamente dal grafico seguente:

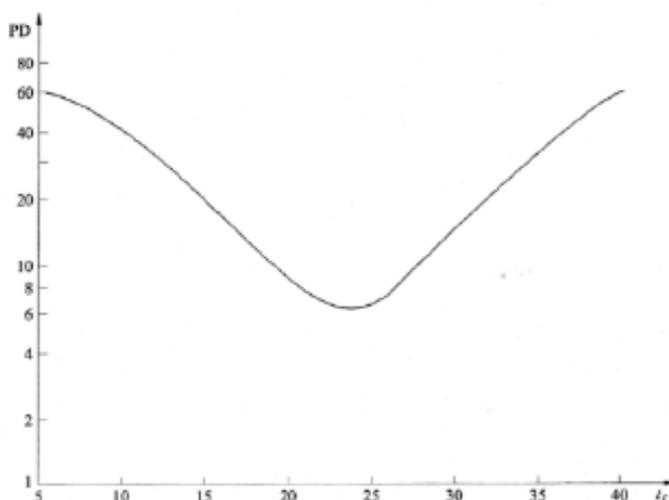


Fig. 1.3.2.1 Percentuale di insoddisfatti in funzione della differenza di temperatura

Category	Floor surface temperature range °C
A	19 to 29
B	19 to 29
C	17 to 31

Tab. 1.3.2.1 Classi di comfort e temperatura del pavimento, App. A della norma UNI EN ISO 7730

1.3.3 Elevata asimmetria della temperatura piana radiante

L'asimmetria della temperatura radiante ΔT_{pr} , è la differenza tra la temperatura piana radiante di due facce opposte di un elemento piano (parete-parete o soffitto-pavimento). Per temperatura radiante piana s'intende la temperatura di una cavità isoterma in cui il flusso radiante incidente su una faccia di un elemento piano è uguale a quello che c'è nell'ambiente reale. Essa viene determinata in funzione dei fattori di vista $F_{p,i}$ tra la faccia dell'elementino piano e l'i-esima superficie dell'ambiente che vede la faccia la faccia dell'elementino, e la temperatura T_i della i-esima superficie dell'ambiente.

$$T_{pr} = \sum_i (F_{p,i} \cdot t_i) \quad (1.41)$$

Si possono presentare quattro situazioni di asimmetria, di seguito schematizzate:

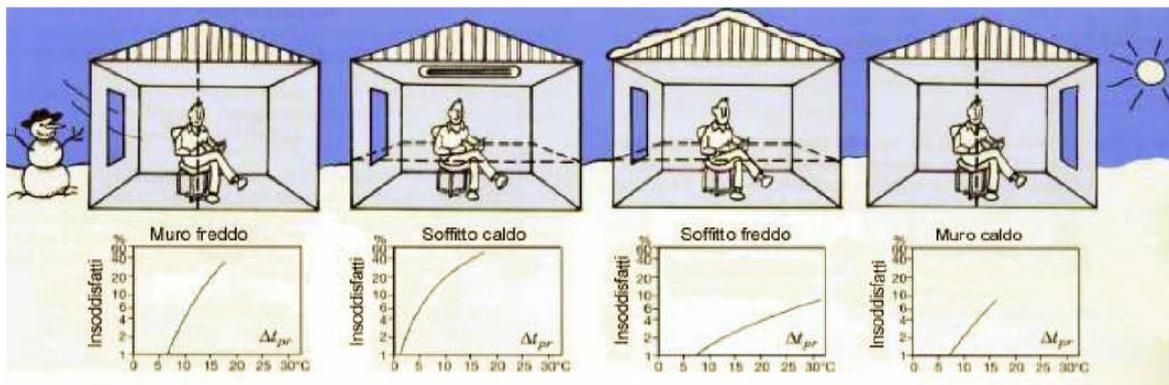


Fig.. 1.3.3.1 Casi di asimmetria di temperatura piana radiante

Secondo la norma UNI EN ISO 7730 la PD deve essere inferiore al 5% per ricadere in classe B. Viene anche fornito un grafico per determinare i livelli di PD in funzione di ΔT_{pr} .

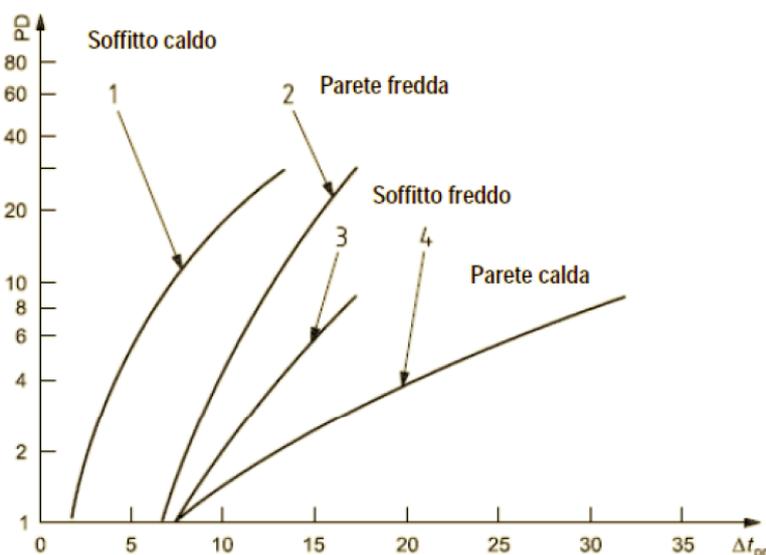


Fig.. 1.3.3.2 Percentuale di insoddisfatti in funzione di ΔT_{pr}

Category	Radiant temperature asymmetry °C			
	Warm ceiling	Cool wall	Cool ceiling	Warm wall
A	< 5	< 10	< 14	< 23
B	< 5	< 10	< 14	< 23
C	< 7	< 13	< 18	< 35

Tab. 1.3.3.1 Classi di comfort e ΔT_{pr} , App. A della norma UNI EN ISO 7730

1.3.4 Correnti d'aria

Il discomfort da correnti d'aria è definito come il raffreddamento locale indesiderato del corpo umano causato dal movimento dell'aria. Esso rappresenta uno dei disturbi più frequenti in quanto si verifica principalmente nei locali provvisti di ventilazione forzata e nei mezzi di trasporto come auto, treni ed imbarcazioni.

La quantità di energia termica dispersa dal corpo a causa delle correnti d'aria e quindi origine del discomfort, dipende da molti fattori:

- valor medio della velocità v_a ;
- temperatura della corrente d'aria T_a (la sensazione di disagio aumenta con il diminuire della temperatura dell'aria);
- ΔT fra T_a e temperatura media dell'aria ambiente;
- zona del corpo interessata dalla corrente;
- attività del soggetto;
- comfort globale.

La percentuale di persone che si prevede possano essere insoddisfatte a causa di una corrente d'aria **DR**, può essere calcolata usando la seguente equazione:

$$DR = (34 - T_a) \cdot (v_a - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot v_a \cdot Tu + 3,14) \quad [\%] \quad (1.42)$$

Dove **Tu** rappresenta l'intensità di turbolenza. Questo è dovuto al fatto che il moto dell'aria generato dall'impianto di ventilazione forzata di tipo turbolento, con fluttuazione della velocità dell'aria attorno al valore medio. Viene valutata come rapporto tra la deviazione standard della velocità **SD_v**, espressa in m/s e la velocità media dell'aria \bar{v}_a .

$$Tu = \frac{SD}{v_a} \cdot 100 \quad [\%] \quad (1.43)$$

$$SD_v = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (v_a - \bar{v}_a)^2} \quad [\text{m/s}] \quad (1.44)$$

Per $v_a < 0,05$ m/s si usa $v_a = 0,05$ m/s.

Nel caso delle correnti d'aria, la percentuale prevista di insoddisfatti DR limite, per ricadere in classe B, deve essere minore del 20%. Si noti che si ammettono valori percentuali maggiori rispetto alle altre cause di discomfort a causa della frequenza maggiore della problematica.

In ogni caso, al fine di evitare condizioni di discomfort, le norma UNI 10339 riporta i seguenti limiti per la velocità dell'aria:

- $v_a \leq 0,15$ m/s in condizioni invernali;
- $v_a \leq 0,25$ m/s in condizioni estive.

2. IL CONTROLLO CLIMATICO NELLE IMBARCAZIONI DA DIPORTO

2.1 TERMINOLOGIA E ARCHITETTURA GENERALE

Il settore nautico comprende unità da diporto di varie dimensioni destinate all' utilizzo sportivo e ricreativo, senza finalità commerciali.

La corretta classificazione dei mezzi destinati alla navigazione da diporto, va fatta sulla base delle seguenti definizioni previste dal Codice della Navigazione da Diporto (art.3 del D.Lgs 171/2005):

- **Nave da diporto:** sono le unità con scafo di lunghezza superiore ai 24 m che spesso nella pratica sono chiamati “yacht” o “grandi yacht”;
- **Imbarcazioni da diporto:** sono le unità con scafo di lunghezza da 10 a 24 m, sia a motore che a vela;
- **Natanti da diporto:** tutte le unità da diporto di lunghezza inferiore ai 10 metri, usate sia in acque marittime che in acque interne, sia a motore che a vela, nonché tutte le barche a remi. Comprendono inoltre anche i mezzi acquatici come pattini, mosconi, pedalò e moto d'acqua.

La tipologie analizzate nel corso delle sperimentazioni ricadono nelle prime due.

Il settore della nautica in Italia, è caratterizzato dalla presenza di pochissime aziende in grado di coprire l'intero ciclo produttivo, per lo più alcune si occupano solo di alcune fasi della filiera. Questa situazione evidenzia i limiti di innovazione tecnologica del settore, in cui vige per lo più un modello di produzione artigianale.

La nautica da diporto, proprio perché destinata a poche ore o giorni in acqua, non affronta particolari problemi strutturali e non necessita di sofisticate performance, ma si affida a soluzioni strutturali e fluidodinamiche consolidate nei secoli.

Al contrario in questo settore si tende a raggiungere risultati estremi nella *customizzazione* e nell'integrazione degli interni per i clienti, anziché ricercare soluzioni costruttive o impiantistiche originali.

Generalmente un'imbarcazione da diporto può essere schematizzata in sei grandi sistemi, ognuno suddivisibile ulteriormente in sottosistemi e componenti:

- **Scafo:** consiste nel guscio della nave, composto da dall'involucro esterno, che assicura il galleggiamento, e dalle strutture interne di rinforzo. Gli elementi caratteristici sono (Fig. 2.1.1):
 - *Prua:* parte anteriore dell'imbarcazione;
 - *Poppa:* parte posteriore dell'imbarcazione;
 - *Opera viva o carena:* parte dell'imbarcazione immersa nell'acqua;
 - *Opera morta:* parte dell'imbarcazione che emerge dall'acqua;
 - *Linea di galleggiamento:* linea che divide l'opera morta dall'opera viva;
 - *Bagnasciuga:* poiché la linea di galleggiamento non è da considerarsi una linea netta di separazione in quanto la parte immersa della barca cambia in funzione del peso imbarcato, si individua una fascia che comprende i dislocamenti ed i galleggiamenti estremi;
 - *Deriva:* pinna che ha la funzione di contrastare lo scivolamento laterale della barca (sotto l'azione del vento e della corrente) e farla procedere lungo una rotta stabilita;
 - *Timone:* organo che governa l'imbarcazione.

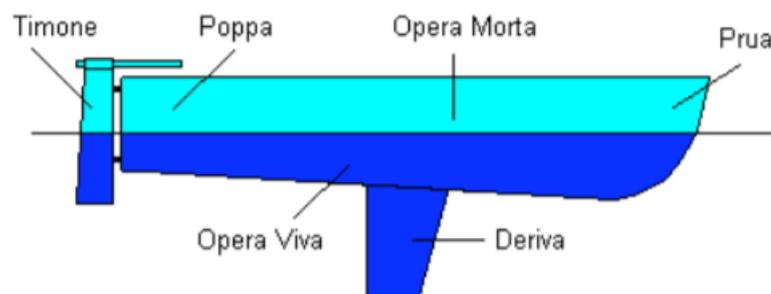


Fig. 2.1.1 Schematizzazione dello scafo

- *Elementi strutturali principali:* lo scheletro dello scafo è principalmente costituito dalla chiglia, una trave posizionata nella parte inferiore della barca corrente tra prua e poppa, la quale viene rinforzata sopra dal paramezzale e sotto dalla controchiglia (travi che corrono da prua a poppa assieme alla chiglia). Alla chiglia, che costituisce la base di questa struttura, sono fissati degli elementi trasversali chiamati ordinate o costole.

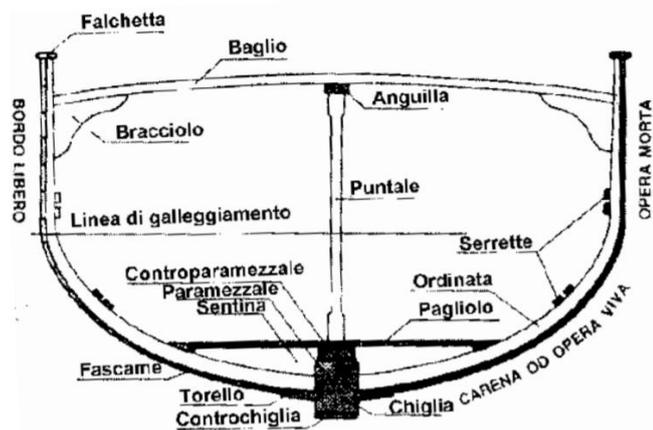


Fig. 2.1.2 Sezione trasversale dello scafo

- **Sovrastruttura:** s'intende qualunque costruzione che poggiandosi sul ponte di coperta si eleva al di sopra di esso; comprende tutti gli elementi costruiti sullo scafo per gli scopi più svariati, come alberature, fumaioli, gru e locali destinati alla vita di bordo. Elementi caratteristici di essa sono il *cassero* e la *tuga*. Il cassero è una sovrastruttura che si estende parzialmente per la lunghezza della nave, ma totalmente per la larghezza della stessa. I suoi limiti trasversali sono costituiti dal prolungamento dei fianchi dello scafo. Se la sovrastruttura non si estende per tutta la larghezza della nave, allora si chiama *tuga*. A seconda della posizione si ha il *cassero di poppa*, il *cassero centrale* o il *cassero di prua* (anche detto *castello*).
- **Apparato propulsore:** gli organi di governo e di stabilità, che spesso si possono trovare sommati in elementi polivalenti, che garantiscono la funzionalità marinara della nave; tra i principali abbiamo: il motore principale, timoni, eliche alette antirollio, pinne girodinamiche antirollio ecc;
- **Attrezzature per la navigazione e ormeggio:** quali le ancore, i verricelli, la fanaleria, i radar, i sistemi di navigazione, cavi e cordame vario;
- **Allestimento tipico:** consiste nell'insieme di impianti destinati alla funzionalità operativa per la quale la nave è stata destinata in esercizio, quali ad esempio gli impianti per il carico dei liquidi, delle merci o dei mezzi, gli alloggi e le aree ricreative per i passeggeri, e così via.

Una volta definiti lo scafo e le sovrastrutture, vengono delineati i piani generali, che organizzano l'impianto distributivo spaziale e funzionale complessivo dell'imbarcazione.

In questo campo, il design si trova a dover esprimere prerogative funzionali, esigenze abitative ed ergonomiche che soddisfino le proposizioni stilistiche.

Lo yacht è un'imbarcazione che generalmente può essere organizzata su diversi ponti, dove per ponti si intendono le strutture che ricoprono o dividono orizzontalmente in piani la struttura dell'imbarcazione. Essi sono generalmente i seguenti:

- **Lower deck:** che ospita i motori, gli impianti tecnici elettrici e idraulici, locali tecnici e la zona notte (cabine);
- **Main deck:** che ospita la zona living con bar, sala da pranzo, area relax, locali di servizio e zona comandi;
- **Flybridge:** zona esterna superiore.

Il numero dei ponti può variare a seconda delle dimensioni dell'imbarcazione.

2.2 MATERIALI DA COSTRUZIONE PER LA NAUTICA

Nella progettazione nautica è ben difficile inventare qualcosa di nuovo. La forma dello scafo è sostanzialmente consolidata, come frutto di secoli di pratica costruttiva e più recentemente di ricerca avanzata. Mentre non vi sono trend di cambiamento nelle geometrie di base, esiste un'intensa ricerca sui materiali, in particolare l'alluminio, le fibre di vetro e i materiali compositi.

Le proprietà meccaniche richiedono ai diversi materiali spessori diversi, dimensionati in funzione del tipo di sollecitazione. Inoltre il peso stesso dei materiali utilizzati influisce sul peso complessivo della struttura.

La scelta del materiale deriva principalmente dalla necessità di soddisfare i requisiti base della struttura dello scafo, i quali sono:

- **Galleggiabilità:** affinché venga soddisfatto questo requisito indispensabile, occorre che il fasciame sia stagno, onde evitare che l'acqua penetri nello scafo.
- **Robustezza:** definisce la capacità della struttura di resistere senza rompersi alle sollecitazioni a cui è sottoposta. Si scelgono materiali con rapporto robustezza e peso specifico molto alto. Occorre assumere diverse configurazioni in funzione del tipo di sollecitazione.
- **Rigidezza:** definisce la capacità della struttura di resistere alla deformazione elastica provocata da una forza applicata.
- **Leggerezza:** un aspetto importante per lo scafo è infatti la riduzione del peso, per poter ridurre la potenza installata del propulsore e i consumi per il raggiungimento delle prestazioni;

- **Durabilità:** fondamentale è che i materiali resistano agli agenti atmosferici e mantengano le loro proprietà nel tempo. Ciò è dovuto al fatto che le imbarcazioni sono destinate ad operare in ambiente marino, quindi corrosivo e talvolta in condizioni climatiche ostili.

Come si può facilmente intuire, la funzione di isolamento termico non è considerato in modo specifico come nel caso dell'edilizia. Questo è dovuto al fatto che le imbarcazioni da diporto vengono utilizzate prevalentemente nei periodi caldi, per cui si riesce a fornire l'isolamento necessario mediante le caratteristiche termiche dei materiali utilizzati in spessori ridotti.

Quanto ai carichi dovuti agli apporti in clima estivo, si fa largo uso dei sistemi di condizionamento.

In riferimento ai materiali nautici utilizzati fino ad oggi si possono identificare i seguenti:

- Legno;
- Vetroresina;
- Materiali compositi;
- Acciaio;
- Leghe metalliche (principalmente di alluminio).

Ciascuna di queste soluzioni costruttive ha un suo range specifico di validità dovuto al peso specifico, alle proprietà meccaniche e ai costi. Di seguito vengono trattate le proprietà, evidenziandone pregi e difetti.

2.2.1 Legno

Fino a 20 anni fa le unità da diporto venivano realizzate scegliendo fra due materiali principali: il legno e l'acciaio, la cui scelta veniva effettuata in funzione delle dimensioni dello scafo. Il legno è il materiale utilizzato tradizionalmente nella costruzione delle piccole imbarcazioni, grazie alle tecniche ormai consolidati che permettono di realizzare facilmente imbarcazioni in breve tempo.

Tuttavia la lavorazione del legno presenta due grandi problematiche: la manutenzione e il calafataggio.

Per manutenzione s'intende la ri-verniciatura costante periodica di tutte le parti immerse e non immerse per prevenire la putredine e l'invasione delle teredini, specie di tarli che si nutrono delle fibre legnose indebolendole fino a sbriciolarle.

Il calafataggio invece è la tecnica con cui si rende stagno uno scafo di legno, il quale essendo composto da assi affiancati in senso longitudinale, presenta fessure tra un fasciame e l'altro: queste fessure vanno tappate con una pasta semi-solida composta da paglia (o strisce sottili di tessuto) e catrame. Questo lavoro viene fatto con la barca in secco, ma poi una volta in acqua va rifinito e controllato, perché nel frattempo il legno si è inumidito, quindi ingrossato. Tale problematica è stata risolta mediante la tecnica detta “*West System*”, la quale prevede l'utilizzo di pannelli di compensato marino, opportunamente piegati con il vapore, e verniciati all'esterno con resina epossidica.

Il compensato marino è un tipo di legno multistrato rigido e leggero, molto resistente all'umidità, ideale da utilizzare dove è necessario abbattere la trasmissione delle vibrazioni. La struttura è caratterizzata da una stratificazione elevata di piallacci nobili, in grado di rendere il tutto più stabile e uniforme, per quanto riguarda la resistenza sia del piano che nelle principali direzioni della fibratura che lo compone.

Le specie più utilizzate per la produzione di compensato marino sono l'Okoumé, i Mogani africani come il Sipo e il Sapele ed il Teak.

Per essere classificato come marino, però, deve avere determinate caratteristiche specifiche: il legno deve possedere una durabilità naturale e un'alta resistenza alle carie fungine. Inoltre il compensato deve possedere certa qualità di incollaggio, in modo da sopportare sia sostanziali variazioni di umidità, sia le sollecitazioni climatiche relative al suo contesto di messa in opera.

Tramite l'utilizzo di resine si riesce comunque ad avere notevoli caratteristiche prestazionali che fanno del legno un materiale molto utilizzato sia per quanto riguarda gli esterni, che per l'arredamento.

Inoltre ultimamente, sono state presentate imbarcazioni che uniscono al processo tradizionale di costruzione in legno i materiali compositi tramite stratificazione alternata di questi ultimi. Questa soluzione può essere un buon punto di equilibrio tra costo e mantenimento, per imbarcazioni al disotto dei 24 m, e tra leggerezza e solidità per quanto riguarda l'impatto ambientale, grazie alla minore quantità di sostanze chimiche rilasciata nell'aria durante le varie fasi costruttive.



Fig. 2.2.1.1 Imbarcazione da diporto in legno

2.2.2 Vetoresina

La vetoresina è un materiale, molto utilizzato per le imbarcazioni destinate alla produzione di massa grazie ai costi ridotti. Questo tipo di materiale ha consentito di risolvere i problemi imputabili al legno: diversamente infatti non marcisce, non fa la ruggine, non teme il sole e la pioggia.

In inglese si chiama GPR, (Glass Reinforced Plastic) ed è stato il primo materiale composito, ovvero costituito da due sostanze distinte: una stoffa di fibra di vetro di varia dimensione e consistenza ed una resina termoindurente, in genere liquida e a base di poliestere, vinilestere o epossidica.

Il processo di costruzione, detto laminazione, si svolge disponendo i vari pezzi di stoffa di fibra di vetro su uno stampo e poi passando su di essi la resina con un pennello. In questo modo si fa il primo strato, che si lascia ad asciugare. Poi se ne fa sopra un altro, e via seguendo, fino ad avere lo spessore sufficiente a sopportare gli stress.

All'inizio, negli anni '70, gli spessori della vetoresina erano notevoli (anche 15 cm); successivamente si è visto che le doti meccaniche erano più che sufficienti e si è cominciato a ridurre lo spessore per avere barche più leggere e veloci.

Per barche grandi, oltre i 40 metri, il peso della struttura in vetoresina è equivalente a quella in acciaio, per cui quest'ultima soluzione è dominante in quanto offre maggiore rigidità e resistenza agli urti.

Una tecnica costruttiva mista legno-vetroresina è quella detta “*a sandwich*” che praticamente consiste nel creare due pelli sottili di vetroresina con in mezzo dei mattoncini di legno leggero tipo la balsa. I principali vantaggi sono: maggiore leggerezza, migliore coibentazione, uguali proprietà meccaniche. Tecnica usata, per ragioni climatiche, prevalentemente dai cantieri scandinavi, che presenta un unico svantaggio: in caso di urto con una banchina o un'altra barca, se la pelle esterna di vetroresina si crepa, l'umidità penetra all'interno dello scafo rendendolo in breve tempo inutilizzabile.

Mentre per la produzione dello scafo in legno o in metallo si eseguono i processi di costruzione tradizionali, per lo yacht in resina, i cui costi di investimento e i tempi di realizzazione sono ridotti, i vari modelli vengono realizzati in appositi stampi “negativi” in poliuretano e/o polistirene, rinforzati tramite grossi pianali in legno, dai quali verranno ricavate tutte le componenti "positive" (scafo, coperta, ecc.). I processi di costruzione più tecnologici utilizzano poi macchine robotizzate a controllo numerico, con cui effettuano tagli laser secondo i modelli 3D, realizzando tutte le varie sezioni trasversali in legno che andranno a comporre lo scheletro vero e proprio dello yacht, sia per le sovrastrutture che per lo scafo, e tutte le componenti accessorie necessarie all'assemblaggio dell'imbarcazione.



Fig. 2.2.2.1 Scafo in vetroresina

2.2.3 Materiali compositi

Vengono definiti compositi tutti quei materiali di natura non omogenea all'interno dei quali è possibile individuare due elementi fondamentali, le fibre e le resine:

- **Fibre:** rappresentano la parte strutturale e vengono solitamente disposte nella direzione di massima sollecitazione. Le fibre più utilizzate per la produzione degli yacht sono la fibra di vetro, la fibra di kevlar e la fibra di carbonio. Il kevlar è una fibra sintetica aramidica caratterizzata da grande resistenza al calore e meccanica a trazione tanto che a parità di massa è 5 volte più resistente dell'acciaio. Tuttavia sta sparendo lasciando spazio al carbonio poiché facilmente lavorabile e con modulo elastico maggiore.

A seconda della diversa disposizione e del diverso metodo di tessitura, presentano caratteristiche differenti:

- *Tessitura mat:* questo tipo di rinforzo, concepito per la stratificazione a mano, viene normalmente utilizzato per i primi 3 strati. Con tale materiale si producono strati con una buona resistenza al taglio interlaminare.
- *Tessitura unidirezionale:* questo tipo di tessitura viene utilizzata normalmente nelle ordinate e nei paramezzali. I nastri unidirezionali hanno bassa resistenza e quindi si adattano male a superfici con geometria complessa.
- *Tessitura a 0°/90°:* questa è la tessitura più comunemente utilizzata, data l'ampia gamma di proprietà che presenta a seconda della lavorazione a cui viene sottoposta.
- *Tessitura multiassiale:* questo tipo di processo è quello meno utilizzato dato l'alto costo dei macchinari necessari e i lunghi tempi di produzione. Rispetto ai precedenti, questo tipo di tessuto presenta migliori proprietà meccaniche.
- **Resine:** garantiscono la coesione tra i vari strati. Esse possono presentare varie viscosità a seconda del tipo di lavorazione e al tipo di catalizzazione che permette di raggiungere il giusto grado di durezza. Normalmente applicate a seconda del tipo di lavorazione e delle fibre, le resine più utilizzate per la produzione degli yacht sono:
 - *Poliestere:* è stata una delle prime resine ad essere utilizzate durante la lavorazione e continua tutt'oggi ad essere molto utilizzata grazie a un ottimo rapporto qualità/prezzo. Ha la caratteristica di risentire meno, rispetto alle

altre resine, della temperatura e dell'umidità durante l'applicazione, mantenendo pressoché inalterate le proprie caratteristiche.

- *Vinilestere a base poliestere*: ha un uso più specifico ed ha proprietà meccaniche qualitativamente superiori rispetto alla precedente.
- *Vinilestere a base epossidica*: a differenza della precedente, oltre alle migliori performance meccaniche, presenta minori problemi di osmosi ed ha un'ottima repellenza all'acqua. Associata a fibre in kevlar e carbonio, oltre alle fibre in vetro, ha le sue massime prestazioni.
- *Epossidica*: rappresenta la più costosa e la più performante rispetto alle precedenti, ed è quella più delicata perché risente maggiormente dell'umidità, della temperatura e del rapporto di catalisi durante l'applicazione. In caso di rottura, a differenza delle altre, non può essere riparata o modificata con altri tipi di resina.

Si ritiene in linea di massima che i compositi siano adeguati per barche a vela veloci, barche di tipo prototipale o in pezzi unici. Le prestazioni superiori dei compositi non sono compensati dai costi di produzione ancora proibitivi su piccola serie.

La fibra di carbonio ha ancora un costo pari a circa otto volte quello dell'alluminio, mentre i vantaggi di prestazione e di peso non sono dello stesso ordine di grandezza.

L'opportunità sfruttata da molte imprese nautiche sta nell'utilizzare i compositi nella realizzazione delle parti non strutturali, da collocare nella parte superiore delle imbarcazioni come pensiline, passerelle, ponti superiori ecc. Questo consente il risparmio di numerosi chilogrammi di peso e quindi facilita la movimentazione dell'imbarcazione.



Fig. 2.2.3.1 Sovrastruttura in fibra di carbonio

2.2.4 Metalli

La necessità di costruire navi sempre più grandi e con una certa rapidità, ha portato ad abbandonare il legno ed utilizzare i materiali metallici, che permettono la costruzione di navi più sicure e più durature. A differenza del legno, non ci sono limitazioni in termini di lunghezza, in quanto viene utilizzato sottoforma di lamiere e profilati che vengono assemblati mediante saldatura.

L'acciaio è il metallo più tradizionale, utilizzato principalmente per le grandi costruzioni, con la possibilità di creare strutture molto rigide ma anche molto pesanti; si presenta come un materiale molto robusto, elastico, isotropico.

Il tipo di acciaio usato per la nautica è un acciaio dolce con basso tenore di carbonio (0,18/0,23 %). Quanto alla lavorazione la facilità è maggiore, così come la rapidità di manutenzione e durata del periodo di esercizio.

A fronte di questi vantaggi, ci sono dei piccoli difetti, quali deviazione delle bussole magnetiche e corrosione, trattata con opportune pitture antiruggine.



Fig. 2.2.4.1 Scafo in acciaio

Per scafi di lunghezza standard, si predilige l'uso di leghe metalliche per il miglior rapporto (peso-rigidità)/prezzo. Tra i 25 e i 40 m si può scegliere tra acciaio e vetroresina; sotto i 15 m, la scelta prevalente è tra vetroresina e alluminio.

La costruzione di yacht interamente in alluminio è considerata la frontiera della progettazione nautica. I grandi cantieri italiani utilizzano ancora prevalentemente acciaio,

mentre all'estero (USA) è già largamente diffusa la lega di alluminio. Ciò rappresenta una importante minaccia competitiva. Il vantaggio dell'alluminio si sostanzia in una riduzione media di peso del 40% a parità di proprietà di resistenza meccanica.

Inoltre l'alluminio, è un materiale maggiormente lavorabile e che si auto protegge, grazie alla formazione sulla superficie esposta di un ossido ceramico molto resistente che non si arrugginisce e non si degrada.

Allo stesso tempo l'alluminio presenta alcune criticità: durante la saldatura si generano dei punti critici che possono indurre alla frattura. Inoltre esistono problemi di compatibilità elettrica tra materiali che, se non correttamente scelti, potrebbero dare luogo a coppie galvaniche in grado di innescare rapidi fenomeni di corrosione e di degrado ambientale. Rispetto all'acciaio le leghe leggere sono meno resistenti e più facilmente infiammabili.

Per certe tipologie di navi è quindi conveniente costruire lo scafo in acciaio e le sovrastrutture in lega leggera: con questi accorgimenti, si risparmia in termini di peso e si abbassa il centro di gravità.



Fig. 2.2.4.2 Scafo in alluminio

2.3 VETRI PER LA NAUTICA

Nell'ambito della produzione di vetri per la nautica e il settore dei trasporti, bisogna in generale, assicurare la massima sicurezza. I vetri devono presentare una resistenza maggiore per sopportare le pressioni dell'aria durante la navigazione o semplicemente le pressioni esercitate dall'acqua di mare (oblò). Nel settore marittimo, il vetro è molto utilizzato per la sua resistenza alla corrosione, per la sua stabilità dimensionale, la leggerezza e la flessibilità.

La produzione è legato ad un processo "sartoriale", in quanto le superfici vengono prodotte su misura in base al modello dell'imbarcazione, con la creazione di profili curvi che rispondono alle esigenze dinamiche.

A seconda delle esigenze vengono effettuati diversi trattamenti, ottenendo una vasta gamma di prodotti. In genere si utilizzano vetri schermati sulle vetrature laterali dell'imbarcazione in modo da garantire controllo solare e privacy mentre per il parabrezza si utilizzano generalmente vetri trasparenti in modo da non impedire la visibilità durante la navigazione.

Le tipologie più diffuse, comuni al settore dei trasporti in genere, sono:

- **Temperato:** si tratta di un tipo di vetro molto resistente, che si ottiene sottoponendo il vetro al processo di lavorazione detto *tempra*, che prevede il riscaldamento del vetro a 500-700° C ed un successivo rapido raffreddamento. Il trattamento conferisce alla lastra una maggiore resistenza e, in caso di urto, il vetro si frantuma in piccole parti che risultano innocue e non taglienti. Possiede una durezza ed una resistenza agli urti circa cinque volte superiori al vetro normale.
- **Stratificato:** tipologia di vetro utilizzato principalmente per realizzare i parabrezza. Esso è costituito da lastre di vetro con interposto un film plastico, avente duplice scopo di permettere l'utilizzo del parabrezza anche in caso di rottura da parte di un corpo esterno, in quanto i frammenti di vetro restano incollati al film plastico, e di impedire lo sfondamento da parte del capo del guidatore o di eventuali passeggeri, spinti dall'inerzia contro il vetro.
- **A controllo solare:** i vetri a controllo solare sono caratterizzati da un coating che, depositato in linea o sotto vuoto, consente di avere delle prestazioni di riflessione e/o assorbimento molto più elevate rispetto a quelle dei vetri tradizionali. Permettono di ridurre l'ingresso di calore ed evitano il fenomeno dell'abbagliamento. Una grande percentuale della radiazione esterna viene riflessa,

mentre le radiazioni infrarosse vengano espulse, consentendo al tempo stesso, l'ingresso dell'energia luminosa.

I vetri riflettenti sono talvolta colorati (argento, blu, verde), prodotti con differenti gradi di riflessione, sia in lastra monolitica sia in vetrate isolanti (vetro camera).

Le proprietà riflettenti sono sfruttate anche per evitare gli sguardi indiscreti all'interno dell'ambiente.

- **Cromogenici:** questi vetri sono in grado di assumere un comportamento diverso in funzione della luce, della temperatura o della differenza di potenziale elettrico applicata. Si dicono *fotocromici* quando la trasparenza ed il controllo solare varia nel tempo in base alla luce, *termocromici* se tali caratteristiche si modificano in funzione della temperatura, ed *elettrocromici* se le suddette peculiarità si modificano in base alla variazione di una tensione elettrica.

Tramite questi vetri, è possibile gestire la trasmissione dell'energia solare in maniera versatile, adattandosi alle diverse condizioni climatiche, specialmente in ambienti molto variabili.

2.4 SISTEMI DI CONDIZIONAMENTO PER LA NAUTICA

Per condizionamento si intende il processo con cui si regola contemporaneamente temperatura, purezza e umidità relativa attraverso metodi di filtrazione, riscaldamento o raffrescamento, umidificazione o deumidificazione, al fine di soddisfare le esigenze di benessere.

Le tipologie di impianto per imbarcazioni da diporto non sono molto differenti da quelli utilizzati nelle costruzioni civili.

In genere, tendono ad occupare spazi contenuti per ingombrare il meno possibile e nella maggior parte dei casi, non sono impiegati impianti a tutta aria, in quanto i condotti per la distribuzione alle singole griglie di aerazione risultano ingombranti rispetto ai tubi per il passaggio di fluidi refrigeranti.

Nel caso specifico della progettazione di un impianto di un'imbarcazione, devono essere soddisfatti i seguenti fattori:

- Gli impianti devono funzionare correttamente durante la navigazione anche durante le movimentazioni di rollio e beccheggio. Inoltre devono essere previste delle apparecchiature di riserva, in quanto la manutenzione risulta difficoltosa durante la navigazione.
- Non devono essere generati rumori e vibrazioni fastidiosi, quindi i dispositivi devono rispettare i livelli sonori stabiliti dalle specifiche di progetto.
- L'ingombro ed il peso degli impianti devono essere ridotti al minimo, compatibilmente con i costi e l'affidabilità.
- Nel caso delle navi da crociera, nel caso in cui si debbano attraversare lunghi viaggi con possibili variazioni del ciclo stagionale, gli impianti devono essere abbastanza flessibili da adeguarsi alle variazioni climatiche.

Nelle condizioni estive, che per un'imbarcazione rappresentano il periodo stagionale più gravoso, la temperatura interna è generalmente sempre maggiore di qualche grado rispetto a quella esterna. Il disagio aumenta se l'imbarcazione è ferma o dove non è presente ricambio d'aria, meccanico o naturale, a causa del ristagno di aria calda nell'ambiente. Risulta quindi necessario un impianto di condizionamento estivo e, nel caso si voglia utilizzare l'imbarcazione anche nel periodo invernale, occorre prevedere un sistema di inversione del ciclo. Se la rete di distribuzione convoglia sia acqua fredda che calda, occorre dimensionare l'impianto in funzione del carico estivo, in quanto a parità di potenze, le portate sono maggiori a causa del salto termico più elevato.

Prima di andare a definire nel dettaglio le possibili configurazioni dell'impianto di condizionamento nelle imbarcazione da diporto, occorre definire in che cosa consiste il ciclo frigorifero. Il tipo di ciclo frigorifero analizzato sarà quello a compressione di vapore, in quanto rappresenta la tipologia più diffusa nel settore nautico.

Viene pertanto definito, a compressione di vapore, in quanto il fluido che subisce le trasformazioni termodinamiche è un vapore, non un gas, e dunque al di sopra dell'isoterma critica.

Il principio base del funzionamento sta nel variare la pressione del fluido, in modo che le trasformazioni di condensazione/evaporazione avvengono alle temperature richieste.

Nelle macchine per il condizionamento, il fluido, detto fluido refrigerante o frigorifero, compie un ciclo attraverso i seguenti elementi (Fig. 2.4.1):

- **Compressore:** comprime il fluido refrigerante mediante il consumo di energia elettrica. Il fluido si porta ad una temperatura superiore a quella ambiente e ad alta pressione;
- **Condensatore:** si tratta di uno scambiatore di calore dove il fluido frigorifero condensa cedendo calore al fluido operante della sorgente fredda, solitamente aria esterna. Il fluido si trova ancora a pressione elevata;
- **Valvola di laminazione:** provoca la riduzione repentina della pressione del refrigerante il quale subisce un abbassamento della temperatura;
- **Evaporatore:** si tratta di uno scambiatore di calore dove il fluido operante della sorgente calda cede calore al fluido refrigerante freddo, raffreddandosi. Nel caso in cui il fluido operante sia l'aria dell'ambiente interno, questa scambia calore con il refrigerante e dunque si raffresca e si deumidifica.

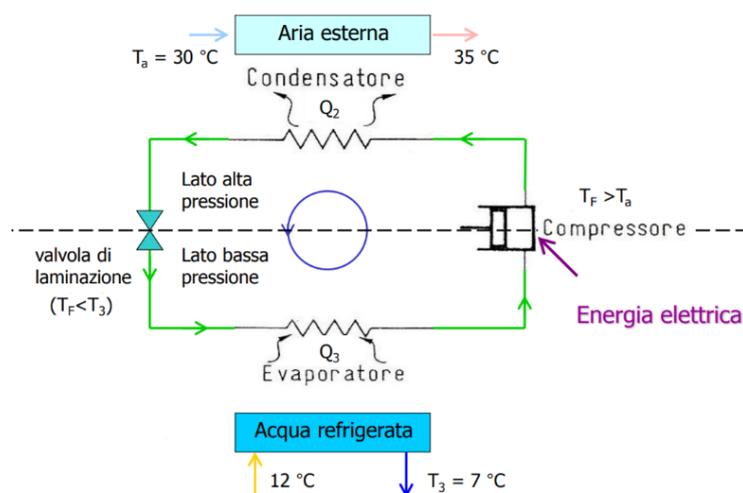


Fig. 2.4.1 Ciclo frigorifero a compressione di vapore

Nel caso in cui la macchina preveda la possibilità di riscaldare gli ambienti, questa viene definita pompa di calore e comprende una valvola a 4 vie per l'inversione del ciclo. Invertendo il ciclo, l'evaporatore cede calore all'ambiente interno ed il condensatore preleva calore all'ambiente esterno. Il funzionamento è esplicito nello schema seguente:

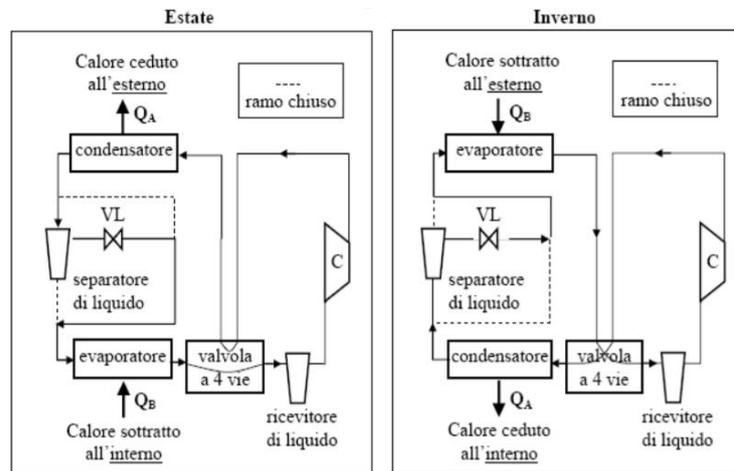


Fig. 2.4.2 Inversione del circuito frigorifero

Come classificazione delle tipologie di impianto di condizionamento, si può in prima analisi fare una distinzione in funzione delle modalità di scambio termico tra l'impianto e l'ambiente da condizionare. Si possono principalmente suddividere in condizionatori ad espansione diretta e gruppi frigoriferi con circuito idronico.

- **Condizionatori ad espansione diretta:** in questa configurazione la sorgente fredda, ovvero l'elemento che va raffreddato mediante il fluido frigorifero della macchina, è direttamente l'aria dell'ambiente interno. La denominazione "espansione diretta", si riferisce all'espansione del refrigerante attraverso la valvola di laminazione ed al successivo scambio termico diretto tra l'aria ed il circuito del fluido frigorifero all'interno dell'evaporatore.
- **Gruppi frigoriferi con circuito idronico:** in questa configurazione lo scambio di calore avviene tra circuito del fluido frigorifero e circuito idrico, il quale andrà ad alimentare le unità terminali collocate nei singoli ambienti. Il circuito idronico può essere in genere a 2 o 4 tubi (a 3 tubi è ormai in disuso) a seconda che si voglia far percorrere nello stesso periodo di condizionamento, il circuito idrico sia ai fini di riscaldamento sia di raffreddamento (in questo caso 4 tubi, di cui una coppia mandata/ritorno per ciascun circuito).

In questo caso, il gruppo frigorifero genera la potenza necessaria, mentre ai terminali è demandato il compito di scambiare il calore con gli ambienti. Viene utilizzata questa tipologia quando il numero di ambienti è elevato e non è dunque conveniente disporre più condizionatori autonomi. Vi è il vantaggio di avere tutte le componenti del ciclo frigorifero in un unico macchinario, il quale viene collocato in appositi locali, riducendo la manutenzione, gli ingombri e le perdite sia di calore che rischi legati alla dannosa fuoriuscita del fluido refrigerante.

Le tipologie di terminali sono variabili, ma in genere nelle imbarcazioni si predilige l'uso di ventilconvettori, in particolare a soffitto.

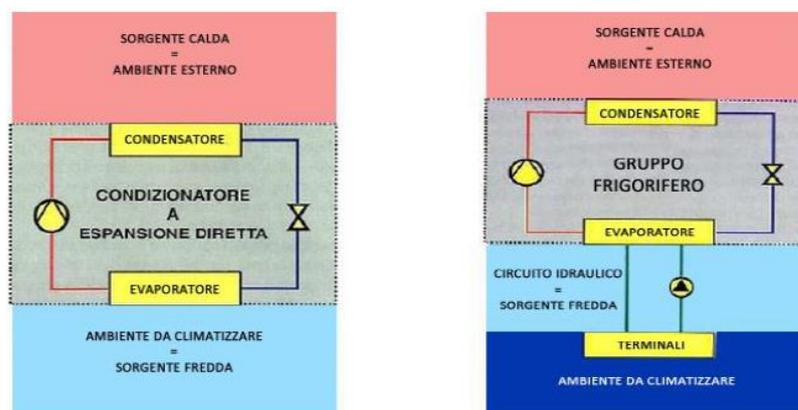


Fig. 2.4.3 Confronto sistema ad espansione diretta e sistema a circuito idronico

Quanto allo smaltimento di calore, nelle imbarcazioni avviene mediante condizionatori ad acqua di mare. Il liquido frigorifero, dopo la compressione che ne aumenta pressione e temperatura, viene fatto raffreddare con l'acqua di mare, portata a bordo attraverso delle pompe, le quali sono costituite in leghe resistenti alla corrosione (ad esempio cupro-nichel anziché il comune rame).

Definita una prima classificazione generale, si analizzano ora nel dettaglio le configurazioni riscontrabili nelle imbarcazioni.

- **Sistema ad espansione diretta monoblocco indipendente:** si tratta di macchinari dalle dimensioni compatte che inglobano in unico apparecchio gli elementi del ciclo frigorifero. Rappresentano la soluzione ideale per la climatizzazione di un ambiente o ambienti contigui che si trovano alla stessa temperatura, in imbarcazioni di piccola e media dimensione (8-18 m).



Fig. 2.4.4 Unità monoblocco

Il funzionamento si basa su un condizionatore che tratta l'aria, prelevata in ambiente attraverso le griglie di aspirazione, e la rinvia nuovamente dopo averla raffreddata (o riscaldata), ed eventualmente deumidificata, nell'ambiente dove è installato mediante le griglie di mandata connesse all'unità monoblocco con tubazioni flessibili isolate.

La condensazione è ad acqua di mare, quindi vi è una pompa che la porta a bordo e la rigetta in mare al termine del processo di raffreddamento.

In mare viene anche gettata la condensa formatasi nelle vaschette.

La dimensione delle tubazioni per la conduzione dell'aria, impedisce di realizzare impianti di distribuzione complessi o eccessivamente ramificati.

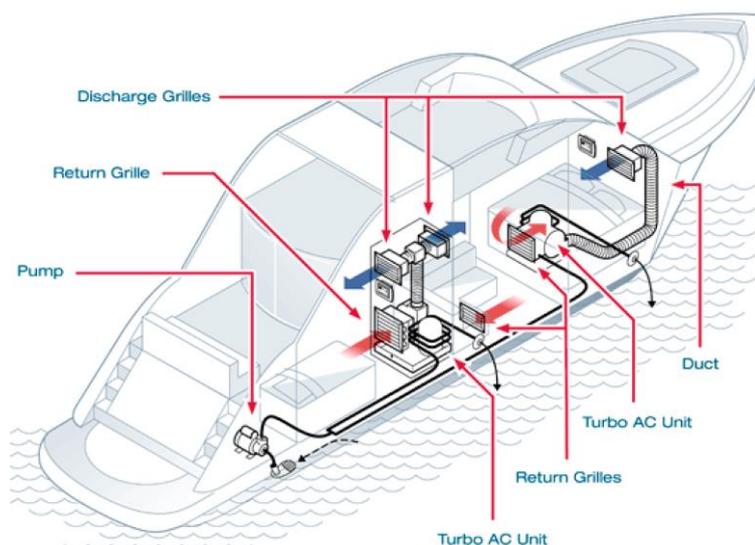


Fig. 2.4.5 Schema impianto di condizionamento monoblocco

- **Sistema ad espansione diretta monosplit:** in questo sistema gli elementi del ciclo frigorifero non sono collocati in un unico apparecchio. Vi è un'unità contenente condensatore e compressore, collocato in un locale distaccato, come una centrale termica o il locale macchine, ed un'unità contenente il ventilatore e l'evaporatore, la quale è collocata in prossimità dell'ambiente da condizionare.

Rappresenta una variante del sistema monoblocco, avete il medesimo funzionamento, senza l'ingombro del sistema compatto e con un circuito più lungo.

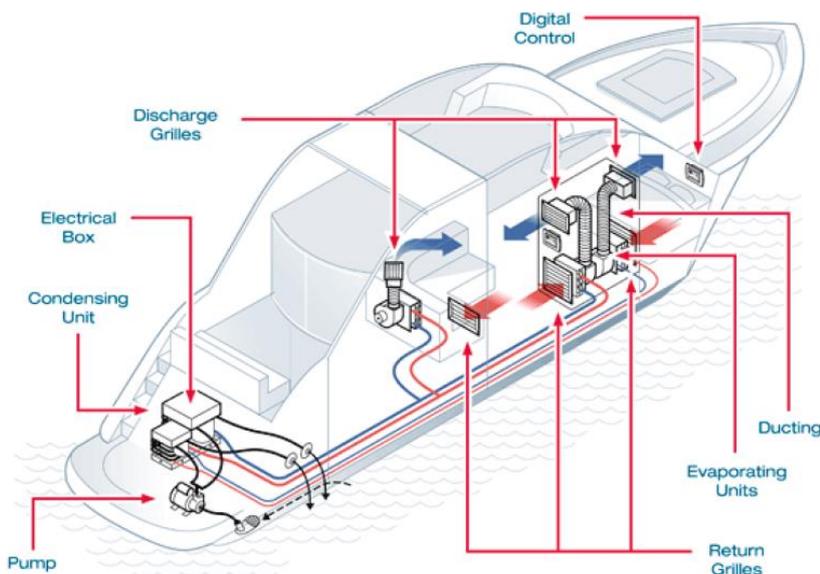


Fig. 2.4.6 Schema impianto di condizionamento monosplit

- **Sistema ad espansione diretta multisplit:** il principio di funzionamento è pari a quello del sistema monosplit, ma in questo caso le unità interne (contenenti evaporatori e ventilatori) sono più di uno, seppur di numero limitato.

Il refrigerante viene condotto dal compressore agli evaporatori, i quali devono essere collocati il più vicino possibile e di numero ridotto.

Eventualmente possono essere installati più compressori, ognuno collegato al circuito di evaporatori corrispondente.

- **Sistema centralizzato con circuito idronico:** in questa tipologia il fluido refrigerante del ciclo frigorifero compie le sue trasformazioni all'interno del macchinario (chiller) ed effettua lo scambio termico mediante un fluido intermedio.



Fig. 2.4.7 Unità centrale del sistema di raffreddamento idronico

Questo fluido è acqua che viene raffreddata e scorre in un circuito idronico che raggiunge le unità terminali; le più diffuse sono i ventilconvettori, anche detti fancoil, che esistono in diverse conformazioni a seconda delle necessità di comfort e delle esigenze estetiche.

Ogni fancoil tratta l'aria prelevata dall'ambiente interno attraverso le griglie di aspirazione, e la rinvia nuovamente dopo averla raffreddata mediante le griglie di mandata, connesse all'unità con tubazioni flessibili isolate.

Su ciascun fancoil è possibile regolare la temperatura dell'acqua di mandata, in modo da raggiungere la temperatura desiderata in ambiente.

L'acqua di mare necessaria al processo di condensazione, viene condotta al chiller attraverso una pompa che, dopo vari passaggi, viene rigettata in mare con un

circuito di scarico. Sia l'unità centrale che i fancoil sono dotati inoltre di impianto di scarico a mare della condensa.

Questa configurazione è ideale per imbarcazioni di grandi dimensioni, in quanto necessitano di portate più elevate.

Questo sistema rappresenta dunque il sistema di climatizzazione più flessibile e con minori costi di manutenzione.

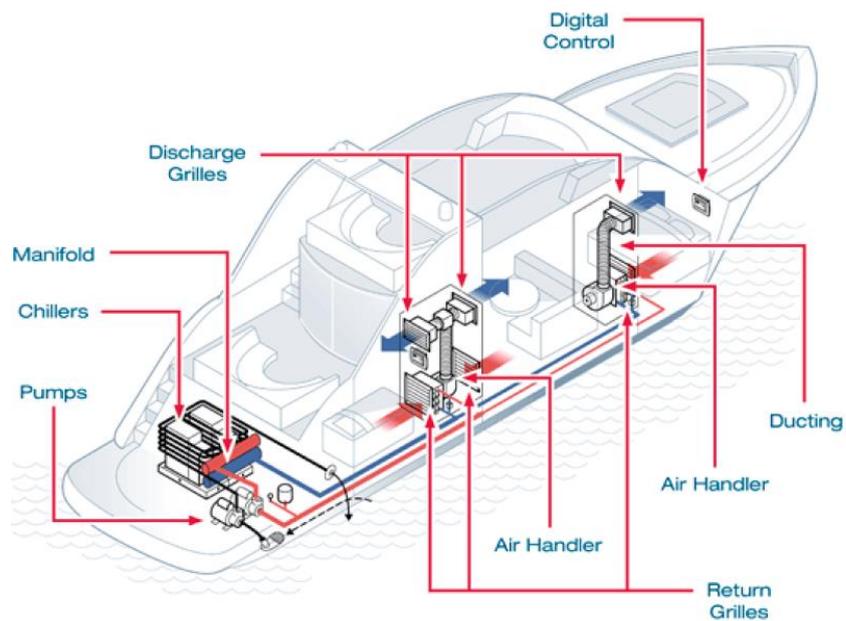


Fig. 2.4.8 Schema impianto centralizzato con circuito idronico

2.5 VENTILAZIONE PER LA NAUTICA

Nelle imbarcazioni da diporto, il condizionamento dell'aria avviene a ricircolo, ovvero esiste un sistema che aspira, tratta e rinvia l'aria negli ambienti. Il ricambio dell'aria, il più delle volte non viene considerato, poiché ci si affida al ricambio naturale previsto dal progetto delle finestrate apribili, delle infiltrazioni e dei passaggi verso l'ambiente esterno.

Tuttavia la ventilazione meccanica con aria di rinnovo può risultare necessaria, specialmente nelle grandi imbarcazioni (superiori ai 30 m).

Oltre a garantire i requisiti indoor, si può sfruttare la ventilazione come tecnica per abbattere il carico termico ambiente, asportando calore mediante l'estrazione dell'aria ambiente e introducendo aria a temperatura inferiore.

Nel caso si voglia prevedere un sistema di ventilazione in un'imbarcazione, è consigliabile considerare i seguenti accorgimenti:

- Occorre tener conto dei fenomeni di galleggiamento dell'aria, specie nelle zone in cui la radiazione solare è maggiore: in questo caso infatti, l'immissione di aria a temperatura inferiore, sarà preferibile gettarla dall'alto per lo sfruttamento della convezione naturale.
- Nei locali cucina e bagni, non si effettua di solito immissione di aria esterna, bensì un'estrazione con estrattori autonomi, tenendo i locali in leggera sovrappressione. Doverosa è l'estrazione di aria dal locale macchine.
- La canalizzazione dell'aria trattata deve essere progettata nella configurazione più semplice possibile, con percorsi brevi e lineari per evitare perdite di carico.
- L'aria deve essere introdotta diffondendola nell'ambiente senza che provochi fastidi agli occupanti. Non devono essere usate velocità eccessive ed il getto deve essere orientabile, in modo da evitare fenomeni di draft risk e rumorosità.
- Le griglie, facenti parte del sistema, devono essere anche ben studiate dal punto di vista estetico.

3. ANALISI SPERIMENTALE DELLE CONDIZIONI DI COMFORT

3.1 DESCRIZIONE E OBIETTIVI

In questo capitolo si vuole descrivere, qual è stata la procedura svolta per l'individuazione dei parametri finalizzati alla valutazione del comfort termo-igrometrico globale e del discomfort locale all'interno delle imbarcazioni e delle navi da diporto.

In particolare, nel contesto in esame, si preferisce raccogliere i dati durante il periodo estivo dal momento che rappresenta la situazione più critica oltre che la più frequente per la fruizione di questi ambienti. Questa scelta è stata ancor più rafforzata da indagini sperimentali precedentemente effettuate per la società Azimut-Benetti, da parte del Politecnico di Torino, conducendo sperimentazioni sulle imbarcazioni *Azimut 70*, *Azimut 40*, *Azimut 66* e *Azimut 72*.

Le misurazioni svolte infatti, hanno evidenziato problematiche di surriscaldamento degli ambienti localizzati nel Main deck, dovute principalmente agli apporti solari attraverso le elevate superfici vetrate ed alla mancanza di ventilazione meccanica con aria esterna, bensì a ricircolo.

Queste sperimentazioni sono state elaborate nel corso della stesura della tesi, da cui sono state tratte le conclusioni, utilizzate come punto di prosecuzione per le indagini successive. L'indagine sperimentale, svolta per gli scopi attinenti a questa tesi, è stata condotta su una nave da diporto della stessa azienda, dalle dimensioni massime dello scafo di 35 m in lunghezza.

Le misurazioni sono state effettuate in continuo in periodo estivo, a partire dal 29 giugno 2017 fino al 3 luglio 2017, variando le condizioni al contorno relative al funzionamento dell'impianto e all'utilizzo delle schermature.

Il processo di misurazione ha previsto lo svolgimento delle seguenti attività sperimentali:

- **Monitoraggio continuo della temperatura dell'aria interna:** effettuata mediante MicroDatalogger disposti in diversi punti, nei locali più rappresentativi.

La strumentazione permette di ottenere i profili temporali della temperatura ad intervalli costanti, settati con un campionamento ogni 5 minuti.

- **Caratteristiche dell'involucro:** determinate mediante dei dispositivi quali i solarimetri, per la determinazione dell'irradianza solare e termocoppie, per il

rilevamento delle temperature superficiali. Anche con questa strumentazione, è possibile ottenere profili temporali di temperatura settati ad intervalli di 5 minuti;

- **Mappatura di comfort locale e globale:** determinata attraverso il posizionamento della stazione di rilevamento in punti significativi del locale. La misurazione dei parametri ha permesso la successiva elaborazione, per determinare il PMV e PPD localmente e consentirne la mappatura del comfort in ambiente.
- **Termografie delle temperature superficiali:** condotta attraverso termocamera sulle superfici interne dell'involucro al fine di misurare il calore emesso da esse nel campo dell'infrarosso. e le temperature superficiali.
- **Proprietà termofisiche dell'involucro opaco:** la misurazione è stata svolta su campioni forniti dall'azienda provenienti dalle imbarcazioni *Azimut 66* e *Azimut 72*, costituiti da pannelli stratificati in vetroresina con anima in PVC.

La misura è stata svolta presso il laboratorio del Politecnico di Torino tramite la piastra calda, la quale consente di determinare la conduttività termica apparente delle stratigrafie analizzate, mentre la successiva elaborazione consente di ricavare la trasmittanza termica.

Nei capitoli successivi, saranno descritte le attività svolte nella campagna di misure che ho avuto la possibilità di seguire sul campo.

Vengono poi riportati i risultati, evidenziando le problematiche relative al comfort termico.

3.2 STRUMENTAZIONE UTILIZZATA

- **Testo 175-T1 Logger**



Fig. 3.2.1 Testo 175-T1 Logger e posizionamento, in Azimut "Grande"

Si tratta di dispositivi che vengono appoggiati in punti caratteristici dell'ambiente e che sono destinati alla misurazione in continuo della temperatura dell'aria interna.

Le caratteristiche principali sono:

- Sensore interno di temperatura che permette di registrare valori compresi tra i -35°C e i 70°C ;
- Capacità di memorizzazione fino ad 1 milione di dati;
- Ciclo di misura impostabile tra 10 secondi e 24 ore;
- Sonda di tipo NTC (Negative Temperature Coefficient) termo resistore che presenta un coefficiente di temperatura negativo, all'aumentare della temperatura riduce la sua resistenza;
- Risoluzione pari a $0,1^{\circ}\text{C}$ per temperature tra i -20°C e 70°C e pari a $0,3^{\circ}\text{C}$ per temperature tra i -35°C e $20,1^{\circ}\text{C}$.

- **Termocoppie tipo TJ e TT**

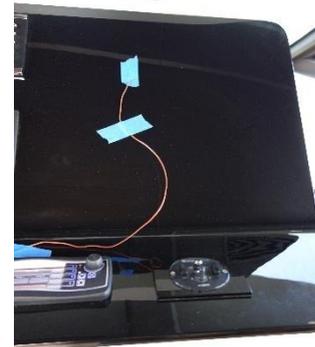


Fig. 3.2.2 Termocoppia e posizionamento, in Azimut "Grande"

Il fenomeno alla base sfruttato da una termocoppia è l'*effetto Seebeck*, secondo il quale, se un filo metallico si trova a temperature diverse all'estremità, si genera tra di esse una forza elettromotrice. La termocoppia è dunque costituita da un circuito elettrico formato da due conduttori metallici di differente materiale, saldati insieme alle loro estremità e isolati termicamente con una guaina in PVC. La giunzione che è esposta alla temperatura da misurare è detta "*giunto caldo o giunto di misura*", mentre la giunzione tra i conduttori della termocoppia ed il circuito di misura è detta "*giunto freddo o giunto di riferimento*", mantenuto alla stessa temperatura per entrambi i conduttori.

La tensione, che si va a misurare sul giunto freddo agli estremi dei due fili, è strettamente correlata con la differenza di temperatura tra i due giunti.

Il tipo di termocoppia dipende dai metalli che ne costituiscono i conduttori:

- **Termocoppia Tipo J:** termocoppia formata dal polo positivo in ferro e da quello negativo in costantana (lega a base di rame e nichel). Indicata per misure di medie temperature, in atmosfere riducenti e con presenza di idrogeno e carbone. La presenza del ferro ne pregiudica il buon funzionamento in atmosfere ossidanti. I limiti di temperatura sono compresi tra -210°C e 1200°C .
- **Termocoppia Tipo T:** termocoppia formata dal polo positivo in rame e da quello negativo in costantana. Essa permette accurate misure a bassa temperatura in atmosfere ossidanti e riducenti. I limiti di temperatura sono compresi tra -270°C e 400°C .

- Solarimetro, LP02 pyranometer, Hukseflux

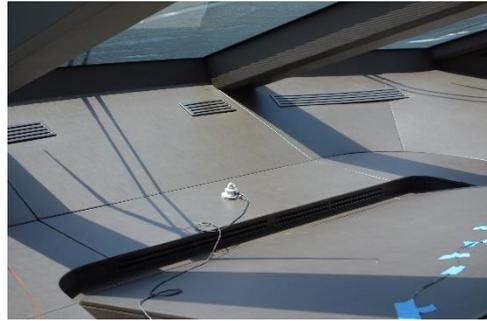


Fig. 3.2.3 Solarimetro e posizionamento, in Azimut “Grande”

Il solarimetro, anche detto “*piranometro*”, permette di misurare la radiazione solare incidente su una superficie piana, espresso in W/m^2 da un campo di vista di 180° .

Tramite un sensore a termopila, lo strumento genera una bassa tensione d'uscita proporzionale al flusso solare. Per calcolare il livello di irraggiamento, si deve dividere la tensione per la sensibilità, una costante fornita dalla casa produttrice per ciascuno strumento.

Le caratteristiche dello strumento sono:

- Campo spettrale da 305 a 2800 nm;
- Sensibilità di $15\mu V/Wm^2$;
- Temperatura operativa da $-40^\circ C$ a $80^\circ C$;
- Campo di misura tra 0 e $2000 W/m^2$;
- Dipendenza dalla temperatura: $< 0.1\% / ^\circ C$.

- **Datataker DT85, Series 3**



Fig. 3.2.4 Datataker DT85

La funzione del datataker consiste nel ricevere dati in ingresso quali tensione, corrente, resistenza e frequenza, per la successiva elaborazione delle misure da esse derivate. Durante la campagna di misure, al datataker sono stati collegati le termocoppie ed i solarimetri.

Le caratteristiche tecniche del dispositivo sono:

- Unità alimentabile a batteria, collegabile ad un computer oppure utilizzabile in modalità stand-alone;
- Capacità di acquisizione da 32 a 48 ingressi analogici ± 30 V con una risoluzione di 18 Bit, 12 canali digitali, due canali seriali completamente programmabili. Documentazione continua fino a 10 milioni di misure;
- Memoria interna Compact Flash 128 MB;
- Display e tastierino integrati;
- Risoluzione:

Scala completa	Risoluzione	Scala completa	Risoluzione
± 30 mVdc (millivolt d.c.)	0.25 μ V (microvolt)	100 Ω (ohm)	1.5 m Ω (milliohm)
± 300 mVdc	2.5 μ V	1000 Ω	15 m Ω
± 3 Vdc (volt d.c.)	25 μ V	10000 Ω	150000 m Ω
± 30 Vdc	250 μ V	100 Hz (Herz)	0.0002 %
± 0.3 mA (milli ampere)	2.5 nA (nano ampere)	10 kHz	0.0002 %
± 3 mA	25 nA		
± 30 mA	250 nA		

- Precisione:

Tipo di misura	Da 5°C a 40°C	Da -45°C a 70°C
Tensione	0.1%	0.35%
Corrente	0.15%	0.45%
Resistenza	0.1%	0.35%
Frequenza	0.1%	0.25%

- **Stazione di comfort, Indoor Climate Analyzer, type 1213**



Fig. 3.2.5 Stazione di comfort e posizionamento delle sonde

Lo strumento permette la misurazione tramite quattro sonde differenti dei seguenti parametri ambientali:

- Velocità dell'aria v_a (*sondore a*);
- Temperatura dell'aria T_a (*sondore b*);
- Umidità relativa dell'aria φ (*sondore c*);
- Temperatura piana radiante T_{pr} (*sondore d*).



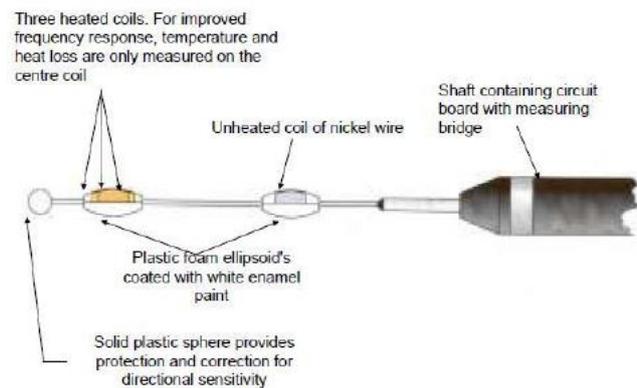
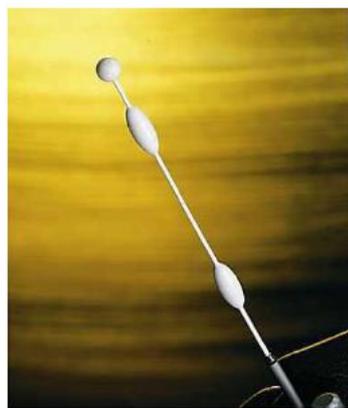
Fig. 3.2.6 Stazione di comfort e posizionamento delle sonde

Le misure vengono memorizzate contemporaneamente e visualizzati sul display che viene collegato tramite cavi all'indoor climate analyzer.

Il treppiede su cui vengono collocate le sonde è di altezza regolabile; le misure infatti, sono state svolte considerando la persona seduta, quindi con un'altezza delle sonde di 1,1 m rispetto al piano di calpestio. Tramite i parametri misurati, è possibile determinare i valori di PMV e PPD per ciascuna posizione in accordo alla UNI EN ISO 7730:2006.

Le sonde utilizzate e disposte sul treppiede sono di seguito elencate:

- **Sensore a: anemometro a filo caldo, MM0038**

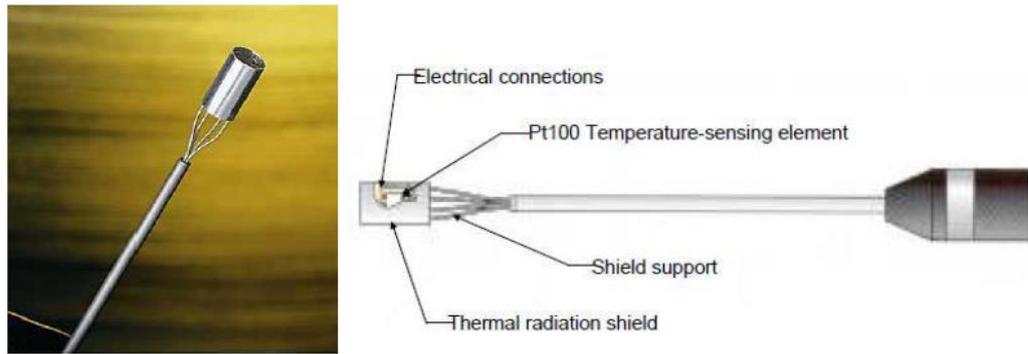


Questo sensore permette di misurare basse velocità dell'aria da 0 a 10 m/s., unitamente all'intensità di turbolenza in tutte le direzioni. Al suo interno è contenuto un filo sottile metallico, generalmente tungsteno, il quale viene portato ad una temperatura appena superiore alla temperatura ambiente mediante l'uso dell'elettricità; in seguito il filo si raffredda per effetto della velocità dell'aria.

La tensione di uscita dal sensore a filo caldo è così il risultato di una sorta di circuito all'interno dello strumento che tenta di mantenere costante la specifica costante (corrente, tensione o temperatura).

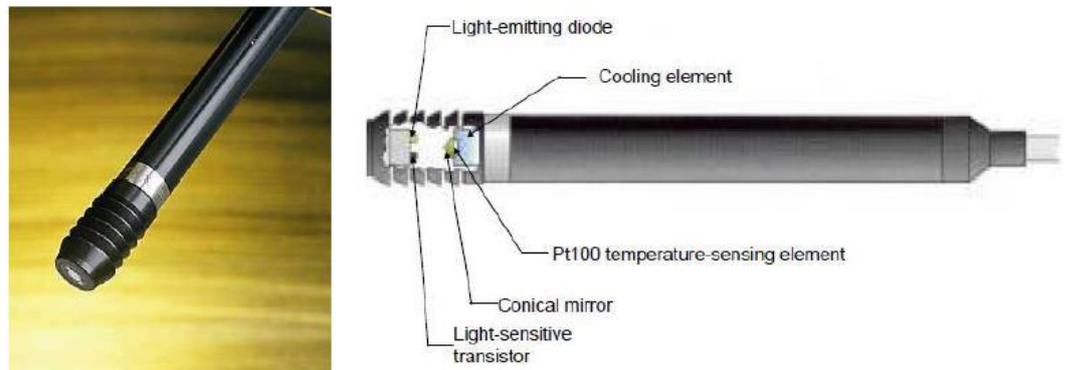
Essendo degli elementi molto sensibili, gli anemometri a filo caldo consentono di ottenere risposte molto rapide nel tempo, rendendosi adatti alla misurazione di flussi di velocità molto variabili nel tempo.

○ **Sensore b: sonda termica, MM0034**



La sonda permette la misurazione della temperatura dell'aria ambiente, con campo di variabilità dai $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ai $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Essa è dotata di un sensore in platino e di una schermatura termica contro la radiazione dei corpi caldi e freddi, i quali consentono di ottenere misure precise e stabili, con bassi tempi di risposta. Inoltre la sonda si colloca su uno stelo lungo sufficientemente per evitare l'influenza della mano dell'operatore.

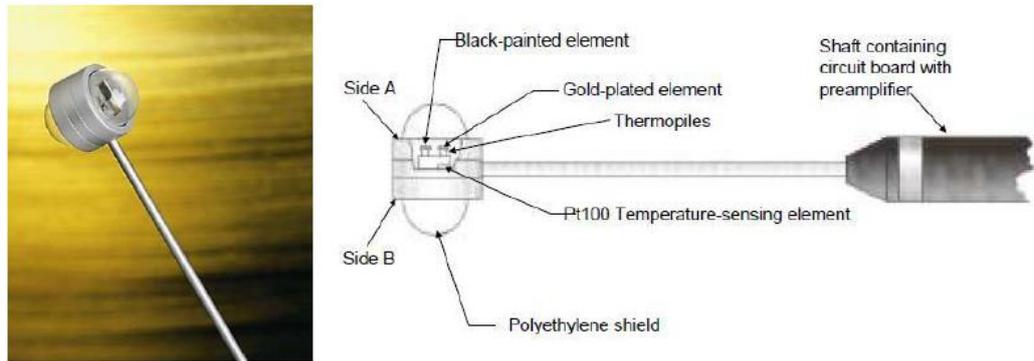
○ **Sensore c: sonda igrometrica, MM0037**



La sonda igrometrica permette la misurazione della temperatura di rugiada, la quale ricevuta dalla stazione, viene elaborata attraverso le relazioni psicrometriche per determinare l'umidità relativa dell'ambiente.

Il fenomeno alla base del funzionamento è detto *effetto Peltier*, sulla base del quale viene raffreddato uno specchio conico su cui incide un fascio luminoso emesso da un LED. Nel momento in cui sullo specchio si forma condensa, la riflessione della luce passa da speculare a diffusa; questo cambiamento viene rilevato da un fototransistor che innesca la misura della temperatura della superficie dello specchio ovvero quella di rugiada dell'aria.

○ **Sensore d: sonda termica, MM0036**



La sonda termica permette la misurazione della temperatura piana radiante nelle due direzioni opposte Lato A e Lato B, con un campo di temperatura tra -50 °C e 50 °C.

Disponendo manualmente la sonda in modo da collocarsi secondo le direzioni alto-basso, destra-sinistra, davanti-dietro, vengono misurate per ciascuna le temperature T_{prA} e T_{prB} .

Ogni differenza definita come $(\Delta T_{pr} = T_{prA} - T_{prB})$, rappresenta l'asimmetria della temperatura radiante per ciascuna direzione.

Misurando la temperatura piana radiante $T_{pr,i}$ nelle sei direzioni dello spazio ed i fattori di area proiettata $A_{p,i}$ per una persona nelle stesse sei direzioni dello spazio, è possibile determinare la temperatura media radiante mediante la seguente formula prevista dalla norma UNI EN ISO 7726:2002.

$$T_{mr} = \frac{\sum_{i=1}^6 T_{pr,i} \cdot A_{p,i}}{\sum_{i=1}^6 A_{p,i}} \quad [^{\circ}C] \quad (3.1)$$

I fattori di area proiettata sono determinati in funzione della direzione x, y, z rispetto all'osservatore e secondo la convenzione scelta (Fig. 3.2.7).

Fattori di area proiettata per una persona seduta o in piedi, secondo gli assi di una terna cartesiana con l'origine nel soggetto, l'asse z verticale e con l'asse x orizzontale e perpendicolare al piano frontale			
Posizione	Fattore di area proiettata lungo l'asse		
	X	Y	Z
In piedi	0,35	0,23	0,08
Seduto	0,3	0,22	0,18

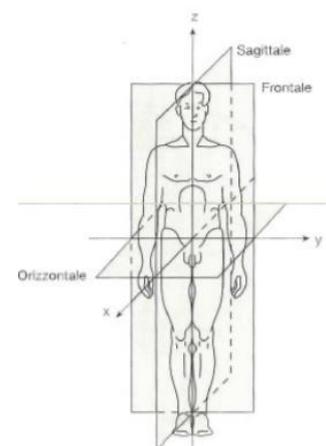


Fig. 3.2.7 Fattori di area proiettata in funzione della direzione, da UNI EN ISO 7726:2002

- **Termocamera, Thermotracer TH9100R, NEC**



Fig. 3.2.8 Termocamera TH9100R

La termocamera ad infrarossi consente di visualizzare il calore emanato da qualsiasi superficie, avente una temperatura maggiore allo zero assoluto ($T=0^{\circ}\text{C}=-273,16\text{K}$).

L'energia termica viene trasmessa attraverso onde elettromagnetiche di larga lunghezza d'onda, nel campo dell'infrarosso, non visibile all'occhio umano; attraverso questo dispositivo le onde vengono convertite in segnali elettronici che ne riproducono un'immagine termica sul display, detta termogramma.

Il termogramma si presenta come un'immagine a falsi colori, a cui è possibile associare una temperatura superficiale mediante scala graduata.

I file generati dalla camera vengono scaricati sul PC ed in seguito, tramite il programma in dotazione allo strumento, è possibile visualizzare contemporaneamente la stessa scena nei campi dell'infrarosso e del visibile.

Le caratteristiche tecniche del dispositivo sono:

- Risoluzione termica di $0,02^{\circ}\text{C}$;
- Risoluzione grafica da 320×240 Pixel
- Range massimo di misura da -40°C a 500°C (fino a 2000°C con range opzionale);
- Minima dimensione rilevabile da $1,2\text{mrad}$;
- Acquisizione di 60 frames/sec ;
- Campo di vista di $21.7^{\circ}\text{ (H)} \times 16.4^{\circ}\text{ (V)}$;
- Interfaccia FireWire IEEE1394 e funzione Real Time interno;
- Fusione immagine infrarosso/visibile;
- Messa a fuoco con ottica motorizzata.

- **Piastra calda, Lasercomp FOX600**

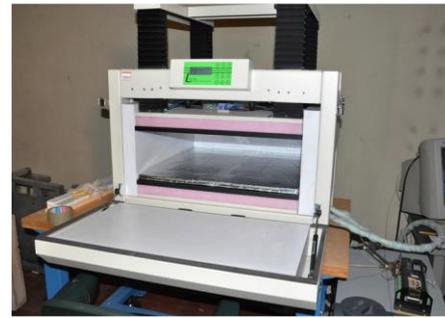
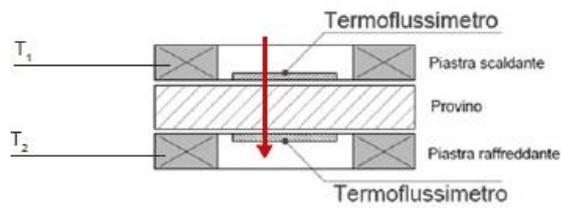


Fig. 3.2.9 Piastra calda Lasercomp FOX600 e schema funzionale

Lo strumento è dotato di una camera coibentata, le cui estremità superiori ed inferiori sono piastre termicamente attive che possono essere scaldate o raffreddate. Attraverso le piastre, la macchina è capace di generare cicli di variazioni di temperatura sulle superfici opposte del materiale da testare, in modo da indurre un flusso di calore per conduzione attraverso di esse. Una volta raggiunte le condizioni di regime stazionario (flussi termici e temperature costanti nel tempo), si rilevano i valori di temperatura T e del flusso termico specifico \dot{Q}/A .

In seguito si determina il valore della conduttività termica equivalente λ_{eq} , mediante il *Principio di Fourier* integrato per lo strato piano omogeneo a facce parallele:

$$\lambda_{eq} = \frac{s \cdot \dot{Q}}{\Delta T} \quad [W/mK] \quad (3.2)$$

Dove s rappresenta lo spessore del provino.

Le caratteristiche tecniche del dispositivo sono:

- Dimensione campione massima di 610x610 mm e minima di 300x300 mm;
- Spessore del campione massimo di 203 mm e minima di 0,3 mm;
- Temperatura di test delle piastre massima di 85 °C e minima di -15 °C;
- Accuratezza nominale di +/- 1%;

3.3 UN ESEMPIO DI APPLICAZIONE: AZIMUT 35

Le misure sono state effettuate su una nave da diporto realizzata ad hoc e non disponibile tra le versioni standard del catalogo Azimut. Si tratta di un'imbarcazione assimilabile al modello Flybridge per la simile dislocazione dei piani e per la presenza del ponte superiore. La lunghezza massima è di 35 m, circa 115 piedi.



Fig. 3.3.1 Azimut "Grande" 35 m

L'imbarcazione può essere scomponibile in 3 ponti principali, denominati Lower deck, Main deck e Flybridge.

- **Lower deck:** costituisce il ponte inferiore, al cui interno si collocano le cabine ospiti, le cabine vip, la zona dedicata all’equipaggio della nave e un locale apposito per il trasporto di moto d’acqua. In totale sono presenti 8 cabine con 14 posti letto e 8 bagni.

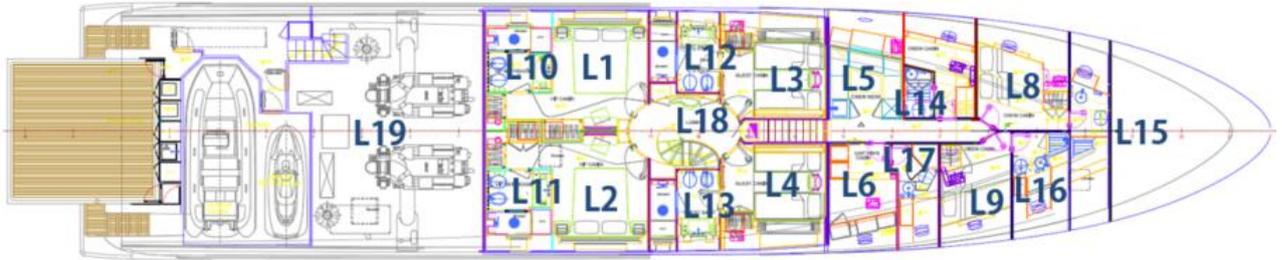


Fig. 3.3.2 Indicazioni locali Lower deck

Id	Locale	Tipologia
L1	Cabina VipSx	Camera doppia
L2	Cabina Vip Dx	Camera doppia
L3	Cabina Ospiti Sx	Camera con 2 letti affiancati
L4	Cabina Ospiti Dx	Camera con 2 letti affiancati
L5	Soggiorno e sala pranzo Equipaggio	-
L6	Cabina Capitano	Camera singola
L7	Cabina Equipaggio Sx	Camera singola
L8	Cabina Equipaggio Sx	Camera con 2 letti sovrapposti
L9	Cabina Equipaggio Dx	Camera con 2 letti sovrapposti
L10	Bagno	Interno a Cabina Vip Sx
L11	Bagno	Interno a Cabina Vip Dx
L12	Bagno	Interno a Cabina Ospiti Sx
L13	Bagno	Interno a Cabina Ospiti Dx
L14	Bagno	Interno a EquipaggioSx
L15	Bagno	Interno a Equipaggio Sx
L16	Bagno	Interno a Equipaggio Dx
L17	Bagno	Interno a Cabina capitano
L18	Disimpegno	Centrale verso cabine
L19	Locale moto d’acqua	Si accede dal’esterno

Tab. 3.3.1 Tabella locali - Lower deck – Azimut 35 m

- **Main deck:** costituisce il ponte principale, in cui si collocano la zona giorno e la zona notte armatoriale. All'interno si trovano il salone principale, la cabina armatoriale con 2 bagni e la dinette. In totale sono presenti 2 posti letto e 3 bagni.



Fig. 3.3.3 Indicazioni locali Main deck

Id	Locale	Tipologia
M1	Salone principale	-
M2	Dinette	-
M3	Cabina armatoriale	Camera doppia
M4	Bagno	Interno a cabina armatoriale
M5	Bagno	Interno a cabina armatoriale
M6	Bagno	Affiancato a dinette

Tab. 3.3.2 Tabella locali – Main deck – Azimut 35 m



Fig. 3.3.4 Main salon

Tramite la scala della zona dinette si accede alla raised pilot house, dove si trovano l'area di pilotaggio ed una piccola area relax.

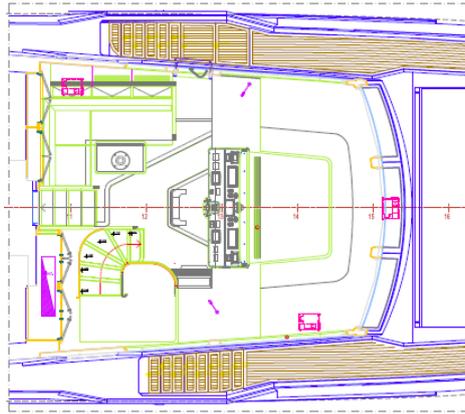


Fig. 3.3.5 RaisedPilot House

- **Flybridge:** costituisce il ponte superiore, dove si colloca un'ampia zona esterna coperta da un aggetto, comprendente una postazione di pilotaggio, una zona relax con prendisole, zona bar e pranzo con divanetti, e la zona prendisole di prua.

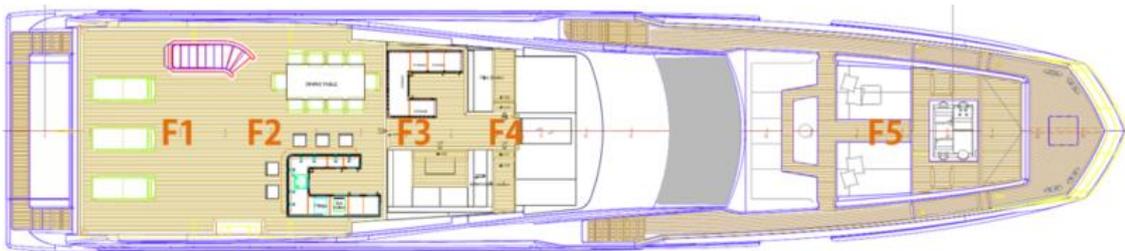


Fig. 3.3.6 Flybridge

Id	Locale
F1	Zona prendisole di poppa
F2	Area bar e pranzo
F3	Area relax
F4	Postazione di pilotaggio
F5	Zona prendisole di prua

Tab. 3.3.3 Tabella locali – Flybridge – Azimut 35 m



Fig. 3.3.7 Prendesole di prua

3.4 RISULTATI DELLE MISURE

In questo paragrafo saranno descritte le misurazioni che ho avuto modo di seguire in prima persona per la tesi in esame. Le misure sono state svolte nel corso di una settimana estiva, periodo in cui, la nave analizzata si trovava nel porto di Viareggio.

Le misure si sono svolte complessivamente dal giorno 29 giugno al 3 luglio dell'anno corrente. Per osservare non solo le prestazioni termiche della nave, ma anche la prestazione energetica dell'impianto, al fine della valutazione del comfort termo-igrometrico, sono state ripetute le misurazioni secondo diversi scenari riguardo l'attivazione di impianto e schermature.

3.4.1 Monitoraggio delle temperature interne

Per il monitoraggio delle temperature interne, si è scelto di analizzare diversi scenari, definiti mediante la combinazione di accensione/spengimento dell'impianto e presenza/non presenza delle schermature applicate alle superfici vetrate.

Complessivamente le misure si sono svolte dal 29 giugno al 3 luglio in continuo.

L'ultimo giorno l'impianto è stato regolato al massimo per tutti i locali oggetto di misura.

Gli scenari osservati per la campagna delle misure, sono descritti nella tabella seguente:

Cronologia degli scenari di misura delle temperature interne					
Impianto	Schermatura	Data inizio	Ora inizio	Data fine	Ora fine
HVAC On	Screen Off	29/06/2017	13.00	30/06/2017	19.00
HVAC Off	Screen Off	01/07/2017	6.00	01/07/2017	19.00
HVAC Off	Screen On	02/07/2017	6.00	02/07/2017	19.00
HVAC Off	Screen Off	03/07/2017	6.00	03/07/2017	16.00
HVAC On al max	Screen Off	03/07/2017	16.00	03/07/2017	19.00

Tab. 3.4.1.1 Cronologia degli scenari di misura

I microdatalogger Testo 175 sono stati posizionati nei locali più significativi della nave. Questi sono i seguenti:

- **RPH**: raised pilot house, ovvero la postazione di pilotaggio a cui si accede dalla scala presente nella dinette del Main deck, comprendente un piccolo soggiorno. Sono stati posizionati in totale 5 microdatalogger, nei punti più significativi quali vicino alle superfici vetrate, nella zona centrale e sul posto guida. Il datalogger nel punto 1 (punto centrale) misura sia la temperatura che l'umidità relativa.

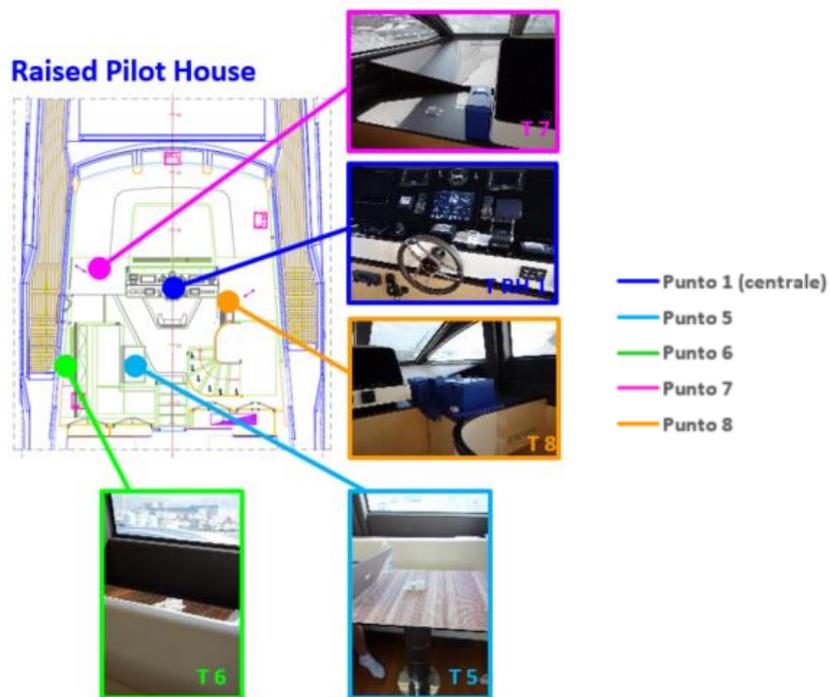


Fig. 3.4.1.1 Posizionamento dei Testo 175 nella raised pilot house

- MS:** main salon, ovvero il salone principale collocato nel Main deck.
 Sono stati posizionati in totale 5 microdatalogger, nei punti più significativi quali vicino alle superfici vetrate e nelle zone centrali. Il datalogger nel punto 3 (punto centrale) misura sia la temperatura che l'umidità relativa.

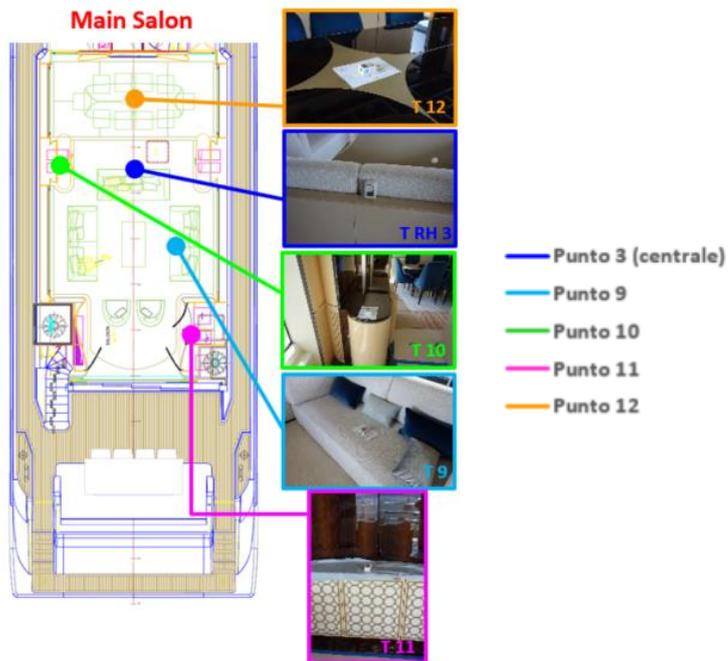


Fig. 3.4.1.2 Posizionamento dei Testo 175 nel main salon

- **OC**: owner cabin, ovvero la cabina armatoriale collocata nel main deck. Sono stati posizionati in totale 3 microdatalogger, nei punti più significativi quali vicino alle superfici vetrate e nella zona centrale. Il datalogger nel punto 2 (punto centrale) misura sia la temperatura che l'umidità relativa.

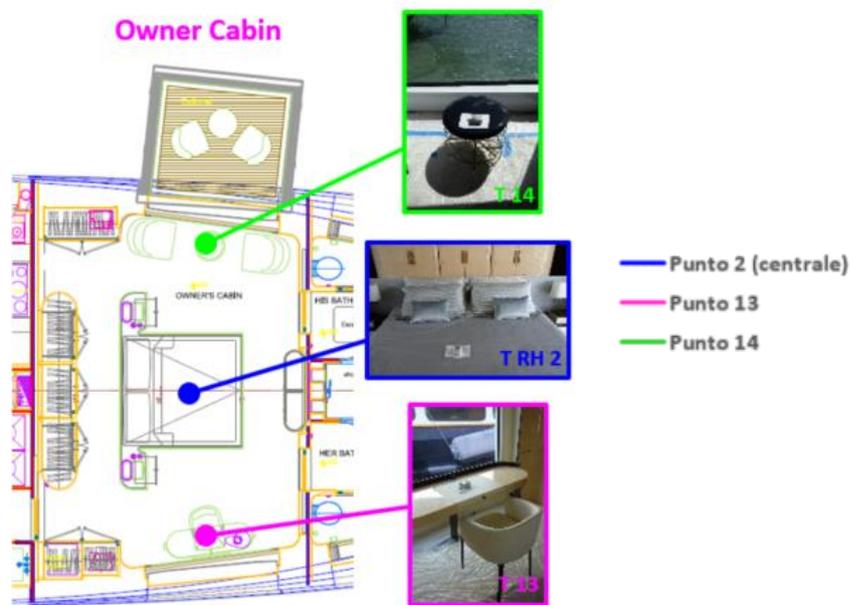


Fig. 3.4.1.3 Posizionamento dei Testo 175 nella owner cabin

- **GC**: guest cabins. Con questo acronimo si indicano in generale, le cabine principali destinate alle ospiti e collocate nel Lower deck. I locali considerati sono le cabine vip e le cabine ospiti. Sono stati posizionati in totale 4 datalogger, ciascuno nel punto centrale di ogni cabina.



Fig. 3.4.1.4 Posizionamento dei Testo 175 nelle guest cabin

Al termine del periodo di misura, i dati registrati dai Testo 175 sono stati scaricati sul pc ed elaborati con il software Microsoft Excel. I risultati sono rappresentati mediante grafici, che indicano l'andamento temporale secondo data&ora delle temperature interne, dell'irradianza solare esterna (registrata dal solarimetro posizionato all'esterno) e la temperatura esterna (misurata con un Testo 175 posizionato all'esterno).
I grafici sono riportati separati per locale, e dunque per ogni scenario.

RAISED PILOT HOUSE – Intero periodo di misura

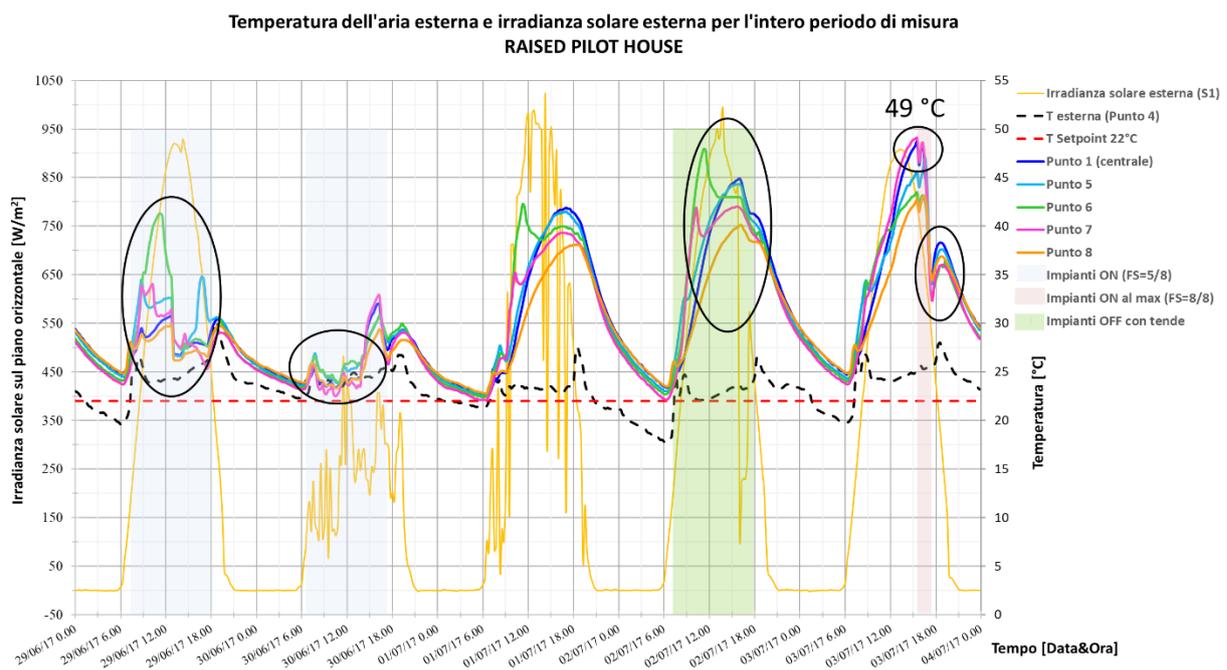


Fig. 3.4.1.5 RPH – Temperature interne e irradianza solare per l'intero periodo di misura

Dai profili temporali registrati, si può osservare come nelle ore diurne, non si riesca a raggiungere la temperatura di set-point (22°C) anche con gli impianti accesi. I valori più alti si raggiungono ad impianti spenti, dove le temperature raggiungono valori prossimi a 49°C .

La presenza dei tendaggi contribuisce solo marginalmente a controllare le temperature ad impianti Off. Se l'impianto è attivato al massimo delle potenzialità, il gradiente di raffermamento è elevato.

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto On (FS = 5/8) senza tende

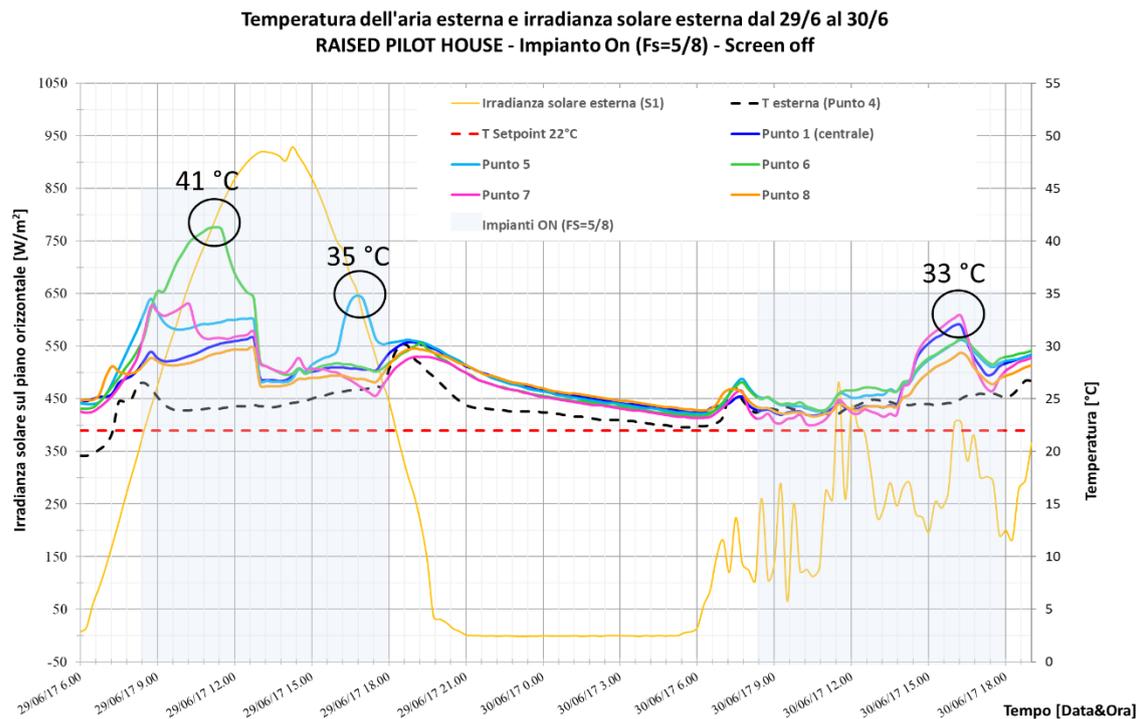


Fig. 3.4.1.6 RPH – Temperature interne e irradianza solare impianto On e senza tende

In questo lasso di tempo gli impianti sono rimasti accesi ogni giorno dalle h 8.00 alle h 18.00, con velocità impostata secondo il rapporto 5/8; le schermature non sono state applicate.

Anche in condizioni di bassa irradianza, le temperature fluttuano e non raggiungono quella di set-point.

I sensori collocati nei punti 5 e 6, sono raggiunti dalla radiazione solare diretta in quanto prossimi alla vetrata laterale. Pertanto si rilevano temperature più alte di quella reale dell'aria (si misura una sorta di temperature sole-aria).

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto Off senza tende

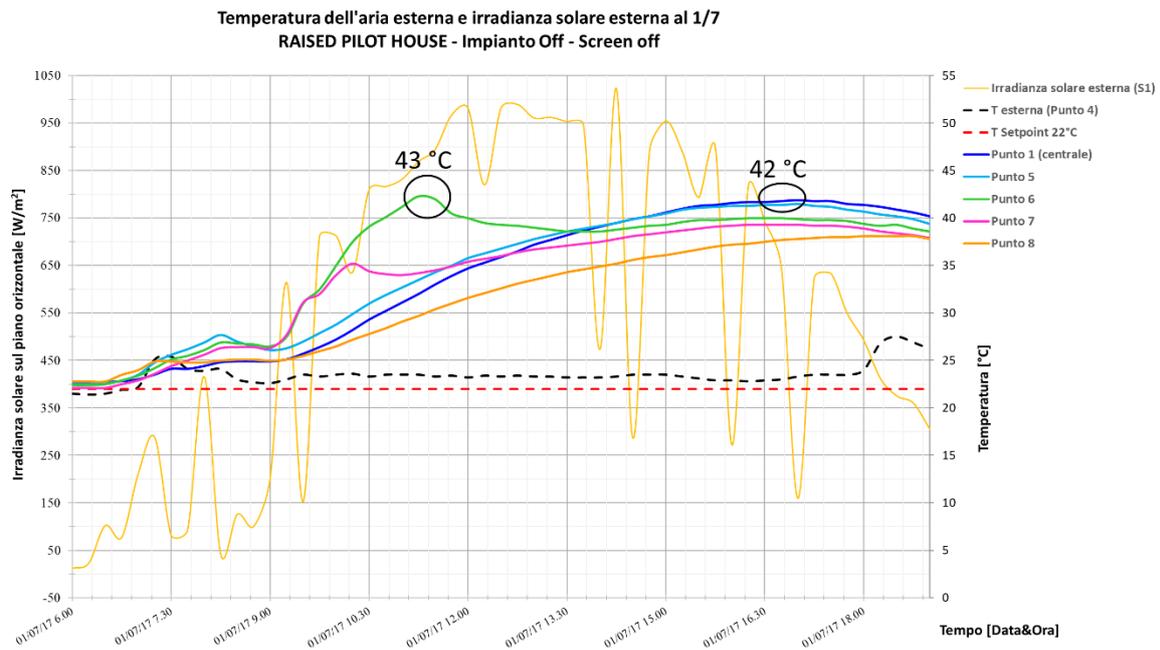


Fig. 3.4.1.6 RPH – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto Off con tende

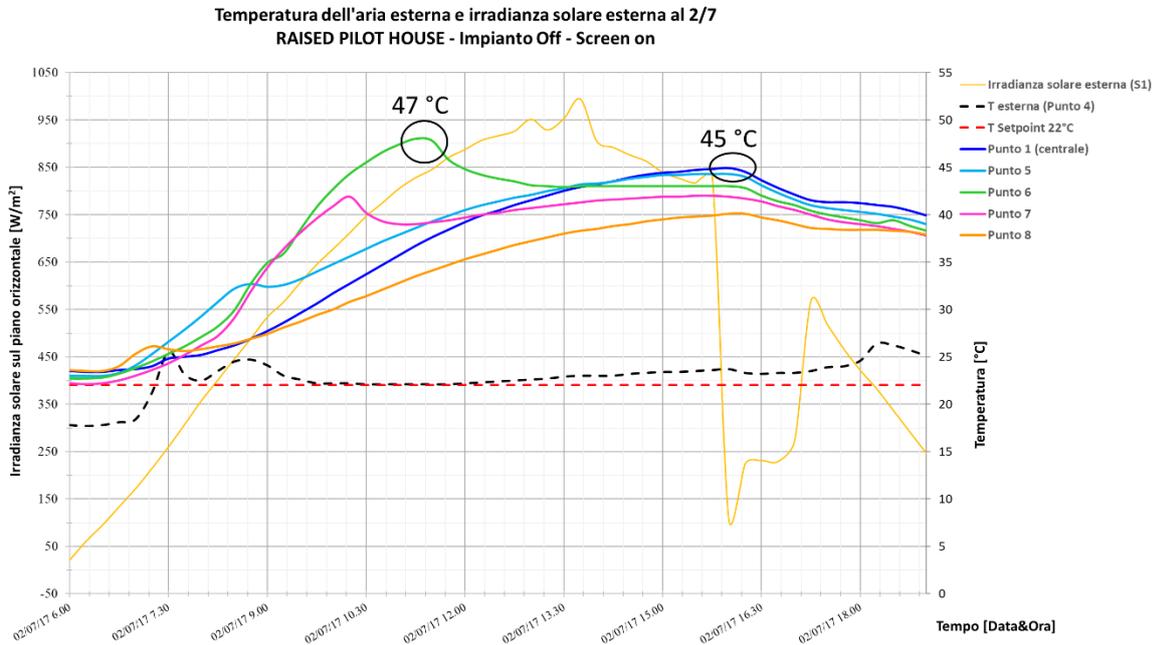


Fig. 3.4.1.7 RPH – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e con tende

Nel caso di impianto spento ed in assenza di schermature, la situazione è molto critica anche quando la radiazione solare non è elevatissima. Si raggiungono temperature superiori ai 40°C, con picchi nelle zone prossime alle vetrate (punti 5 e 6) e sul posto guida

(punto 1). La presenza delle schermature, specie in caso di irradiazioni solari elevate, non è risolutiva e si raggiungono temperature anche superiori ai 45°C.

RAISED PILOT HOUSE – Focus dalle h 6.00 alle h 16.00 impianto Off senza tende

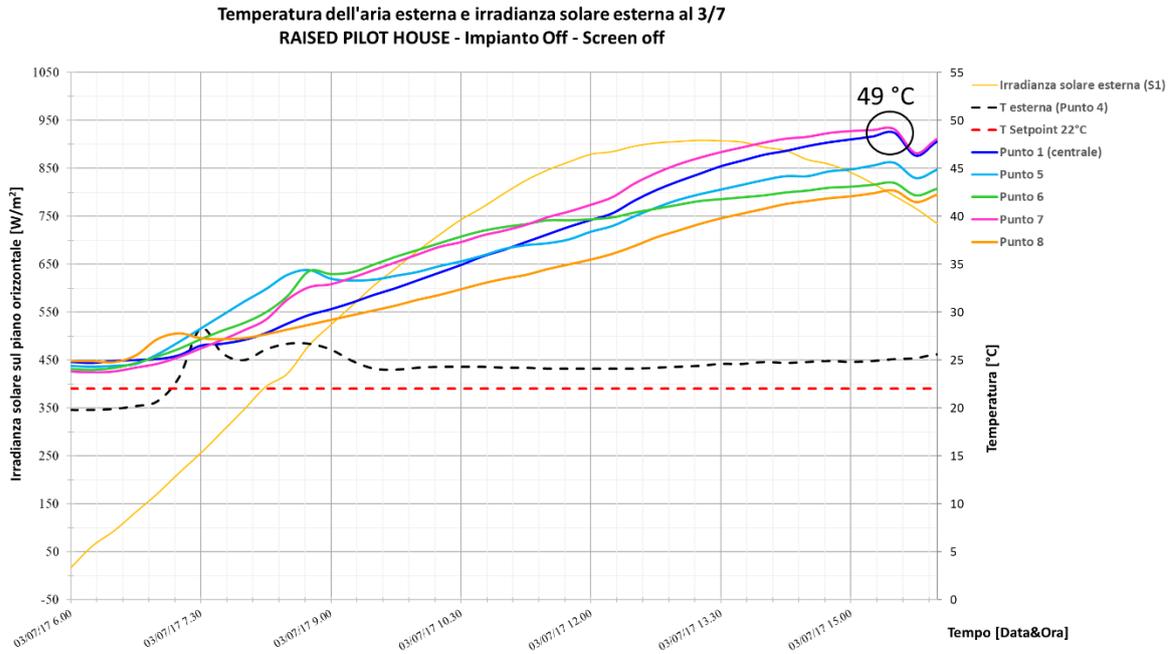


Fig. 3.4.1.8 RPH – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende h. 6.00-16.00

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto On (FS= 8/8) senza tende

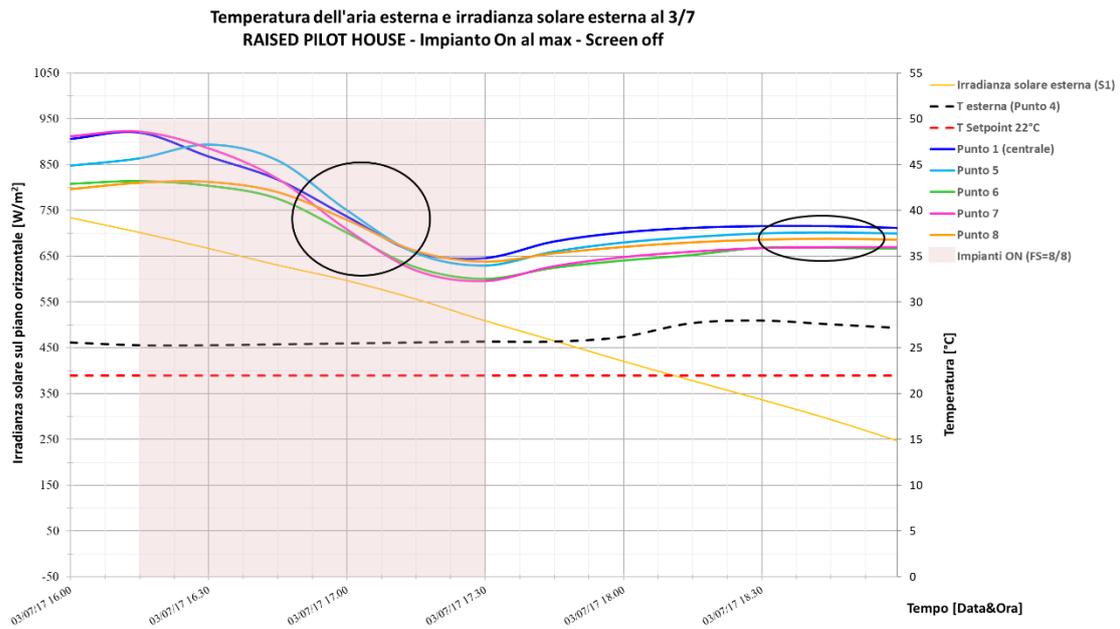


Fig. 3.4.1.9 RPH – Temperature interne e irradianza solare impianto On al max e senza tende

Nel caso di impianto spento ed in assenza di schermature, le temperature crescono al crescere dell'irradianza solare esterna. I picchi massimi si raggiungono intorno alle h 15.00, (con punte prossime ai 50 ° C nel posto di comando (Punto 1) e nella consolle vicino alla vetrata (Punto 7). Accendendo l'impianto al massimo dalle ore 16.15 alle ore 17.30 si ottiene un rapido decadimento delle temperature. Tuttavia, dopo un'ora le temperature non hanno ancora raggiunto il valore di set-point pari a 22°C (attestandosi fra i 35°C ed i 40°C).

MAIN SALON – Intero periodo di misura

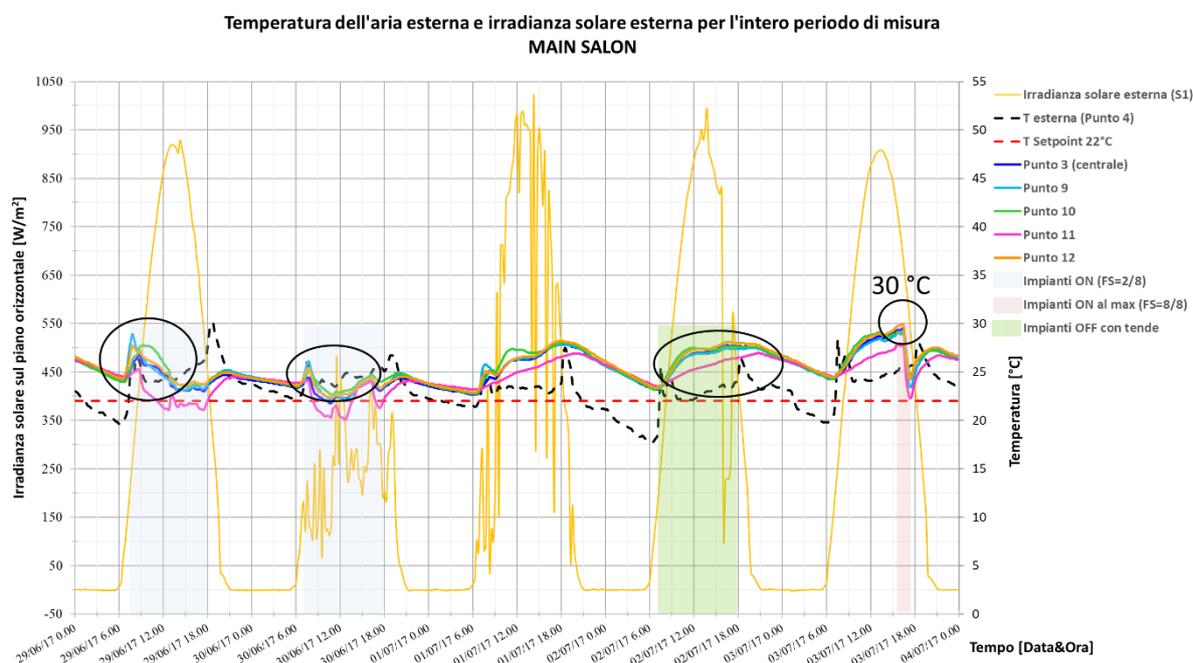


Fig. 3.4.1.10 MS – Temperature interne e irradianza solare per l'intero periodo di misura

Dai profili temporali registrati dai Testo 175 collocati nel main salon, si può osservare come la situazione sia meno critica rispetto alla RPH. La presenza degli impianti consente di mantenere un range di temperature tra i 22 °C e 26 °C.

Le schermature non forniscono un particolare contributo all'abbassamento delle temperature. I valori più elevati si rilevano durante lo spegnimento degli impianti, con temperature che si aggirano intorno ai 30 °C.

MAIN SALON – Focus su impianto On (FS = 2/8) senza tende

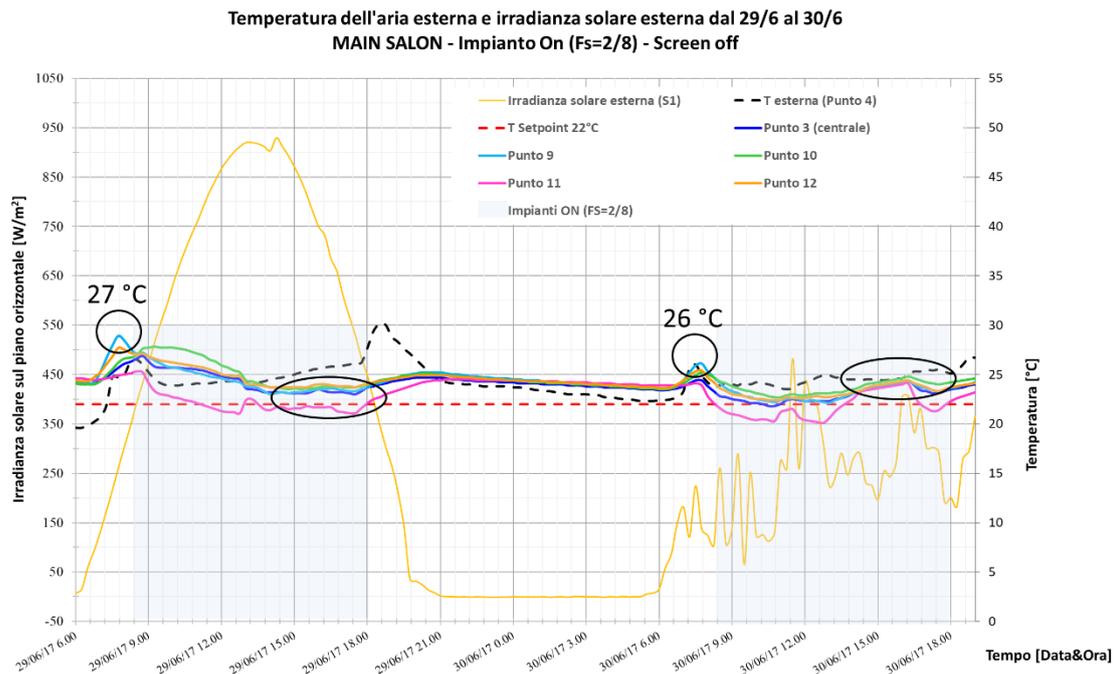


Fig. 3.4.1.11 MS – Temperature interne e irradianza solare impianto On e senza tende

In questo lasso di tempo gli impianti sono rimasti accesi ogni giorno dalle h 8.00 alle h 18.00, con velocità impostata secondo il rapporto 2/8; le schermature non sono state applicate.

L'accensione degli impianti consente di ottenere temperature prossime alla temperature di set-point, infatti le temperature più elevate si collocano fra i 26 °C e 27 °C.

Si raggiungono temperature minori di 22°C solo nel punto 11, ma ciò è dovuto al fatto che il punto si trova vicino alle bocchette del sistema di climatizzazione e risente maggiormente dei moti convettivi dell'aria in uscita.

MAIN SALON – Focus su impianto Off senza tende

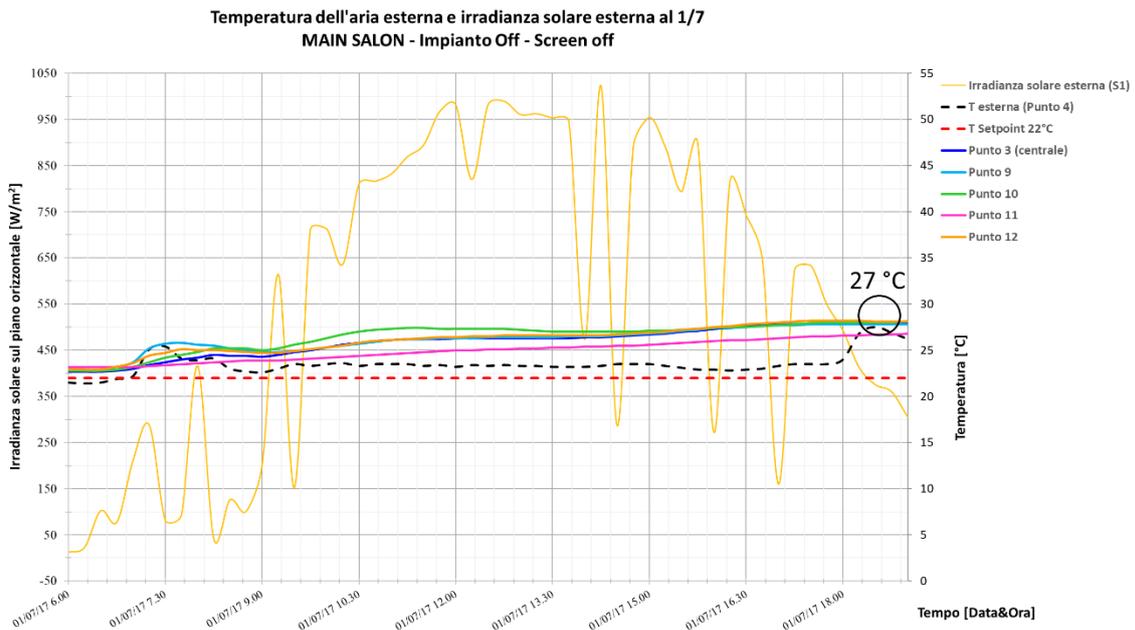


Fig. 3.4.1.12 MS – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende

MAIN SALON – Focus su impianto Off con tende

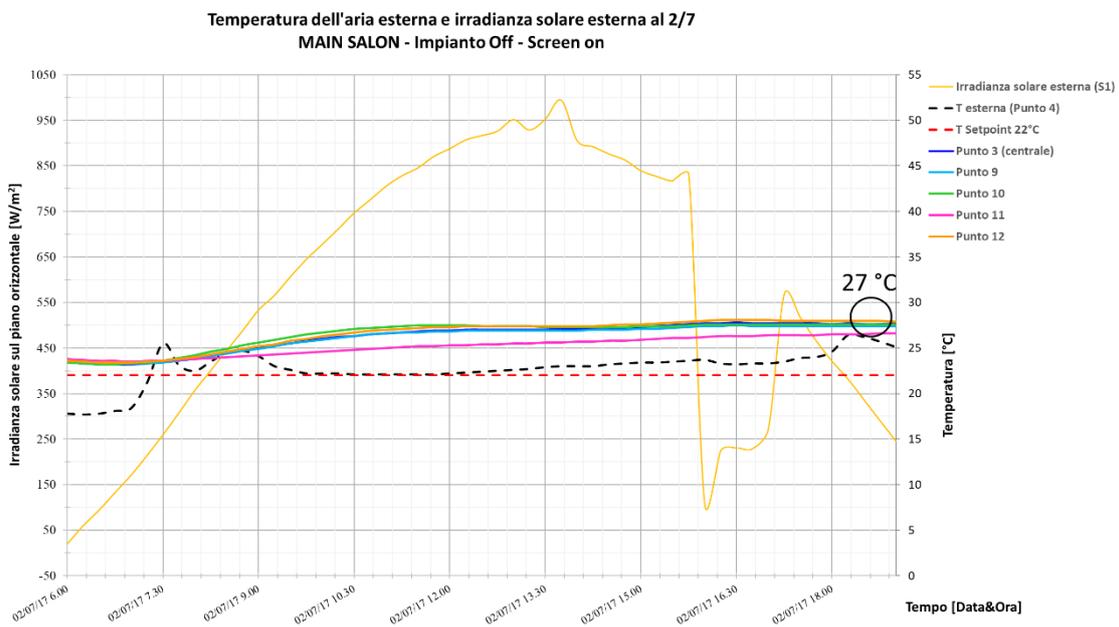


Fig. 3.4.1.13 MS – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e con tende

Nel caso di impianto spento, in assenza di schermature e con radiazione solare non elevatissima, la situazione non è critica. Le temperature mantengono un andamento costante con valore massimo di 27 °C, valore prossimo alla tipica temperatura di comfort estivo di 26 °C. La presenza delle schermature non produce variazioni significative, se non

per i punti direttamente irraggiati. Le temperature mantengono un andamento costante, con valore massimo di 27 °C, prossime alla temperatura di confort estivo (26 °C).

MAIN SALON – Focus dalle h 6.00 alle h 16.00 impianto Off senza tende

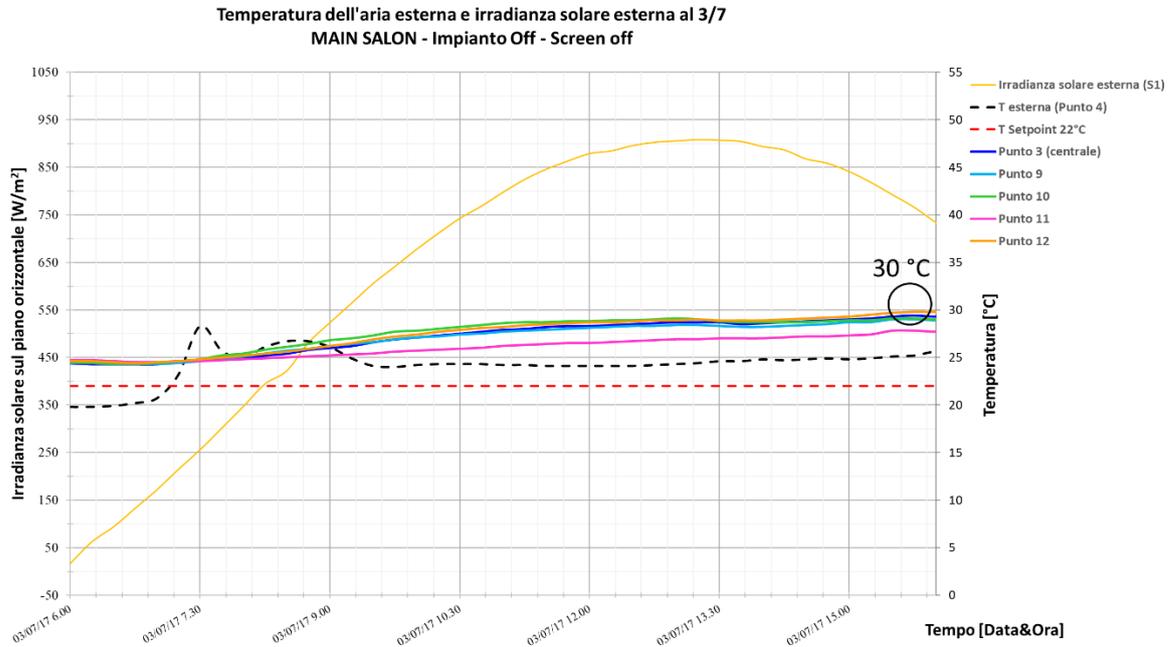


Fig. 3.4.1.14 MS – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende h. 6.00-16.00

MAIN SALON – Focus su impianto On (FS = 8/8) senza tende

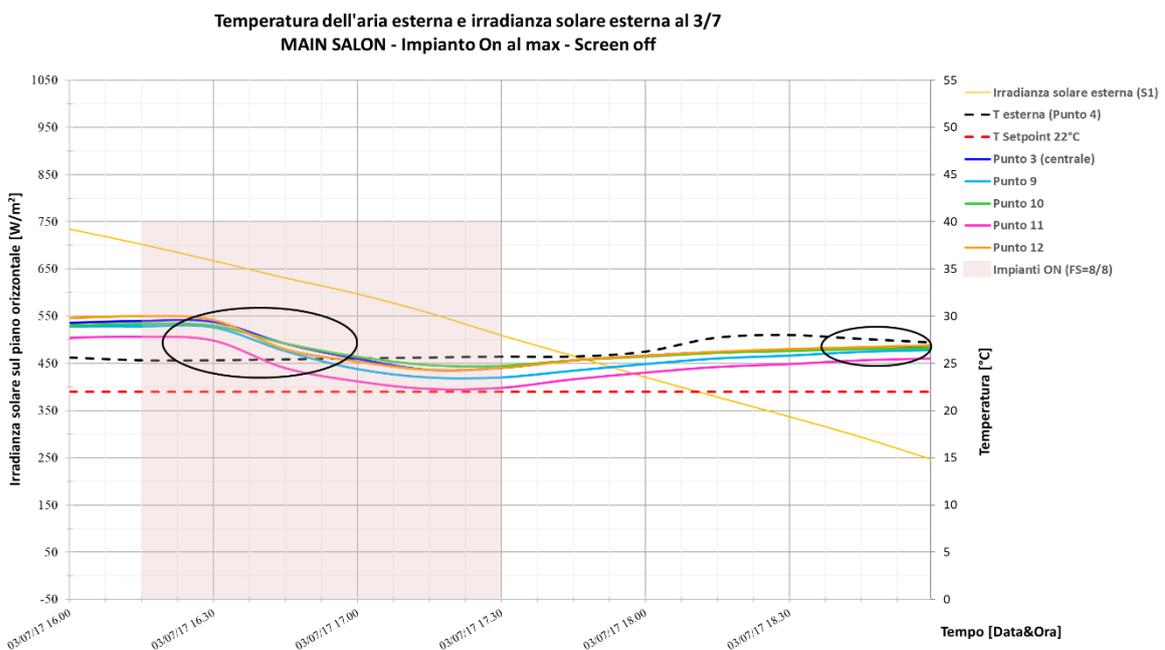


Fig. 3.4.1.15 MS – Temperature interne e irradianza solare impianto On al max e senza tende

Nel caso di impianto spento ed in assenza di schermature, le temperature crescono lentamente e direttamente proporzionali all'irradianza solare esterna, raggiungendo valori massimi intorno ai 30 °C verso le h 16.00. Accendendo l'impianto al massimo delle sue potenzialità, dalle ore 16.15 alle ore 17.30, si ottiene un rapido decadimento delle temperature sino ad approssimare la temperatura di set-point. L'accensione degli impianti al massimo risulta in tal caso efficace.

OWNER CABIN – Intero periodo di misura

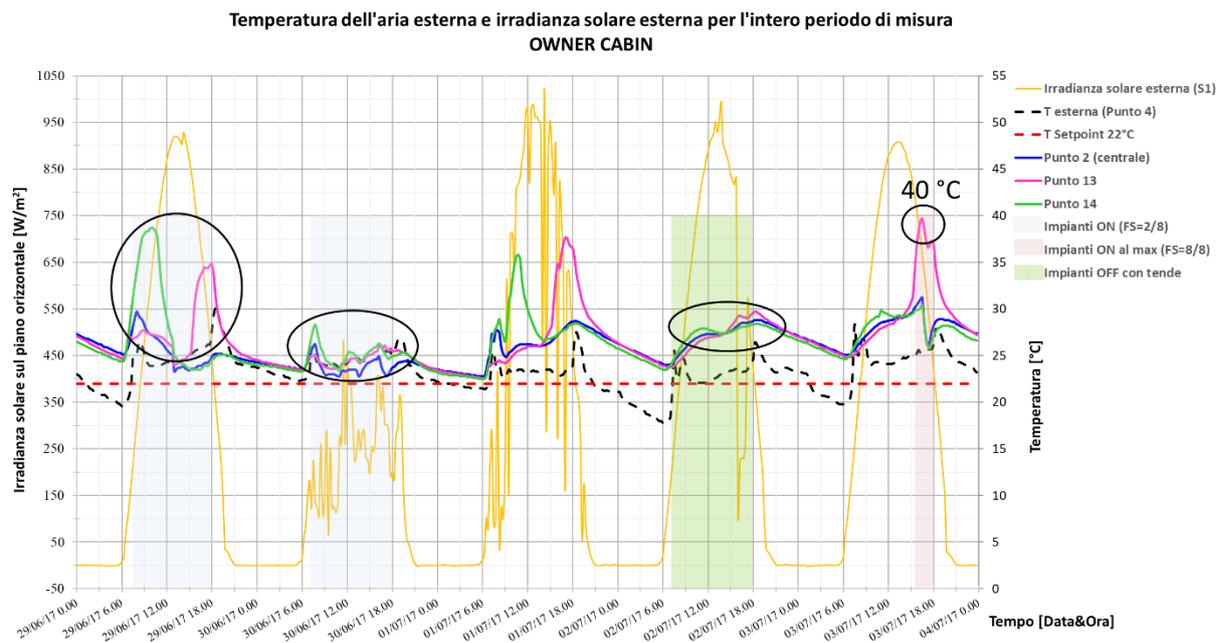


Fig. 3.4.1.16 OC – Temperature interne e irradianza solare per l'intero periodo di misura

Dai profili temporali registrati dai Testo 175 collocati nella owner cabin, si può osservare come nelle ore diurne, con impianti on e fan speed a 2/8, le temperature restino di 2 – 3 °C al di sopra del set-point fissato (22 °C).

Si raggiungono picchi di circa 40 °C nei punti simmetrici 13 e 14, in quanto posizionati in corrispondenza delle vetrate laterali. Questi picchi sono causati dall'irraggiamento solare diretto sul sensore (effetto temperatura sole – aria).

OWNER CABIN – Focus su impianto On (FS = 2/8) senza tende

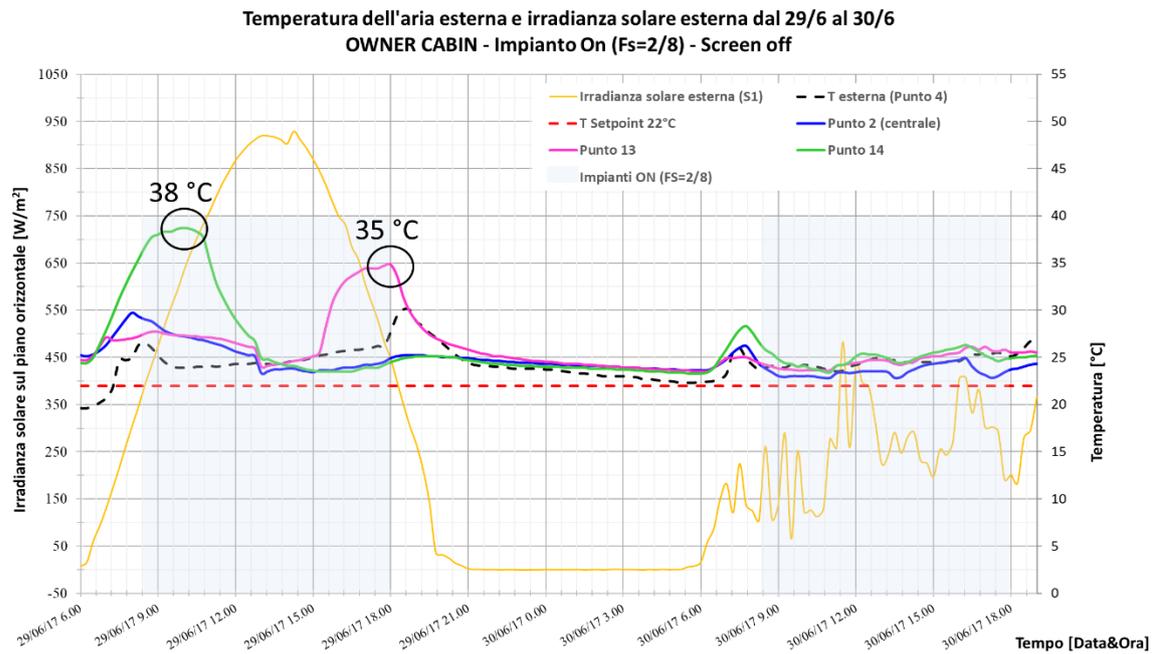


Fig. 3.4.1.17 OC – Temperature interne e irradianza solare impianto On e senza tende

In questo lasso di tempo, gli impianti sono rimasti accesi ogni giorno dalle h 8.00 alle h 18.00, con velocità impostata secondo il rapporto 2/8; le schermature non sono state applicate.

Con valori più bassi di irradianza, l'impianto è in grado di mantenere temperature interne al di sotto dei 26 °C e prossime alla condizione di set-point.

In assenza di schermature, la presenza di irradianza solare diretta influenza la misura. Si raggiungono picchi oltre 35 °C in prossimità delle vetrate laterali (punti 14 e 13, con effetto di temperatura sole – aria).

OWNER CABIN – Focus su impianto Off senza tende

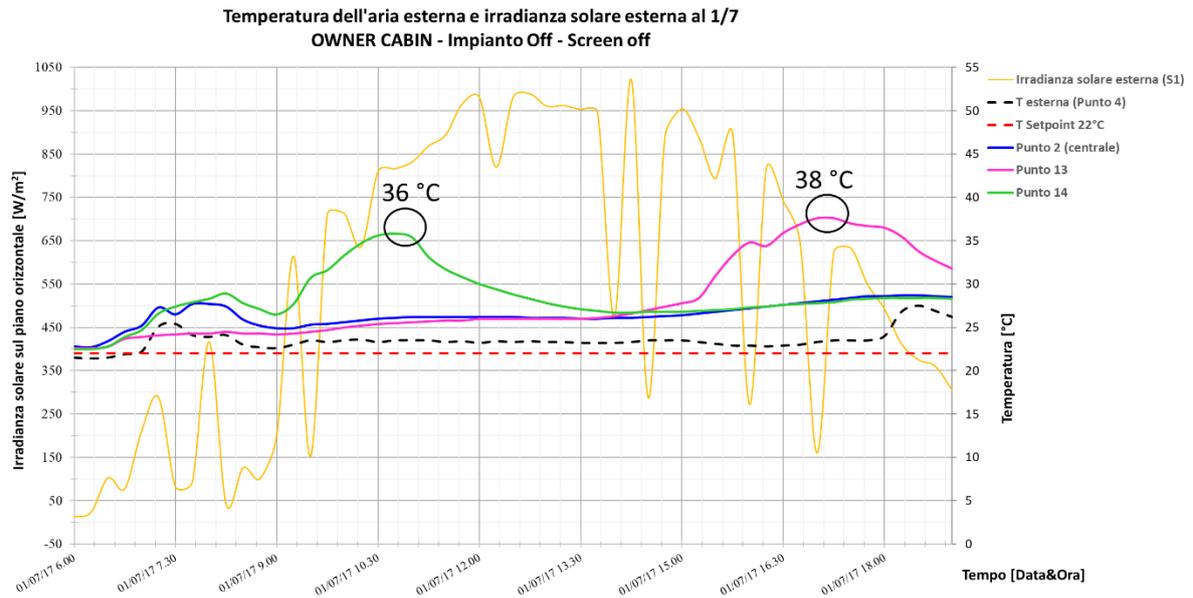


Fig. 3.4.1.18 OC – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende

OWNER CABIN – Focus su impianto Off con tende

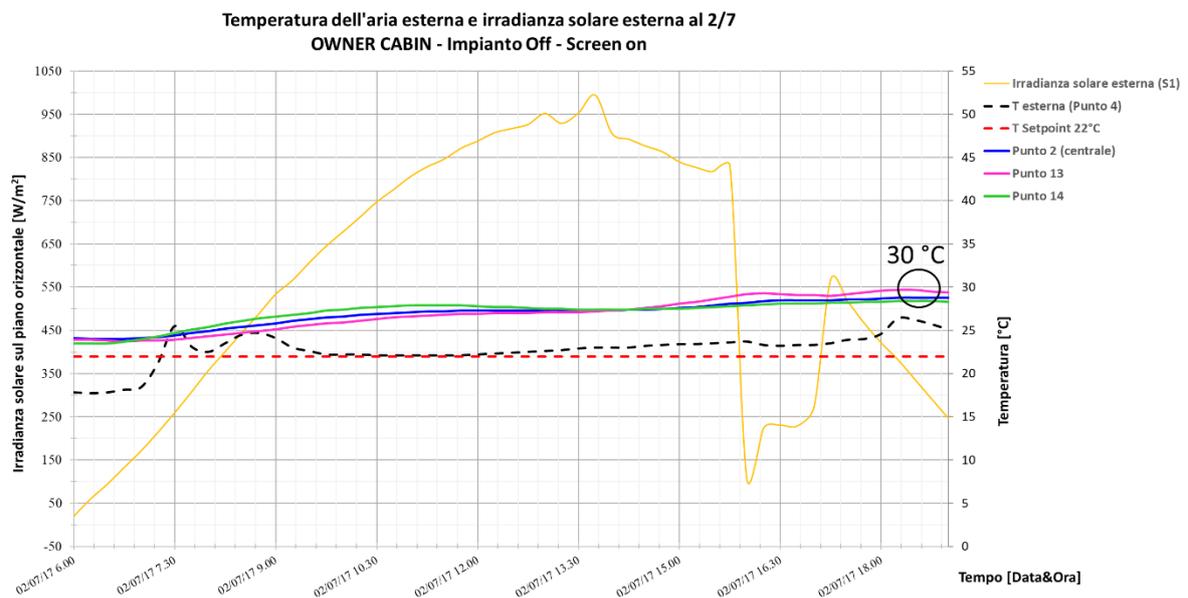


Fig. 3.4.1.19 OC – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e con tende

Nel caso di impianto spento, in assenza di schermature e con radiazione solare non elevatissima, si raggiungono picchi di temperatura rilevanti di 36 °C e 38 °C, rispettivamente per i punti 14 e 13, posizioni in corrispondenza delle vetrate laterali

(effetto della temperatura sole-aria). Tuttavia la temperatura dell'aria si mantiene sempre sotto i 30 °C.

La presenza delle schermature contribuisce a smorzare i picchi di temperatura nei punti in corrispondenza delle vetrate laterali, per cui l'andamento delle temperature si mantiene uniforme con picchi di 30 °C.

OWNER CABIN – Focus dalle h 6.00 alle h 16.00 impianto Off senza tende

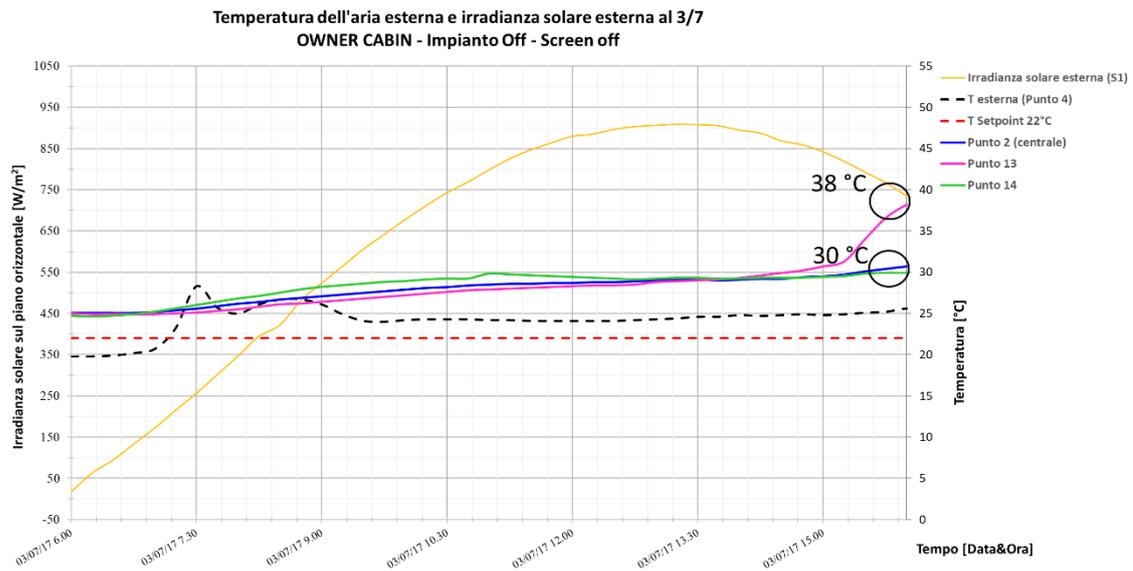


Fig. 3.4.1.20 OC – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende h. 6.00-16.00

OWNER CABIN – Focus su impianto On (FS = 8/8) senza tende

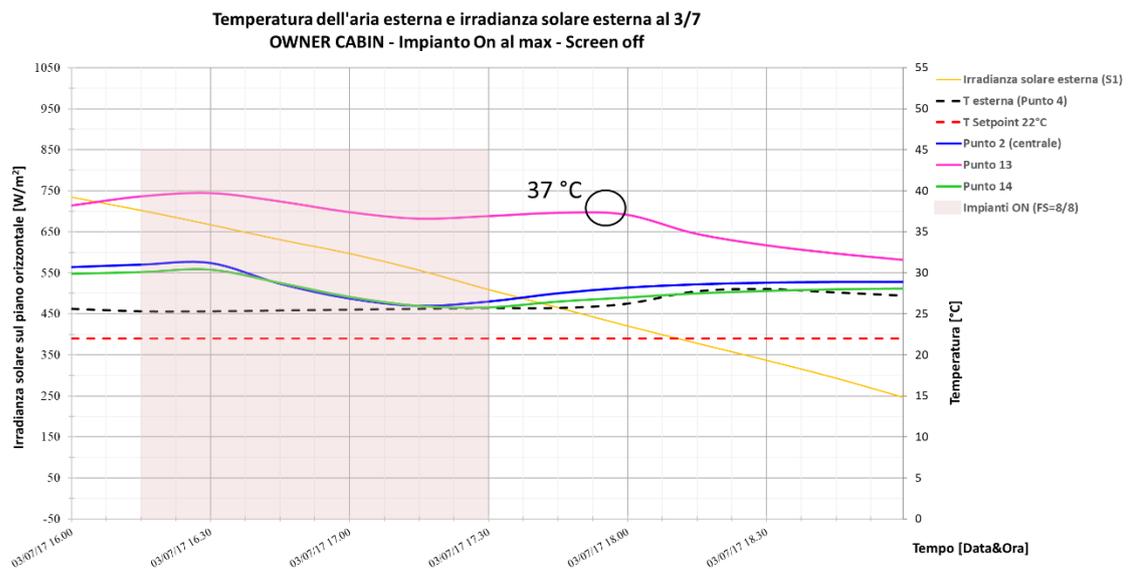


Fig. 3.4.1.21 OC – Temperature interne e irradianza solare impianto On al max e senza tende

Nel caso di impianto spento ed in assenza di schermature, le temperature crescono al crescere dell'irradianza solare esterna, raggiungendo valori massimi intorno ai 30°C e 38°C per il punto 13 verso le h. 16.00 (dovuto all'esposizione delle superfici vetrate ed all'effetto della temperatura sole-aria).

Accendendo l'impianto al massimo delle sue potenzialità, dalle ore 16.15 alle ore 17.30, si ottiene un rapido decadimento delle temperature sino ad approssimare la temperatura di set-point. Permane la criticità nel punto 13 (e 14 se fosse mattino), dovuta all'influenza dell'irraggiamento solare diretto.

GUEST CABIN – Intero periodo di misura

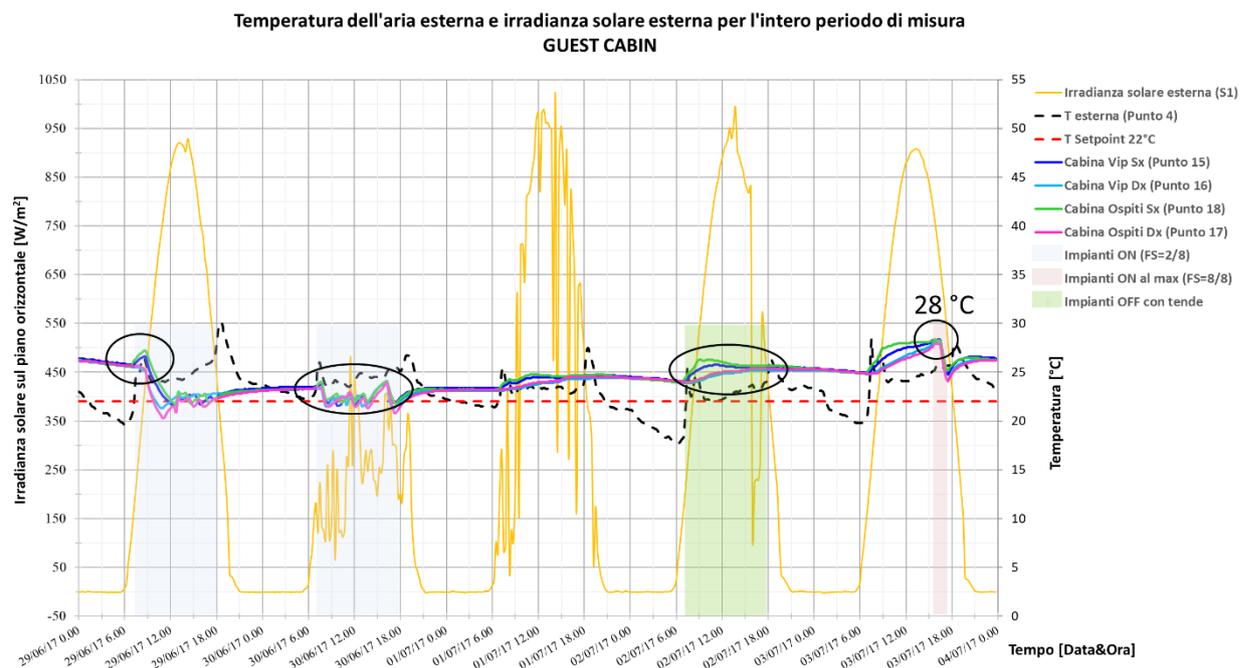


Fig. 3.4.1.22 GC – Temperature interne e irradianza solare per l'intero periodo di misura

Dai profili temporali registrati dai Testo 175 collocati nelle cabine, si può osservare come la situazione sia meno critica rispetto alla RPH. La presenza degli impianti aiuta a mantenere un range di temperature prossimo ai 22 °C. Ad impianti Off, le temperature non superano mai i 28 °C. La presenza delle schermature non contribuisce significativamente all'abbassamento delle temperature interne.

GUEST CABIN – Focus su impianto On (FS = 2/8) senza tende

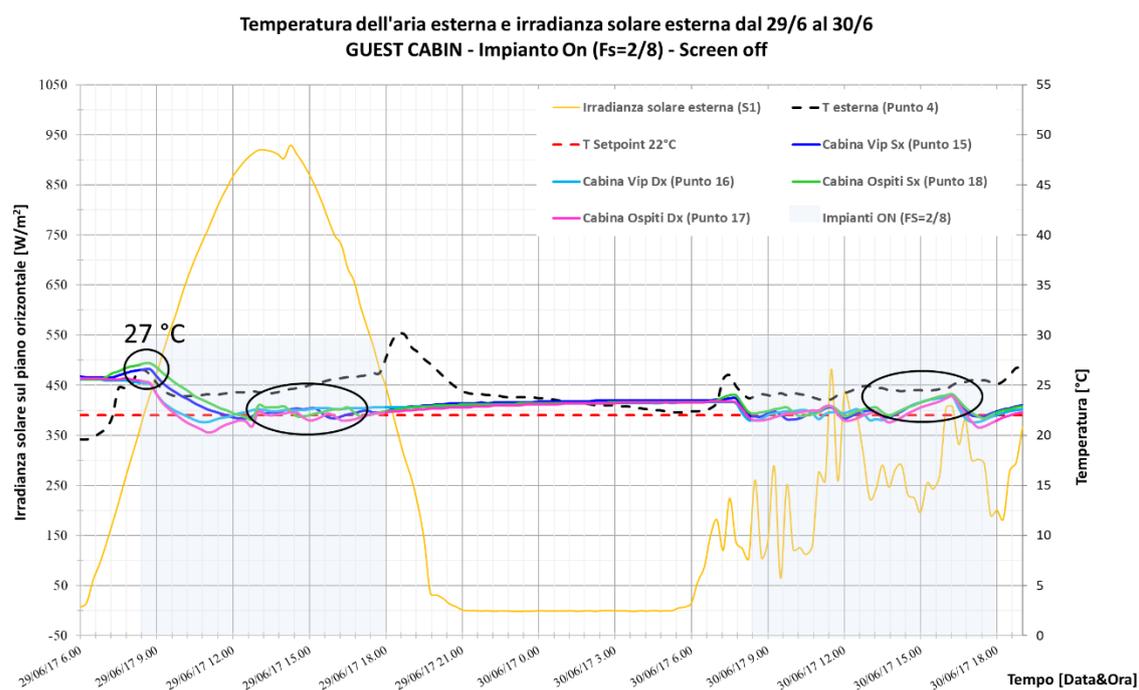


Fig. 3.4.1.23 GC – Temperature interne e irradianza solare impianto On e senza tende

In questo lasso di tempo, gli impianti sono rimasti accesi ogni giorno dalle h 8.00 alle h 18.00, con velocità impostata secondo il rapporto 2/8; le schermature non sono state applicate.

L'accensione degli impianti consente di ottenere temperature interne che si mantengono intorno alla temperatura di set-point pari a 22 °C.

Anche in assenza di schermature, non si rilevano temperature critiche nei periodi precedenti all'accensione dell'impianto. Le temperature più elevate si raggiungono i 26 °C e 27 °C, che sono comunque molto prossime alle condizioni di confort.

GUEST CABIN – Focus su impianto Off senza tende

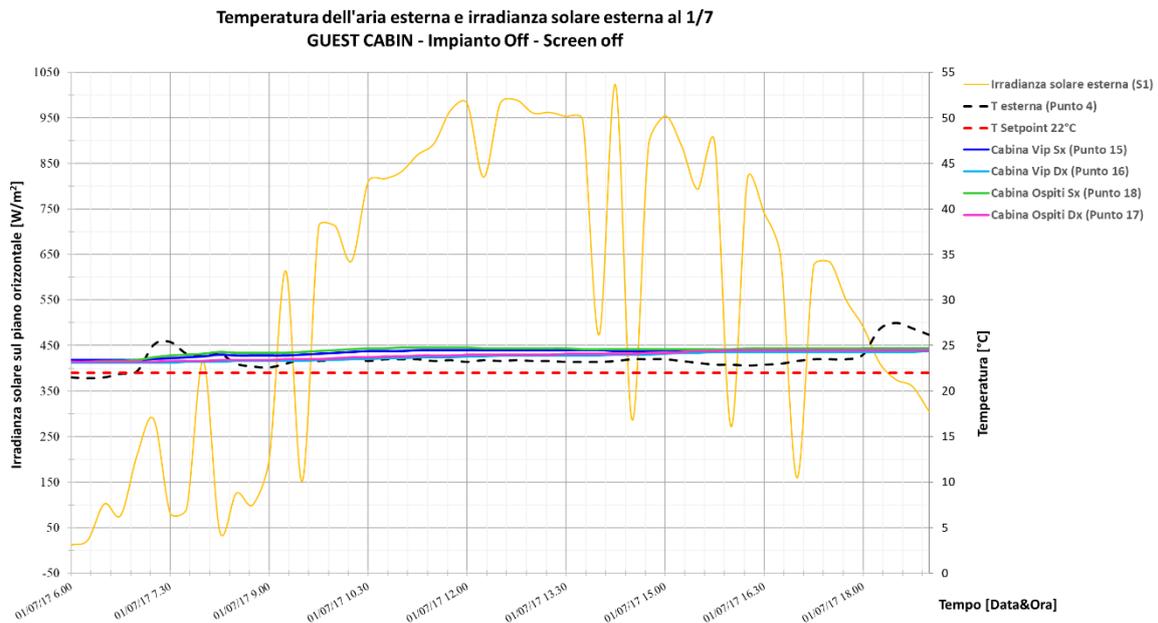


Fig. 3.4.1.24 GC – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende

GUEST CABIN – Focus su impianto Off con tende

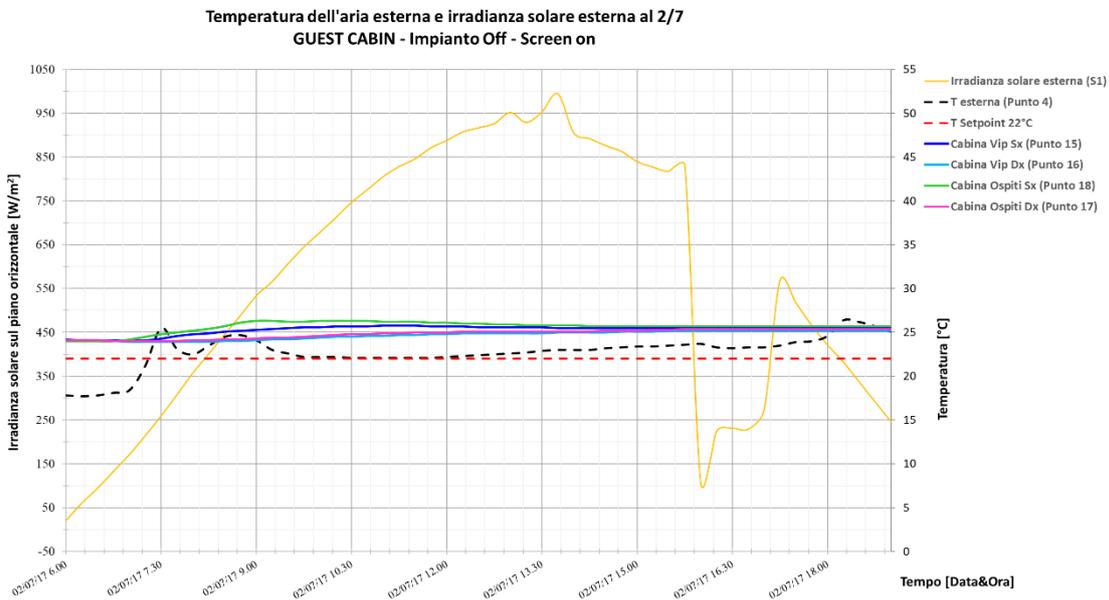


Fig. 3.4.1.25 GC – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e con tende

Nel caso di impianto spento, in assenza di schermature, la situazione è buona. Le temperature mantengono un andamento circa costante con valore massimo di 25 °C, prossime alla temperatura di comfort estivo (26 °C). La presenza delle schermature non produce variazioni significative rispetto al caso precedente.

GUEST CABIN – Focus dalle h 6.00 alle h 16.00 impianto Off senza tende

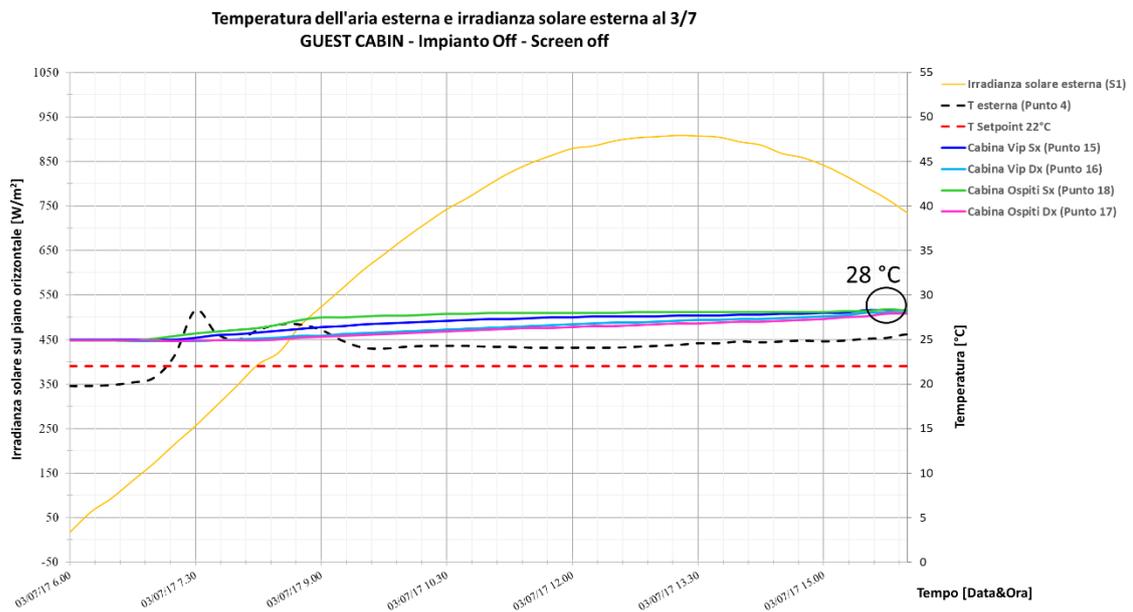


Fig. 3.4.1.26 GC – Temperature interne e irradianza solare impianto Off e senza tende h. 6.00-16.00

GUEST CABIN – Focus su impianto On (FS = 8/8) senza tende

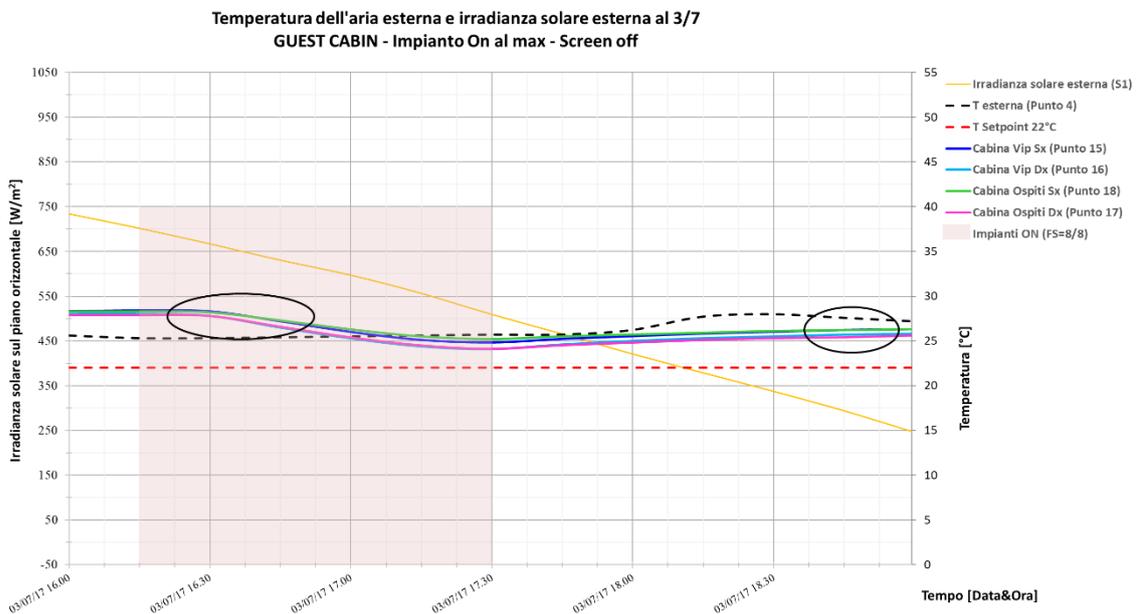


Fig. 3.4.1.27 GC – Temperature interne e irradianza solare impianto On al max e senza tende

Nel caso di impianto spento ed in assenza di schermature, le temperature crescono lentamente al crescere dell'irradianza solare esterna, raggiungendo valori massimi intorno ai 28°C verso le h. 16.00.

Accendendo l'impianto al massimo delle sue potenzialità, dalle ore 16.15 alle ore 17.30, si ottiene un decadimento delle temperature sino al raggiungimento della temperatura di set-point.

CONSIDERAZIONI - Temperature minime, massime e mediane

Una successiva analisi sul monitoraggio delle temperature dell'aria interna, è stata quella di estrapolare le temperature massime, minime, mediane ed i quartili dei trend rilevati nelle diverse configurazioni di impianto e schermatura, associati ad ogni zona analizzata.

La tipologia di grafico utilizzato, è quello dei "Boxplot" o "Diagramma a scatola e baffi", con il quale si vuole individuare con una "scatola" le osservazioni centrali e con dei "baffi" o "code", uscenti dalla scatola, le osservazioni più estreme. Ciascun simbolo, associato ognuno ad un trend di misure, è composto da:

- **Valore massimo:** indicato dall'estremo più alto del "baffo";
- **Valore minimo:** indicato dall'estremo più basso del "baffo";
- **Mediana:** il minimo valore osservato tale che, almeno il 50% (=1/2) dei dati, è minore o uguale a questo. Viene indicato dal trattino centrale della scatola;
- **Quartile 1 (Q1):** il minimo valore osservato tale che, almeno il 25% (=1/4) dei dati, è minore o uguale a questo. Viene indicato dall'estremo inferiore della scatola;
- **Quartile 3 (Q3):** il minimo valore osservato tale che, almeno il 75% (=3/4) dei dati, è minore o uguale a questo. Viene indicato dall'estremo superiore della scatola.

I baffi si ottengono congiungendo Q1 al minimo e Q3 al massimo. Confrontando tra loro le lunghezze dei due baffi (che rappresentano le distanze tra Q1 e il minimo e tra Q3 e il massimo) e le altezze dei due rettangoli che costituiscono la scatola (che rappresentano le distanze tra Q1 e mediana e tra mediana e Q3), si ottengono informazioni sulla simmetria della distribuzione.

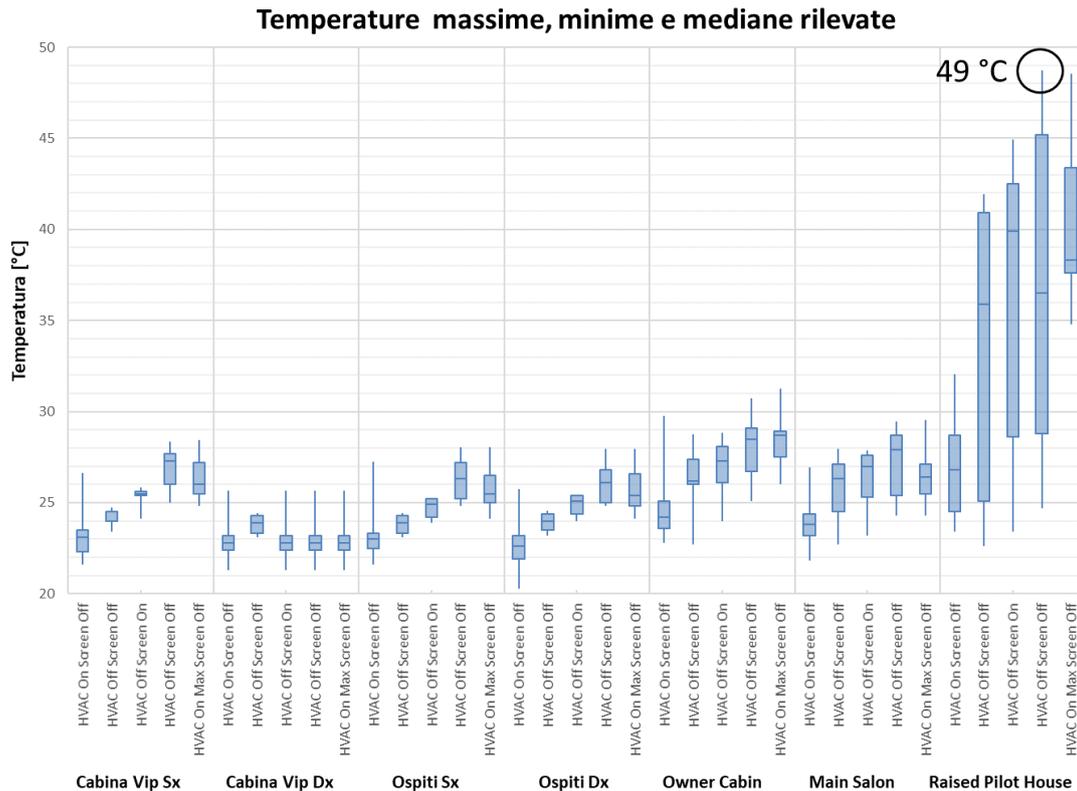


Fig. 3.4.1.27 Temperature minime, massime e mediane rilevate

Dal grafico si può notare come la zona in cui si riscontrano maggiori escursione termiche, sia la raised pilot house, dove si verificano i picchi delle temperature rilevate, raggiungendo valori di 49 °C quando l'impianto è spento.

CONSIDERAZIONI – Frequenze cumulate

L'ultima analisi svolta sul monitoraggio continuo delle temperature, è stata quella delle frequenze cumulate, analisi di tipo statistico, il cui obiettivo è quello di fornire un'informazione sulle percentuali delle misure effettuate durante la campagna di acquisizione dati.

La frequenza cumulata è la somma totale della frequenza assoluta, dell'elemento della serie preso in esame, e di tutte le frequenze assolute dei valori che lo precedono. Gli elementi della serie sono le singole temperature.

I grafici delle frequenze di seguito riportati, sono costruiti ponendo sull'asse delle ascisse le temperature, mentre sull'asse delle ordinate le percentuali cumulative. Inoltre sono state inserite due rette che rappresentano una la temperatura massima accettabile, pari a 28 °C e l'altra che rappresenta la temperatura di set point, pari a 22 °C.

La chiave di lettura dei grafici delle frequenze cumulate è la pendenza delle curve. Infatti maggiore è la pendenza della curva rispetto all'asse delle ascisse, andamento quasi verticale, minore sarà l'intervallo in cui ricadono le temperature misurate. Viceversa minore è la pendenza, maggiore sarà il range delle temperature.

Nei grafici seguenti, ciascuna spezzata rappresenta le frequenze cumulate associate al trend di temperatura misurato nel punto centrale del locale corrispondente. Ciascun grafico rappresenta una configurazione diversa di accensione/spegnimento dell'impianto e della presenza delle schermature sulle superfici vetrate.

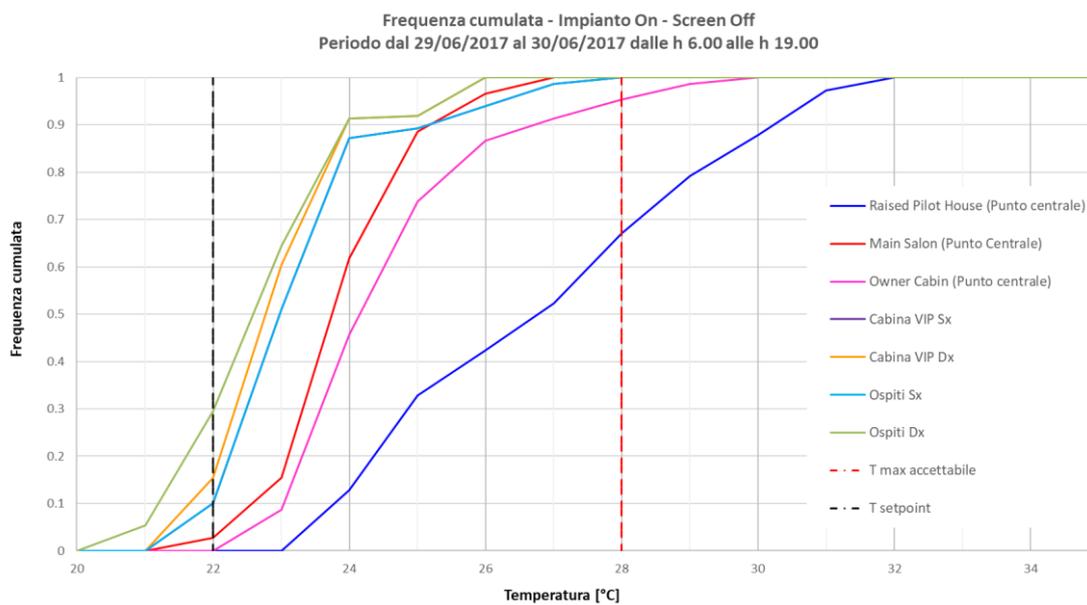


Fig. 3.4.1.28 Frequenza cumulate – Impianto On, Screen Off

Ad impianto acceso (Fig. 3.4.1.28), la temperatura per la maggior parte dei locali è compresa tra quella di set-point e la massima accettabile. L'ambiente più critico è la RPH, dove la condizione di inaccettabilità si manifesta per più del 35% sull'intero periodo di misura e la temperatura di set-point non viene mai raggiunta.

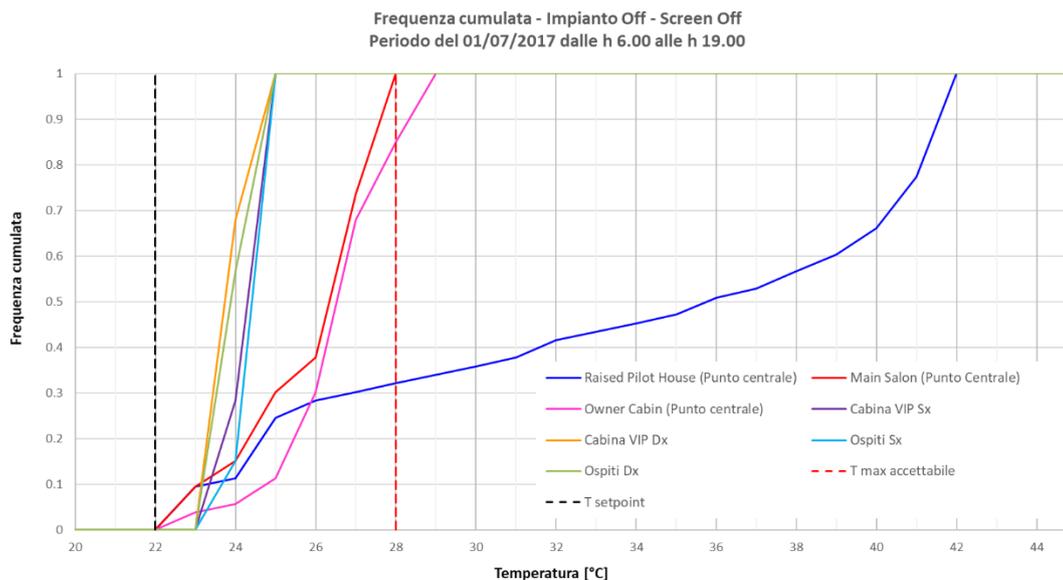


Fig. 3.4.1.29 Frequenza cumulate – Impianto Off, Screen Off

Ad impianto spento (Fig. 3.4.1.29) la temperatura per la maggior parte dei locali è compresa tra quella di set-point e la massima accettabile. L'ambiente più critico è la RPH dove la condizione di inaccettabilità si manifesta per più del 60% sull'intero periodo di misura e la temperatura di set-point non viene mai raggiunta.

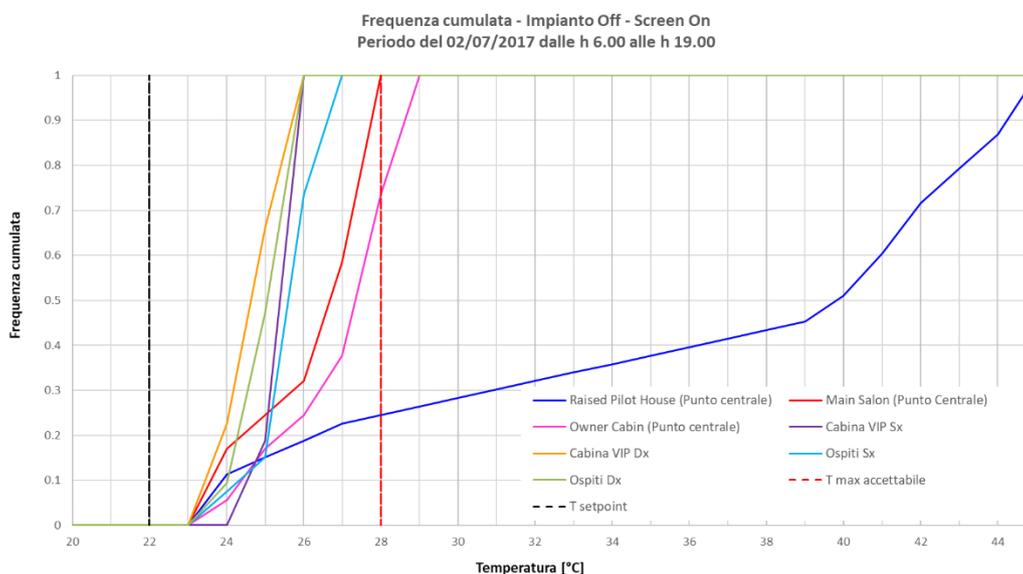
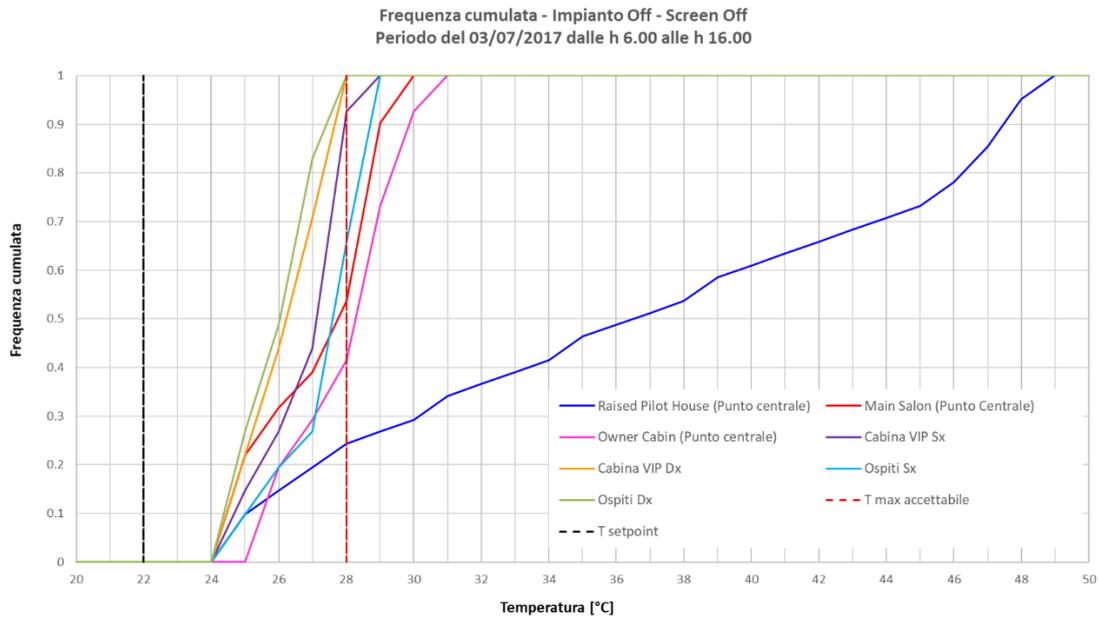
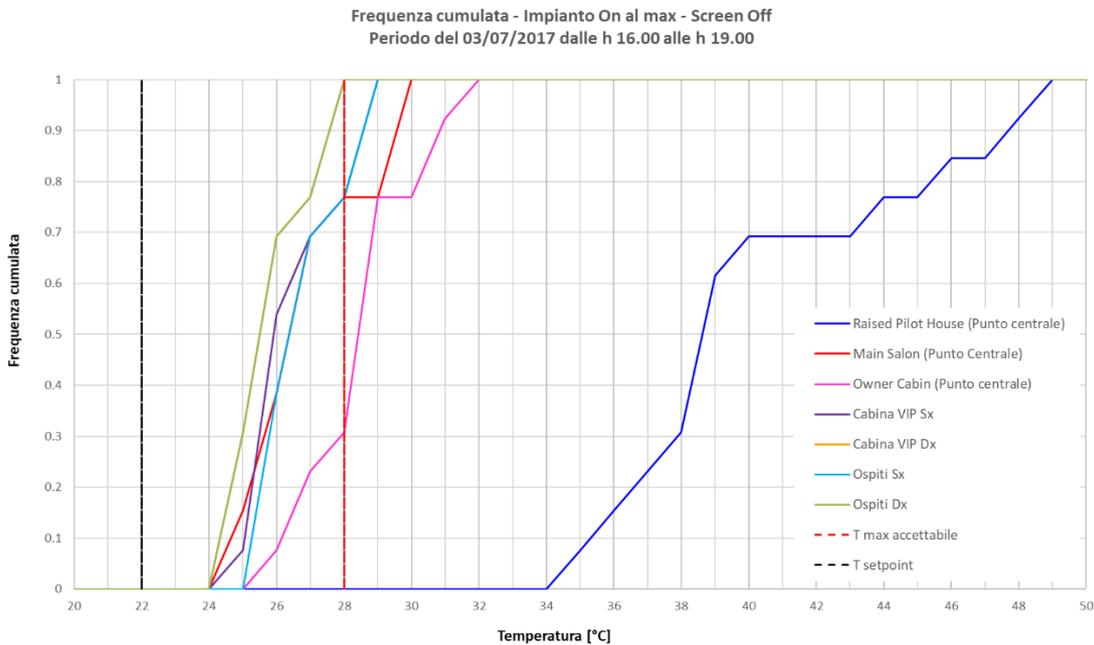


Fig. 3.4.1.30 Frequenza cumulate – Impianto Off, Screen On

Ad impianto spento (Fig. 3.4.1.30), la temperatura per la maggior parte dei locali compresa tra quella di set-point e la massima accettabile. L'ambiente più critico è la RPH, dove la condizione di inaccettabilità si manifesta per più del 70% sull'intero periodo di misura e la temperatura di set-point non viene mai raggiunta. La presenza delle schermature è poco influente.



In tutti gli ambienti (Fig.3.4.1.31), si verificano temperature superiori ai 24° C. Gli ambienti con maggiore criticità sono RHP, MS e le cabine sul lato sinistro (a causa dell'esposizione nel periodo di misura in esame). Nella RPH la condizione di inaccettabilità si manifesta per più del 70% sull'intero periodo di misura.



Ad impianto acceso con capacità massima (Fig. 3.4.1.32), le temperature degli ambienti tendono a stabilizzarsi. Nella RPH la condizione è di inaccettabilità, con temperature che non vanno al di sotto dei 34 ° C.

3.4.2 Monitoraggio delle temperature superficiali ed irradianza solare

Per il monitoraggio delle temperature superficiali e dell'irradianza solare, si è scelto di analizzare diversi scenari, definiti mediante la combinazione di accensione/spengimento dell'impianto e presenza/non presenza delle schermature applicate alle superfici vetrate.

Complessivamente le misure si sono svolte dal 29 giugno al 3 luglio in continuo.

L'ultimo giorno l'impianto è stato regolato al massimo per tutti i locali analizzati.

Gli scenari osservati per la campagna delle misure, sono descritti nella tabella seguente:

Cronologia degli scenari di misura delle temperature superficiali					
Impianto	Schermatura	Data inizio	Ora inizio	Data fine	Ora fine
HVAC On	Screen Off	29/06/2017	13.00	30/06/2017	19.00
HVAC Off	Screen Off	01/07/2017	6.00	01/07/2017	19.00
HVAC Off	Screen On	02/07/2017	6.00	02/07/2017	19.00
HVAC Off	Screen Off	03/07/2017	6.00	03/07/2017	16.00
HVAC On al max	Screen Off	03/07/2017	16.00	03/07/2017	19.00

Tab. 3.4.2.1 Cronologia degli scenari di misura

Gli strumenti utilizzati in questa fase, sono le termocoppie per quanto riguarda il monitoraggio delle temperature superficiali, ed i solarimetri, con cui è stata misurata l'irradianza solare esterna ed interna.

I dispositivi sono stati installati nella zona più critica dal punto di vista del surriscaldamento estivo, ovvero nella raised pilot house.

Il posizionamento delle termocoppie e del solarimetro nella RPH, è indicato in figura 3.4.2.1, mentre il posizionamento degli strumenti all'esterno, è indicato in figura 3.4.2.2.

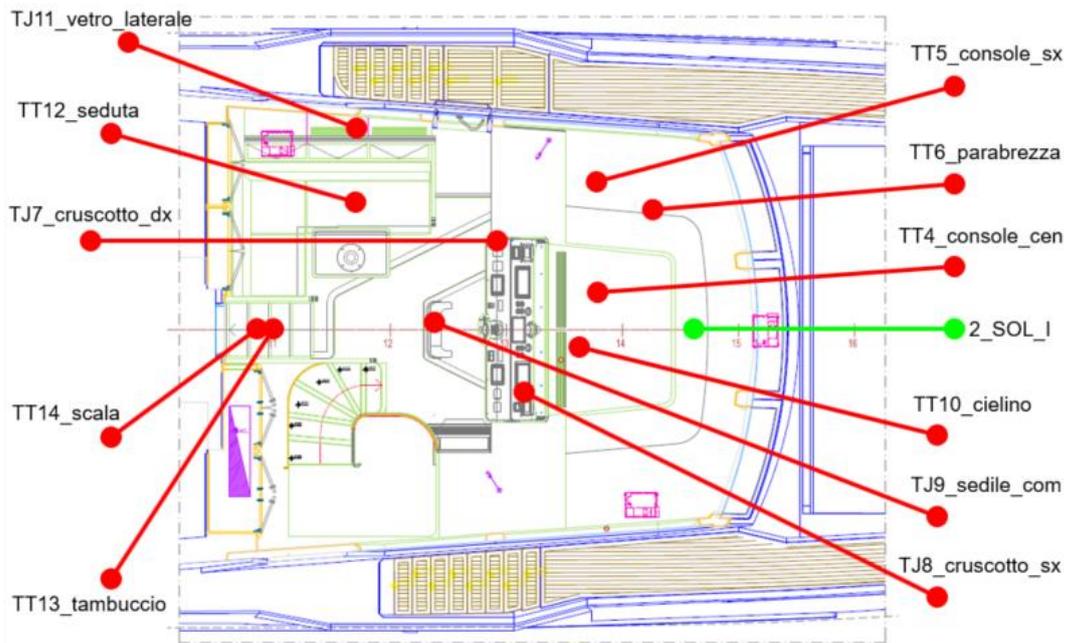


Fig. 3.4.2.1 Posizione di solarimetri e termocoppie interni, RPH

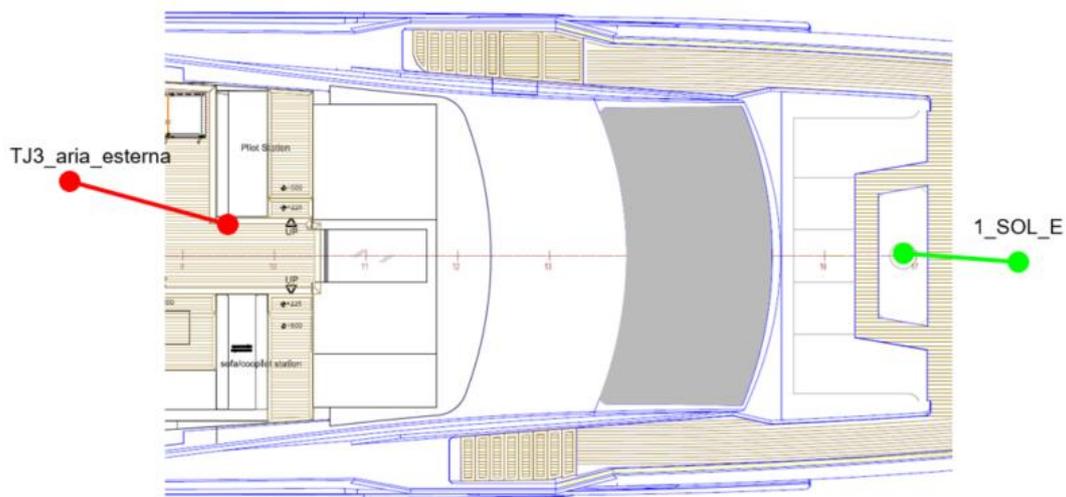


Fig. 3.4.2.2 Posizione di solarimetri e termocoppie esterni, RPH

Al termine del periodo di misura, i dati registrati dal Datalogger, collegato alle termocoppie ed ai solarimetri, sono stati scaricati sul pc ed elaborati con il software Microsoft Excel. I risultati sono stati elaborati mediante grafici che indicano l'andamento temporale secondo data&ora delle temperature superficiali interne, dell'irradianza solare interna ed esterna e la temperatura esterna (misurata con un Testo 175 posizionato all'esterno). I grafici sono riportati separati per locale, e dunque per ogni scenario.

RAISED PILOT HOUSE – Irradianze solari e temperatura esterna

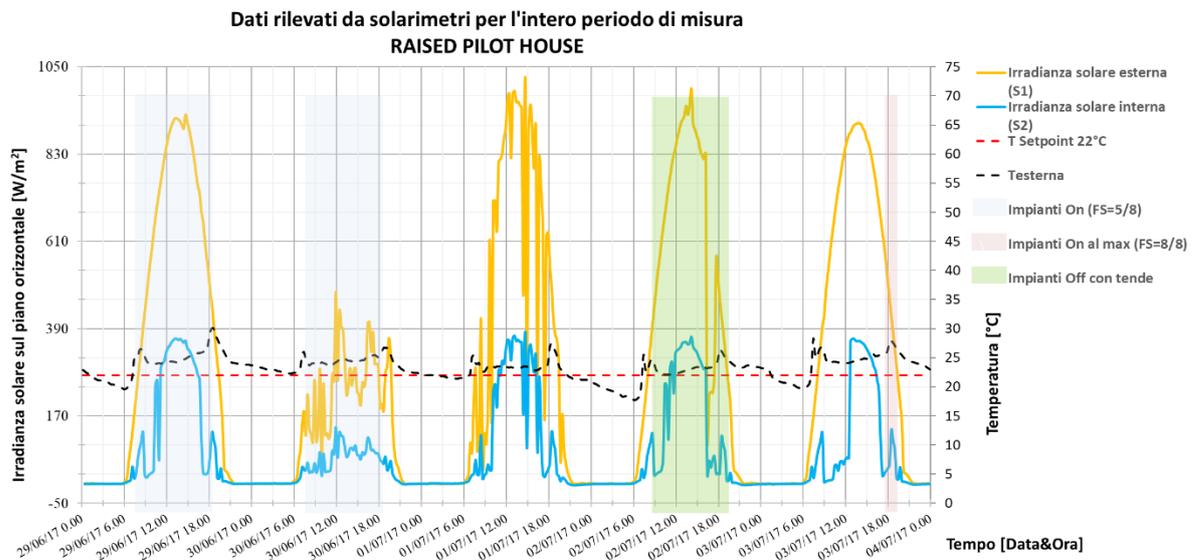


Fig. 3.4.2.3 Dati rilevati da solarimetri per l'intero periodo di misura, RPH

Osservando il grafico riportante il monitoraggio delle irradianze solari e della temperatura esterna (Fig.3.4.2.3), si osserva un picco dell'irradianza solare esterna pari a 1000 W/m^2 , in corrispondenza di un picco per l'irradianza solare interna, pari invece a 390 W/m^2 .

La temperatura esterna raggiunge valori massimi di 30°C ; tutte le misure si possono considerare a cielo sereno, rappresentante la condizione ideale di misura.

Attraverso le misure rilevate, è possibile inoltre determinare il coefficiente di trasmissione solare τ_{sol} , per il parabrezza di prua. Esso rappresenta la percentuale di energia solare che viene trasmessa da un componente trasparente, e viene calcolato come rapporto tra i valori di irradianza trasmessi all'interno (Sol_{int}) e quelli incidenti esternamente (Sol_{est}).

La formula implementata nel foglio di calcolo è la seguente:

$$\tau_{sol} = \frac{Sol_{int}}{Sol_{est}} \quad [-] \quad (3.3)$$

Tale rapporto è stato calcolato per l'intero periodo di misura ed è stato rappresentato nel grafico seguente, riportando solo i profili in cui il coefficiente assume i valori positivi più elevati (Fig. 3.4.2.4).



Fig. 3.4.2.4 τ_{sol} per l'intero periodo di misura, RPH

Dal grafico si osserva un valore massimo di trasmissione dell'irradianza solare pari a 0,41 ed un andamento abbastanza stabile nell'arco di tempo considerato e nei momenti della giornata di maggiore esposizione solare.

RAISED PILOT HOUSE – Intero periodo di misura

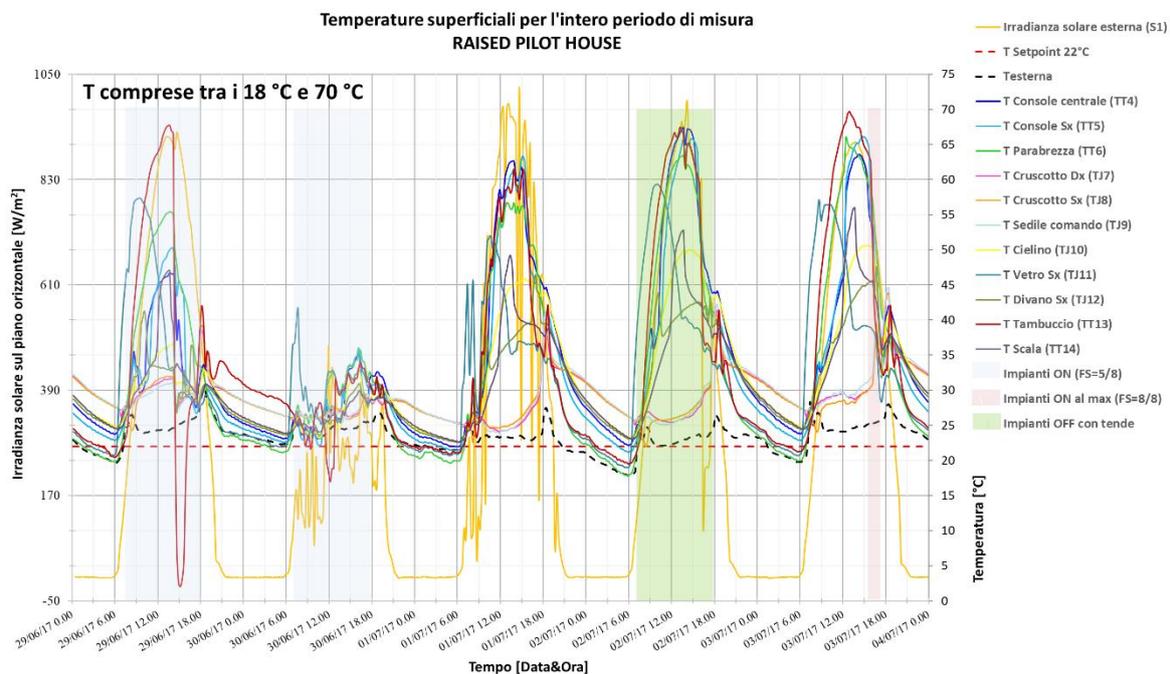


Fig. 3.4.2.5 RPH – Temperature superficiali e irradianza solare esterna per l'intero periodo di misura

Dal grafico riportante l'andamento delle temperature superficiali, si evince come queste si mantengano nel range di temperatura tra i 18 e 70 °C.

Occorre specificare che la temperatura registrata dalla termocoppia posizionata sul tambuccio (TT13), non si può considerare affidabile nel periodo tra il 29 giugno e il 30 giugno, a causa di disturbi elettromagnetici che hanno alterato la misura stessa.

Lo stesso problema persiste per alcuni periodi per le termocoppie TJ7, TJ8 e TJ9, corrispondenti rispettivamente alle termocoppie posizionate sulla parte destra del cruscotto, parte sinistra del cruscotto e sul sedile di comando.

Per una migliore osservazione del fenomeno, vengono ora analizzati i profili con dei focus specifici per ogni scenario di misura considerato.

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto On (FS = 5/8) senza tende

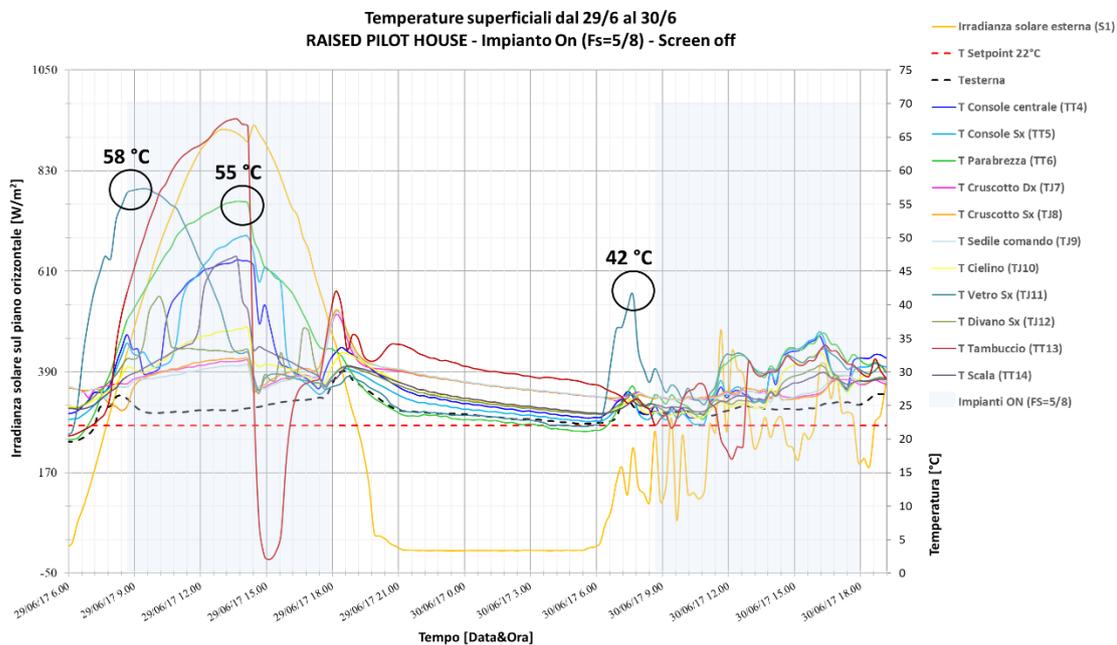


Fig. 3.4.2.6 RPH – Temperature superficiali e irradianza solare impianto on e senza tende

In questo lasso di tempo gli impianti sono rimasti accesi ogni giorno dalle h 8.00 alle h 18.00, con velocità impostata secondo il rapporto 5/8; le schermature non sono state applicate.

Si osserva come i punti più critici siano il parabrezza (TT6), su cui si registra una temperatura massima di 55 °C, ed il vetro laterale (TJ11), su cui si registra una temperatura massima di 58 °C.

Il picco visibile sul tambuccio non viene considerato, a causa dei problemi di acquisizione descritti in precedenza.

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto Off senza tende

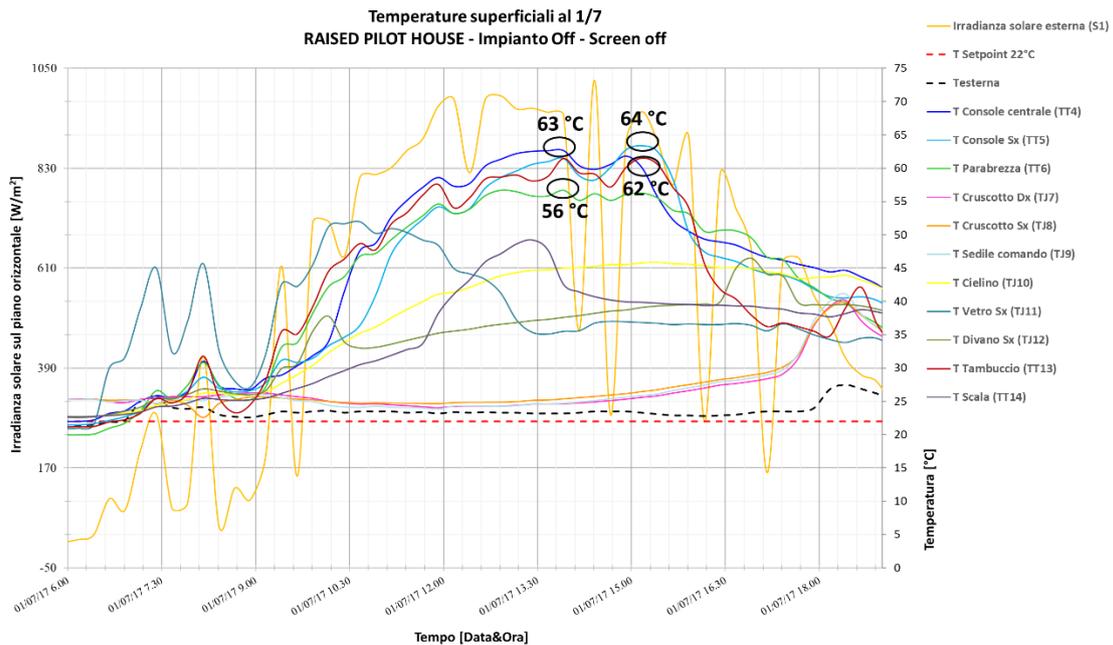


Fig. 3.4.2.7 RPH – Temperature superficiali e irradianza solare impianto Off e senza tende

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto Off con tende

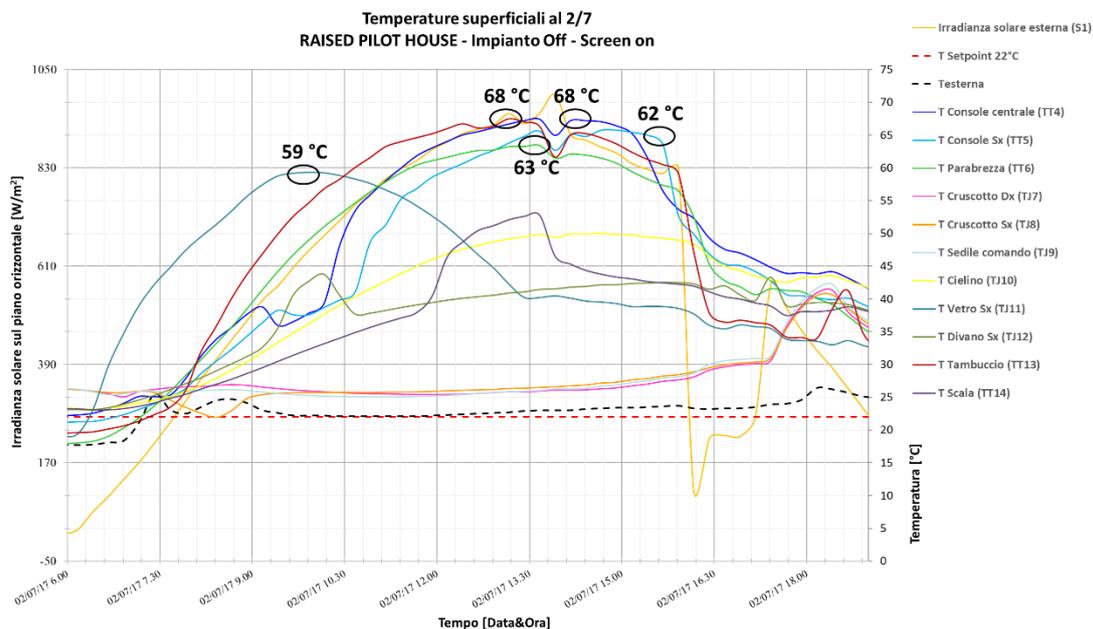


Fig. 3.4.2.8 RPH – Temperature superficiali e irradianza solare impianto Off e con tende

Nel caso di impianto spento ed in assenza di schermature, le zone più critiche sono la console con $T_{\max} = 64\text{ °C}$ e il cruscotto con $T_{\max} = 63\text{ °C}$. Gli elementi vetrati sono tra i più critici, ovvero il parabrezza con T_{\max} di 56 °C e il tambuccio con T_{\max} di 62 °C .

Anche introducendo le schermature, si registrano picchi per le stesse zone con valori prossimi al caso precedente.

RAISED PILOT HOUSE – Focus h 6.00 - h 16.00 su impianto Off senza tende

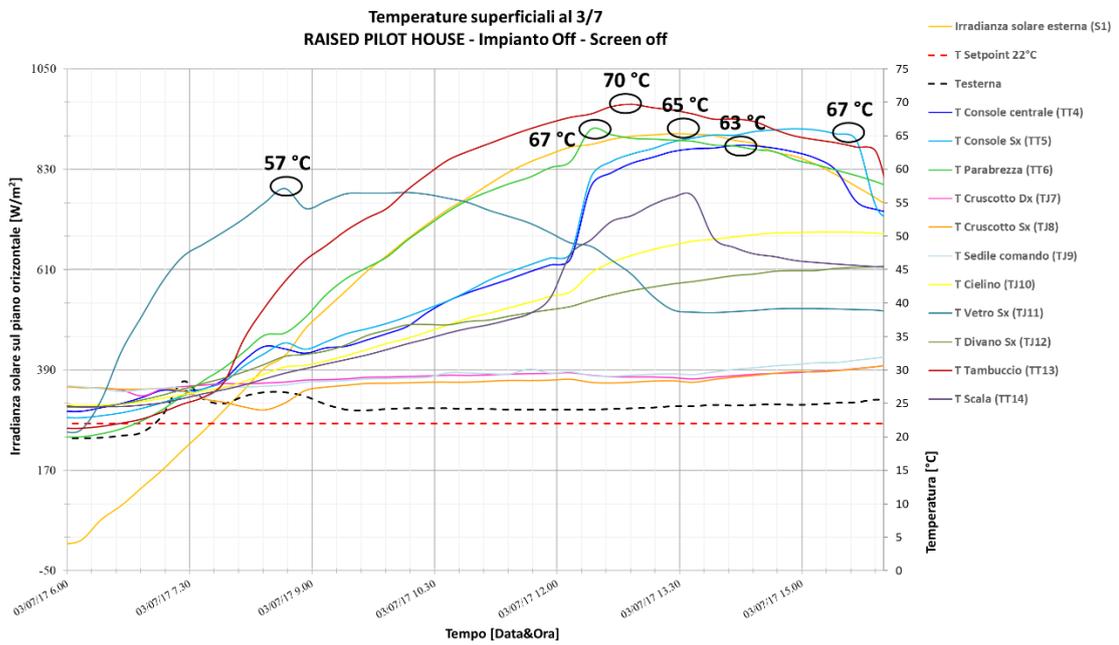


Fig. 3.4.2.9 RPH – Temperature superficiali e irradianza solare impianto Off e senza tende h. 6.00-16.00

RAISED PILOT HOUSE – Focus su impianto On (FS = 8/8) senza tende

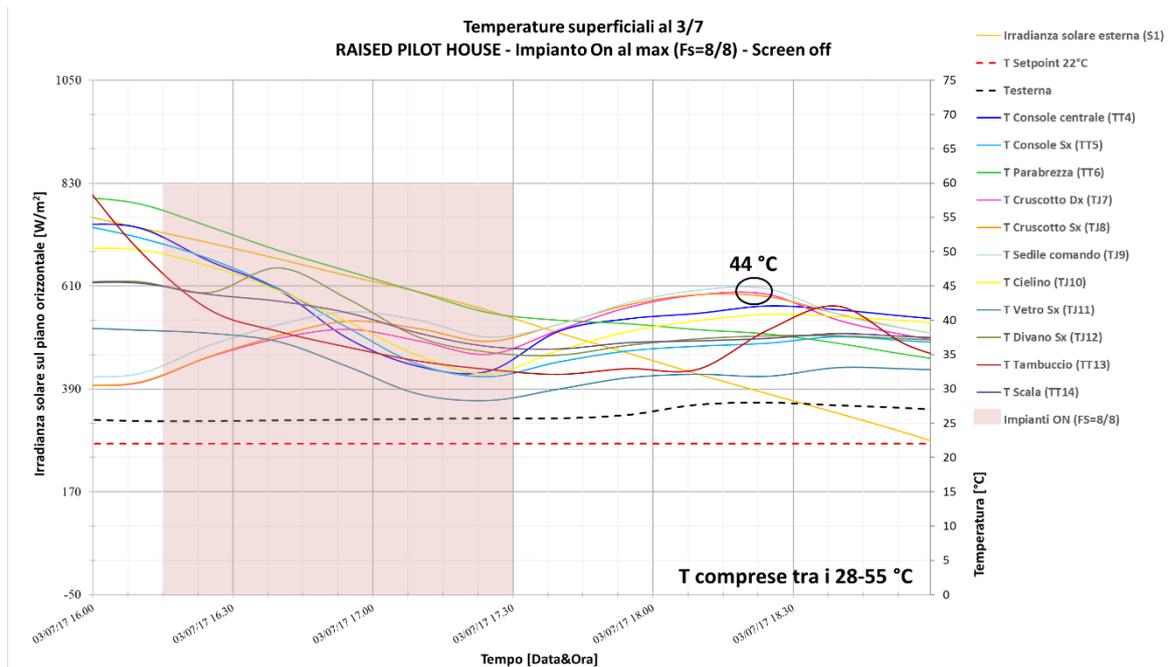


Fig. 3.4.2.10 RPH – Temperature superficiali e irradianza solare impianto On al max e senza tende

Ad impianto spento le zone più critiche sono tambuccio ($T_{\max}=70^{\circ}\text{C}$), console sx ($T_{\max}=67^{\circ}\text{C}$), console centrale ($T_{\max}=63^{\circ}\text{C}$) e cruscotto sx ($T_{\max}=65^{\circ}\text{C}$). Gli elementi vetrati sono tra i più critici come il parabrezza ($T_{\max}=67^{\circ}\text{C}$) ed il vetro laterale ($T_{\max}=57^{\circ}\text{C}$). Con l'attivazione dell'impianto alla massima potenza, le temperature si abbassano velocemente. Dopo circa due ore di accensione, molti punti restano però al di sopra dei $30 - 35^{\circ}\text{C}$. Le temperature del cruscotto e del sedile non sono affidabili per alcuni periodi a causa di disturbi elettromagnetici.

3.4.3 Mappature del comfort termico globale e locale

Per la valutazione dei parametri di comfort globale e dei parametri di discomfort locale, si è adoperato lo strumento *Indoor Climate Analyzer Type 1213* descritto nel paragrafo 3.2., che, grazie alle quattro sonde annesse, ha permesso di rilevare le condizioni ambientali:

- Temperatura dell'aria, T_a [$^{\circ}\text{C}$];
- Umidità relativa, ϕ [%];
- Velocità dell'aria, v_a [m/s];
- Temperatura piana radiante, T_{pr} [$^{\circ}\text{C}$].

Dalle temperature piane radianti è stato possibile, durante la fase di elaborazione dei dati, ricavare il valore ad ogni punto di misura della temperatura media radiante T_{mr} , attraverso la procedura descritta al paragrafo 3.2.

I dati rilevati sono stati utili per la determinazione degli indici di comfort PMV (Predicted Mean Vote) e PPD (Predicted Percentage of Dissatisfied) e dell'indice di discomfort DR (Draft Risk). In particolare l'ultimo indice, DR, è stato determinato solo in fase di accensione dell'impianto, dove la velocità dell'aria era rilevante. Le modalità di calcolo sono descritte al paragrafo 1.

Per la raccolta dei dati, la strumentazione è stata collocata in diversi punti di misura negli ambienti con maggiore rilevanza, quali:

- **Raised Pilot House**, ovvero la postazione guida (**RPH**);
- **Main Salon**, ovvero il salone principale (**MS**);
- **Owner Cabin**, ovvero la cabina armatoriale (**OC**).

Gli scenari che hanno costituito le condizioni al contorno delle misurazioni sono:

- Impianto On, senza schermature;
- Impianto Off, con le schermature;
- Impianto Off, senza le schermature.

Di seguito saranno riportati i risultati derivati dall'elaborazione dei dati, suddividendoli dapprima in base all'ambiente misurato e successivamente in base alle condizioni di misura.

I dettagli relativi all'orario, le condizioni e i punti di campionamento sono indicati per fase di misurazione. Per tutti gli ambienti le misure sono state svolte alla quota di 1,1 m rispetto al piano di calpestio (persona seduta).

Per quanto riguarda le valutazioni, queste sono state effettuate considerando una resistenza del vestiario $I_{cl}=0.5$, corrispondente ad un abbigliamento leggero.

RAISED PILOT HOUSE – Impianto On senza tende

La prima fase di campionamento dei valori delle variabili di comfort, è stata svolta durante l'accensione dell'impianto a media potenza (Fan Speed = 5/8) e senza schermatura.

Le misurazioni si sono svolte il giorno 29 giugno 2017 dalle h 14.35 alle h 15.45.

I punti in cui è stato collocato lo strumento sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.3.1).

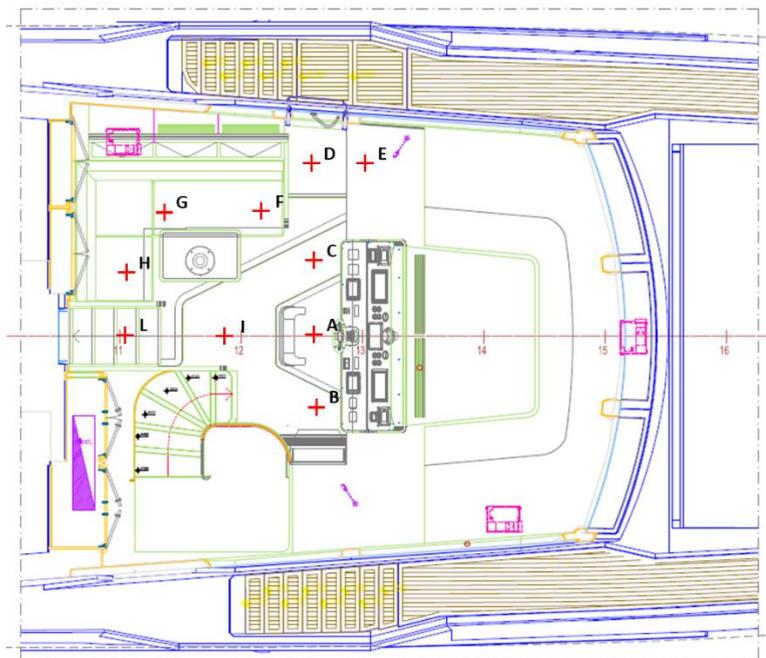


Fig. 3.4.3.2 Posizioni della stazione di misura – Impianto On, Screen off, RPH

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 29/06/2017 dalle ore 14.35 alle ore 15.45								
RAISED PILOT HOUSE - Impianto On (FS=5/8) Screen off								
PUNTO	PUNTO	t_{air} [°C]	UR [%]	v_a [m/s]	T_{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
1	A	27.1	44	0.23	29.63	0.66	14.2	C
2	B	27.4	42	0.19	29.35	0.73	16.1	D
3	C	27.6	43	0.15	29.80	0.90	21.9	D
4	D	28.0	39	0.08	30.11	1.10	30.6	D
5	E	28.4	40	0.25	30.84	1.05	28.4	D
6	F	28.2	40	0.06	30.20	1.20	35.1	D
7	G	28.5	41	0.05	31.44	1.46	48.8	D
8	H	28.5	40	0.09	36.79	2.17	83.7	D
9	I	27.5	40	0.09	30.01	0.99	25.6	D
10	L	28.4	38	0.06	31.67	1.43	47.2	D

Tab. 3.4.3.2 Valori di PMV e PPD – Impianto On, Screen off, RPH

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.3).

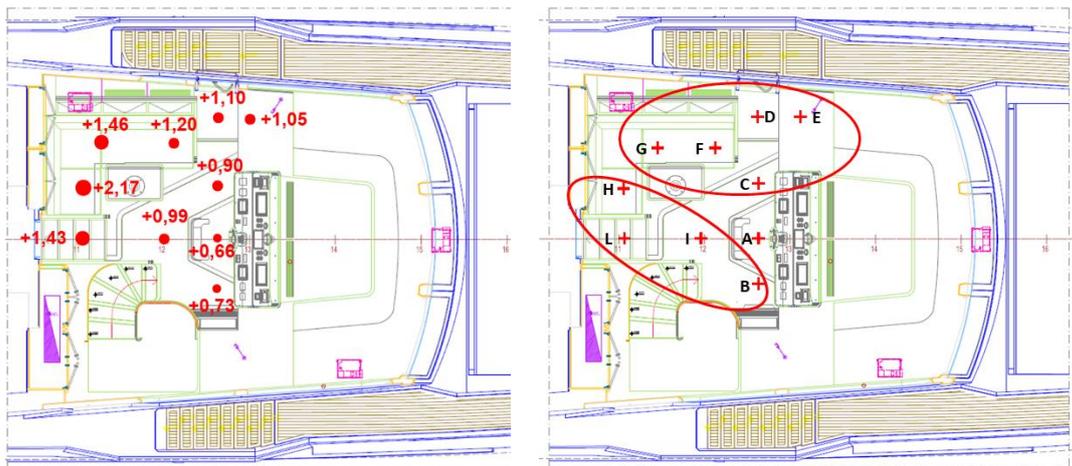


Fig. 3.4.3.3 Mappatura dei valori PMV – Impianto On, Screen off, RPH

Dai dati ottenuti si nota che nella zona di prua la sensazione è fra il leggermente caldo (+1) ed il molto caldo (> +2). I punti più critici si trovano in corrispondenza delle zone più elevate e/o laterali, ovvero vicino alle vetrate, al parabrezza e vicino al tambuccio.

Il PMV valutato mostra come gli occupanti, nella maggior parte delle zone, manifestino una sensazione termica di caldo eccessivo, nonostante l'impianto sia acceso.

Secondo la norma UNI EN ISO 7730, i valori ottimali dovrebbero collocarsi al di sotto dello 0,5 (Classe B) mentre il valore di accettabilità è considerato 0,7 (Classe C).

Si riportano ora i dati ricavati dall'analisi del Draft risk, riportati nella tabella seguente per ogni punto di campionamento.

Draft risk in data 29/06/2017 dalle ore 14.35 alle ore 15.45 RAISED PILOT HOUSE - Impianto On (FS=5/8) Screen off						
PUNTO	PUNTO	t _{air} [°C]	v _a [m/s]	Tu [%]	DR [%]	Classe
1	A	27.1	0.23	15.00	10.5	B
2	B	27.4	0.19	15.00	8.2	A
3	C	27.6	0.15	15.00	6.1	A
4	D	28.0	0.08	15.00	2.4	A
5	E	28.4	0.25	15.00	9.3	A
6	F	28.2	0.06	15.00	1.2	A
7	G	28.5	0.05	15.00	0.0	A
8	H	28.5	0.09	15.00	2.7	A
9	I	27.5	0.09	15.00	3.2	A
10	L	28.4	0.06	15.00	1.1	A

Tab. 3.4.3.3 Valori di DR – Impianto On, Screen off, RPH

Dai valori ottenuti, si nota come l'ambiente complessivamente presenti bassi valori del DR, poiché la temperatura dell'aria è elevata e la velocità dell'aria è sufficientemente bassa (sempre al di sotto del valore massimo raccomandato per il periodo estivo di 0.25 m/s).

In classe A sono indicati i punti che risultano con DR raccomandato dalla norma UNI EN ISO 7730 (DR<20% e 10 % di insoddisfatti) ed in classe B quelli che risultano con DR accettabile (DR<30% e 15% di insoddisfatti).

RAISED PILOT HOUSE – Impianto Off con tende

La fase di campionamento successiva dei valori delle variabili di comfort, è stata svolta ad impianto spento, considerando prima la presenza delle schermature e poi la rimozione di esse. In presenza delle schermature, le misurazioni si sono svolte il giorno 3 luglio 2017 dalle h 11.35 alle h 12.02. I punti in cui è stato collocato lo strumento, sono gli stessi sia nel caso con che nel caso senza le schermature. Essi sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.3.4).

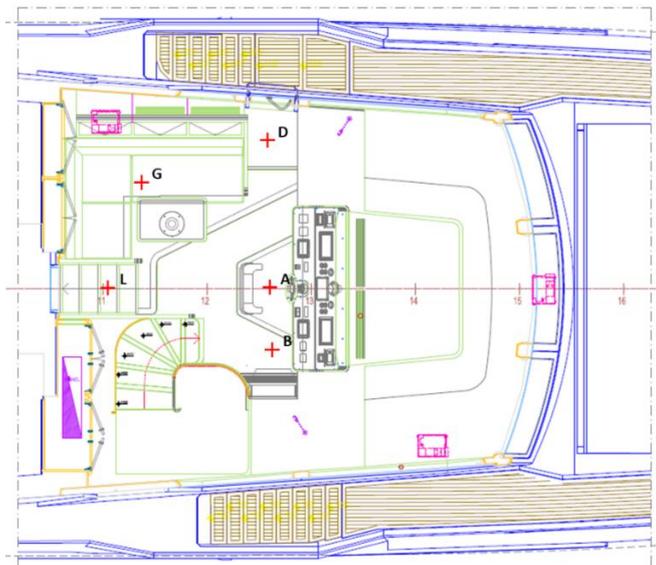


Fig. 3.4.3.4 Posizioni della stazione di misura – Impianto Off, Screen Off&On, RPH

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 03/07/2017 dalle ore 11.35 alle ore 12.02								
RAISED PILOT HOUSE - Impianto off - Screen on								
PUNTO	PUNTO	t_{air} [°C]	UR [%]	v_a [m/s]	T_{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
1	A	39.2	38	0.18	38.22	4.44	100.0	D
2	B	39.0	40	0.07	37.09	4.10	100.0	D
4	D	39.9	40	0.10	40.70	4.88	100.0	D
7	G	41.1	39	0.04	40.18	4.87	100.0	D
10	L	44.4	31	0.02	50.43	6.96	100.0	D

Tab. 3.4.3.4 Valori di PMV e PPD – Impianto Off, Screen On, RPH

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.5).

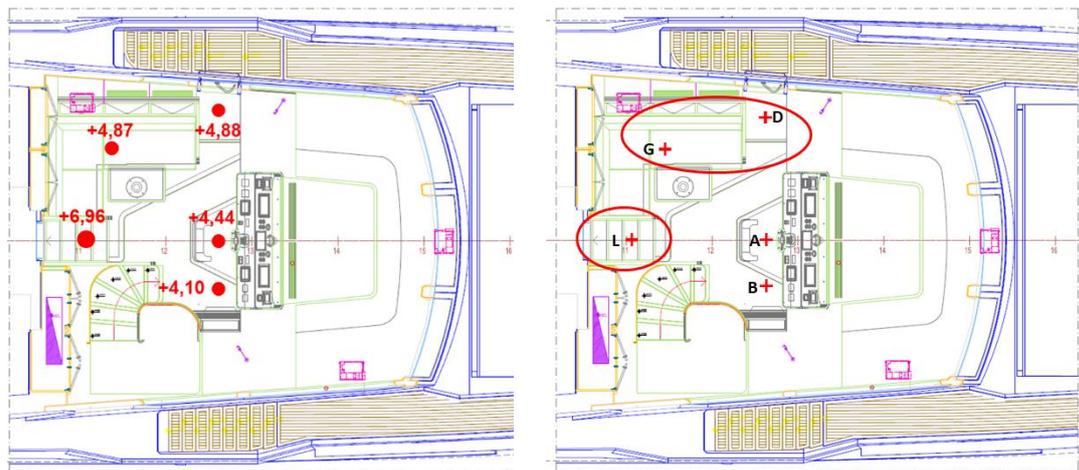


Fig. 3.4.3.5 Mappatura dei valori PMV – Impianto Off, Screen On, RPH

Dai valori ottenuti, si evidenzia come i valori di PMV rilevati si discostino molto dalle condizioni di accettabilità, raggiungendo valori tipici degli ambienti severi caldi; tale risultato era prevedibile dal momento che si erano ottenuti valori già molto alti nel caso ad impianti accesi. Le zone maggiormente critiche si collocano vicino alla vetrata laterale ed al di sotto del tambuccio, dove la temperatura raggiunge 44,4 °C (punto più critico).

RAISED PILOT HOUSE – Impianto Off senza tende

Le misure sono state iterate considerando le stesse condizioni di collocamento della stazione di misura del caso precedente, ma in questo in assenza delle schermature; le misurazioni si sono svolte il giorno 3 luglio 2017 dalle h 14.30 alle h 15.10.

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 03/07/2017 dalle ore 14.30 alle ore 15.10 RAISED PILOT HOUSE - Impianto off - Screen off								
PUNTO	PUNTO	t _{air} [°C]	UR [%]	v _a [m/s]	T _{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
1	A	47.6	27	0.02	45.82	6.55	100.0	D
2	B	46.6	29	0.08	44.04	6.42	100.0	D
4	D	48.8	27	0.12	46.12	7.29	100.0	D
7	G	47.7	30	0.02	46.04	6.67	100.0	D
10	L	51.5	23	0.09	52.89	8.71	100.0	D

Tab. 3.4.3.5 Valori di PMV e PPD – Impianto Off, Screen Off, RPH

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.6).

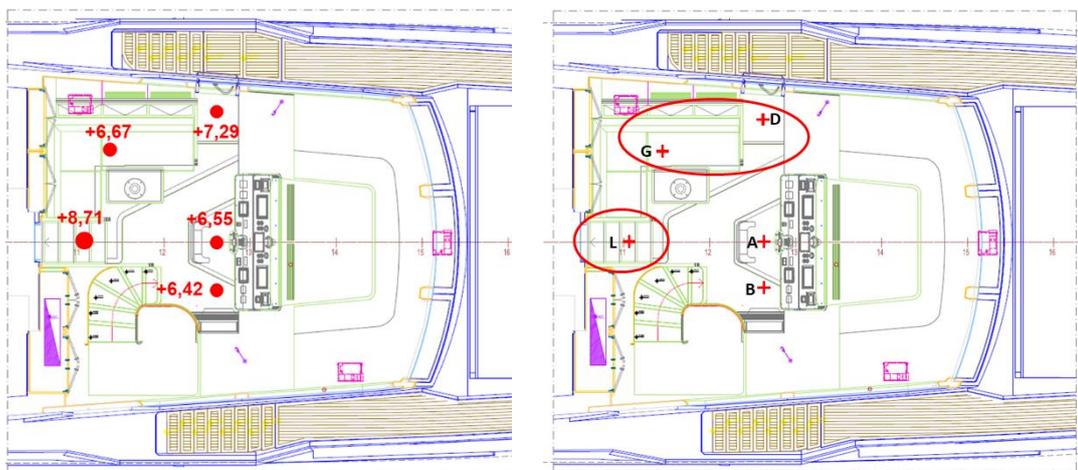


Fig. 3.4.3.6 Mappatura dei valori PMV – Impianto Off, Screen Off, RPH

Dai valori ottenuti, si evidenzia come i valori di PMV rilevati si discostino molto dalle condizioni di accettabilità, raggiungendo valori tipici degli ambienti severi caldi; tale risultato era prevedibile dal momento che si erano ottenuti valori già molto alti nei casi con l'impianto acceso e ad impianto spento con schermature.

Le zone maggiormente critiche si collocano vicino alla vetrata laterale ed al di sotto del tambuccio, dove la temperatura raggiunge 51,5 °C (punto più critico).

MAIN SALON – Impianto On senza tende

La prima fase di campionamento dei valori delle variabili di comfort, è stata svolta durante l'accensione dell'impianto a media potenza (Fan Speed = 2/8) e senza schermatura.

Le misurazioni si sono svolte il giorno 29 giugno 2017 dalle h 15.50 alle h 16.35.

I punti in cui è stato collocato lo strumento sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.3.7).

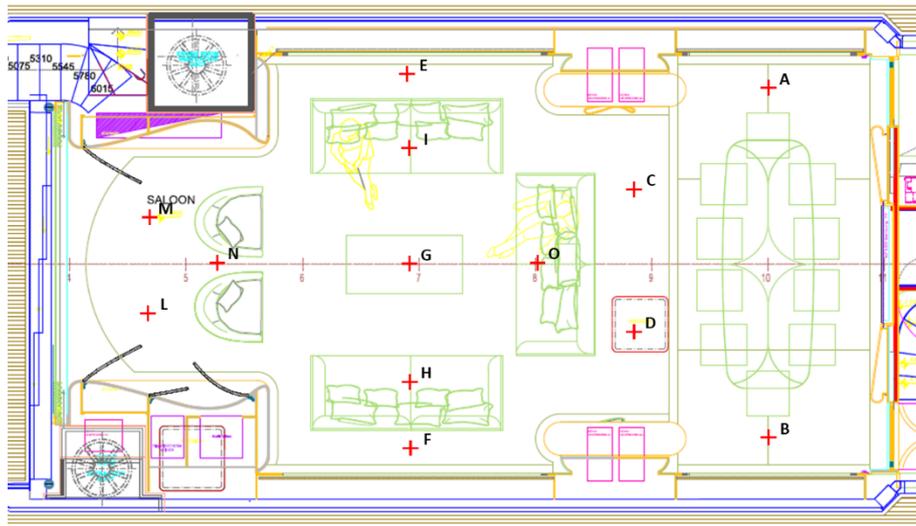


Fig. 3.4.3.7 Posizioni della stazione di misura – Impianto On, Screen off, MS

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 29/06/2017 dalle ore 15.50 alle ore 16.35								
MAIN SALON - Impianto On (FS=2/8) Screen off								
PUNTO	PUNTO	t _{air} [°C]	UR [%]	v _a [m/s]	T _{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
1	A	23.8	54	0.08	25.24	-0.19	5.8	A
2	B	24.4	52	0.11	27.47	0.11	5.3	A
3	C	23.0	55	0.11	24.35	-0.55	11.2	C
4	D	24.0	54	0.60	24.92	-1.00	26.1	D
5	E	23.5	54	0.04	25.26	-0.09	5.2	A
6	F	23.8	52	0.16	28.00	-0.06	5.1	A
7	G	23.5	53	0.03	24.59	-0.19	5.8	A
8	H	23.4	56	0.08	25.50	-0.21	5.9	B
9	I	23.0	54	0.13	24.58	-0.58	12.1	C
10	L	23.5	55	0.17	23.82	-0.67	14.5	C
11	M	23.3	56	0.10	24.09	-0.50	10.2	B
12	N	23.5	54	0.09	24.27	-0.41	8.6	B
13	O	22.7	53	0.09	24.26	-0.56	11.6	C

Tab. 3.4.3.6 Valori di PMV e PPD – Impianto On, Screen off, MS

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.8).

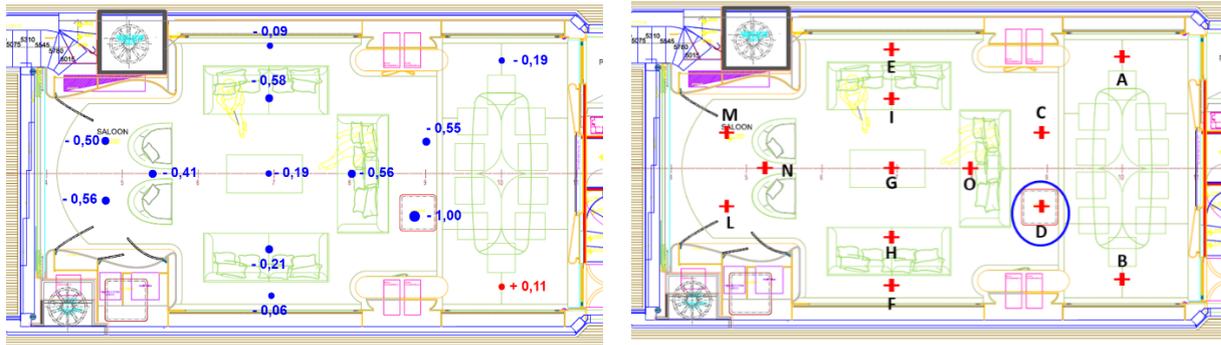


Fig. 3.4.3.8 Mappatura dei valori PMV – Impianto On, Screen off, MS

Dai dati ottenuti, si nota che nella maggior parte delle zone del salone, le condizioni siano tali da generare sensazioni di leggero freddo.

Le condizioni variano dal buono (classe B) all'ottimo (classe A), tranne nel punto D dove la situazione è la più critica con la sensazione di freddo eccessivo (classe D).

Si riportano ora i dati ricavati dall'analisi del Draft risk, riportati nella tabella seguente per ogni punto di campionamento.

Draft risk in data 29/06/2017 dalle ore 15.50 alle ore 16.35						
MAIN SALON - Impianto On (FS=2/8) Screen off						
PUNTO	PUNTO	t_{air} [°C]	v_a [m/s]	Tu [%]	DR [%]	Classe
1	A	23.8	0.08	15.00	4.2	A
2	B	24.4	0.11	15.00	6.3	A
3	C	23.0	0.11	15.00	7.2	A
4	D	24.0	0.60	15.00	44.7	D
5	E	23.5	0.04	15.00	0.0	A
6	F	23.8	0.16	15.00	10.5	B
7	G	23.5	0.03	15.00	0.0	A
8	H	23.4	0.08	15.00	4.3	A
9	I	23.0	0.13	15.00	8.9	A
10	L	23.5	0.17	15.00	11.5	B
11	M	23.3	0.10	15.00	6.2	A
12	N	23.5	0.09	15.00	5.2	A
13	O	22.7	0.09	15.00	5.6	A

Tab. 3.4.3.7 Valori di DR – Impianto On, Screen off, MS

Dai valori ottenuti, si nota come l'ambiente complessivamente presenti bassi valori del DR, poiché la temperatura dell'aria è elevata e la velocità dell'aria è sufficientemente bassa (sempre al di sotto del valore massimo raccomandato per il periodo estivo di 0.25 m/s).

L'unico punto critico è il punti D, prossimo alla bocchetta di ventilazione, dove la velocità raggiunge i 0,60 m/s.

In classe A sono indicati i punti con DR raccomandato dalla norma UNI EN ISO 7730 (DR<20% e 10 % di insoddisfatti) ed in classe B quelli con DR accettabile (DR<30% e 15% di insoddisfatti).

MAIN SALON – Impianto Off con tende

La fase di campionamento successiva dei valori delle variabili di comfort è stata svolta ad impianto spento, considerando prima la presenza delle schermature e poi la rimozione di esse. In presenza delle schermature, le misurazioni si sono svolte il giorno 3 luglio 2017 dalle h 12.20 alle h 12.40.

I punti in cui è stato collocato lo strumento sono gli stessi sia nel caso con che nel caso senza le schermature. Essi sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.3.9).

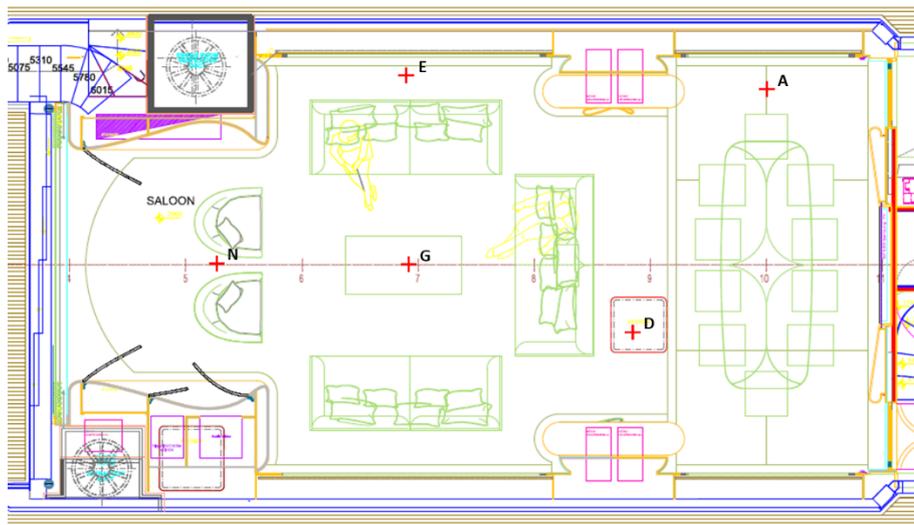


Fig. 3.4.3.9 Posizioni della stazione di misura – Impianto Off, Screen Off&On, MS

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 03/07/2017 dalle ore 12.20 alle ore 12.40								
MAIN SALON - Impianto off - Screen on								
PUNTO	PUNTO	t_{air} [°C]	UR [%]	v_a [m/s]	T_{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
1	A	29.0	61	0.15	29.24	1.26	38.2	D
4	D	28.9	62	0.03	28.73	1.35	42.8	D
5	E	29.0	61	0.05	29.11	1.38	44.2	D
7	G	29.0	62	0.02	28.53	1.36	43.2	D
12	N	28.8	62	0.04	28.14	1.23	36.6	D

Tab. 3.4.3.8 Valori di PMV e PPD – Impianto Off, Screen On, MS

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.10).

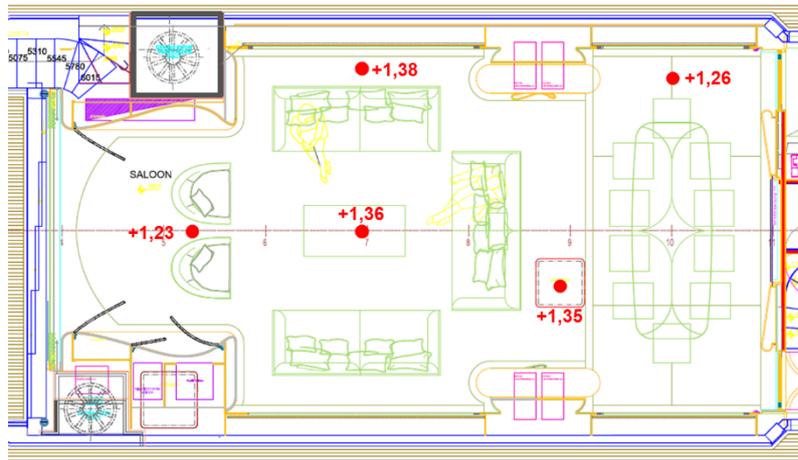


Fig. 3.4.3.10 Mappatura dei valori PMV – Impianto Off, Screen On, MS

Dai valori ottenuti, si evidenzia come gli occupanti in tutto l’ambiente manifestino una sensazione di caldo. Le condizioni sono abbastanza uniformi in tutto il locale con una temperatura sempre prossima ai 29 °C.

MAIN SALON – Impianto Off senza tende

Le misure sono state iterate considerando le stesse condizioni di collocamento della stazione di misura del caso precedente, ma in questo in assenza delle schermature; le misurazioni si sono svolte il giorno 3 luglio 2017 dalle h 14.05 alle h 14.30.

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 03/07/2017 dalle ore 14.05 alle ore 14.30								
MAIN SALON - Impianto off - Screen off								
PUNTO	PUNTO	t _{air} [°C]	UR [%]	V _a [m/s]	T _{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
1	A	29.0	60	0.02	29.26	1.45	48.0	D
4	D	29.0	64	0.01	29.06	1.47	49.5	D
5	E	29.0	63	0.03	29.04	1.42	46.6	D
7	G	29.0	62	0.06	28.78	1.32	41.4	D
12	N	28.5	64	0.05	28.40	1.21	35.9	D

Tab. 3.4.3.9 Valori di PMV e PPD – Impianto Off, Screen Off, MS

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.11).

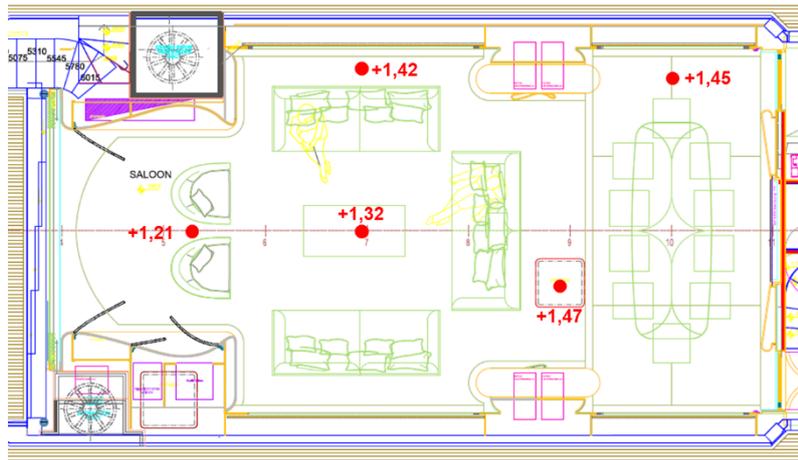


Fig. 3.4.3.11 Mappatura dei valori PMV – Impianto Off, Screen Off, MS

Dai valori ottenuti si evidenzia come gli occupanti in tutto l'ambiente manifestino una sensazione di caldo. Le condizioni sono abbastanza uniformi in tutto il locale con una temperatura sempre prossima ai 29 °C. La situazione è solo marginalmente peggiore del caso con tende.

OWNER CABIN – Impianto On senza tende

La prima fase di campionamento dei valori delle variabili di comfort, è stata svolta durante l'accensione dell'impianto a media potenza (Fan Speed = 2/8) e senza schermatura.

Le misurazioni si sono svolte il giorno 29 giugno 2017 dalle h 16.40 alle h 17.00.

I punti in cui è stato collocato lo strumento sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.3.12).

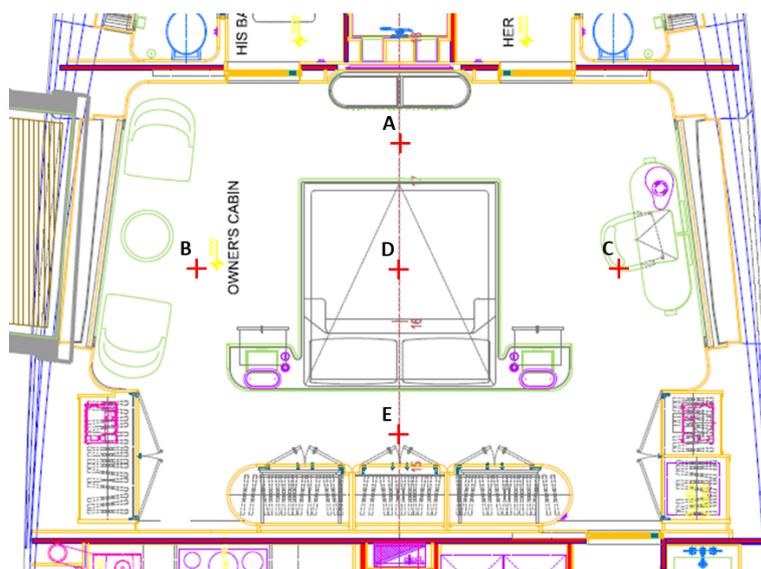


Fig. 3.4.3.12 Posizioni della stazione di misura – Impianto On, Screen off, OC

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 29/06/2017 dalle ore 16.40 alle ore 17.00 OWNER CABIN - Impianto On (FS=2/8) Screen off								
PUNTO	PUNTO	t _{air} [°C]	UR [%]	v _a [m/s]	T _{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
1	A	23.9	54	0.13	25.59	-0.29	6.7	B
2	B	23.8	56	0.15	24.64	-0.46	9.4	B
3	C	24.8	52	0.17	30.71	0.48	9.8	B
4	D	23.8	52	0.02	25.55	-0.02	5.0	A
5	E	23.3	54	0.23	24.76	-0.73	16.1	D

Tab. 3.4.3.10 Valori di PMV e PPD – Impianto On, Screen off, OC

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.13).

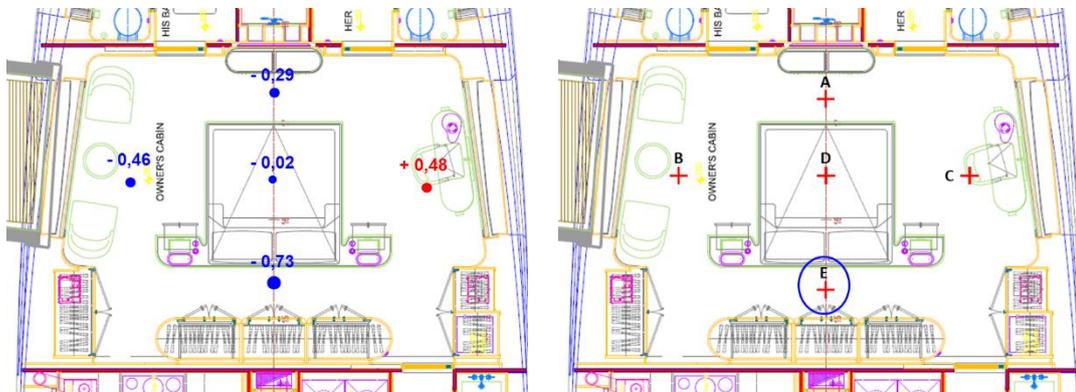


Fig. 3.4.3.13 Mappatura dei valori PMV – Impianto On, Screen off, OC

Dai dati ottenuti si nota che nella maggior parte delle zone della cabina, gli occupanti manifestino una sensazione di leggero freddo, tranne nel punto prossimo alla finestra dove si manifesta sensazione di leggero caldo (punto C). La condizione di accettabilità (classe C), viene superata di poco solo nel punto E a causa della combinazione di una elevata velocità dell'aria e bassa temperatura (causata dal getto d'aria proveniente dalle bocchette). Le condizioni variano dal buono (classe B) all'ottimo (classe A), tranne nel punto E. Si riportano ora i dati ricavati dall'analisi del Draft risk, riportati nella tabella seguente per ogni punto di campionamento.

Draft risk in data 29/06/2017 dalle ore 16.40 alle ore 17.00 OWNER CABIN - Impianto On (FS=2/8) Screen off						
PUNTO	PUNTO	t _{air} [°C]	v _a [m/s]	Tu [%]	DR [%]	Classe
1	A	23.9	0.13	15.00	8.1	A
2	B	23.8	0.15	15.00	9.7	A
3	C	24.8	0.17	15.00	10.1	B
4	D	23.8	0.02	15.00	0.0	A
5	E	23.3	0.23	15.00	16.3	B

Tab. 3.4.3.11 Valori di DR – Impianto On, Screen off, OC

Dai valori ottenuti si nota come l'ambiente complessivamente presenti bassi valori del DR, poiché la temperatura dell'aria è elevata e la velocità dell'aria è sufficientemente bassa (sempre al di sotto del valore massimo raccomandato per il periodo estivo di 0.25 m/s).

In classe A sono indicati i punti che risultano con DR raccomandato dalla norma UNI EN ISO 7730 ($DR < 20\%$ e 10 % di insoddisfatti) ed in classe B quelli che risultano con DR accettabile ($DR < 30\%$ e 15% di insoddisfatti).

OWNER CABIN – Impianto Off con tende

La fase di campionamento successiva dei valori delle variabili di comfort è stata svolta ad impianto spento, considerando prima la presenza delle schermature e poi la rimozione di esse. In presenza delle schermature, le misurazioni si sono svolte il giorno 3 luglio 2017 dalle h 12.45 alle h 13.00.

I punti in cui è stato collocato lo strumento sono gli stessi sia nel caso con che nel caso senza le schermature. Essi sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.3.14).

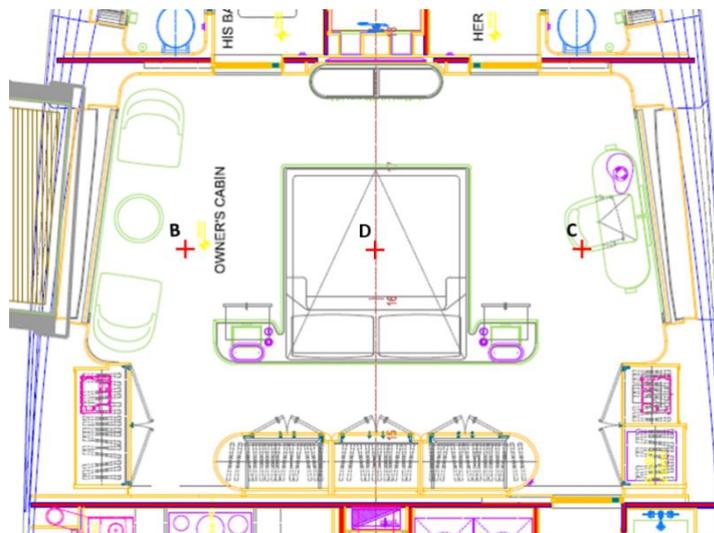


Fig. 3.4.3.14 Posizioni della stazione di misura – Impianto Off, Screen Off&On, OC

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 03/07/2017 dalle ore 12.45 alle ore 13.00								
OWNER CABIN - Impianto off - Screen on								
PUNTO	PUNTO	t_{air} [°C]	UR [%]	v_a [m/s]	T_{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
2	B	29.0	62	0.08	29.07	1.33	42.0	D
3	C	28.8	60	0.06	28.52	1.23	36.8	D
4	D	28.9	60	0.02	28.86	1.37	44.0	D

Tab. 3.4.3.12 Valori di PMV e PPD – Impianto Off, Screen On, OC

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.15).

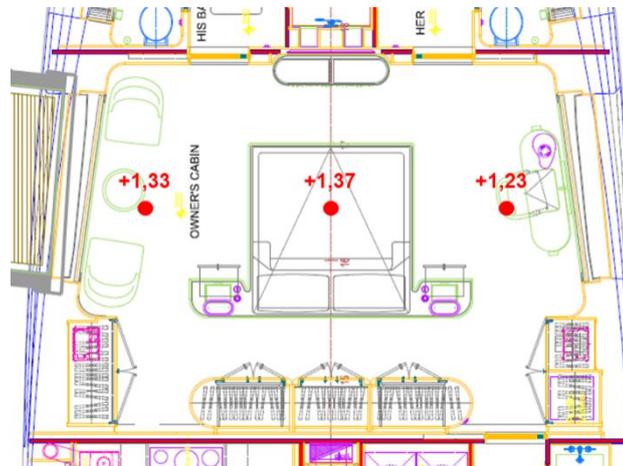


Fig. 3.4.3.15 Mappatura dei valori PMV – Impianto Off, Screen On, OC

Dai valori ottenuti si evidenzia come gli occupanti in tutto l’ambiente manifestino una sensazione di caldo. Le condizioni sono abbastanza uniformi in tutto il locale con una temperatura sempre prossima ai 29 °C.

OWNER CABIN – Impianto Off senza tende

Le misure sono state iterate considerando le stesse condizioni di collocamento della stazione di misura del caso precedente, ma in questo in assenza delle schermature; le misurazioni si sono svolte il giorno 3 luglio 2017 dalle h 13.55 alle h 14.00.

I valori numerici di PMV e PPD, calcolati implementando dati e formule in un foglio Excel, sono riassunti nella tabella seguente.

Indici di PMV e PPD in data 03/07/2017 dalle ore 13.55 alle ore 14.00								
OWNER CABIN - Impianto off - Screen off								
PUNTO	PUNTO	t _{air} [°C]	UR [%]	V _a [m/s]	T _{mr} [°C]	PMV	PPD [%]	Classe
2	B	29.0	62	0.02	29.24	1.46	48.8	D
3	C	29.2	58	0.04	29.78	1.50	50.9	D
4	D	28.9	57	0.05	29.19	1.34	42.1	D

Tab. 3.4.3.13 Valori di PMV e PPD – Impianto Off, Screen Off, OC

Da cui è stato possibile ricavare una mappatura dei valori numerici in forma grafica (Fig. 3.4.3.16).

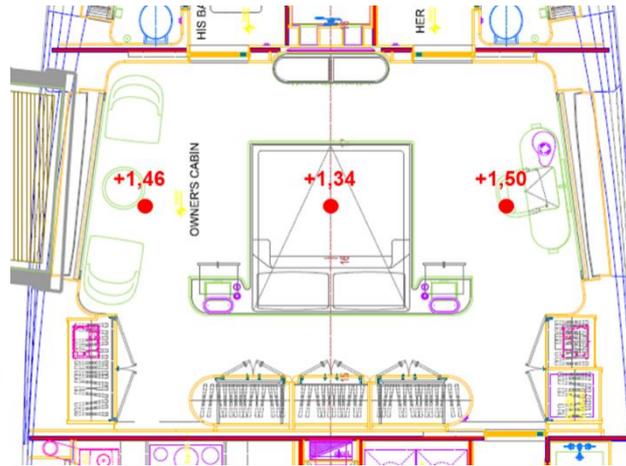


Fig. 3.4.3.16 Mappatura dei valori PMV – Impianto Off, Screen Off, OC

Dai valori ottenuti si evidenzia come gli occupanti in tutto l'ambiente manifestino una sensazione di caldo. Le condizioni sono abbastanza uniformi in tutto il locale con una temperatura sempre prossima ai 29 °C. La situazione è solo marginalmente peggiore del caso con tende, specie nei punti vicini alle finestre.

3.4.4 Termografie e mappature delle temperature superficiali

Per l'acquisizione delle termografie, ai fini della mappatura delle temperature superficiali, è stata utilizzata la termocamera "Thermotracer TH9100R, NEC", descritta in precedenza nel paragrafo 3.2.

La rilevazione delle termografie è stata svolta per le diverse condizioni dell'impianto e per la presenza o meno delle schermature.

Non tutti gli ambienti sono stati analizzati con le stesse condizioni al contorno, ma sono state osservate le modalità descritte nella tabella di seguito.

Cronologia degli scenari di acquisizione delle termografie				
Locale di misura	Impianto	Schermatura	Data inizio	Ora inizio
RPH	HVAC On	Screen Off	29/06/2017	14.00
RPH	HVAC Off	Screen Off	03/07/2017	11.00
RPH	HVAC Off	Screen On	03/07/2017	14.00
MS	HVAC On	Screen Off	29/06/2017	14.00
OC	HVAC On	Screen Off	29/06/2017	14.00

Tab.3.4.4.1 Scenari e cronologia di acquisizione delle termografie

L'ambiente che è stato oggetto di maggiori termografie, sia ad impianto acceso che spento, con la presenza o meno delle schermature, è la raised pilot house, in quanto la più critica dal punto di vista del surriscaldamento delle superfici.

Di seguito saranno riportate alcune delle termografie effettuate durante la campagna di acquisizione dati. Ciascuna verrà visualizzata in comparazione all'immagine corrispondente nel campo visibile, affiancate da una scala termografica; quest'ultima consente la lettura, mediante l'associazione di una scala di colore, delle temperature emesse dalle superfici.

La scala di temperatura delle termografie nei vari punti, è stata mantenuta la medesima per tutte le immagini: questo determina, per alcune immagini, una parziale perdita di dettaglio, ma consente un raffronto immediato fra le condizioni presenti nelle diverse zone misurate.

MAIN SALON – Impianto On senza tende

L'unica fase di acquisizione delle termografie per il salone principale, è stata quella durante l'accensione dell'impianto a potenza media (Fan speed=2/8) e senza tende.

I punti in cui è stato collocato lo strumento e l'orientamento angolare della termocamera, sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.4.1).

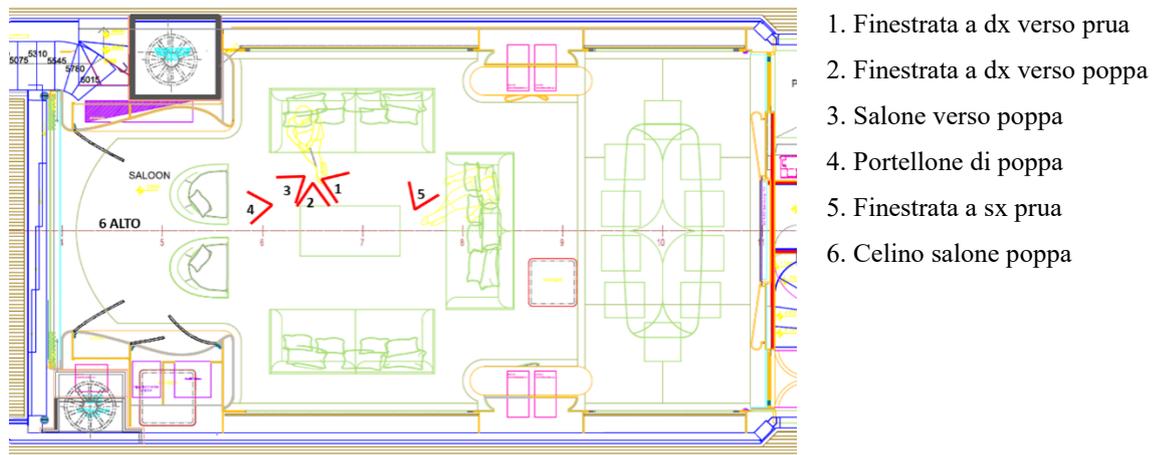


Fig. 3.4.4.1 Posizioni della termocamera – Impianto On, Screen off, MS

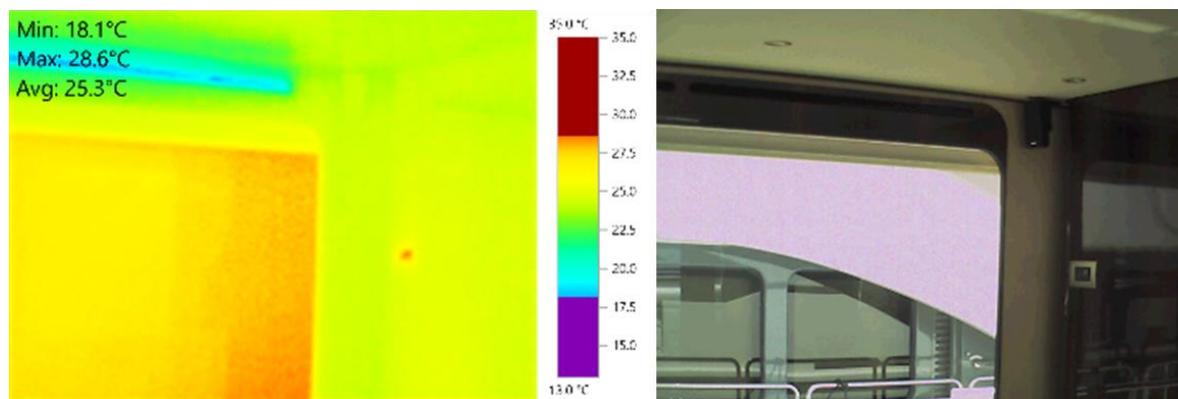


Fig. 3.4.4.2 Termografia 2, Finestrata dx verso poppa – Impianto On, Screen off, MS

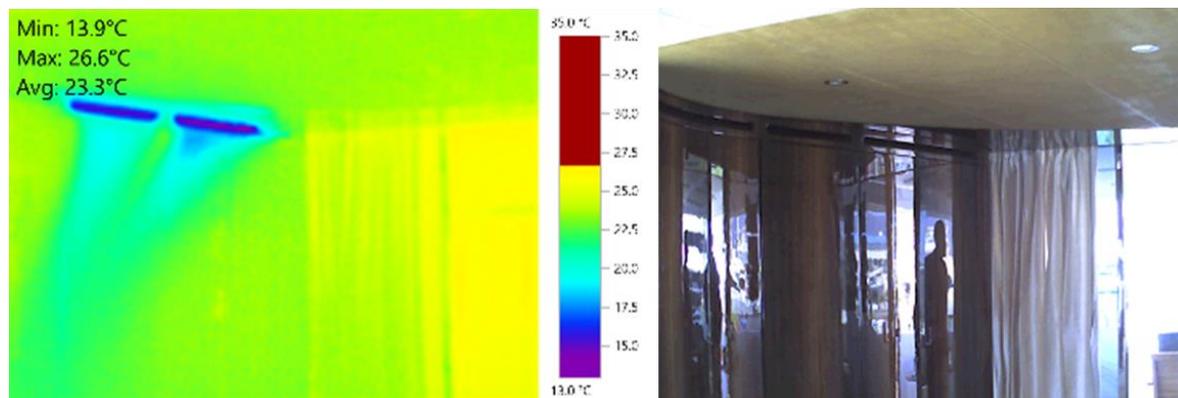


Fig. 3.4.4.3 Termografia 3, Salone verso poppa – Impianto On, Screen off, MS

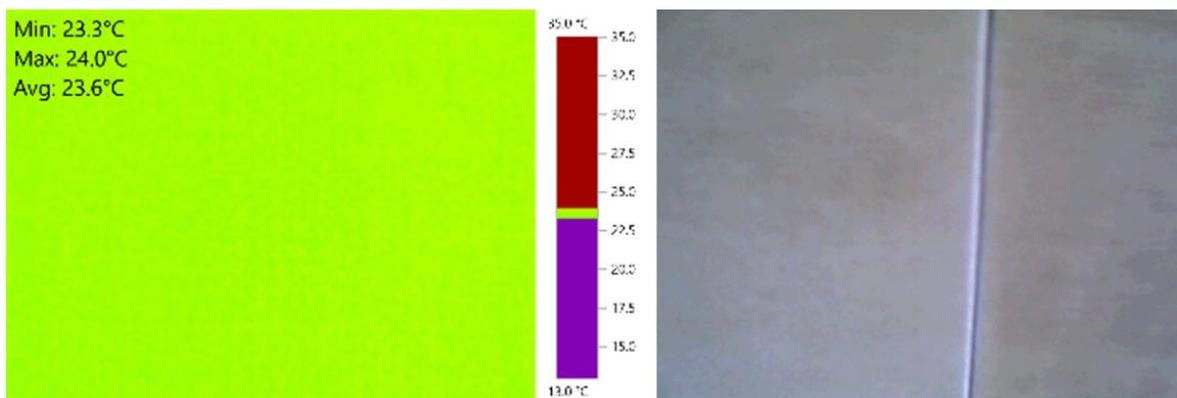


Fig. 3.4.4.4 Termografia 6, Celino salone poppa – Impianto On, Screen off, MS

Si osserva come le temperature superficiali, ad impianto acceso, nel salone principale raggiungano i valori più alti sulle superfici vetrate, con valori massimi di temperatura intorno ai 28°C. Le temperature medie non superano i 26 °C.

OWNER CABIN – Impianto On e senza tende

L'unica fase di acquisizione delle termografie per la cabina armatoriale, è stata quella durante l'accensione dell'impianto a potenza media (Fan speed=2/8) e senza tende.

I punti in cui è stato collocato lo strumento e l'orientamento angolare della termocamera, sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.4.5).

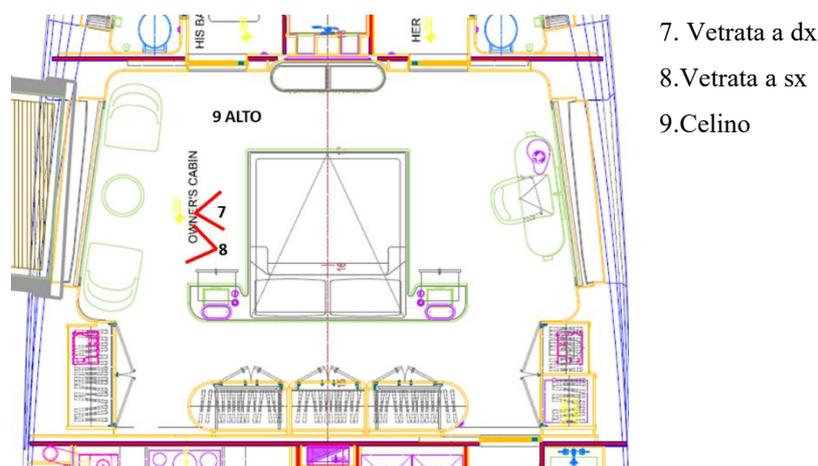


Fig. 3.4.4.5 Posizioni della termocamera – Impianto On, Screen off, OC

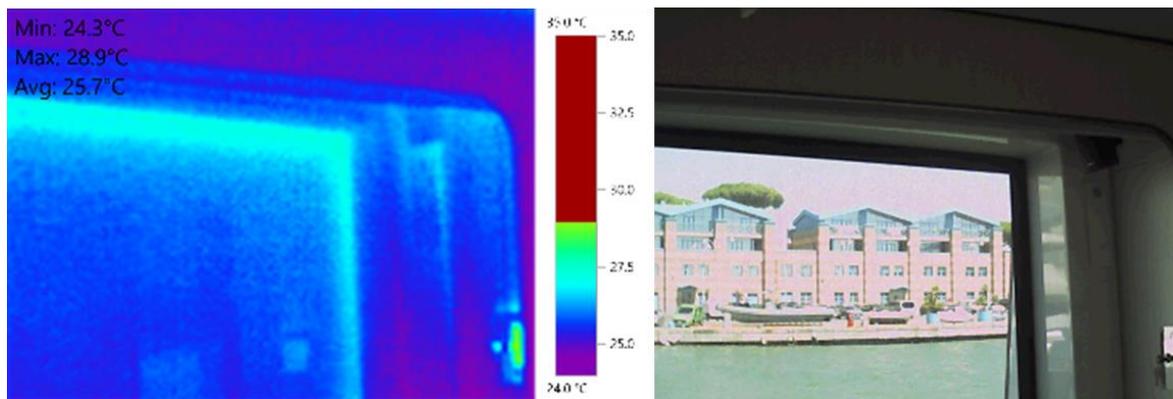


Fig. 3.4.4.6 Termografia 8, Vetrata a sx – Impianto On, Screen off, OC

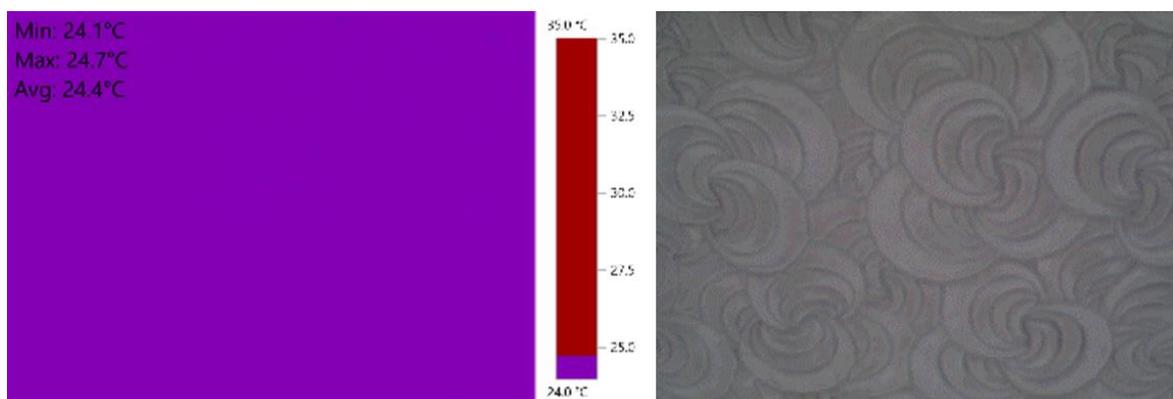


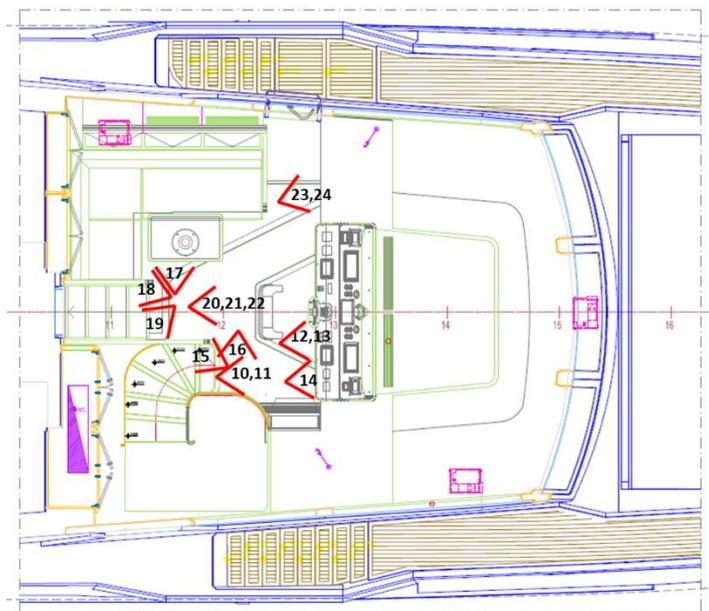
Fig. 3.4.4.7 Termografia 9, Celino – Impianto On, Screen off, OC

Si osserva come le temperature superficiali, ad impianto acceso, nella cabina armatoriale, raggiungano i valori più alti sulle superfici vetrate, con valori massimi di temperatura intorno ai 29°C. Le temperature medie non superano i 26 °C.

RAISED PILOT HOUSE – Impianto On e senza tende

La prima fase di acquisizione delle termografie è stata svolta durante l'accensione dell'impianto a media potenza (Fan Speed = 5/8) e senza schermatura.

I punti in cui è stato collocato lo strumento e l'orientamento angolare della termocamera, sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.4.8).



- 10. Console dx basso
- 11. Console dx alto
- 12. Console centrale
- 13. Parabrezza
- 14. Celino
- 15. Tambuccio
- 16. Finestrino a dx
- 17. Finestrino a sx verso poppa
- 18. Parete poppa
- 19. Tambuccio
- 20. Cruscotto
- 21. Cruscotto sx
- 22. Cruscotto dx
- 23. Sx basso
- 24. Sx Alto

Fig. 3.4.4.8 Posizioni della termocamera – Impianto On, Screen off, RPH

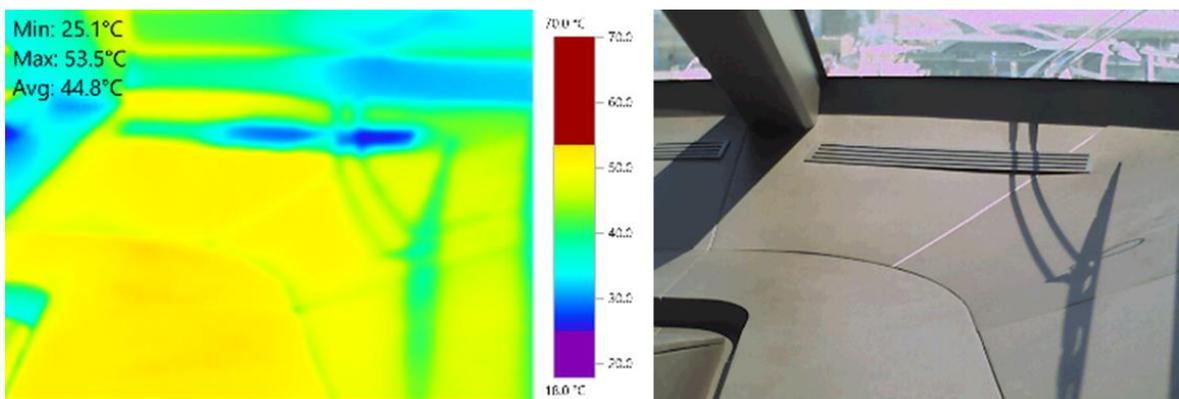


Fig. 3.4.4.9 Termografia 11, Console a dx basso – Impianto On, Screen off, RPH

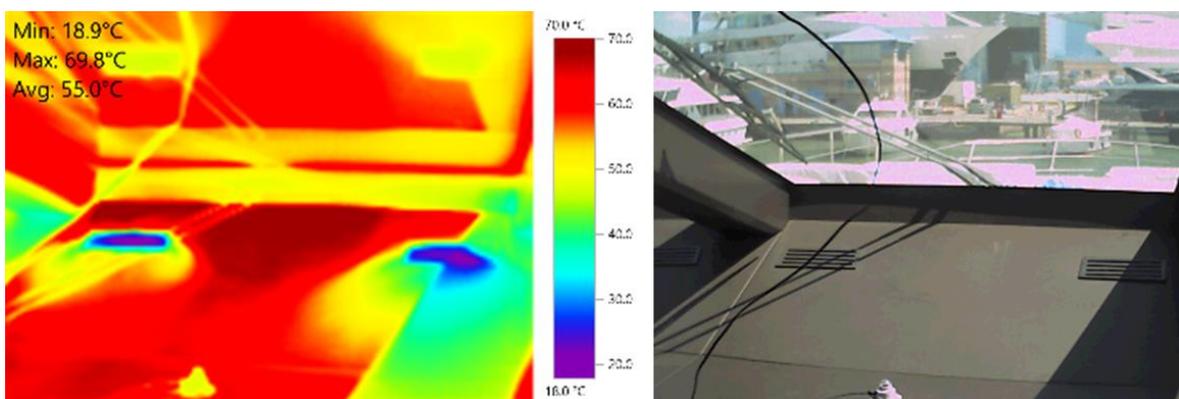


Fig. 3.4.4.10 Termografia 12, Console al centro – Impianto On, Screen off, RPH

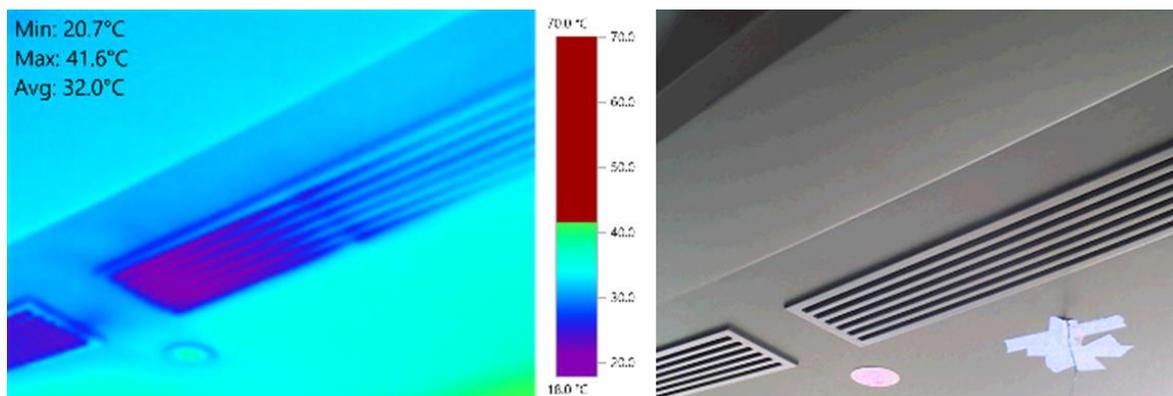


Fig. 3.4.4.11 Termografia 14, Celino – Impianto On, Screen off, RPH

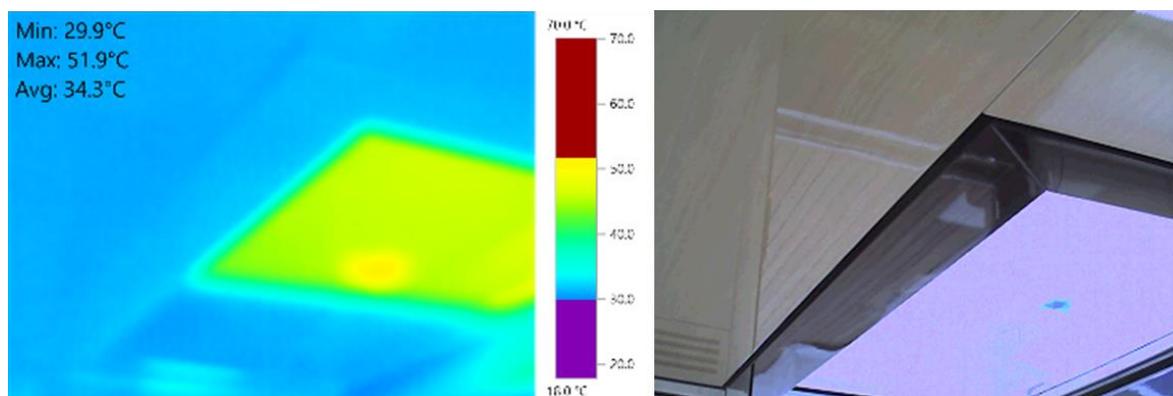


Fig. 3.4.4.12 Termografia 15, Tambuccio – Impianto On, Screen off, RPH

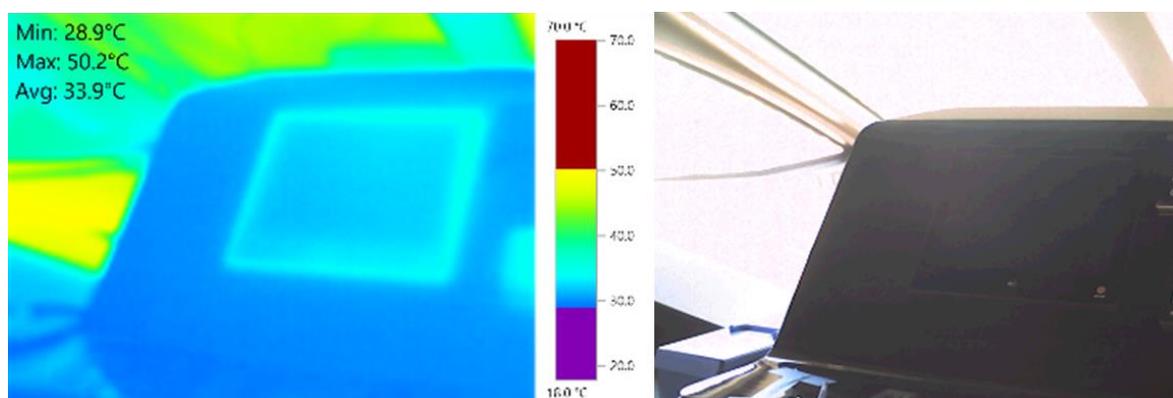


Fig. 3.4.4.13 Termografia 21, Cruscotto a sx – Impianto On, Screen off, RPH

Dalle termografie emerge il problema delle elevate temperature, questione già riscontrata con le analisi precedentemente sviluppate, quali il calcolo del comfort e le temperature superficiali misurate con le termocoppie. Le temperature raggiunte, nonostante l'impianto sia acceso, sono infatti molto alte. Le zone più critiche sono il cruscotto, la console e il tambuccio. Il tambuccio e il cruscotto raggiungono temperature superiori ai 50 °C mentre,

nella zona centrale della console, i picchi raggiungono anche i 70°C con una temperatura media di 55 °C, provocando rischi di scottature per gli occupanti.

RAISED PILOT HOUSE – Impianto Off con tende

La seconda fase di acquisizione delle termografie è stata svolta ad impianto spento e con la presenza delle tende. I punti in cui è stato collocato lo strumento e l'orientamento angolare della termocamera, sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.4.14).

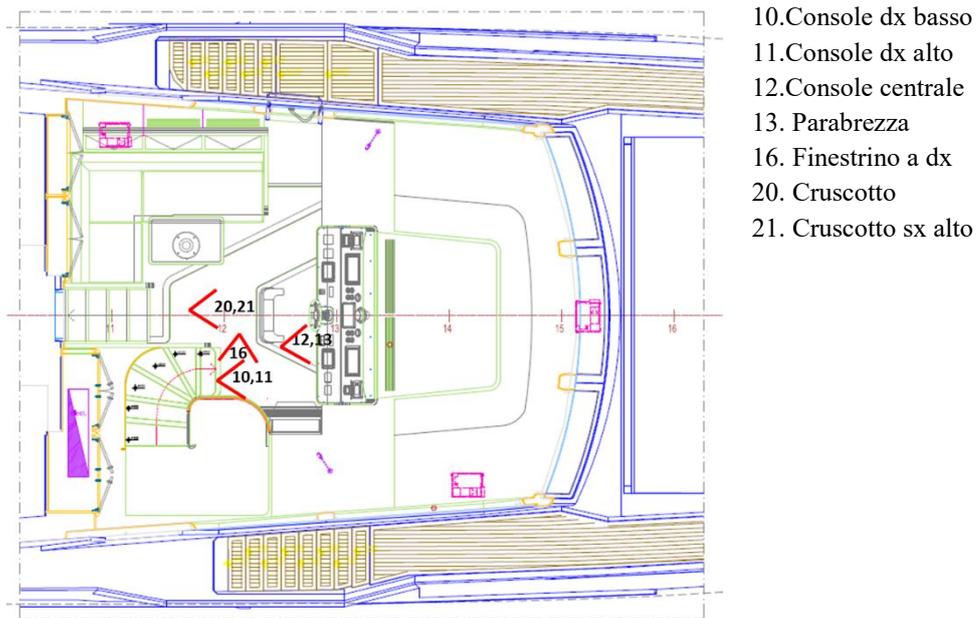


Fig. 3.4.4.14 Posizioni della termocamera – Impianto Off, Screen on, RPH

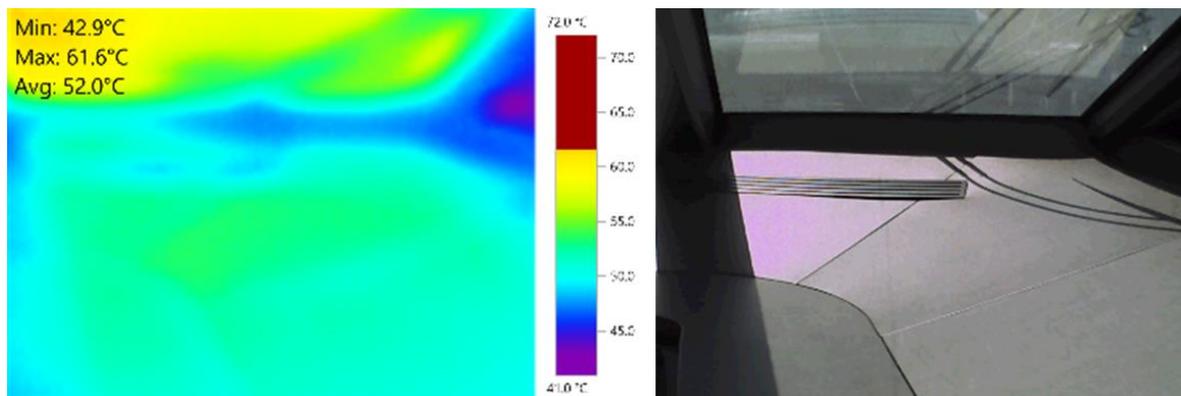


Fig. 3.4.4.15 Termografia 10, Console a dx basso – Impianto Off, Screen on, RPH

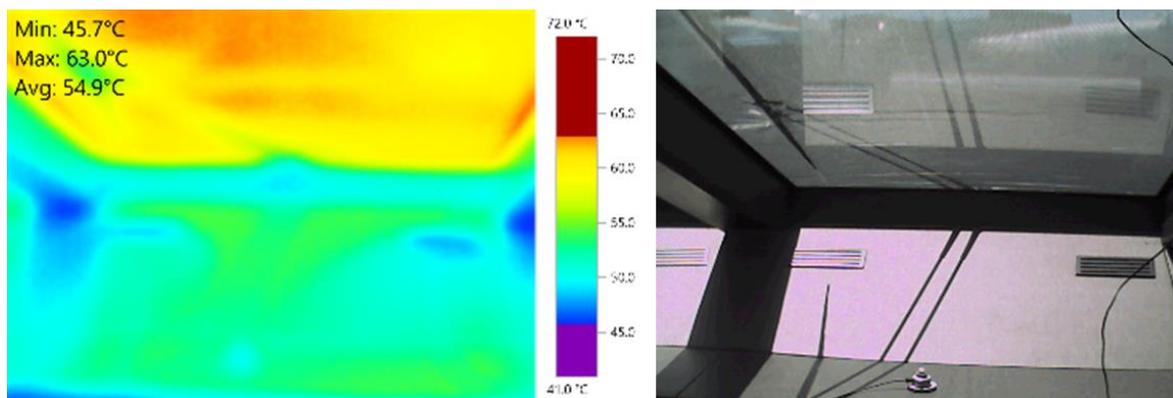


Fig. 3.4.4.16 Termografia 12, Console al centro – Impianto Off, Screen on, RPH

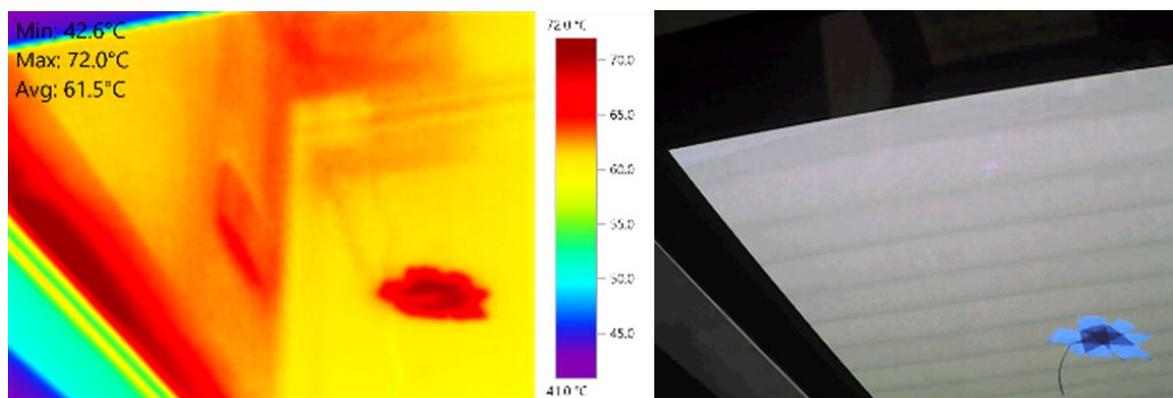


Fig. 3.4.4.17 Termografia 13, Parabrezza – Impianto Off, Screen on, RPH

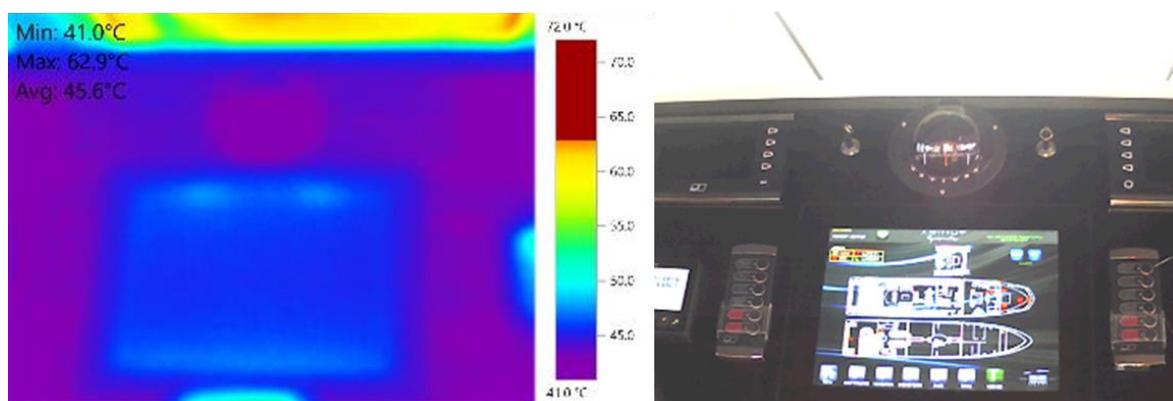


Fig. 3.4.4.18 Termografia 20, Cruscotto – Impianto Off, Screen on, RPH

Ad impianto spento, nonostante la presenza delle schermature, le temperature superficiali sono molto alte. Il cruscotto è tra le zone più critiche con temperature massime intorno ai 63 °C. Il parabrezza, sul quale non è applicata la schermatura, raggiunge anche picchi di 72°C.

RAISED PILOT HOUSE – Impianto Off senza tende

L'ultima fase di acquisizione delle termografie, è stata svolta ad impianto spento e con l'assenza delle schermature. I punti in cui è stato collocato lo strumento e l'orientamento angolare della termocamera, sono rappresentati nella figura seguente (Fig. 3.4.4.19).

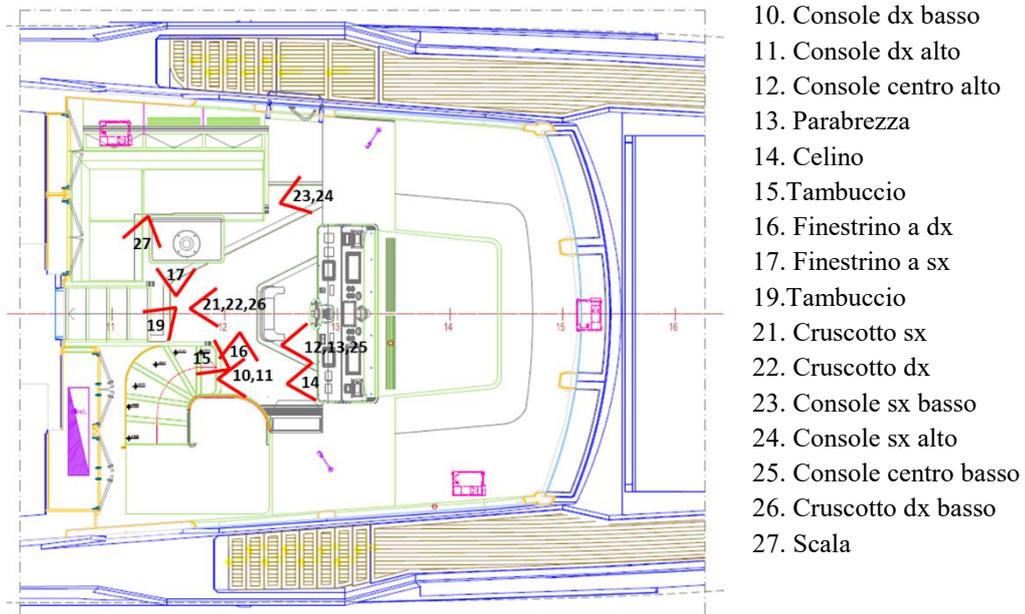


Fig. 3.4.4.19 Posizioni della termocamera – Impianto Off, Screen off, RPH

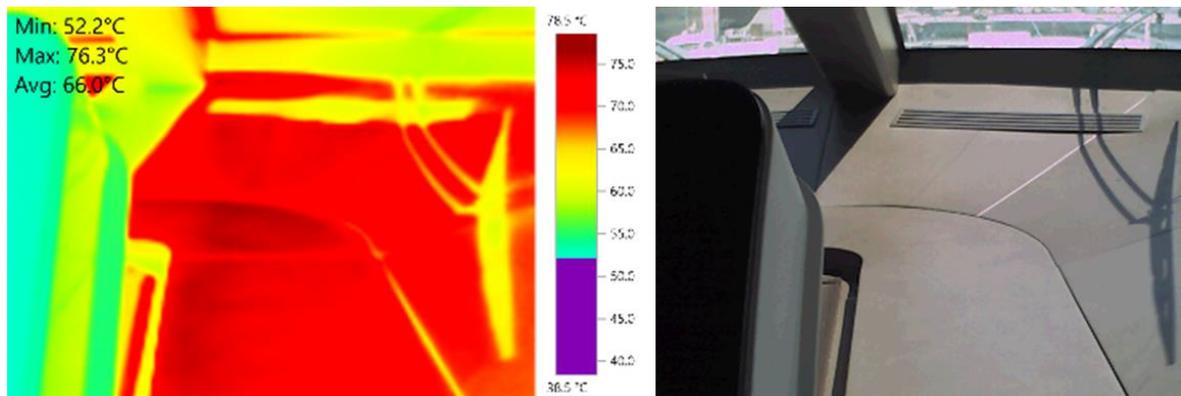


Fig. 3.4.4.20 Termografia 10, Console a dx basso – Impianto Off, Screen on, RPH

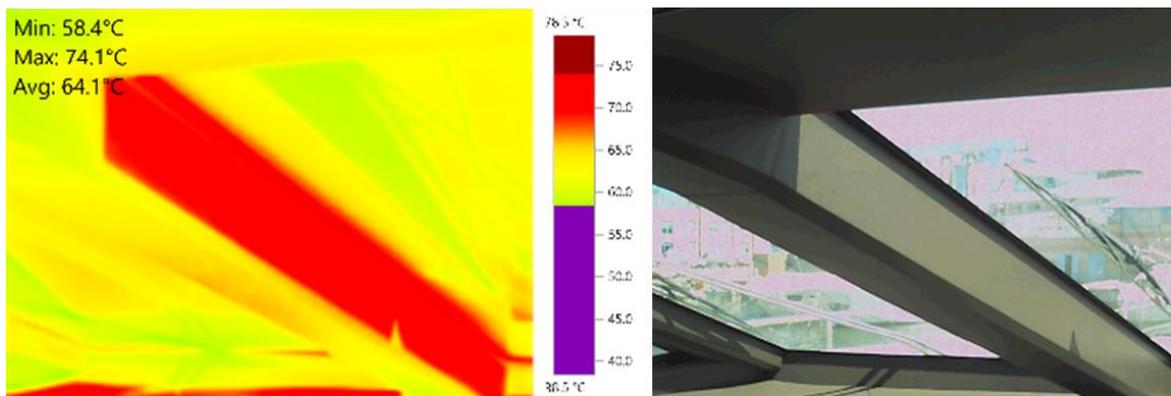


Fig. 3.4.4.21 Termografia 13, Parabrezza – Impianto Off, Screen off, RPH

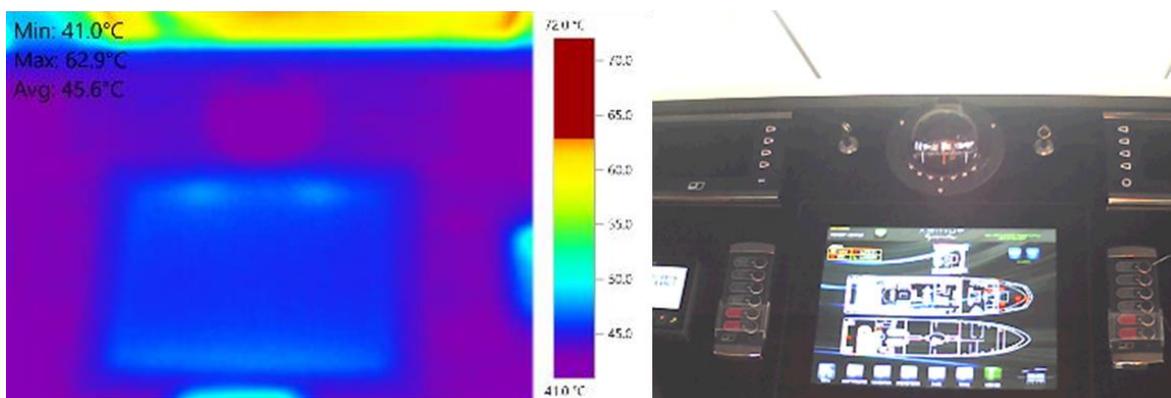


Fig. 3.4.4.22 Termografia 22, Cruscotto dx – Impianto Off, Screen off, RPH

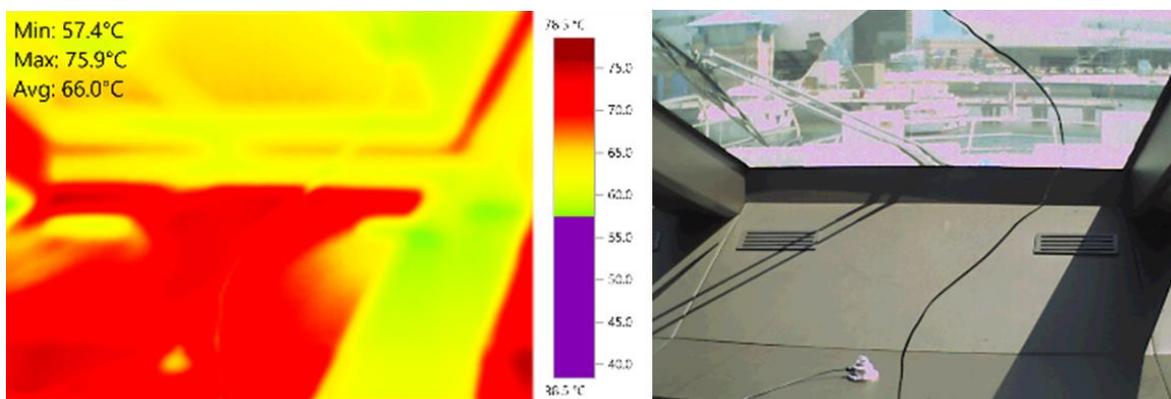


Fig. 3.4.4.23 Termografia 25, Console al centro basso – Impianto Off, Screen off, RPH

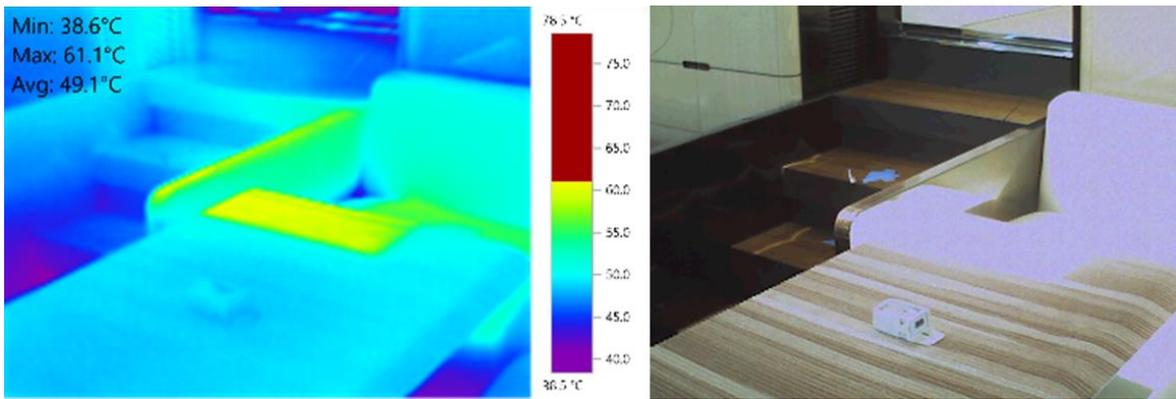


Fig. 3.4.4.24 Termografia 27, Scala – Impianto Off, Screen off, RPH

Ad impianto spento e senza schermature, si presenta la condizione peggiore con temperature superficiali molto alte. I punti più critici si trovano sulla console, sul cruscotto e sul parabrezza. In particolare il parabrezza raggiunge il picco massimo a 74 °C con una temperatura media di 64 °C.

La console è la zona che raggiunge i valori più alti, con temperature anche di 76 °C, mentre il cruscotto raggiunge picchi di circa 63 °C. Queste sono le zone più rischiose in quanto prossime al contatto con gli occupanti, causando il rischio di scottature.

Anche la scala presenta lo stesso problema per il calpestio, in quanto raggiunge picchi dell'ordine di 61 °C.

4. ANALISI NUMERICA DELLE CONDIZIONI DI COMFORT

Dalle sperimentazioni svolte, è emersa l'importanza dell'analisi termica ed energetica delle unità da diporto in condizioni estive. In questo tipo di analisi non si può ricorrere allo studio in regime stazionario, bensì è necessario un calcolo in regime dinamico. Questo è dovuto alla complessità delle condizioni al contorno ed operative del sistema edificio-impianto. La stagione estiva infatti, è caratterizzata dai seguenti fenomeni:

- La temperatura esterna è fortemente variabile nel tempo, a tal punto che può essere, nell'arco dello stesso giorno, inferiore o superiore a quella dell'aria interna. La differenza di temperatura tra ambiente interno ed esterno non può pertanto essere considerata costante.
- La radiazione solare e gli apporti endogeni, gravano positivamente sul carico termico e non possono essere dunque trascurati come nel caso invernale. Inoltre questi due parametri, specialmente i carichi endogeni, presentano notevoli fluttuazioni nel tempo e variano in maniera stocastica.
- Gli effetti di accumulo ed inerzia termica non sono in genere trascurabili.
- I flussi termici radiativi e convettivi non intervengono nello stesso istante. Essi rappresentano gli *heat gains*, ovvero i guadagni termici dell'ambiente entranti ad uno stesso istante, sia di natura convettiva che radiativa. Tuttavia solo i flussi termici convettivi vengono scambiati immediatamente nell'ambiente, mentre i flussi radiativi intervengono sul bilancio in modo ritardato e parziale.

I *cooling loads*, corrispondenti al calore che deve essere rimosso per il mantenimento delle condizioni di set-point ad un certo istante, non eguagliano nello stesso istante gli *heat gains*. Questo perché i flussi radiativi vengono dapprima assorbiti dalle superfici interne dell'ambiente e dalla massa dell'involucro; in seguito vengono rilasciati sotto forma di scambi termici convettivi, in un periodo di tempo successivo, anche quando la sorgente di calore è cessata (come evidenziato nel grafico in figura 5.1).

Inoltre parte del calore accumulato viene rilasciato verso l'esterno, il che porta a ridurre il totale dei *cooling loads* rispetto agli *heat gains*.

Lo sfasamento temporale e l'effetto di smorzamento dei carichi sono dovuti all'inerzia termica dell'ambiente.

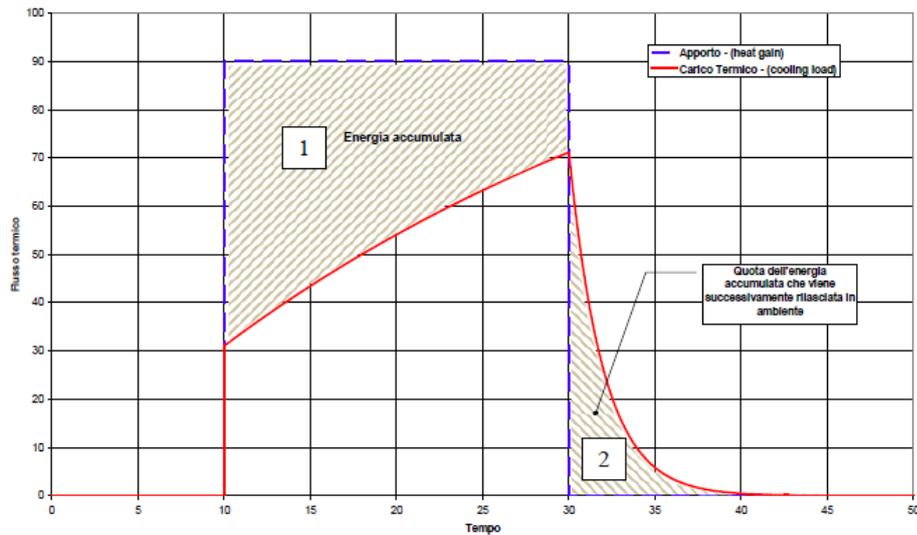


Fig. 4.1 Cooling loads e heat gains

Alla luce di queste considerazioni risulta evidente come sia necessario l'utilizzo di una metodologia di calcolo di tipo dinamico, il quale permetta di ragionare in un arco di tempo orario e non più stagionale, nonché considerare la complessità delle numerose variabili in gioco. Sia nel caso della determinazione dei carichi di progetto, che nella simulazione dinamica dei carichi termici in ambiente, occorre dunque determinare i profili temporali delle variabili e dei carichi stessi in un regime di tipo transitorio.

Nel caso della determinazione del carico di progetto, le condizioni al contorno sono le condizioni più critiche, mentre il valore cercato è rappresentato dal massimo del profilo temporale determinato.

Nel caso della valutazione del fabbisogno, le condizioni al contorno sono invece le più frequenti, mentre il risultato sarà rappresentato dall'integrale del profilo temporale determinato.

4.1 PANORAMICA DEL SOFTWARE DESIGN BUILDER

Design Builder è il software che rappresenta l'interfaccia più completa per Energy Plus ad oggi disponibile. Esso permette di eseguire analisi energetiche di tipo dinamico sugli edifici calcolandone, in modo dettagliato, i fabbisogni di riscaldamento e raffrescamento, le dispersioni termiche, gli apporti di calore e di analizzare il comfort interno.

Per la tesi è stato deciso di utilizzare questo software, in quanto consente di disegnare in 3D il modello dell'edificio, assegnando allo stesso tempo, le caratteristiche fisiche e termiche di materiali, impianti termici e le opportune condizioni al contorno, con la finalità dell'analisi dinamica del comportamento energetico degli ambienti e dell'impianto di climatizzazione.

Esso inoltre consente di verificare la prestazione dei fabbricati al variare delle caratteristiche di involucro e/o impiantistiche, eseguendo la simulazione in tempo reale.

Il programma è stato sviluppato da *Design Builder Software* ed è stato creato dall'U.S. Department of Energy. In particolare, nell'elaborato svolto, è stata usata la versione trial 5.0.3.007 rilasciata nel 2017.

4.1.1 Modellazione tridimensionale

L'interfaccia del programma si presenta *user-friendly*, con pochi comandi necessari alla modellazione in uno spazio tridimensionale, presenti nella barra degli strumenti superiore (Fig.4.1.1.1).

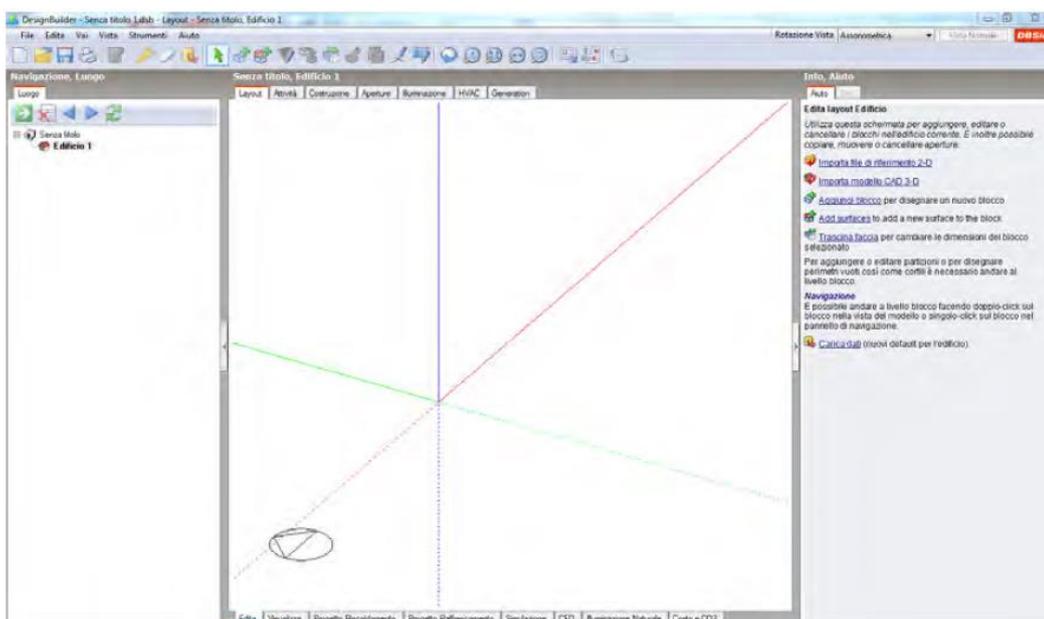


Fig. 4.1.1.1 Schermata iniziale del software Design Builder

Sono presenti un sistema di assi cartesiani e l'orientamento geografico, in modo da definire il corretto orientamento delle superfici dell'edificio.

Nel pannello di sinistra, detto “*Pannello di navigazione*”, vengono visualizzati gli oggetti facenti parte del modello 3D, secondo una gerarchia ben definita.

Sul lato destro, è presente il “*Pannello informazioni*”, dove vengono fornite opzioni e guide rapide per l'utente in funzione del comando selezionato.

Il fabbricato può essere definito attraverso 3 tipologie di blocco, presentati dal software con colorazioni differenti:

- **Blocco profilo:** si tratta di blocchi geometrici 3D che possono essere di supporto alla modellazione, come ad esempio l'appoggio per la definizione di piani di disegno delle superfici. All'interno del modello sono evidenziati in azzurro. Essi non fanno parte dell'edificio ma possono essere trasformati successivamente in blocco componente o blocco edificio.
- **Blocco componente:** sono blocchi geometrici che non contengono zone termiche ma sono utilizzati per rappresentare oggetti che generano ombre, riflessioni solari o masse contestuali che rappresentano delle ostruzioni per l'edificio. I tipi di blocco componenti sono distinguibili ulteriormente in:
 - *Standard:* elementi che generano ombreggiamenti o riflessioni durante la simulazione. Vengono utilizzati per modellare ostruzioni come altri edifici, alberi, schermature e aggetti. Sono indicati nello spazio modello con una colorazione violacea.
 - *Adiabatico:* blocchi che rappresentano volumi in adiacenza all'edificio o che fanno parte di esso, ma tra i quali il trasferimento di calore è trascurabile. Sono indicati nello spazio modello in rosso.
 - *Terreno:* blocchi che rappresentano l'ingombro dell'adiacenza tra il terreno e l'edificio. Sono indicati nello spazio modello in verde.

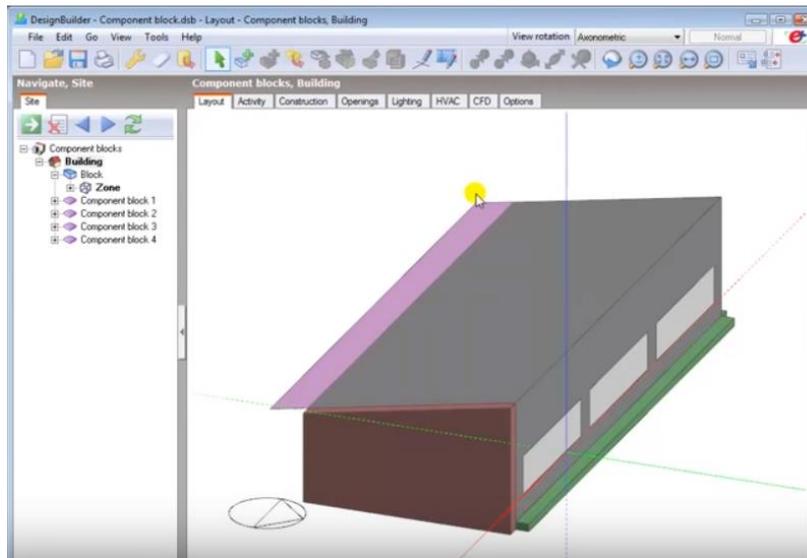


Fig. 4.1.1.2 Rappresentazione delle tipologie di blocco in Design Builder

- **Blocco edificio:** rappresenta uno spazio tridimensionale contenente una zona termica. Attraverso le partizioni, che possono essere di tipo reale o virtuale (per separare zone senza contorni fisici), le zone possono essere suddivise in più zone termiche. Ciascuna zona termica è definita attraverso le superfici che lo delimitano, secondo la gerarchia indicata nello schema seguente.

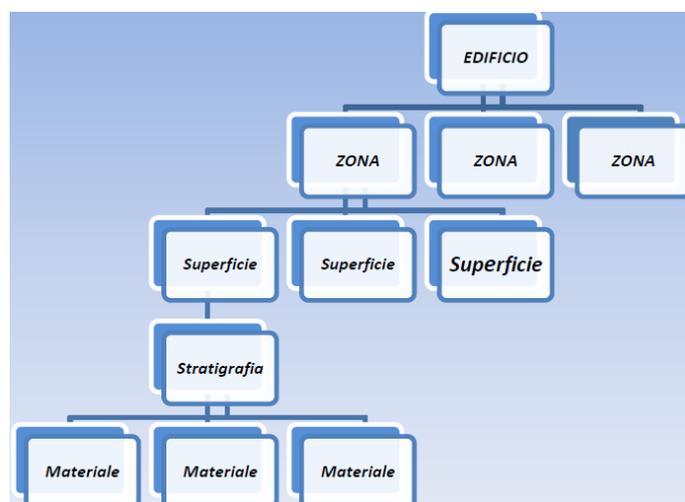


Fig. 4.1.1.3 Schema gerarchico del blocco edificio

I tipi di blocco edificio sono distinguibili ulteriormente in:

- *Standard*: zona termica di default che rappresenta un locale occupato e climatizzato, con condizioni al contorno standard;
- *Semi-esterno non climatizzato*: utilizzato per spazi non occupati e in genere non climatizzati, che possono essere pensati come filtro tra gli ambienti interni e l'ambiente esterno. Rientrano in questi locali come cantine, garage e sottotetti;
- *Cavità*: utilizzato per modellare cavità verticali come intercapedini di faccie doppie;
- *Plenum*: utilizzato per modellare cavedi e vuoti significati per il passaggio dei canali di ventilazione.

4.1.2 Schede di input

Dopo aver creato il modello geometrico dell'edificio, è necessario definire le condizioni al contorno, le caratteristiche termiche dei componenti di involucro e le tecnologie impiantistiche dell'edificio. Questo è definibile attraverso le schede presenti nella schermata principale.

- **Località**: attraverso questo pannello viene definita la localizzazione. Viene richiesto di impostare il template (modello) della località, contenente le coordinate geografiche, i dati climatici per la progettazione del riscaldamento e del raffrescamento, il file climatico orario ed infine alcuni dettagli geomorfologici del luogo, come la quota sul livello del mare, l'esposizione al vento, le caratteristiche del terreno e le relative temperature mensili e le precipitazioni. Tutti questi dati vengono inseriti automaticamente dal programma, una volta selezionata la località, considerando i dati meteorologici dell'anno tipo contenuti nel database di EnergyPlus del template. Diversamente è possibile introdurre file climatici scaricabili dal sito <https://energyplus.net/weather>, selezionando il percorso del file “.epw” una volta scaricato.
- **Attività**: da questo pannello vengono definiti il tasso di occupazione e le azioni svolte all'interno della zona selezionata. Nel dettaglio è richiesto di inserire il tasso di consumo di ACS, le temperature di set-point di riscaldamento, di raffrescamento e di ventilazione, la quantità minima di aria di rinnovo per persona e per superficie,

le tipologie di apparecchiature elettriche installate nel locale e i relativi apporti di calore. In alternativa si possono utilizzare i valori di default.

- **Costruzione:** questo pannello contiene le caratteristiche costruttive dei vari elementi edilizi opachi: pareti esterne e divisorie, pavimenti, soffitti e coperture. Le stratigrafie vengono costruite impostando i materiali, gli spessori e le proprietà degli stessi quali conducibilità, densità e calore specifico. Definendo questi parametri, vengono calcolati in automatico la resistenza superficiale, la capacità termica, la trasmittanza e la resistenza termica della stratigrafia.
- **Aperture:** questa sezione consente di definire il valore di trasmittanza termica degli elementi vetrati e dei telai, oltre che i relativi materiali e le dimensioni che li costituiscono.
- **Illuminazione:** qui viene impostata la potenza della luce necessaria nell'ambiente, il tipo di illuminazione e le ore di funzionamento. Inoltre è possibile impostare il controllo dell'illuminazione artificiale, in funzione della luce naturale esterna incidente sull'ambiente considerato: all'aumentare della luce naturale la frazione di luce artificiale diminuisce.
- **HVAC:** questa scheda riguarda i sistemi di ventilazione, riscaldamento e raffrescamento dell'aria nelle zone. Sono richieste le modalità di funzionamento degli impianti, oltre che la definizione della produzione di acqua calda sanitaria e della ventilazione naturale.

4.1.3 Operazione e risultati ottenibili

Selezionando la relativa scheda che compare nella schermata centrale, nella barra inferiore, è possibile ottenere i risultati in tempo reale, in funzione delle modifiche effettuate sul modello geometrico e sui settaggi svolti nelle sezioni di input. Le modalità di output e dei dati che si vogliono visualizzare, si possono personalizzare nel pannello di navigazione.

I comandi disponibili nella barra inferiore sono i seguenti:

- **Visualizza:** permette di ottenere una visualizzazione “renderizzata” del modello geometrico creato. Può essere un utile strumento di controllo relativamente ai materiali inseriti o per simulare gli effetti degli ombreggiamenti.
- **Progetto di riscaldamento:** con questo comando viene calcolato il fabbisogno di riscaldamento dell'intero edificio o del singolo ambiente selezionato, relativamente al giorno di progetto invernale.

Come output si ottengono un grafico di bilancio termico che riporta le perdite attraverso l'involucro, il fabbisogno di riscaldamento per bilanciare tali dispersioni e mantenere l'ambiente interno alla temperatura desiderata, ed un grafico delle seguenti temperature:

- T_a = temperatura dell'aria interna misurata lontana dalle superfici;
- T_{mr} = temperatura media radiante;
- T_o = temperatura operativa;
- T_e = temperatura esterna a bulbo secco.

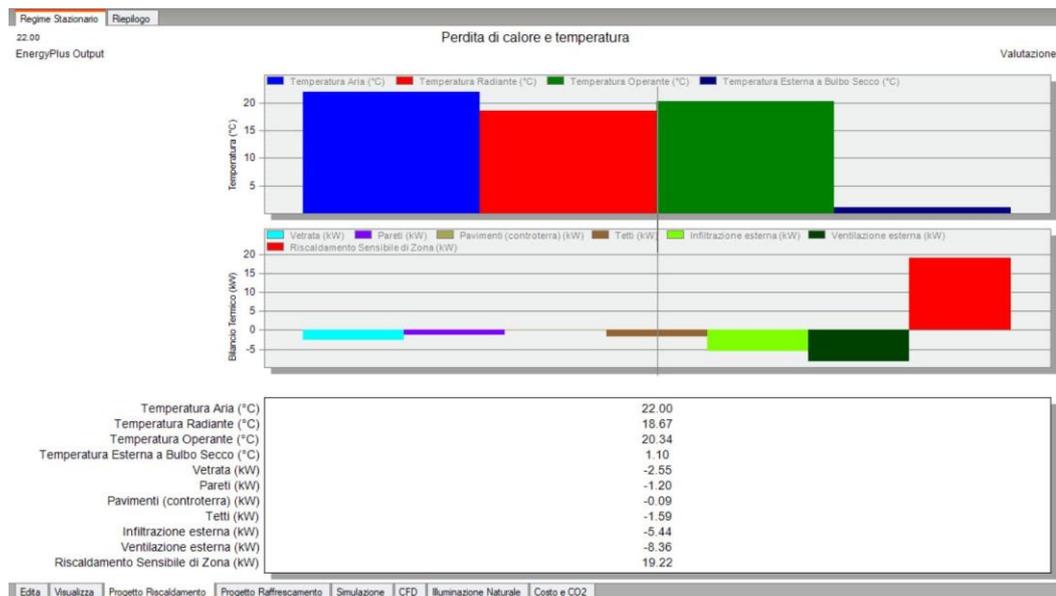


Fig. 4.1.3.1 Esempio di progetto di riscaldamento in Design Builder

- **Progetto di raffrescamento:** con questo comando si possono ottenere i seguenti parametri riferiti al giorno più caldo dell'anno, sottoforma di tabelle e/o grafici.
 - *Dati luogo:* quali ad esempio la temperatura esterna, l'azimut solare, l'altezza solare, la radiazione solare diretta e diffusa, velocità del vento, ecc.
 - *Comfort:* i grafici riportano le temperature della stessa tipologia della fase invernale, umidità relativa, ricambi d'aria ecc.
 - *Apporti interni:* sono riportati i grafici relativi ai carichi latenti, apporti sensibili ecc.
 - *Involucro e ventilazione:* all'interno del quale compare il bilancio termico che riporta gli apporti attraverso l'involucro, il fabbisogno di raffrescamento per bilanciare tali apporti e mantenere l'ambiente interno alla temperatura desiderata.

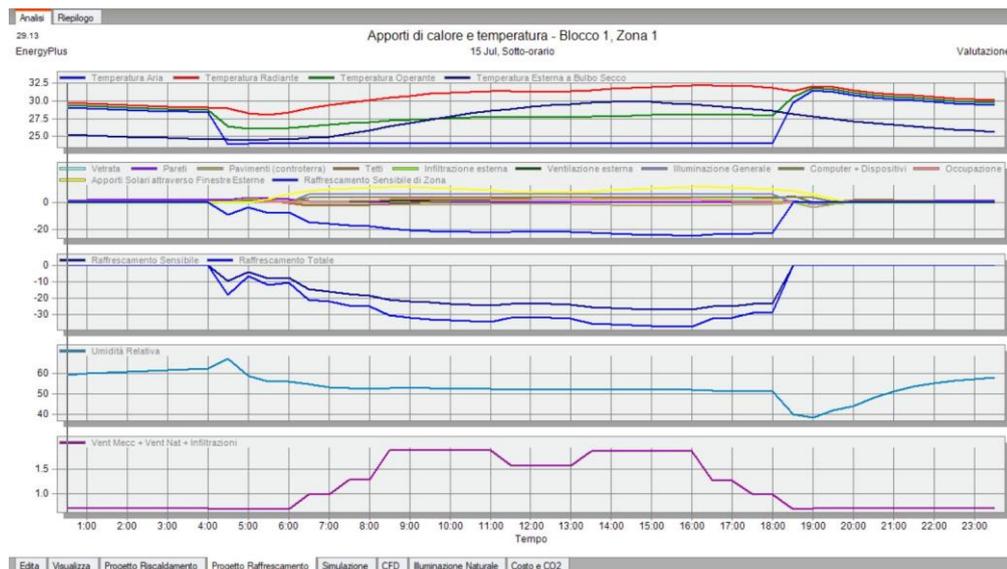


Fig. 4.1.3.2 Esempio di progetto di raffrescamento in Design Builder

- **Simulazione:** il comando permette di svolgere le analisi in regime dinamico, ossia di osservare come si sviluppano, all'interno di intervalli più o meno ampi, le variabili termiche che influiscono sul comportamento energetico dell'edificio. Occorre impostare l'intervallo di simulazione (mensile ed annuale giornaliero, orario e sub-orario), il numero di step di calcolo all'ora (più alto sarà il numero di step e maggiore sarà l'accuratezza dell'analisi) e le opzioni relative a ombre e riflessioni. La durata della stagione di calcolo è limitata dalle normative in funzione della località impostata. Come output si ottengono una serie di grafici, che riportano i dati del luogo, comfort, apporti interni, bilancio termico e ventilazione: questi possono essere visualizzati in intervalli annuali, mensili, giornalieri, orari o sub-orari. La visualizzazione annuale mostra il totale dei valori di apporti e bilancio termico, mentre per le altre tipologie di intervallo temporale, i dati sono mostrati con andamento a spezzata in funzione del periodo di tempo desiderato.
- **CFD:** questo comando permette di studiare gli effetti degli impianti HVAC sull'ambiente interno, il comfort e i flussi d'aria che si sviluppano. Il termine CFD (Computational Fluid Dynamics) è utilizzato per indicare un insieme di metodi numerici per calcolare la temperatura, la velocità e altre proprietà del fluido all'interno di uno spazio tridimensionale. In particolare, consente di visualizzare come si muove l'aria all'interno del locale e come si distribuisce la sua temperatura puntualmente, risultando particolarmente utile per approfondire lo studio del

comfort interno. La CFD di Design Builder è stata studiata per fornire dati riguardanti il flusso d'aria interno e circostante gli edifici, una volta definite le condizioni al contorno, oltre che per valutare la corretta efficacia della ventilazione del riscaldamento/raffrescamento e del comfort.

Al termine del calcolo, vengono visualizzate delle griglie tridimensionali o sezioni che mostrano, tramite scale cromatiche, i risultati ottenuti.

La finestra “*Condizioni al contorno CFD*”, nella barra superiore delle schede di input, permette di inserire le condizioni al contorno per lo svolgimento dell'analisi relativamente alle temperature superficiali, alle temperature dell'aria, e dei flussi in ingresso e in uscita dalle varie zone.

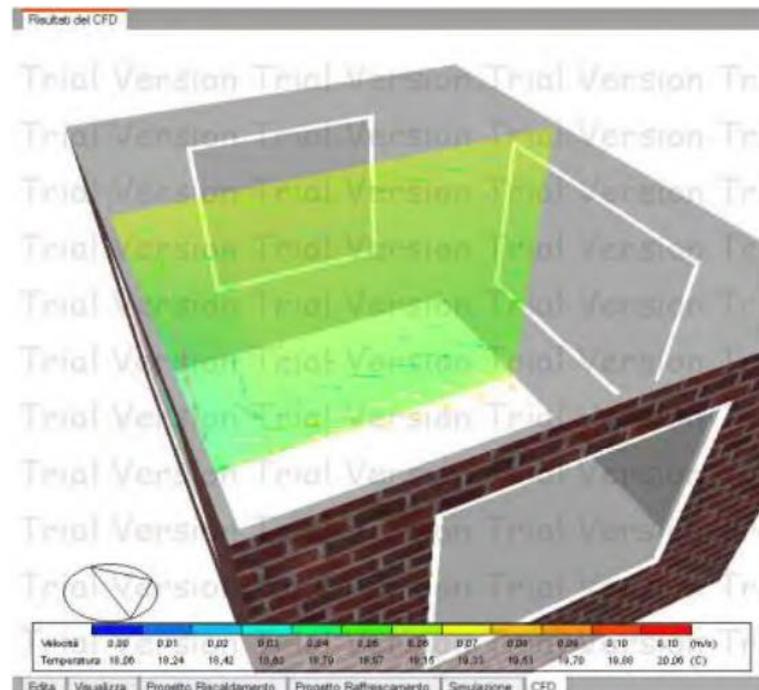


Fig. 4.1.3.3 Esempio di analisi CFD della velocità dell'aria in Design Builder

- **Illuminazione naturale:** attraverso questo comando, è possibile calcolare l'illuminamento dovuto alla luce diurna, il fattore medio di luce diurna e gli output di uniformità per ciascuna zona, grazie all'avanzato motore di simulazione Radiance. Il risultato viene mostrato su griglie in sezione e scale cromatiche.

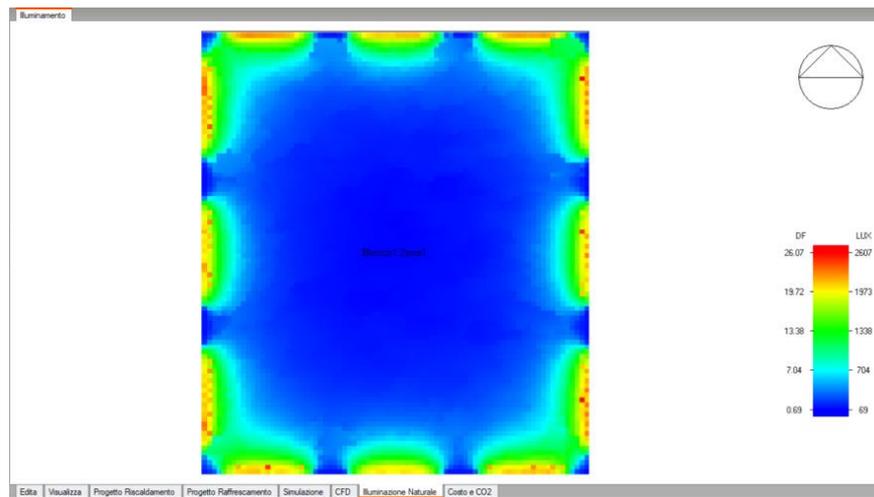


Fig. 4.1.3.4 Esempio di illuminazione naturale in Design Builder

- **Costo e CO₂:** con quest'ultimo comando è possibile ottenere i costi di costruzione in funzione degli elementi presenti del modello e le relative emissioni di CO₂.

4.2 ESEMPIO DI APPLICAZIONE AD UN CASO STUDIO: AZIMUT 66

4.2.1 Caratteristiche tecniche

L'imbarcazione oggetto dello studio è l'Azimut 66, appartenente alla linea Flybridge dell'azienda Azimut-Benetti Yachts.



Fig. 4.2.1.1 Azimut 66

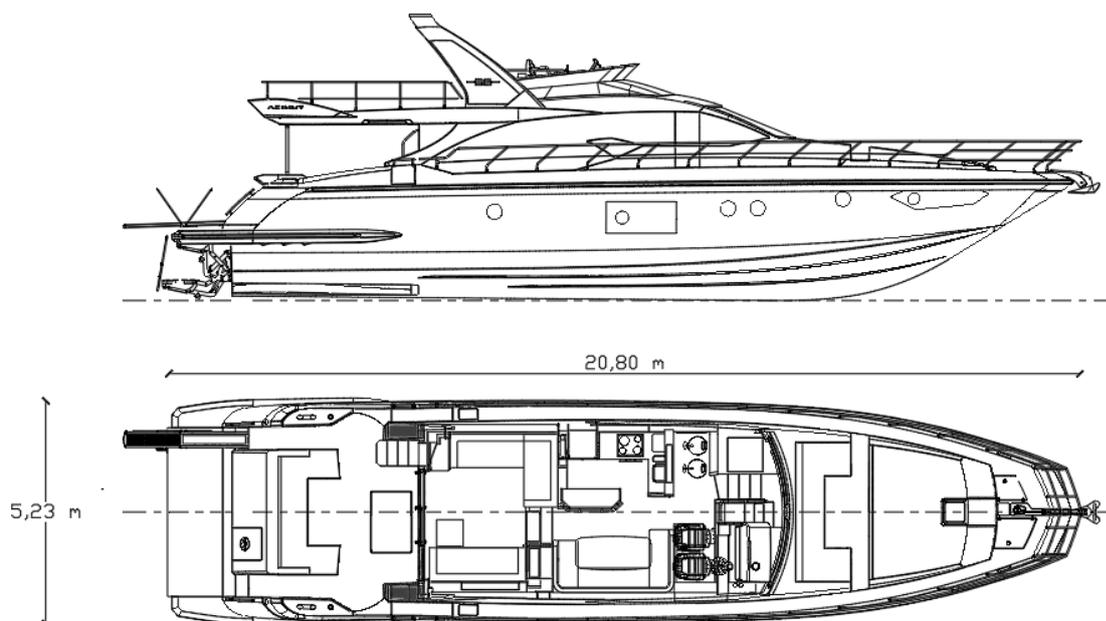


Fig. 4.2.1.2 Dimensioni massime Azimut 66

- Costruttore: Azimut Yachts
- Design esterni: Stefano Righini;
- Design interni: Carlo Galeazzi;
- Categoria certificazione: CE A – 14 persone;
- Lunghezza fuori tutto (incl. pulpito): 20,80 m (68'3");
- Lunghezza scafo (incl. piattaforma bagno): 20,33 m (66'8");
- Larghezza massima: 5,23 m (17'2");
- Immersione (incl. eliche a pieno carico): 1,6 (5'3");
- Dislocamento (a pieno carico): 41 t;
- Motorizzazione: 2 x 1150 mHP (847 kW) CAT C18 ACERT;
- Velocità massima (carico di prova) : 32 kn;
- Velocità di crociera (carico di prova): 28 kn;
- Serbatoio carburante: 3900 l;
- Serbatoi acqua dolce: 1000 l;
- Serbatoi acque nere: 350 l;
- Serbatoi acque grigie: 200 l;
- Cabine: 4 + 1;
- Posti letto: 8 + 1;
- Servizi: 3 + 1;
- Prezzo base: 1.750.000 Euro Iva esclusa.

4.2.2 Descrizione tipologica

L'imbarcazione può essere scomponibile in 3 ponti principali, denominati Lower deck, Main deck e Flybridge.

- **Lower deck:** costituisce il ponte inferiore, in cui si colloca la zona notte composta da 5 cabine e 4 bagni. In questo ponte vi è anche il locale macchine.

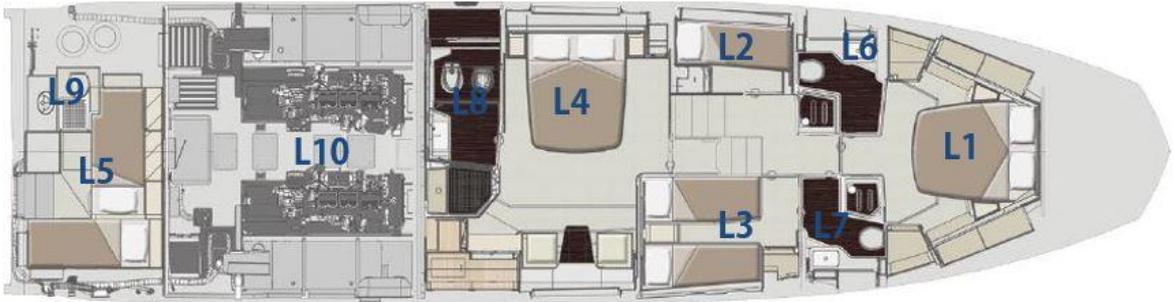


Fig. 4.2.2.1 Lower deck

Id	Locale	Tipologia	Volume [m3]
L1	Cabina Vip	Camera doppia	10
L2	Cabina Ospiti Sx	Camera con 2 letti sovrapposti	3,4
L3	Cabina Ospiti Dx	Camera con 2 letti affiancati	6,7
L4	Cabina Armatoriale	Camera doppia	16,1
L5	Cabina Equipaggio	Camera con 2 letti affiancati	-
L6	Bagno	Affiancato a Cabina Vip	3,2
L7	Bagno	Affiancato a Cabina Ospiti Dx	3,4
L8	Bagno	Interno alla Cabina Armatoriale	4,5
L9	Bagno	Interno alla Cabina Equipaggio	-
L10	Locale macchine	-	-

Tab. 4.2.2.1 Tabella locali - Lower deck



Fig. 4.2.2.2 Cabina Ospiti Sx – Lower deck



Fig. 4.2.2.3 Cabina Ospiti Dx – Lower deck



Fig. 4.2.2.4 Cabina Vip – Lower deck



Fig. 4.2.2.5 Cabina Armatoriale – Lower deck

- **Main deck:** costituisce il ponte principale, in cui si colloca la zona giorno, suddivisibile in 3 zone interne e 2 zone esterne: dinette (salone), area di pilotaggio e cucina, oltre che due aree collocate all'esterno nelle zone di prua e di poppa.



Fig. 4.2.2.6 Main deck

Id	Locale	Volume [m3]
M1	Dinette	35,4
M2	Area di pilotaggio	-
M3	Cucina	6,2
M4	Zona esterna di prua	-
M5	Zona esterna di poppa	-

Tab. 4.2.2.2 Tabella locali - Main deck



Fig. 4.2.2.7 Dinette – Main deck



Fig. 4.2.2.8 Cucina – Main deck



Fig. 4.2.2.9 Postazione passeggeri – Main deck



Fig. 4.2.2.10 Postazione guida – Main deck



Fig. 4.2.2.11 Zona esterna di prua – Main deck



Fig. 4.2.2.12 Zona esterna di poppa – Main deck

- **Flybridge:** costituisce il ponte superiore, in cui colloca un'ampia zona esterna coperta da un aggetto e comprendente una postazione di guida, una zona relax con prendisole e divanetti.

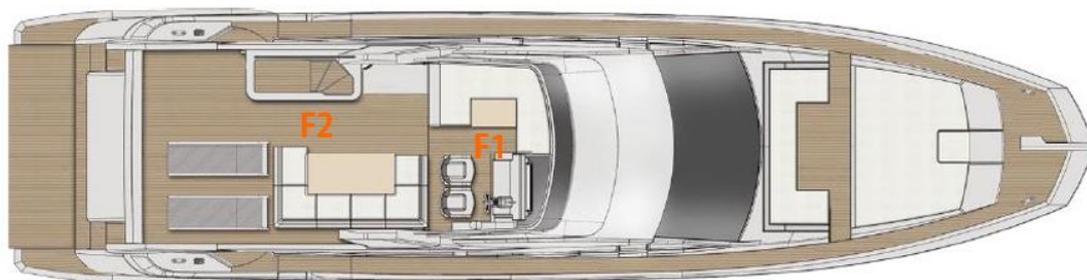


Fig. 4.2.2.13 Flybridge

Id	Locale
F1	Area di pilotaggio
F2	Zona relax

Tab. 4.2.2.3 Tabella locali – Flybridge



Fig. 4.2.2.14 Postazione di guida – Flybridge



Fig. 4.2.2.15 Zona relax – Flybridge

4.2.3 Descrizione dell'involucro

Lo scafo, i ponti e le sovrastrutture sono realizzati in pannello sandwich di balsa con anime in PVC espanso, il quale garantisce alte prestazioni al fine di ottenere la massima rigidità e resistenza all'impatto. Per queste componenti è stato utilizzato il sistema di laminazione ad infusione, tecnica che riduce il peso e migliora il controllo della qualità delle parti costruttive.

La resina vinilestere viene utilizzata per le laminazioni dei primi strati dello scafo. Grazie alle sue proprietà chimiche e fisiche, questo tipo di resina è estremamente efficace nella prevenzione dell'osmosi. Per i restanti strati della carena viene utilizzata la resina isoftalica.

Oltre il 90% delle parti in vetroresina sono laminate in infusione con layout variabili in funzione della fibra impiegata, ed il 100% delle superfici VTR esterne sono realizzate con resina vinilestere per la massima protezione agli agenti atmosferici.

La sovrastruttura, in particolare la prua, nonché le parti superiore e anteriore del Flybridge, contengono strati in fibra di carbonio, materiale che ha permesso un deciso alleggerimento dell'imbarcazione e un aumento dei volumi interni.

L'azienda Azimut ha fornito dei campioni di involucro provenienti da determinate zone dell'imbarcazione, al fine di valutarne la conducibilità termica media degli strati. Questa è stata determinata mediante l'ausilio della piastra calda, resa a disposizione dal laboratorio del dipartimento Denerg del Politecnico di Torino. I risultati, riportati in tabella 4.2.3.1, saranno utilizzati nella definizione delle caratteristiche termiche dell'involucro del modello in Design Builder.

ID	Zona del campione	Materiale strato	N°strati	Spessore [mm]	λ , medio [W/(mK)]
66.1	Fianchi scafo	Gelcoat	-	0,8	0,041
		Mat 300	3	2,28	
		Bidir 1200 @ 800-0°/400-90°	1	0,93	
		PVC 80	1	35	
		Bidir 1800 @ 1200-0°/600-90°	1	1,38	
		Totale	6	40,39	
66.2	Coperta: Prua	Gelcoat	-	0,8	0,044
		Mat 300	2	1,52	
		Biax 400 +-45° Carbonio	1	0,42	
		Bidir 400-90° Carbonio	3	1,5	
		PVC 80	1	20	
		Bidir 400-90° Carbonio	3	1,5	
		Biax 400 +-45° Carbonio	1	0,42	
Totale	11	25,36			
66.3	Coperta: Camminamenti esterni	Gelcoat	-	0,8	0,049
		Mat 300	2	1,52	
		Biax 875 +-45°	1	0,76	
		Bidir 400-90° Carbonio	1	0,5	
		PVC 80	1	20	
		Bidir 400-90° Carbonio	1	0,5	
		Biax 400 +-45° Carbonio	1	0,42	
Totale	7	24,5			
66.4.1	Tuga: Fianchi salone	Gelcoat	-	0,8	0,049
		Mat 300	2	1,52	
		Biax 675	1	1,08	
		Biax 875	1	0,76	
		PVC 80	1	20	
		Biax 875	2	1,52	
Totale	7	25,58			
66.4.2	Tuga: Calpestio Fly	Gelcoat	-	0,8	0,041
		Mat 300	2	1,52	
		Bidir	1	1,34	
		PVC 80	1	40	
		Bidir	1	1,34	
		Totale	5	45	

Tab. 4.2.3.1 Stratigrafie involucro opaco - Azimut 66

4.2.4 Descrizione dell'impianto di condizionamento

L'imbarcazione è dotata di un impianto di condizionamento ad espansione diretta con un compressore da 92.000 BTU/h (1 BTU/h equivale circa a 0,29 W), prodotto dall'azienda "Condaria".

Il compressore è collocato nella sala macchina ed è collegato ai diversi fancoil, situati nelle cabine tramite tubazioni in rame.

L'unità PCWM/FCL (compressore) è impiegato per refrigerare l'acqua, usata come mezzo di scambio termico con l'aria dei locali da raffreddare. In inverno, l'inversione del ciclo frigorifero (pompa di calore) opera in modo che l'acqua venga riscaldata anziché refrigerata, consentendo così il riscaldamento dei locali. La costruzione della serie PCWM/FCL prevede l'impiego di materiali idonei all'uso navale, quali acciaio inox e cupro-nickel. Il sistema è inoltre dotato delle più avanzate tecnologie di controllo ed accorgimenti atti a contenere la rumorosità e le vibrazioni.

I fancoil installati nei vari locali, prodotti dalla stessa azienda, sono di 6 differenti tipologie, ciascuno con la rispettiva resa in raffreddamento. I valori indicati sono riferiti alla velocità massima di funzionamento, mentre i modelli slim presentano la stessa capacità dei modelli standard ma differiscono esclusivamente per le loro dimensioni.

Locale	Modello Fancoil	N° Faincol installati	Resa raffreddamento [BTU/h]
Cabina Vip (Prua)	AP5	1	9200
Cabina Ospiti Sx	AP1	1	4480
Cabina Ospiti Dx	AP3	1	6200
Cabina Armatoriale	AP8	1	12500
Cabina Equipaggio	AP5	1	9200
Postazione guida (Main deck)	AP8 Slim	1	12500
Postazione passeggeri (Main deck)	AP8 Slim	1	12500
Cucina	AP5 Slim	1	9200
Dinette	AP5	1	9200
	AP5 Slim	2	2x9200

Tab. 4.2.4.1 Fancoil installati negli ambienti

I fancoil AP sono ventilatori centrifughi ad alta prevalenza e sono progettati per essere collegati a canalizzazione di mandata e di ripresa, che consentono l'installazione della macchina in ubicazioni particolari, che non condizionano le esigenze architettoniche dell'ambiente e che garantiscono la silenziosità.

Inoltre possono essere dotati di selettori manuali a 2 o a 3 velocità, o da regolatori elettronici che consentono di ottenere 3 o 10 velocità di rotazione del ventilatore e sono di

batterie di scambio termico in rame/alluminio. Inoltre ogni ambiente è dotato di un pannello di controllo.

La distribuzione della rete di condizionamento è rappresentata dallo schema seguente.

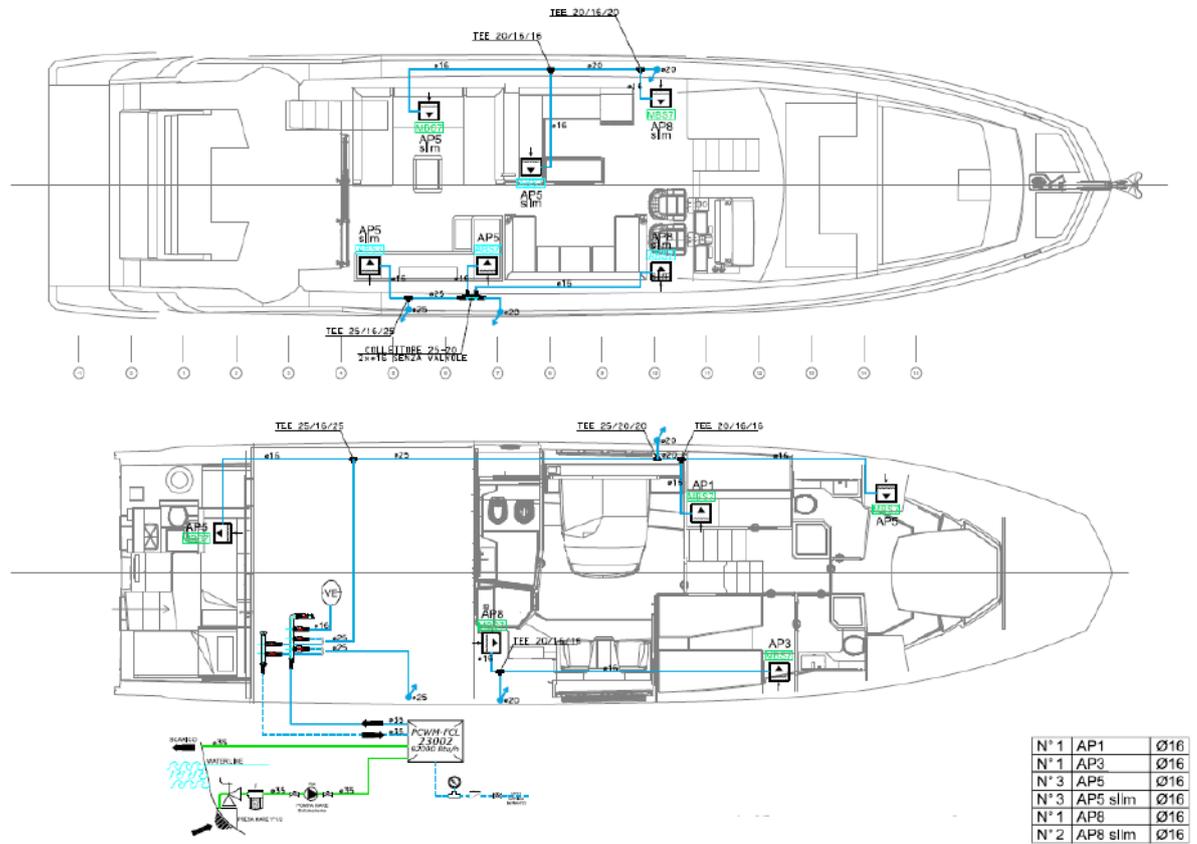


Fig. 4.2.4.1 Distribuzione della rete di condizionamento

4.3 MODELLAZIONE DELL'IMBARCAZIONE IN DESIGN BUILDER

4.3.1 Dati climatici

Il software Design Builder richiede l'introduzione dei dati relativi alla località climatica, introducibili in automatico selezionando il file climatico orario della località corrispondente, presente nella libreria del software.

In alternativa è possibile creare un file climatico personalizzato, purché contenga dati orari ed in formato “.epw”.

Si è creato dunque un file climatico orario personalizzato, a partire dal file presente nel software, “Genova_IWEC”, relativo alla località che approssima maggiormente la città di Varazze (Liguria), dove sono state svolte le misure sull'imbarcazione.

I valori misurati di temperatura esterna, irradianza solare globale, irradianza diretta ed irradianza diffusa sull'orizzontale, sono stati introdotti in corrispondenza del 10 luglio 2016, giorno in cui i dati sono stati raccolti e per il quale sarà svolta la simulazione del modello. Diversamente, i dati di default sono rimasti invariati.

Occorre precisare, che la misura diretta è avvenuta solo per la temperatura esterna e per l'irradianza globale. Le irradianze diretta e diffusa sono state ricavate in modo indiretto, attraverso un modello di calcolo dell'irradianza solare denominato “REST 2”.

Il modello consiste in un algoritmo, creato durante l'attività di ricerca del Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino, in collaborazione con l'ente ENEA, avente per oggetto il calcolo dell'ombreggiamento sull'involucro degli edifici.

Il modello “REST 2” (Reference Evaluation of Solar Transmittance, 2 bands), è un modello a doppia banda sviluppato da Gueymard (2004) che si basa sul modello “CPCR 2” (Gueymard, 1989), con aggiornamenti nelle funzioni di trasmittanza, nel valore della costante solare e nella distribuzione spettrale extraatmosferica; esso permette di raggiungere un'accuratezza confrontabile con l'errore strumentale dei migliori radiometri.

I dati necessari sono stati ricavati mediante un file *Matlab*, su cui è stato implementato l'algoritmo appena descritto.

In seguito vi è il grafico dei dati climatici del giorno 10 luglio 2016, inseriti nel file climatico (Fig.4.3.1.1).

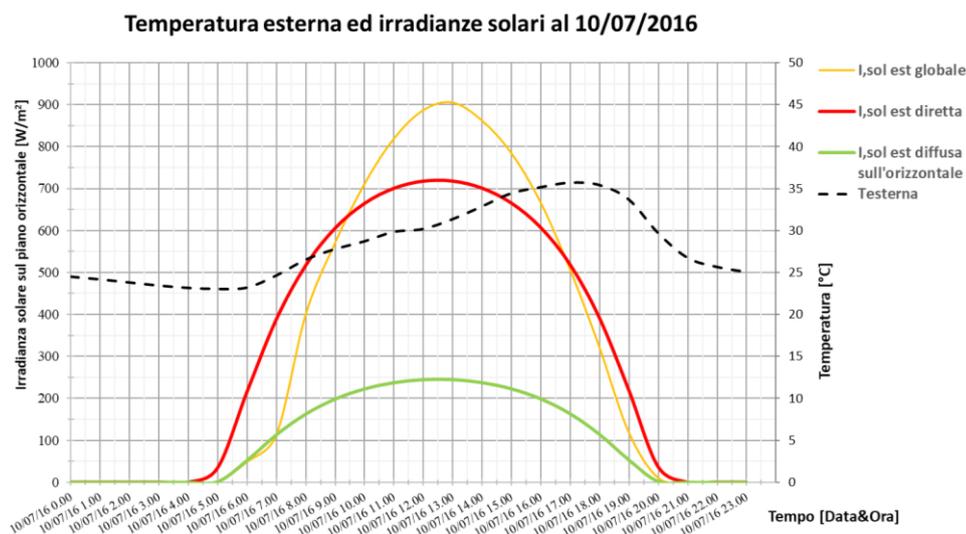


Fig. 4.3.1.1 Temperatura esterna e irradianze solari misurate al giorno 10/07/2016

Oltre all'inserimento del file climatico, il software richiede anche l'orientamento e le coordinate geografiche del luogo. Sono state inserite pertanto le coordinate geografiche di Varazze e l'orientamento effettivo dell'imbarcazione rispetto al Nord.

Layout	Località	Regione
Template della Località		
Template		Genova IWEC con dati sperimentali Varazze
Coordinate Geografiche		
Latitudine (°)	44.35	
Longitudine (°)	8.56	
Zona climatica ASHRAE		
Dettagli geomorfologici del luogo		
Altezza sopra il livello del mare (m)	10.0	
Esposizione al vento	2-Normale	
Orientamento del luogo (°)	301	

Fig. 4.3.1.2 Inserimento dei dati climatici

4.3.2 Modellazione geometrica e zonizzazione termica

In questo paragrafo si vuole descrivere la procedura svolta nella costruzione del modello tridimensionale dell'imbarcazione Azimut 66. A questo scopo sono stati utilizzati i file forniti dall'azienda, quali piante, prospetti CAD e un modello tridimensionale della tuga, gestibile con l'applicativo *Rhinoceros 5*.



Fig. 4.3.2.1 Modello 3D della tuga in Rhino 5

La prima fase ha previsto lo studio degli ingombri dell'imbarcazione, in modo da definirla in termini di forme geometriche semplificate di pari entità.

Di seguito si riportano gli schemi utilizzati nello studio degli ingombri verticale ed orizzontali:

- **Studio ingombri verticali:**

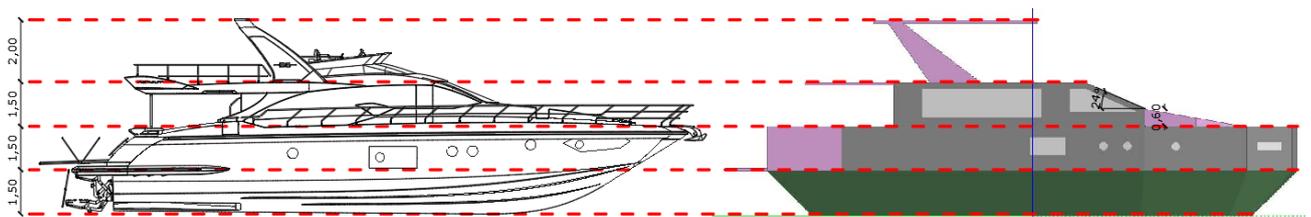


Fig. 4.3.2.2 Studio geometrico degli ingombri verticali

- **Studio ingombri orizzontali:**

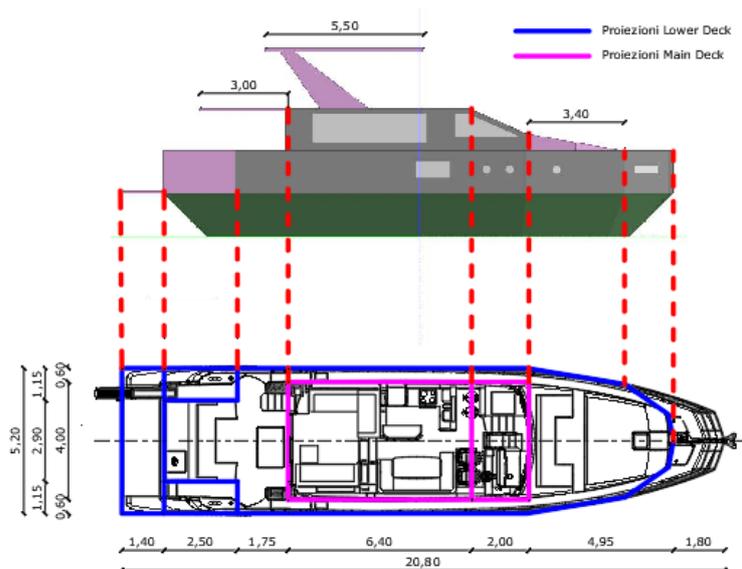


Fig. 4.3.2.3 Studio geometrico degli ingombri orizzontali

Per semplificazione tutte le pareti sono state modellate verticali, fatta eccezione per la parete ospitante il parabrezza inclinata di 24° e la carena.

Il modello è stato definito seguendo la schematizzazione gerarchica di zone e blocchi dell'ambiente Design Builder. Si è tenuto conto di analizzare come zone termiche climatizzate il Lower deck, contenente le cabine e i bagni, ed il Main deck contenente la postazione di pilotaggio e il salone.

Il Flybridge costituisce uno spazio collocato all'esterno e aperto; questo è stato definito come insieme di elementi ombreggianti che vanno ad influenzare gli scambi termici delle zone sottostanti.

Lo scafo è stato suddiviso in 2 blocchi attraverso un'ipotetica linea di galleggiamento, che divide il Lower deck dalla carena.

I blocchi realizzati sono dunque i seguenti:

- **Main deck:** viene modellato come blocco edificio in quanto zona termica climatizzata;
- **Lower deck:** viene modellato come blocco edificio in quanto zona termica climatizzata;
- **Carena:** viene modellato come blocco componente di tipo “terreno”. Questa definizione serve a poter definire lo scambio termico tra il Lower deck e la carena, zona non occupata ed a contatto con l'acqua. A tal fine, nei dati climatici è stato assegnato un valore arbitrario delle temperatura del terreno nel mese di luglio,

assegnando ad esso il valore costante di 26°C. Il valore deriva dalle misurazioni svolte con le termocoppie nel periodo di luglio 2016.

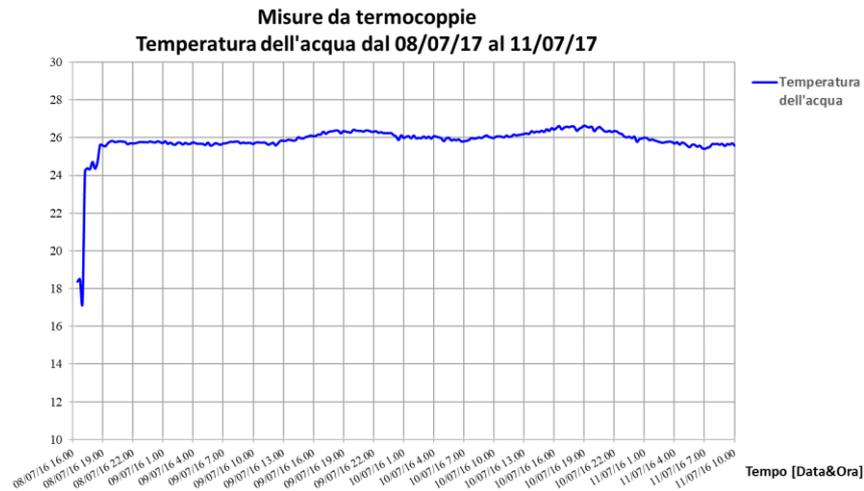


Fig. 4.3.2.4 Monitoraggio delle temperatura dell'acqua

- **Elementi ombreggianti e di completamento:** rappresentano le paratie di poppa, la spiaggia di poppa, il piano di calpestio del Flybridge aggettante sul portellone posteriore e la copertura ombreggiante del Flybridge. Questi sono tutti realizzati attraverso blocchi componenti standard, ed hanno solo la funzione di generare riflessioni, ombreggiamenti ed ostruzioni.

Nell'immagine seguente si può notare come i vari blocchi assumono la colorazione relativa al tipo di blocco (Fig. 4.3.4), descritta in precedenza.

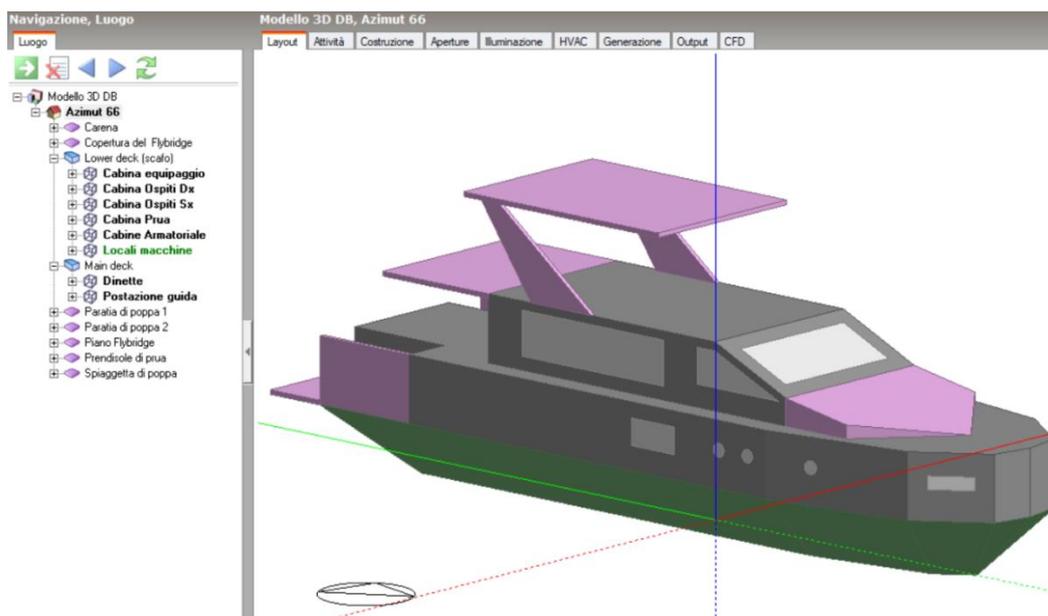


Fig. 4.3.2.5 Modellazione 3D di Azimut 66 in Design Builder

I blocchi del modello che sono definiti con la tipologia “blocco edificio” e quindi corrispondenti alle zone occupate e climatizzate dell’imbarcazione, sono quelle del Main deck e Lower deck. Ciascuno di essi è stato ulteriormente suddiviso nei locali caratteristici dell’imbarcazione attraverso delle partizioni virtuali. Questo consente una migliore visualizzazione dei dati di output della simulazione.

In particolare le zone risultano così suddivise:

- **Main deck:**
 - Dinette;
 - Postazione guida.

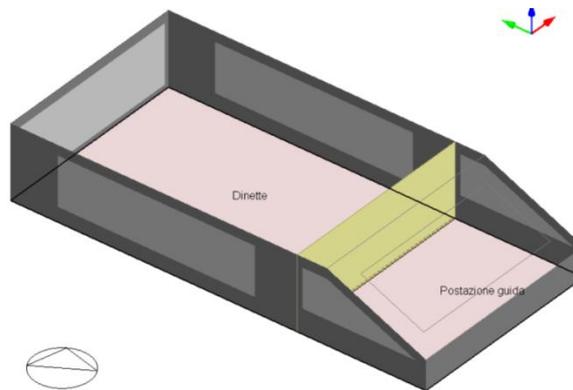


Fig. 4.3.2.6 Modellazione delle zone termiche nel Main deck

- **Lower deck:**
 - Cabina ospiti destra;
 - Cabina ospiti sinistra;
 - Cabina di prua o cabina vip;
 - Cabina armatoriale;
 - Cabina per l’equipaggio;
 - Locale macchine (non climatizzata).

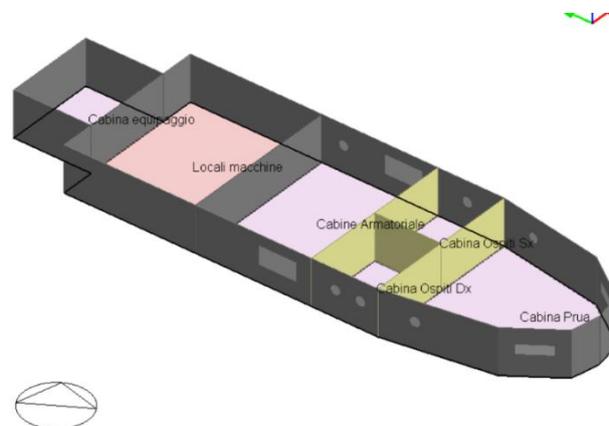


Fig. 4.3.2.7 Modellazione delle zone termiche nel Lower deck

4.3.3 Definizione dell'involucro

Per la definizione delle caratteristiche fisiche e termiche dell'involucro opaco dell'imbarcazione, costituito da pareti inclinate e verticali, partizioni verticali interne e partizioni orizzontali, si è generato un template di progetto apposito, duplicando e modificando uno esistente.

Ciascun componente opaco è stato semplificato come una stratigrafia ad un singolo strato, contenente le proprietà di conducibilità termica e gli spessori definiti attraverso le prove a piastra calda svolte in laboratorio.

L'eccezione è dovuta per il pavimento del Lower deck, per il quale è stata ipotizzata una stratigrafia ed è stato inserito il coefficiente di scambio termico limite esterno, pari a quello dell'acqua in quiete, $h_e=1000 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

La stratigrafia ipotizzata contiene due strati di vetro-resina, con un intercapedine non ventilata di 20 cm.

Generale	
Nome	AZ-66_Pavimento Lower deck sp.30 cm
Fonte	
Categoria	Pavimenti (interni)
Regione	ITALY
Definizione	
Metodo di definizione	1-Layers
Impostazioni di calcolo	
Strati	
Numero di strati	3
Strato più esterno	
Materiale	AZ-66_Vetroresina
Spessore (m) (m)	0.05
<input type="checkbox"/> Strato termicamente eterogeneo? (UNI 6946)	
Strato 2	
Materiale	AZ-66_Aria in quiete
Spessore (m) (m)	0.20
<input type="checkbox"/> Strato termicamente eterogeneo? (UNI 6946)	
Strato più interno	
Materiale	AZ-66_Vetroresina
Spessore (m) (m)	0.05
<input type="checkbox"/> Strato termicamente eterogeneo? (UNI 6946)	
Strati	
Proprietà della superficie	
Superficie esterna	
<input checked="" type="checkbox"/> Fissa coefficiente convettivo di trasmissione di calore	
Coefficiente convettivo di scambio di calore (W/mq-K)	999
Superficie interna	
<input type="checkbox"/> Fissa coefficiente convettivo di trasmissione di calore	

Fig. 4.3.3.1 Modellazione delle zone termiche nel Lower deck

Il template realizzato per gli elementi opachi è stato introdotto per l'intera imbarcazione, pertanto tutte le proprietà corrispondenti vengono ereditate nelle zone termiche del grado inferiore. Nel template è stato inserito anche il valore del ricambio d'aria per infiltrazione ricavato mediante le prove con gas traccianti realizzate nel 2016.

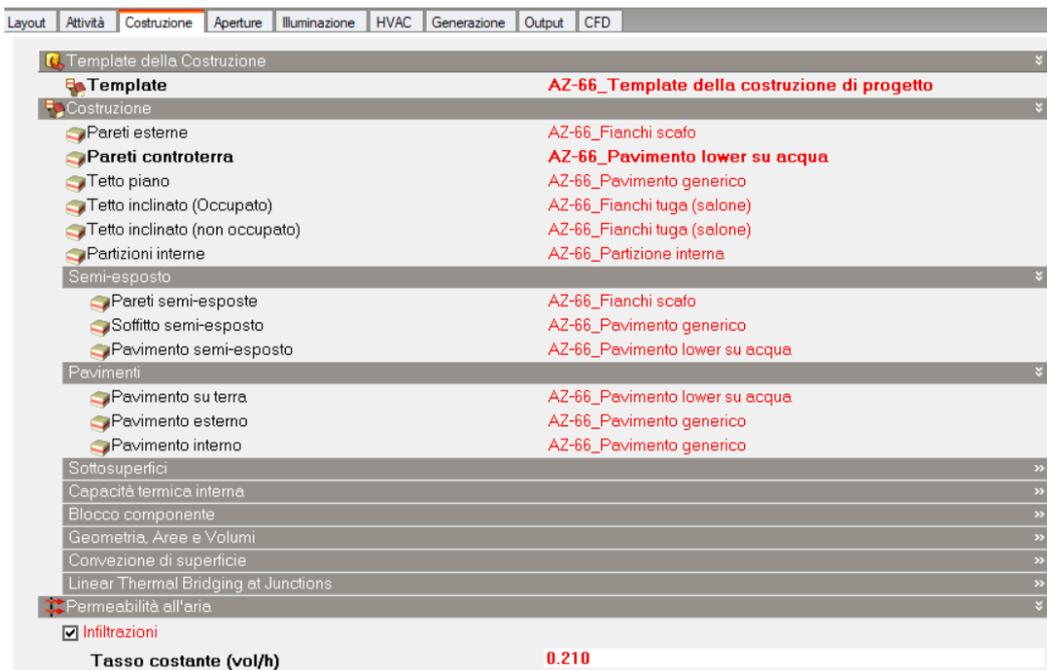


Fig. 4.3.3.2 Definizione del template dei componenti opachi

Per l'inserimento delle aperture sulle imbarcazioni, si sono verificate le superfici effettive per la modellazione in superfici geometriche di forma semplificata ma di pari entità. Nelle immagini seguenti si denota la suddivisione seguita per la definizione delle superfici e la correlazione tra modello in DB e l'imbarcazione reale.



Fig. 4.3.3.3 Studio delle superfici vetrate lati destro, posteriore e anteriore



Fig. 4.3.3.4 Studio superfici vetrate lato sinistro

In figura 4.3.3.3 e figura 4.3.3.4 sono indicate le superfici presenti in assonometria nell'imbarcazione reale. Sono indicati con il prefisso "MW" le superfici appartenenti al Main deck (indicate in magenta), con il prefisso "LW" le superfici appartenenti al Lower deck (indicate in ciano).

In seguito sono indicate con la stessa codifica le superfici corrispondenti nel modello DB (Fig.4.3.3.5 e Fig.4.3.3.6).

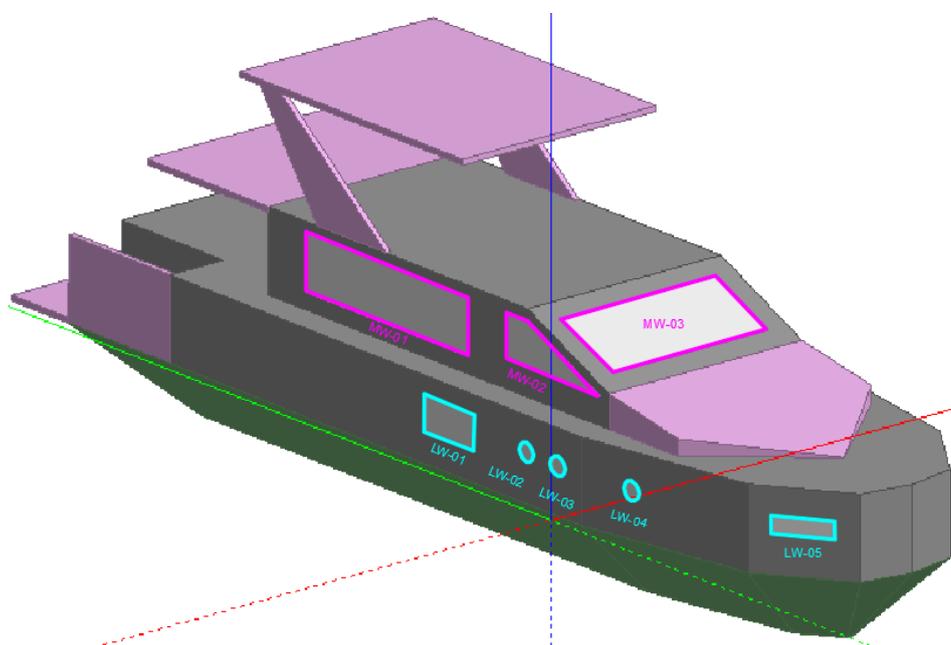


Fig. 4.3.3.5 Studio delle superfici vetrate lati destro e anteriore del modello DB

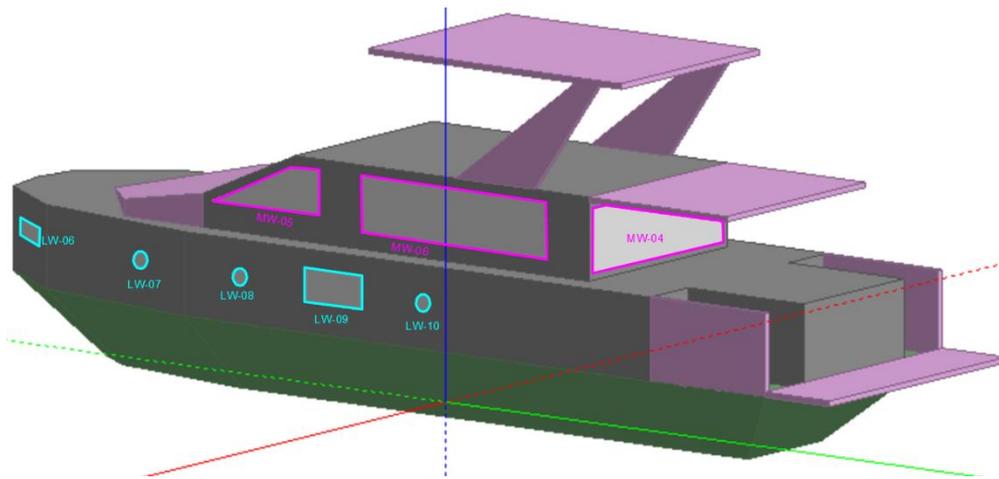


Fig. 4.3.3.6 Studio delle superfici vetrate lati sinistro e posteriore del modello DB

In seguito si riportano le caratteristiche delle superfici modellate (Tab.4.3.3.1), quali collocazione, superficie, orientamento e inclinazione rispetto al piano orizzontale (angolo di Tilt). Si ricorda che come semplificazione, tutte le superfici vetrate insistono su piani verticali, eccetto il parabrezza.

Superfici vetrate del modello 3D in DB: Azimut 66							
ID	Descrizione	Lato	Ponte	Locale	Orientamento	Tilt [°]	Superficie [m ²]
MW-01	Vetrata salone	Destro	Main Deck	Dinette	O	90	4.00
MW-02	Vetrata timoneria e porta laterale	Destro	Main Deck	Area di pilotaggio	O	90	1.12
MW-03	Parabrezza	Anteriore	Main Deck	Area di pilotaggio	S	24	4.48
MW-04	Portellone	Posteriore	Main Deck	Dinette	N	90	4.56
MW-05	Vetrata timoneria e porta laterale	Sinistro	Main Deck	Area di pilotaggio	E	90	1.12
MW-06	Vetrata salone	Sinistro	Main Deck	Dinette	E	90	4.00
LW-01	Finestra	Destro	Lower Deck	Cabina armatoriale	O	90	0.72
LW-02	Oblò	Destro	Lower Deck	Cabina Ospiti Dx	O	90	0.07
LW-03	Oblò	Destro	Lower Deck	Cabina Ospiti Dx	O	90	0.07
LW-04	Oblò	Destro	Lower Deck	Bagno Cabina Ospiti Dx	O	90	0.07
LW-05	Finestra	Des-Ant	Lower Deck	Cabina Vip	S-O	90	0.30
LW-06	Finestra	Sin-Ant	Lower Deck	Cabina Vip	S-E	90	0.30
LW-07	Oblò	Sinistro	Lower Deck	Bagno Camera Vip	E	90	0.07
LW-08	Oblò	Sinistro	Lower Deck	Cabina Ospiti Sx	E	90	0.07
LW-09	Finestra	Sinistro	Lower Deck	Cabina armatoriale	E	90	0.72
LW-10	Oblò	Sinistro	Lower Deck	Bagno Cabina Armatoriale	E	90	0.07

Tab. 4.3.3.1 Computo superfici vetrate del modello DB

Per la definizione delle caratteristiche termiche dei vetri, in assenza di dati più specifici, si è scelto di considerare 3 tipologie di vetro, assegnate a seconda della zona termica interessata.

Inoltre i vetri sono stati tutti modellati come vetro singolo e con telaio in alluminio.

Le caratteristiche e la collocazione di ciascuna è riassunta nella tabella seguente (Tab.4.3.3.2).

Caratteristiche delle superfici vetrate nel modello DB			
Collocazione	Parabrezza	Main Deck	Lower deck
Tipo di vetro	Trasparente chiaro	Grigio Europa - Serigrafato sfumato	Grigio Europa - Serigrafato sfumato
Spessore [mm]	12	8	8
Conduttività [W/(mK)]	1	1	1
Trasmissione solare [-]	0.68	0.37	0.30
Riflessione solare esterna [-]	0.07	0.25	0.25
Riflessione solare interna [-]	0.07	0.25	0.25
Trasmissione visibile [-]	0.87	0.34	0.25
Riflessione esterna infrarossi [-]	0.84	0.84	0.84
Riflessione interna infrarossi [-]	0.84	0.84	0.84
Trasmittanza termica [W/(m²K)]	5.6	5.73	5.73

Tab. 4.3.3.2 Caratteristiche delle superfici vetrate del modello DB

4.3.4 Definizione degli apporti interni

Il software Design Builder possiede una modalità di inserimento dei dati di tipo gerarchica ed ereditaria, anche per i dati relativi all'occupazione degli ambienti: le caratteristiche che sono indicate in un blocco, zona o superficie, vengono ereditate in quella al livello inferiore. Successivamente al livello inferiore, i dati possono essere modificati o personalizzabili a seconda del dettaglio richiesto, senza provocare cambiamenti al livello superiore. Nell'inserimento dei dati dunque, sono state sfruttate tali proprietà.

Per la valutazione degli apporti interni, dovuti all'occupazione ed al funzionamento delle apparecchiature, si è scelto di creare due template, uno per la zona giorno e uno per la zona notte.

Ciascuno di essi, viene creato duplicando il template generico associato alla destinazione d'uso residenziale generica ed editando i valori di occupazione e apporti di calore specifici. La densità di affollamento, è stata calcolata come rapporto tra occupanti e le superfici delle zone termiche:

$$\frac{n_{occ}}{S_{cab, equip} + S_{cab} + S_{dinetto}} = \frac{8+1}{7,3+50,35+33,6} = \frac{9}{91,25} = 0,096 \text{ pers/m}^2 \quad (4.1)$$

Tale valore è stato assegnato identico per i due template.

Nella stessa scheda è possibile definire le temperature di set-point e di attenuazione.

Queste sono state così definite:

- T set-point di riscaldamento: 20°C;
- T di attenuazione di riscaldamento: 18 °C;
- T set-point di raffrescamento: 26°C;
- T di attenuazione di raffrescamento: 28 °C.

Gli apporti interni sono dati dalla somma degli apporti di calore latenti e sensibile. In assenza di dati specifici, questi sono stati determinati con l'ausilio della specifica tecnica UNI-TS 11300-1:2014, sfruttando i parametri per la valutazione adattata all'utenza. La stessa viene utilizzata anche per determinare i profili temporali di occupazione per le diverse zone termiche (Prospetto 15).

- **Apporti interni sensibili:**

Apporti interni sensibili		
Template	Periodo	Apporti sensibili W/m ²
Zona giorno Dinette	Dalle 7.00 alle 17.00	8
	Dalle 17.00 alle 23.00	20
	Dalle 23.00 alle 7.00	2
Zona notte Cabine	Dalle 7.00 alle 17.00	2
	Dalle 17.00 alle 23.00	4
	Dalle 23.00 alle 7.00	6

Tab. 4.3.4.1 Apporti interni sensibili

- **Apporti interni latenti:**

Per quanto riguarda gli apporti termici latenti, la specifica tecnica assegna un valore fisso di portata di vapore per la destinazione d'uso residenziale, pari a 250g/h. Attraverso l'entalpia di vapore e le superfici delle zone termiche, si sono ricavati le potenze termiche di calore latente per unità di superficie. Il calcolo svolto è esplicitato dalle formule seguenti:

$$\dot{Q}_{lat} = \frac{\Phi_{lat}}{A_f} [W/m^2] \quad (4.2)$$

Con:

- \dot{Q}_{lat} = potenza termica latente per unità di superficie [W/m²];
- A_f = superficie utile della zona termica considerata [m²];
- Φ_{lat} = potenza termica latente [W], valutata come:

$$\dot{Q}\Phi_{lat} = \dot{m}_v \cdot h_v = 250 \cdot \frac{(2500+1,9 \cdot 28)}{3600} = 177 W \quad (4.3)$$

Con:

- \dot{m}_v = portata massica di vapore [g/h];
- h_v = entalpia specifica del vapore.

I valori ottenuti dalle zone termiche sono i seguenti (Tab.4.3.4.2):

Apporti interni latenti	
Template	Apporti latenti W/m ²
Zona giorno Dinette	5
Zona notte Cabine	3

Tab. 4.3.4.2 Apporti interni latenti

Gli apporti termici latenti sono stati poi determinate come frazione rispetto agli apporti globali, per l’inserimento di tali dati nel template corrispondente.

4.3.5 Impostazione dati HVAC

Il tipo di valutazione affrontato per il lavoro di tesi, consiste nello studio termico e igrometrico dell’imbarcazione, senza tener conto del contributo degli impianti.

Per tale scopo, nel software Design Builder, tutte le specifiche relative al raffrescamento e riscaldamento sono state disattivate (Fig.4.3.5.1).

In particolare nella fase di validazione, viene disattivata anche la funzione di ventilazione meccanica, funzione che verrà attivata ed impostata arbitrariamente nella fase di progetto della stessa, al fine dell’ottimizzazione del comfort nell’imbarcazione.



Fig. 4.3.5.1 Scheda di HVAC in Design Builder

4.4 SIMULAZIONE E VALIDAZIONE DEL MODELLO

Una volta creato il modello, è possibile attivare il comando “*Simulazione*” nella barra inferiore della schermata di modellazione. La simulazione viene impostata per il solo giorno 10 luglio 2016, periodo in cui è stato effettuato il monitoraggio delle temperature interne e superficiali, ad impianto spento e con l’assenza delle schermature.

Per una scelta accurata delle impostazioni del modello, si effettueranno due casistiche per la modellazione della zona più critica, ovvero quella comprendente gli ambienti del Main deck:

- **Caso 1 (2 ambienti):** in questo caso si modella la zona termica come descritta in precedenza, ovvero costituita da due ambienti, dinette e postazione guida, facenti parte della stessa zona termica, ma separate mediante superfici virtuali. Questo tipo di suddivisione consente al software, di calcolare le temperature medie per ciascun ambiente separatamente, in modo permettere successivamente un confronto diretto con le temperature rilevate in fase di misura.
- **Caso 2 (ambiente unico):** in questo caso non si considerano delle suddivisioni virtuali, ma il Main deck viene modellato come un unico ambiente, comprendente sia dinette che postazione guida. Le temperature in uscita saranno delle temperature medie riferite all’intero ambiente. Per fare il confronto con i rilievi sperimentali, si effettueranno prima delle operazioni per estrapolare i valori medi misurati.

La validità del modello viene verificata mediante il confronto tra i dati di output della simulazione del modello ed i corrispondenti valori misurati durante la campagna sperimentale. A seguito dei confronti, verrà scelta la configurazione che più approssima i dati reali, in modo da procedere con le operazioni di progetto sul modello scelto validato.

4.4.1 Simulazione – Caso 1

Profili temporali delle temperature interne

Il monitoraggio delle temperature interne sull'imbarcazione Azimut 66 ad impianto Off, si è svolto dal giorno 06/07/2016 al giorno 11/07/2016.

I datalogger sono stati posizionati nei punti significativi dei locali, collocati sia nel Main deck che nel Lower deck.

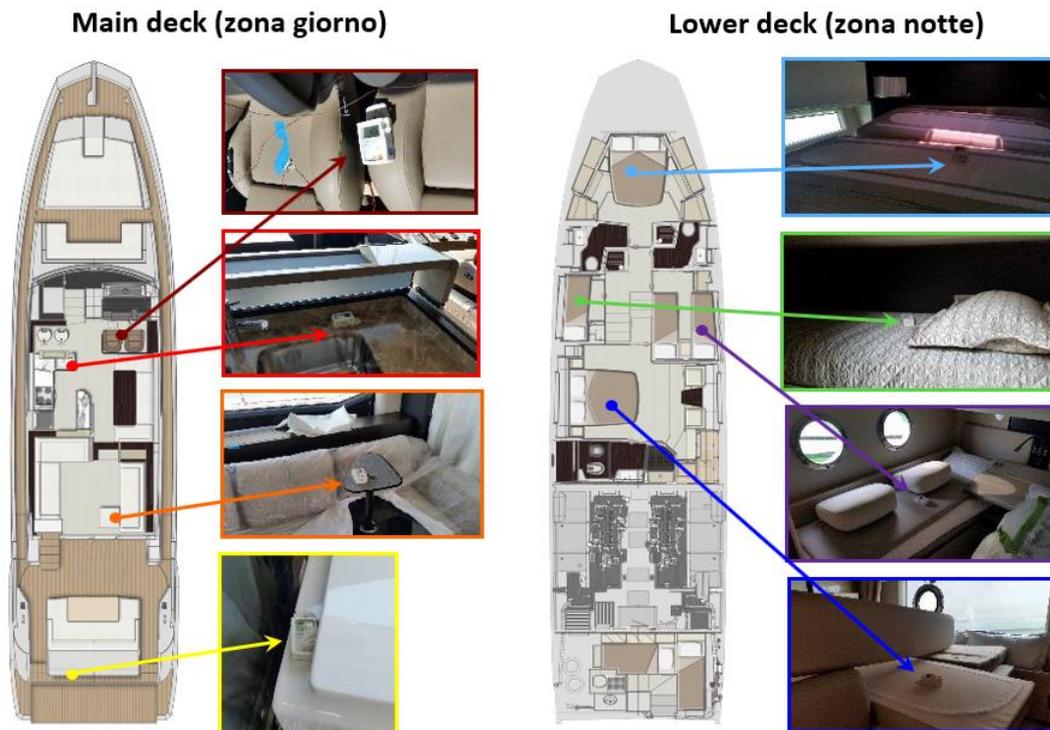


Fig. 4.4.1.1 Posizionamento dei Datalogger Testo-175, Azimut 66

Per il confronto tra i dati sperimentali e i dati di output del modello sono stati adottati i seguenti criteri:

- *Zona giorno*: i dati di output della temperatura interna della zona dinette del modello DB saranno confrontati con la media aritmetica delle misure rilevate dai datalogger, collocati nella cucina e nel salone; a quest'ultima sarà associato il nome "Dinette" per semplicità di esposizione dei risultati;
- *Zona notte*: grazie alle separazioni virtuali collocate nel modello per la suddivisione delle cabine, sarà possibile confrontare le temperature di output di ciascun locale del modello con i dati rilevati dai datalogger, posizionati uno per cabina.

Nei grafici seguenti, i profili dello stesso colore indicano che le misure si riferiscono alla stessa zona di misura; la linea tratteggiata appartiene al modello mentre quella continua alla misura reale sperimentale.

I grafici sono stati realizzati suddividendo la zona giorno dalla zona notte.

Occorre sottolineare che le misure sperimentali sono avvenute con un campionamento ogni 5 minuti, mentre i profili di output del modello vengono realizzati con step orari.

- **Zona giorno – Profili di temperatura interna**

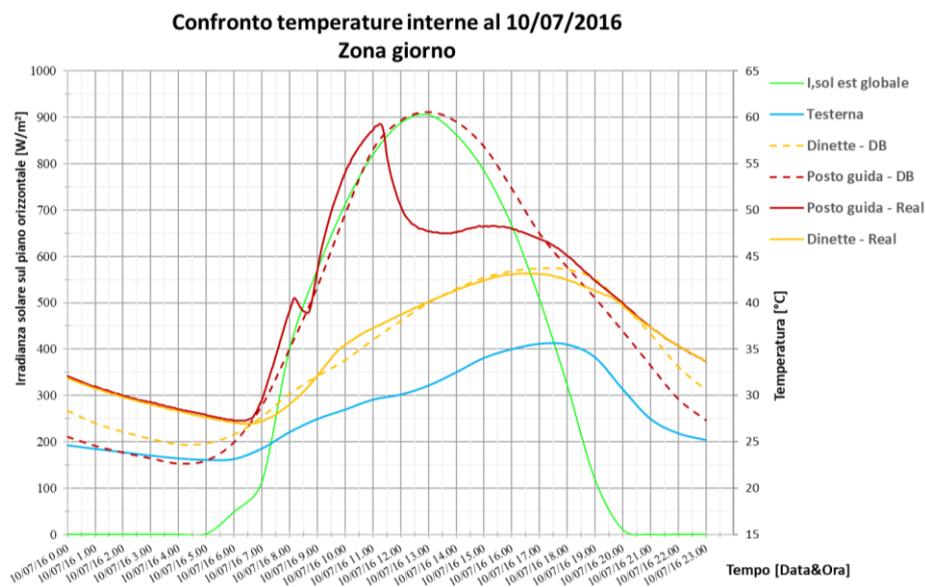


Fig. 4.4.1.2 Confronto dei profili di temperatura interna – zona giorno

Si osserva una buona corrispondenza dei valori di picco tra il caso reale e i dati del modello. Tuttavia si denota uno sfasamento temporale tra gli stessi, dovuto probabilmente alla presenza di ombreggiamenti e annuvolamento durante la campagna sperimentale, oltre che imprecisioni sulla capacità termica interna.

- **Zona notte – Profili di temperatura interna**

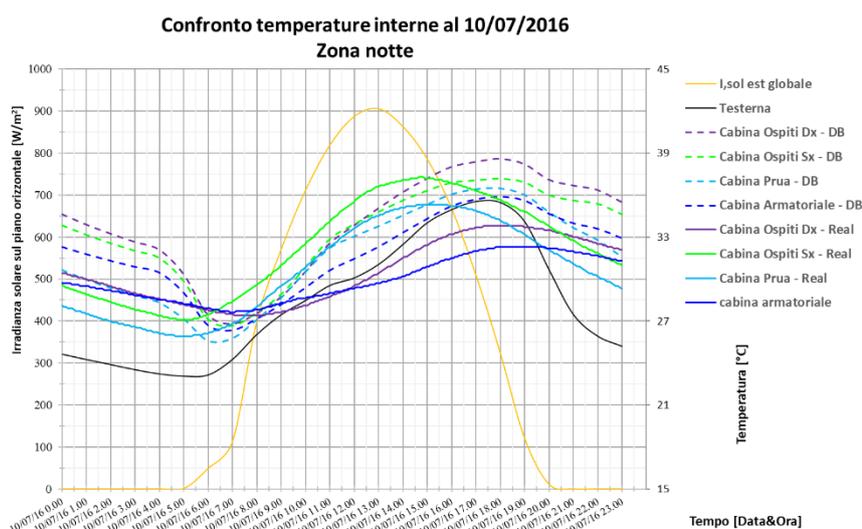


Fig. 4.4.1.3 Confronto dei profili di temperatura interna – zona notte

Osservando i valori di picco, questi risultano sia sfasati che distanti tra loro. I picchi in uscita dal modello sono molto più alti rispetto a quelli realmente misurati, il che potrebbe derivare da forti imprecisioni sul calcolo della capacità termica interna nel modello, a causa delle ipotesi notevoli condotte specialmente per le partizioni orizzontali, elementi di cui non sono state rese note le conducibilità termiche.

Per tali motivi, il modello non potrà essere utilizzato per la progettazione della ventilazione meccanica per gli ambienti collocati nel Lower deck.

Profili temporali delle temperature superficiali

Il monitoraggio delle temperature superficiali sull'imbarcazione Azimut 66 ad impianto Off, si è svolto dal giorno 08/07/2016 al giorno 11/07/2016.

Le termocoppie sono state posizionate nei punti significativi della zona giorno, comprensiva di dinette e postazione guida, locali in cui le temperature superficiali raggiungevano i valori più elevati.

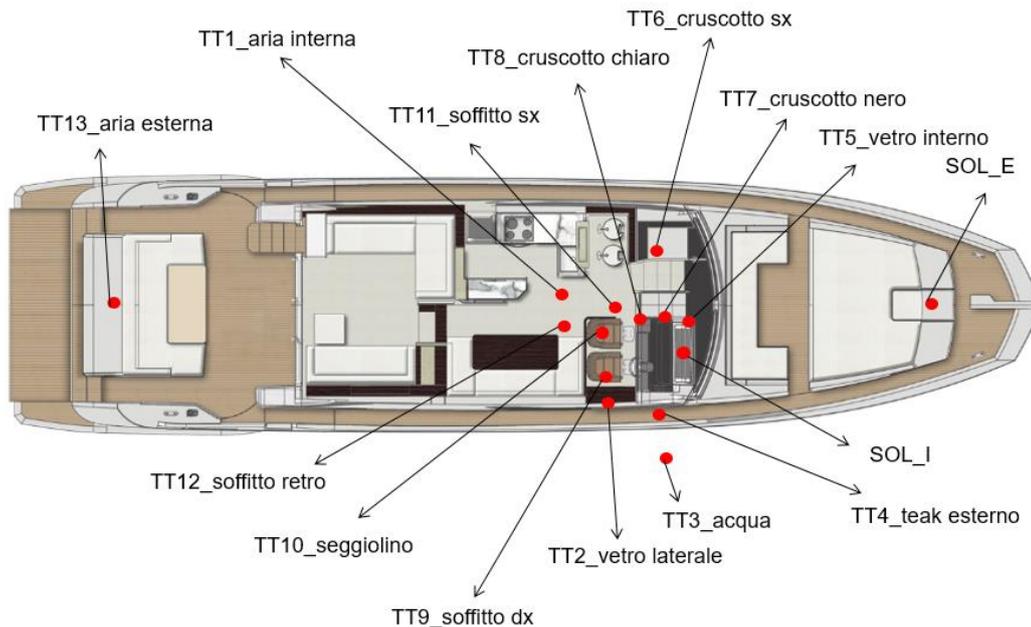


Fig. 4.4.1.4 Posizionamento delle termocoppie e dei solarimetri, Azimut 66

I punti di misura del modello che meglio approssimano le condizioni di misura sperimentali reali sono due:

- *TT7- Cruscotto nero*: questo è assimilabile alla temperatura superficiale rilevata sulla parte opaca dell'involucro inclinato del modello in cui si colloca il parabrezza;
- *TT12- Soffitto retro*: questo è assimilabile alla temperatura superficiale rilevata sul soffitto della zona centrale della zona dinette nel modello.

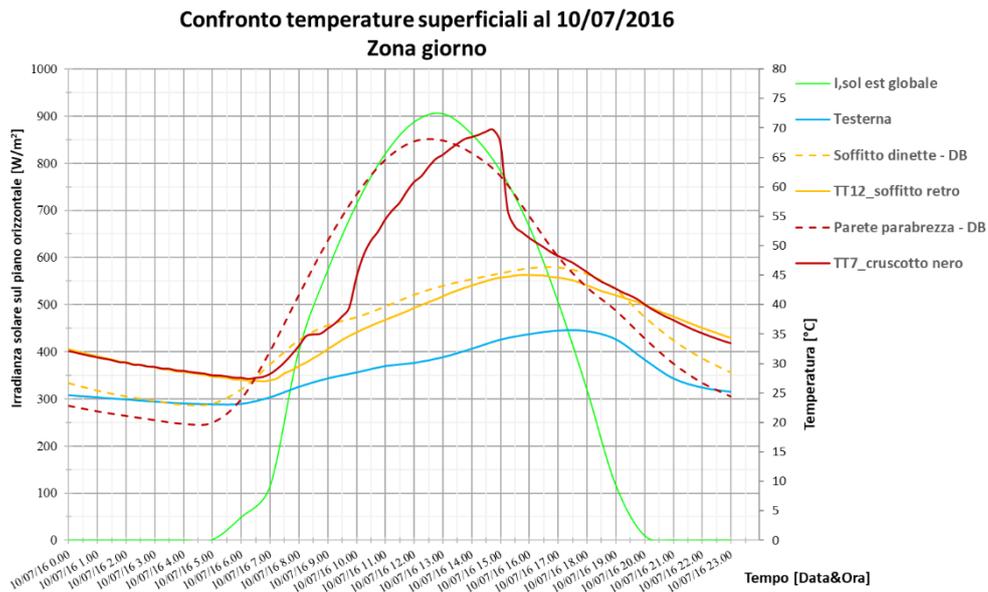


Fig. 4.4.1.5 Confronto dei profili di temperatura superficiali – Main Deck

Si osserva una buona corrispondenza dei valori di picco tra il caso reale e i dati del modello. Tuttavia si denota uno sfasamento temporale tra gli stessi, dovuto probabilmente alla presenza di ombreggiamenti e annuvolamento durante la campagna sperimentale, oltre che imprecisioni sulla capacità termica interna.

Dalle osservazione sopra esposte, relativamente al confronto delle temperature interne e superficiali, si può concludere che il modello risulta utilizzabile per interventi progettuali di miglioria per la sola zona giorno, considerando tuttavia un margine di errore dovuto principalmente ai problemi di sfasamento temporale.

4.4.2 Simulazione – Caso 2

Al fine di ottenere la migliore configurazione per la descrizione del comportamento termico della zona nel Main deck, per la successiva analisi di possibili interventi di miglioria, si è svolta un'ulteriore modellazione derivante dal primo caso. Sul secondo modello infatti, è stata apportata una sola modifica, che consiste nell'eliminazione delle separazioni virtuali tra la dinette e la postazione guida; si ottiene dunque un unico ambiente, denominato per semplicità "Zona giorno" (Fig.4.4.2.1). Da essa sarà estrapolata una temperatura interna media, da porre a confronto con la media pesata delle temperature interne della zona "dinette+cucina" e della zona "postazione guida".

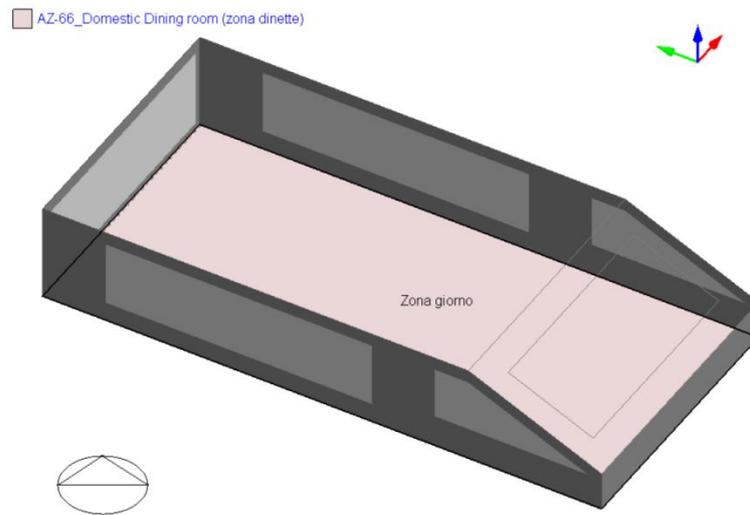


Fig. 4.4.2.1 Modellazione della zona unica del Main deck – Modello in DB

Le temperature oggetto del confronto saranno le temperature interne dell'aria. La temperatura reale di confronto, calcolata come media pesata sui volumi degli ambienti, viene così determinata:

$$T_{m,real-zona\ giorno} = \frac{T_{m,real(din+k)} \cdot V_{din+k} + T_{m,real(pguida)} \cdot V_{pg}}{V_{din+k} + V_{pg}} \quad (4.4)$$

Dove:

- V_{din+k} = volume della zona dinette+cucina [m³];
- V_{pg} = volume della zona della postazione guida [m³].

Nei grafici seguenti, i profili dello stesso colore indicano che le misure si riferiscono alla stessa zona di misura; la linea tratteggiata appartiene al modello mentre quella continua alla misura reale sperimentale.

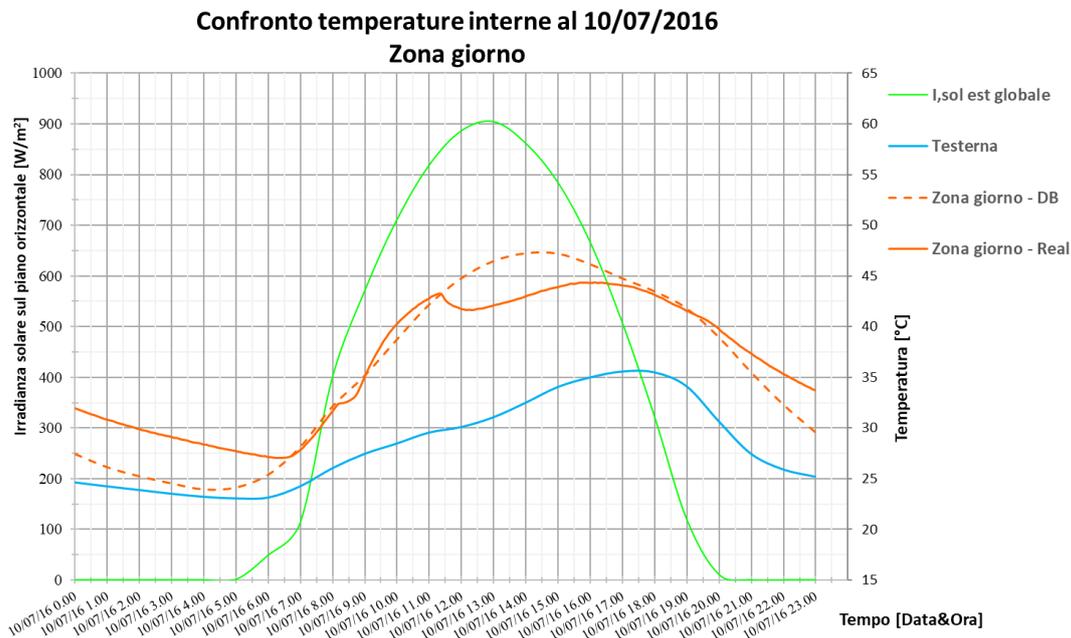


Fig. 4.4.2.2 Confronto dei profili di temperatura interna – zona giorno unica

Dal grafico si osserva come i picchi dei due profili non corrispondano per una differenza di circa 8 °C. Inoltre si denota uno sfasamento temporale dei picchi stessi.

Alla luce di tali considerazioni, il Caso 1 mostra un’ approssimazione migliore rispetto al Caso 2, nella simulazione del comportamento rispetto all’ imbarcazione reale.

La fase successiva della modellazione, che consiste nell’ applicare soluzioni migliorative sul modello per verificare l’ efficacia dell’ intervento, sarà svolta a partire dal modello validato nel Caso 1 descritto in precedenza.

5. INTERVENTI MIGLIORATIVI MEDIANTE COMPONENTI E SOLUZIONI IMPIANTISTICHE

5.1 USO DELLA VENTILAZIONE MECCANICA CONTROLLATA

5.1.1 Soluzioni tecnologiche

Le imbarcazioni da diporto, specialmente nel clima estivo, vengono esposte a climi molto caldi mentre sono in mare; la situazione si aggrava nel caso in cui l'imbarcazione sia ferma, poiché in mancanza di vento, la ventilazione naturale dovuta all'apertura delle finestre o all'infiltrazione, è meno efficace. La ventilazione naturale inoltre, risulta essere una soluzione non particolarmente vantaggiosa, in quanto essendo immessa in ambiente senza trattamento, veicola apporti di calore, a carico dell'impianto di raffrescamento.

Questo rende necessario un sistema di ventilazione di tipo meccanico, al fine di garantire un corretto ricambio d'aria, efficace e silenzioso allo stesso tempo.

Un sistema di climatizzazione, non solo deve raffrescare e ventilare le zone occupate, ma deve anche raffreddare le fonti di calore e gli impianti interni, attraverso il controllo dell'umidità.

I sistemi più diffusi consistono in unità che trattano l'aria filtrandola, raffreddandola e deumidificandola, prima di diffonderla negli ambienti. In alternativa si adottano dei sistemi a tutt'aria, ma questi sono poco realizzati nelle imbarcazioni a causa dell'ingombro delle canalizzazioni.

Le soluzioni innovative consistono nel combinare la ventilazione meccanica ad un recuperatore di calore. Il funzionamento alla base consiste nell'estrazione di aria a condizioni più prossime alle condizioni dell'aria esterna e di riutilizzare il calore prelevato prima dell'espulsione, per il riscaldamento/raffrescamento dell'aria esterna di presa.

I sistemi di ventilazione che possono essere utilizzati nelle imbarcazioni non differiscono da quelli ad uso di civile abitazione. Si adottano per lo più sistemi con il minore ingombro possibile; inoltre, lo studio principale consiste nella collocazione delle bocchette che assecondino i fini estetici dell'arredo interno ed esterno, oltre che ridurre i rischi da correnti d'aria.

Tra le aziende leader per la progettazione dei sistemi di ventilazione per la nautica possono essere citate "Heinen & Hopman" e "Webasto".

Il sistema presentato di seguito, è un prodotto dell'azienda "Prana", la quale è specializzata in prodotti per la ventilazione meccanica controllata e aerazione. L'elemento analizzato di seguito, nasce nell'ambito delle civili abitazioni, ma è facilmente adattabile al caso delle imbarcazioni, in quanto è un sistema compatto e di facile inserimento.

Si tratta di un sistema di ventilazione meccanica decentralizzato, ideale per edifici preesistenti, in quanto non solo ha costi contenuti, ma non richiede interventi strutturali invasivi durante l'installazione. L'installazione è molto rapida (circa 2 ore), mentre le dimensioni sono compatte e personalizzabili. Il sistema è nascosto nel muro, lasciando visibili solamente le bocchette, dal design moderno e personalizzabile.

Il sistema di accensione e spegnimento è a controllo remoto, pertanto può essere impostato o comandato ad orari prestabiliti.

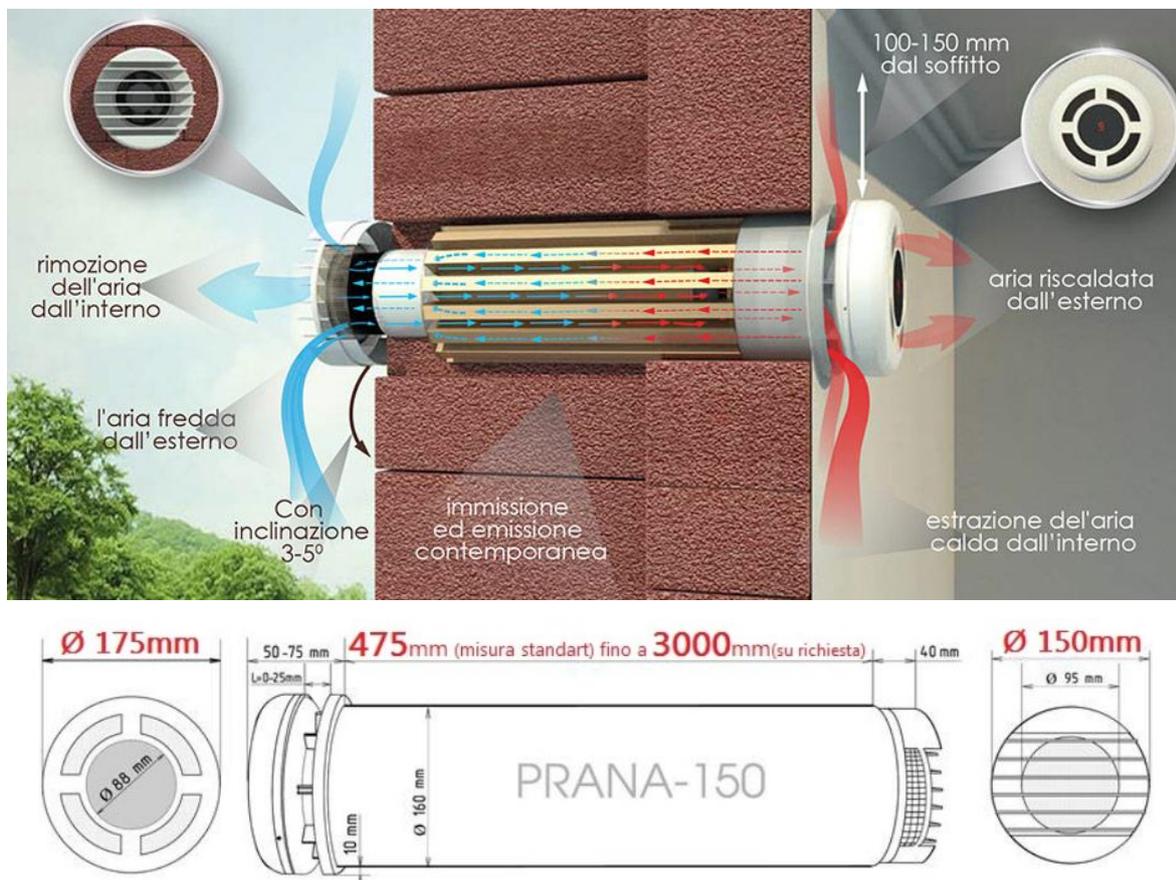


Fig. 5.1.1.1 Sistema di ventilazione decentralizzato Prana

Il principio di funzionamento del recuperatore Prana, consiste nell'immettere aria pura prelevata dall'esterno e contemporaneamente espellere l'aria viziata contenuta nei locali (come fumo, odori, CO₂, radon etc.). All'interno dello scambiatore ad alta efficienza, contenuto nel recuperatore, l'aria che viene espulsa all'esterno, cede il proprio calore all'aria pulita in ingresso, senza che i due flussi vengano in nessun modo a contatto tra loro. Lo scambiatore di calore in rame, ha proprietà di ionizzazione, ovvero garantisce la purificazione e la protezione dai microorganismi dannosi. La presenza del recuperatore consente la riduzione dei consumi energetici legati alla climatizzazione.

Il sistema non è dotato di filtri in materiale sintetico, su cui solitamente si annidano germi e batteri (come avviene nei condizionatori tradizionali). Il 75% delle particelle di polvere presenti nell'aria esterna non entra all'interno dei locali e questo avviene grazie ad un altro innovativo meccanismo: la pulizia ciclonica. Esso è un sistema che si basa sulla forza centrifuga, che separa l'aria dalla polvere separandone il percorso, e la direziona verso lo scarico di condensa.

Relativamente ai dettagli tecnici si elencano a titolo esemplificativo quelli del modello Prana 150:

- Immissione = 115 m³/h;
- Estrazione = 105 m³/h;
- Efficienza di recupero = 91 %;
- Consumo di energia = 6 a 32 Wh;
- Mini riscaldamento = sì;
- Lunghezza del modulo operativo = da 475 mm;
- Diametro del corpo del modulo di lavoro = 150 mm;
- Diametro del foro di montaggio = da 157 mm;
- Superficie raccomandata del locale = fino a 60 m²;
- Coibentazione del modulo = sì;
- Sistema di controllo = telecomando;
- Scambiatore di calore = in rame;
- Superficie di installazione = muro/vetro di qualsiasi spessore;
- Certificato = Marcatura CE.

Un sistema simile, di ventilazione meccanica controllato di tipo centralizzato, è offerto dall'azienda "Viessman", specializzata anch'essa nei prodotti per la climatizzazione e la ventilazione. Il sistema è di dimensioni ancora più contenuto, ma il funzionamento è del tutto analogo. All'interno dello stesso dispositivo avvengono ripresa dell'aria viziata, estrazione, immissione dell'aria di rinnovo in ambiente e presa dell'aria esterna; il tutto senza che vi sia contro circuiti tra le correnti d'aria in gioco.

L'installazione del dispositivo è molto semplice, avviene direttamente sulla parete esterna dell'ambiente interessato e necessita di una presa di alimentazione di 230 V.

L'impianto di ventilazione per abitazioni compatto Vitovent, è concepito per il ricambio d'aria controllato e la ventilazione nelle singole stanze. L'aria fresca viene filtrata e riscaldata mediante lo scambiatore di calore a flussi controcorrente. Il recupero di calore dall'aria di scarico arriva al 90%. È inoltre disponibile come accessorio, un sensore per la rilevazione della qualità dell'aria, che varia automaticamente il tasso di ricambio aria in funzione, ad esempio, della concentrazione di CO₂, garantendo un funzionamento silenzioso all'insegna del risparmio energetico.

Per una maggiore flessibilità di installazione, si può optare per il manicotto passamuro, in forma tonda o quadrata.

L'unità di controllo del gruppo di ventilazione, è integrato nel pannello all'interno della parete. Il filtro è facilmente sostituibile dall'interno. L'interruttore di controllo wireless autoalimentato consente una facile programmazione delle modalità di utilizzo.

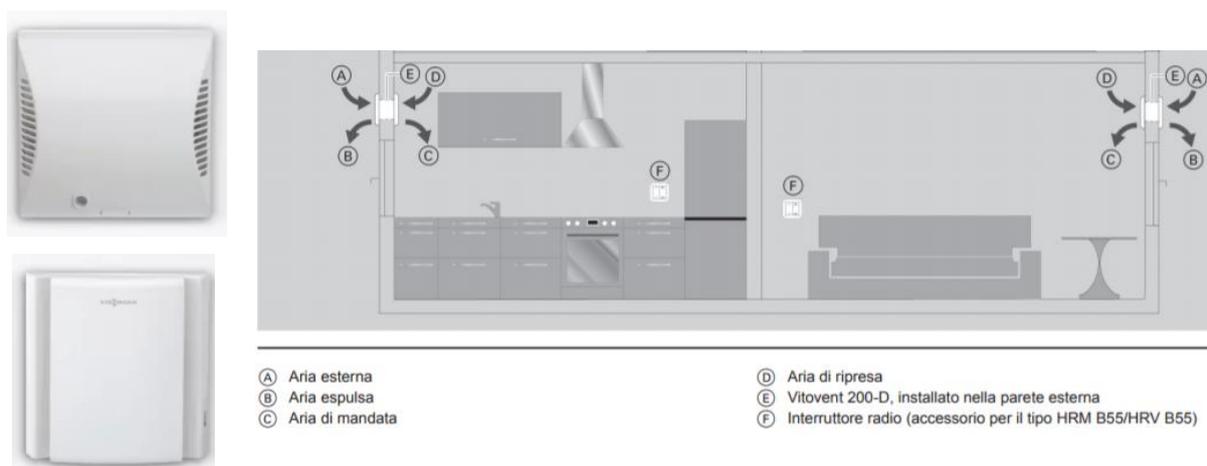


Fig. 5.1.1.2 Sistema di ventilazione decentralizzato Vitovent - Viessman

I dettagli tecnici del prodotto sono riassunti nella tabella di seguito:

Vitovent 200-D	Tipo	HR B55	HRM B55	HRV B55
Deumidificazione (livello 1)	m ³ /h	15	15	15
Ventilazione ridotta (livello 2)	m ³ /h	30	30	25
Portata nominale (livello 3)	m ³ /h	45	45	35
Portata massima (livello 4)	m ³ /h	55	55	45
Funzionamento automatico (continuo)	m ³ /h	n.d.	da 10 a 45	da 10 a 35
Interruttore Wi-Fi		n.d.	accessorio	accessorio
Resistenza elettrica preriscaldamento		n.d.	accessorio	integrato
Programmi di ventilazione disponibili		4	7	7
Livello di rumorosità interna*	dB(A)	25 – 31 – 42 – 45		
Potenza elettrica assorbita*	W	4 – 10 – 17 – 25		
Filtro (aria esterna/aria di ripresa)		F7 / G4		
Recupero del calore	%	fino a 90		
Dimensioni d'ingombro del diaframma murale interno (colore bianco)				
Lunghezza (profondità)	mm	70		
Larghezza	mm	340		
Altezza	mm	340		

Tab. 5.1.1.1 Tabella dettagli tecnici del sistema Vitovent - Viessman

5.1.2 Simulazione e progetto di ventilazione meccanica

In questa fase del lavoro di tesi, si vogliono verificare gli eventuali benefici derivanti dall'introduzione della ventilazione meccanica, andando a svolgere delle simulazioni sul modello in base a differenti casistiche:

- **Caso 1:** si ipotizza di introdurre in ambiente una portata costante di 610 m³/h, finché la temperatura interna è maggiore di quella di esterna. Si ipotizza di spegnere l'impianto nel momento in cui le temperature si eguagliano;
- **Caso 2:** si ipotizza di inviare una portata variabile ora per ora, finché la temperatura interna è maggiore di quella di esterna. Si ipotizza di spegnere l'impianto nel momento in cui le temperature si eguagliano;
- **Caso 3:** si ipotizza di inviare una portata variabile con una temperatura pari a quella esterna finché risulta inferiore o uguale a 29 °C. In caso contrario viene inviata raffreddata alla temperatura fissa a 29 °C.

Il controllo sull'efficacia della miglioria introdotta, viene effettuato osservando il cambiamento sulle temperature dell'aria interna negli ambienti del Main deck, quali dinette e postazione di guida.

La scelta progettuale di introdurre una portata di ventilazione, aiuterebbe a ridurre le temperature interne, in modo tale da ridurre il salto termico che dovrebbe sostenere l'impianto di condizionamento in assenza di ventilazione meccanica. Se si ipotizza infatti di introdurre la ventilazione meccanica, questa potrebbe essere mandata in funzione per il periodo necessario all'abbassamento della temperatura, prima dell'accensione dell'impianto di condizionamento estivo; in questo modo il carico di raffrescamento gravante sull'impianto sarebbe ridotto, con conseguente riduzione dei consumi energetici.

Si analizzeranno ora, caso per caso, gli interventi proposti, con i relativi effetti derivanti dal modello in Design Builder.

Si sottolinea che i dati confrontabili sono solo quelli relativi alle zone termiche del Main deck, per i quali il modello in Design Builder, assume un comportamento più affidabile e con dei risultati più prossimi ai dati sperimentali raccolti.

CASO 1 – Ventilazione a portata costante

In questa fase è stata attivata la funzione di ventilazione meccanica nel modello ed inserito un valore costante di ricambi d'aria, uguale per ogni zona termica contenuta nel Main deck.

Questo deriva dal fatto che, pur avendo modellato due ambienti, questi fanno parte della stessa zona termica e dunque sono soggetti alla stessa portata di ventilazione.

Il software richiede l'inserimento della portata sottoforma di ricambi orari. Considerando il volume complessivo del Main deck (comprensivo di dinette e postazione guida), la portata viene calcolata come segue:

$$Q = \frac{Q[m^3/h]}{(V_{din} + V_{pg})[m^3]} = \frac{610}{40+14} = 11 [1/h] \quad (5.1)$$

Oltre al valore di ricambio d'aria, il software richiede l'inserimento della *schedule* di funzionamento dell'impianto di ventilazione meccanica.

Analizzando i dati di output in merito alla temperatura interna dei locali ed alla temperatura esterna, si osserva che la temperatura degli ambienti interni risulta quasi sempre superiore alla temperatura esterna (Fig. 5.1.2.1).

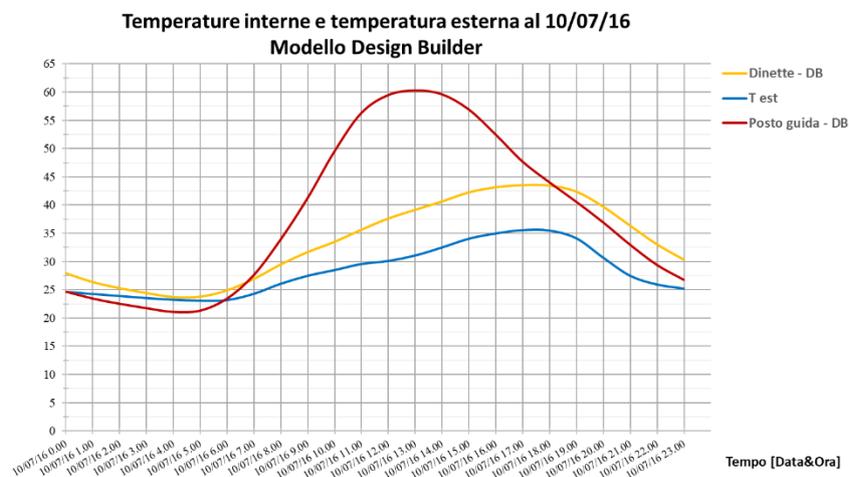


Fig. 5.1.2.1 Temperature interne e temperatura esterna dal modello DB

Si suppone dunque l'impianto funzionante dalle h 6.00 alle h 23.00 con portata costante.

Di seguito viene riportato il template e la relativa schedule di funzionamento dell'impianto per la zona dinette. Per la postazione guida il template è analogo.

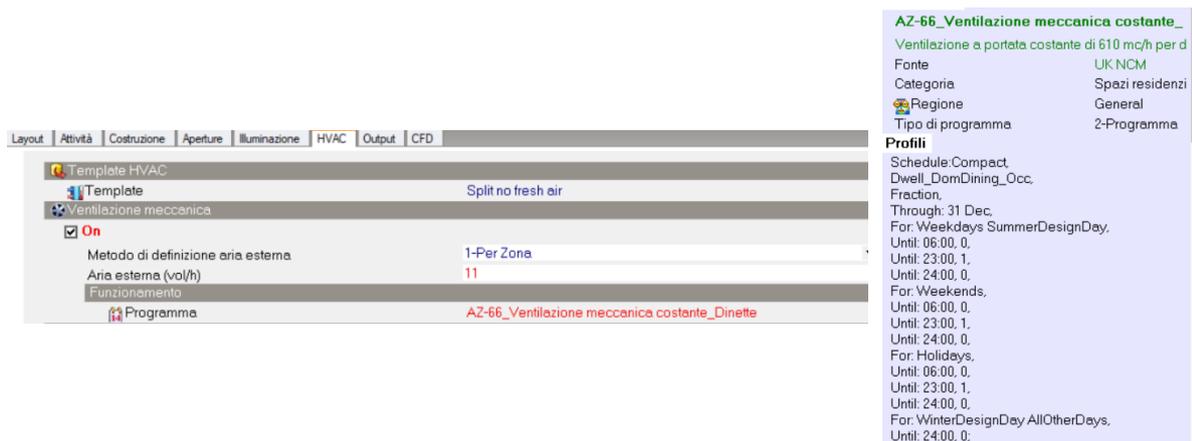


Fig. 5.1.2.2 Template della ventilazione meccanica costante, zona Dinette

In seguito alla simulazione del modello, sono stati realizzati i grafici sulle temperature interne con i dati in uscita dal software Design Builder. Per facilitare il confronto, le temperature relative alla stessa zona termica sono rappresentate con lo stesso colore; la linea tratteggiata si riferisce al caso con l'introduzione della ventilazione meccanica, mentre la linea continua indica il caso senza ventilazione meccanica (Fig. 5.1.2.3).

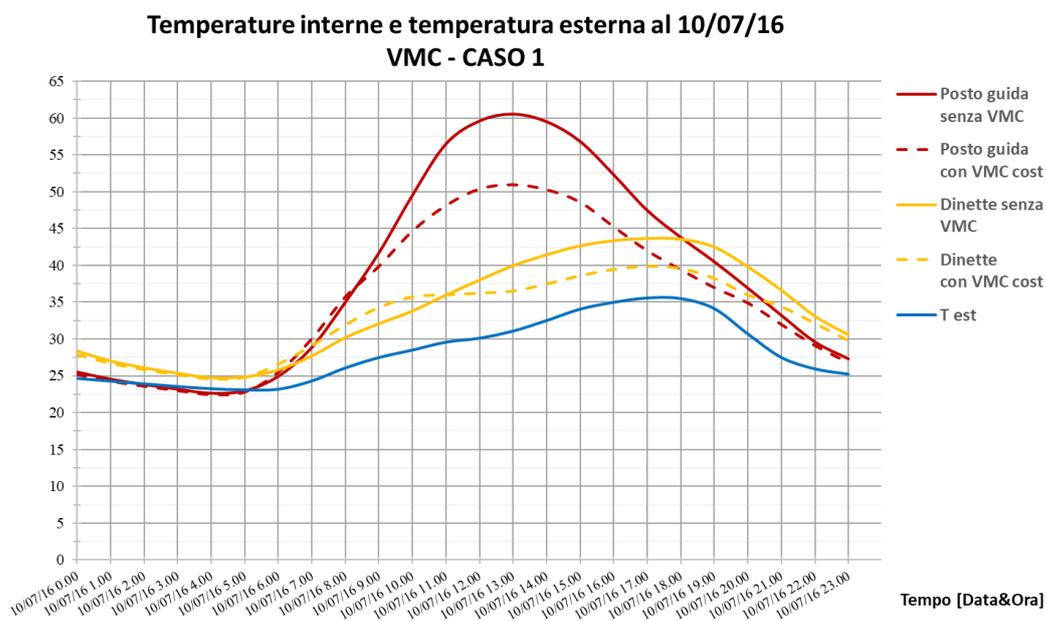


Fig. 5.1.2.3 Confronto delle temperature interne con e senza VMC, Caso 1

Si può osservare come l'introduzione della ventilazione meccanica consenta un rapido ed efficace abbassamento delle temperature interne per entrambe le zone termiche considerate.

Si registra un picco alla temperatura di 51 °C nella postazione guida rispetto al caso di impianto VMC assente, in cui vi era una temperatura massima di 60 °C.

Nella zona dinette invece, si registra un picco alla temperatura di 40 °C rispetto al caso di impianto VMC assente, in cui vi era una temperatura massima di 44 °C.

CASO 2 – Ventilazione a portata variabile

In questo caso si introduce nel modello una ventilazione meccanica variabile, supponendo che la portata sia fornita da un ventilatore alimentato da un pannello fotovoltaico di superficie pari a 1 m².

In funzione della radiazione solare incidente sul pannello ed alle proprietà di esso, si sono calcolate le portate d'aria in m³/h fornibili dal sistema.

Ora (al giorno 10/07/2016)	Dinette e postazione guida		
	Portata	Portata	Coeff. Funzionamento
[h]	[m ³ /h]	[vol/h]	[-]
0.00	0	0	0.0
1.00	0	0	0.0
2.00	0	0	0.0
3.00	0	0	0.0
4.00	0	0	0.0
5.00	0	0	0.0
6.00	2.52	0	0.0
7.00	53.34	1	0.1
8.00	50.32	1	0.1
9.00	307.68	6	0.5
10.00	410.10	8	0.7
11.00	493.91	9	0.8
12.00	557.59	10	0.9
13.00	589.35	11	1.0
14.00	585.84	11	1.0
15.00	546.93	10	0.9
16.00	489.92	9	0.8
17.00	402.38	7	0.7
18.00	288.52	5	0.5
19.00	169.63	3	0.3
20.00	15.70	0	0.0
21.00	4.58	0	0.0
22.00	0	0	0.0
23.00	0	0	0.0

Tab. 5.1.2.1 Calcolo della portata di ventilazione meccanica variabile, Caso 2

In seguito le portate sono state convertite in ricambi orari in funzione del volume complessivo degli ambienti (dinette e postazione guida), associando successivamente i fattori corrispondenti di funzionamento (Tab.5.1.2.1), inseriti nella schedule dell'attivazione della ventilazione meccanica (Fig. 5.1.2.4).



Fig. 5.1.2.4 Template della ventilazione meccanica variabile, zona Dinette

In seguito alla simulazione del modello sono stati realizzati i grafici sulle temperature interne con i dati in uscita dal software Design Builder. Per facilitare il confronto, le temperature relative alla stessa zona termica sono rappresentate con lo stesso colore; la linea tratteggiata si riferisce al caso con l'introduzione della ventilazione meccanica variabile, mentre la linea continua indica il caso senza ventilazione meccanica (Fig. 5.1.2.5).

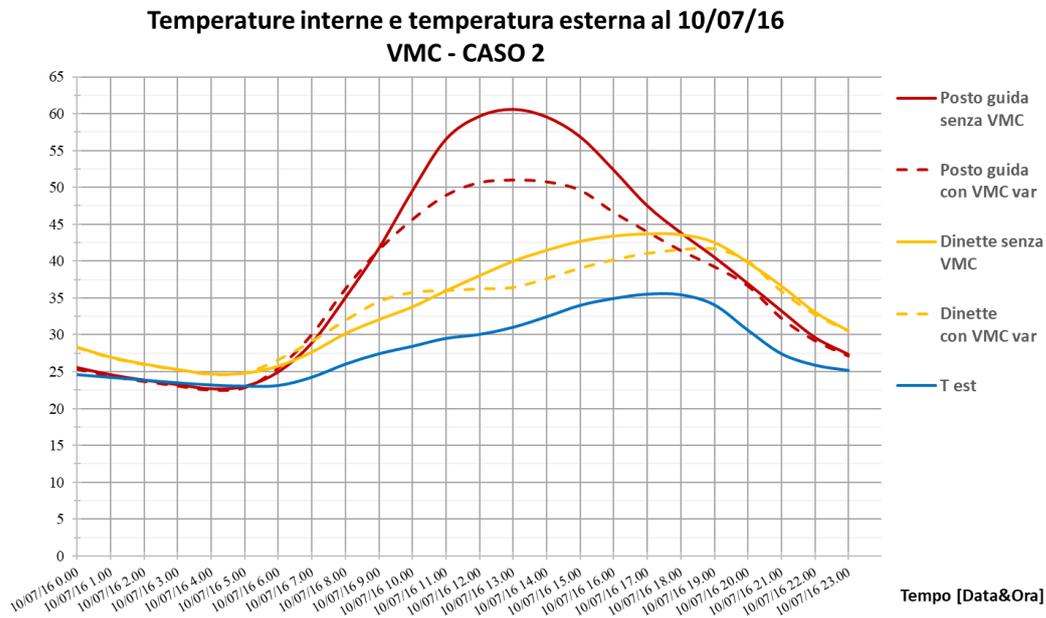


Fig. 5.1.2.5 Confronto delle temperature interne con e senza VMC, Caso 2

Si può osservare come l'introduzione della ventilazione meccanica variabile consenta un rapido ed efficace abbassamento delle temperature interne, per entrambe le zone termiche considerate.

Si registra un picco alla temperatura di 52 °C nella postazione guida rispetto al caso di impianto VMC assente, in cui vi era una temperatura massima di 60 °C.

Nella zona dinette invece, si registra un picco alla temperatura di 42 °C rispetto al caso di impianto VMC assente, in cui vi era una temperatura massima di 44 °C.

Confronto CASO 1 e CASO 2

Si effettua ora un confronto tra Caso 1 e Caso 2, ovvero tra il caso in cui si introduce una ventilazione meccanica a portata costante di 610 m³/h, ed il caso il cui la portata varia in funzione della potenza elettrica fornita da 1 m² di pannello fotovoltaico al ventilatore.

Per facilitare la lettura ed il confronto nel grafico, le temperature relative alla stessa zona termica sono rappresentate con lo stesso colore; la linea tratteggiata si riferisce al caso con la ventilazione meccanica variabile (Caso 2), mentre la linea continua indica il caso con la ventilazione meccanica costante (Caso 1).

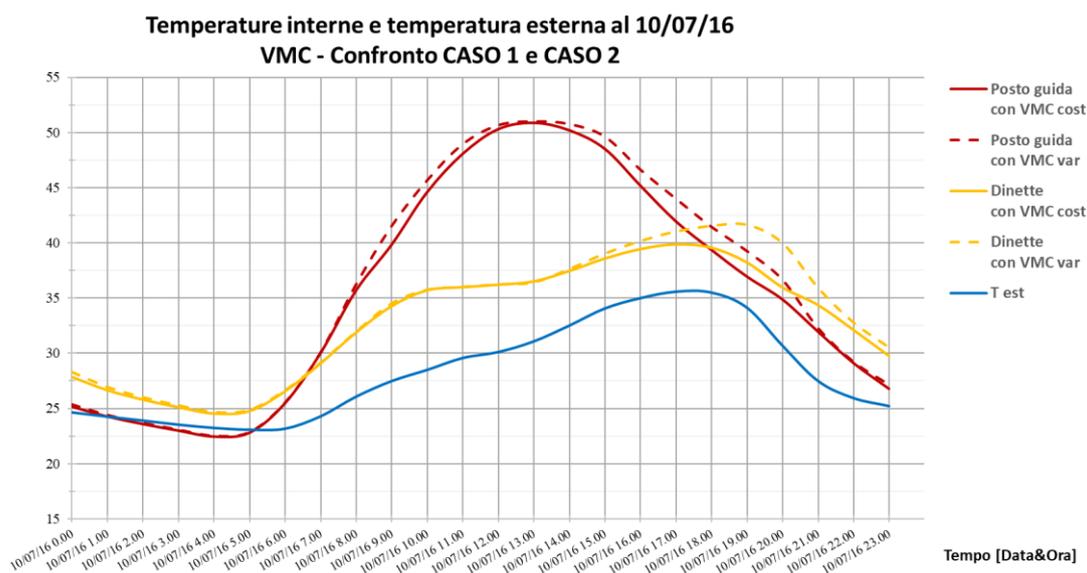


Fig. 5.1.2.6 Confronto delle temperature interne Caso 1 e Caso 2

Dal focus di confronto tra Caso 1 e Caso 2, emerge quanto la differenza tra i due casi sia minima. Il Caso 1, ovvero con la ventilazione meccanica a portata costante, evidenzia un abbassamento maggiore delle temperature interne, ed è quindi il più efficace tra i due.

Tuttavia dal punto di vista energetico, il Caso 2 potrebbe essere la soluzione più efficiente in quanto richiederebbe l'uso di un sistema alimentato ad energia rinnovabile e con risultati poco distanti dal Caso 1.

CASO 3 – Ventilazione a temperatura costante

Per l'ultimo caso si ipotizza di aggiungere una variante alla portata di ventilazione del Caso 2. La modifica consiste nell'introduzione dell'aria di rinnovo non alla temperatura dell'aria esterna ma bensì ad una temperatura di introduzione ridotta con uno scambiatore di calore che utilizza acqua di mare.

Considerando una temperatura di introduzione pari a 29 °C, risulta conveniente l'attivazione dello scambiatore nell'intervallo di tempo in cui la temperatura dell'aria esterna superi tale valore.

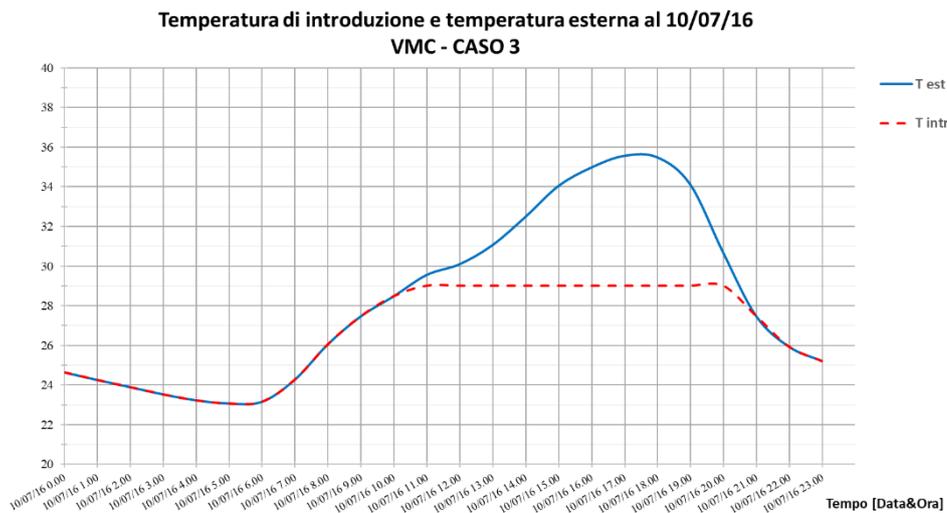


Fig. 5.1.2.7 Temperatura di introduzione dell'aria di rinnovo, Caso 3

Dal grafico (Fig. 5.1.2.7) si può verificare come la temperatura dell'aria esterna superi i 29 °C in un intervallo di tempo che va dalle h 10.00 alle h 20.00. All'esterno di tale intervallo, l'aria è introdotta con temperatura pari a quella esterna.

La condizione di introduzione di aria alla temperatura di 29 °C nell'intervallo di tempo prestabilito, è stata introdotta in Design Builder, modellando un impianto di climatizzazione acqua-aria, avente come terminale delle bocchette (Fig. 5.1.2.8).

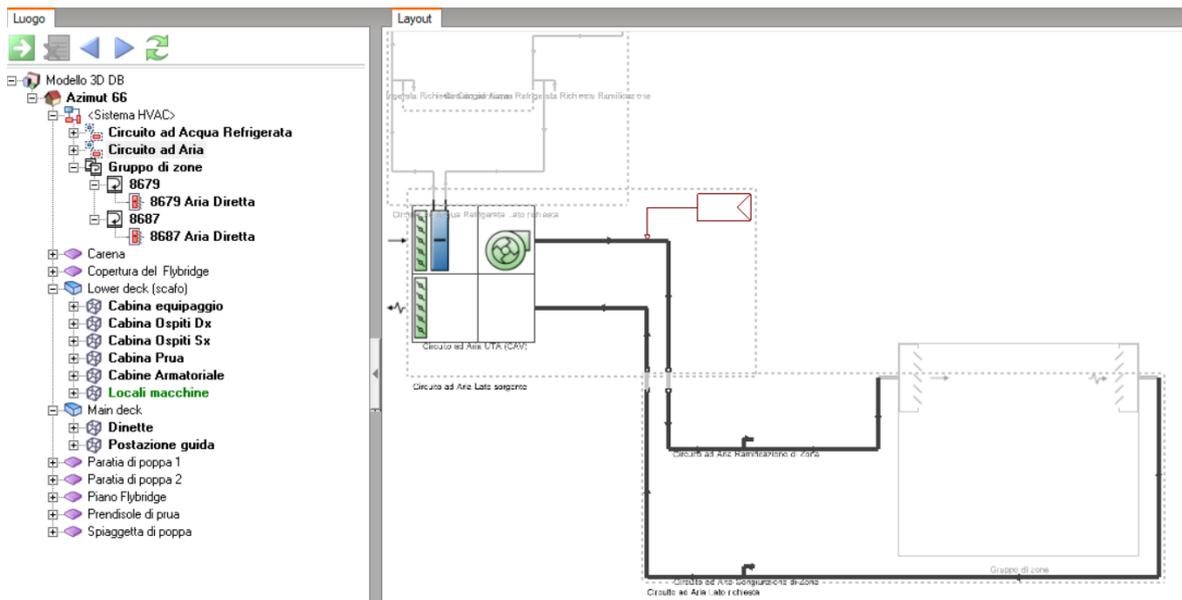


Fig. 5.1.2.8 Modellazione dell'impianto per il raffreddamento dell'aria di introduzione

Per i dati di dimensionamento dell'impianto di generazione, sono stati lasciati i valori di default forniti dal "Autosize" del software. Diversamente sono stati impostati i ricambi d'aria calcolati in precedenza (i medesimi del caso 2), e la temperatura di progetto di raffreddamento dell'aria di immissione.

Occorre sottolineare che l'impianto inserito, ha il solo scopo di raffreddare l'aria di immissione dalle bocchette ma non quello di raffreddare gli ambienti; per cui è stato impostato un carico di raffreddamento nullo. Inoltre l'impianto interessa solo le zone del Main deck, come evidenziato dalla schematizzazione richiesta dal software in figura 5.1.2.9.

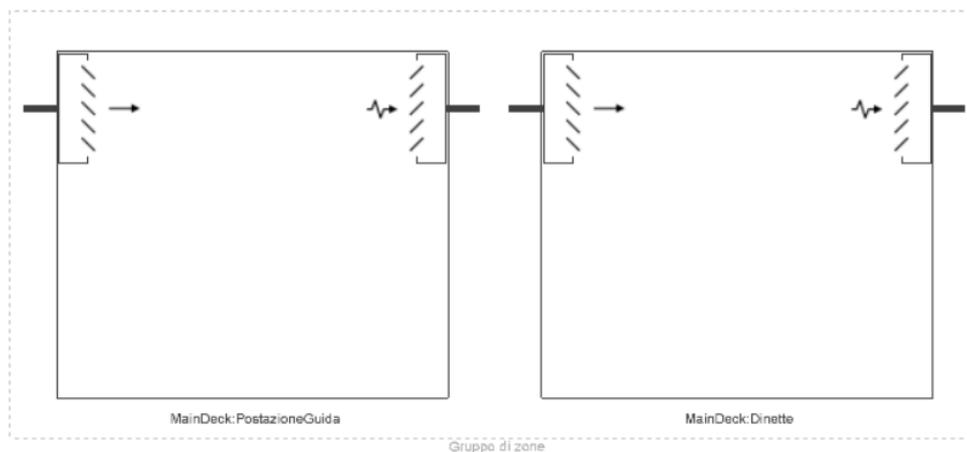


Fig. 5.1.2.9 Gruppo di zone interessato dall'impianto di VMC in Design Builder

In seguito alla simulazione del modello sono stati realizzati i grafici sulle temperature interne con i dati in uscita dal software Design Builder. Per facilitare il confronto, le temperature relative alla stessa zona termica sono rappresentate con lo stesso colore; la linea tratteggiata si riferisce al caso con l'introduzione della ventilazione meccanica variabile con temperatura fissa a 29 °C secondo le modalità descritte, mentre la linea continua indica il caso senza ventilazione meccanica (Fig.5.1.2.10).

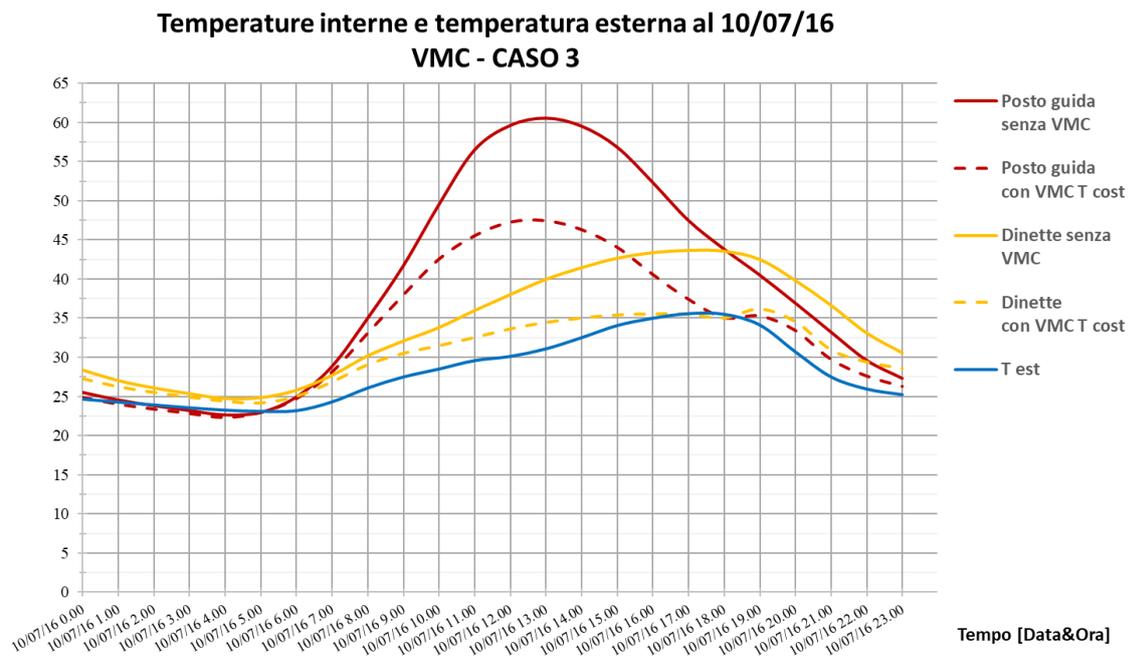


Fig.5.1.2.10 Confronto delle temperature interne con e senza VMC, Caso 3

Dal grafico è possibile notare il vantaggio dell'utilizzo dello scambiatore di calore, in quanto esso permette l'abbassamento della temperatura dell'aria di rinnovo in ingresso ai locali, con il conseguente abbattimento dei valori di picco.

Si registra infatti, un picco alla temperatura di 47 °C nella postazione guida rispetto al caso di impianto VMC assente, in cui vi era una temperatura massima di 60 °C.

Nella zona dinette, invece, si registra un picco alla temperatura di 36 °C rispetto al caso di impianto VMC assente, in cui vi era una temperatura massima di 44 °C.

Confronto CASO 2 e CASO 3

Si effettua ora un confronto tra Caso 2 e Caso 3, ovvero tra il caso in cui si introduce una ventilazione meccanica a portata variabile con temperatura pari a quella esterna, ed il caso in cui l'aria venga raffrescata sino alla temperatura di 29 °C qualora la temperatura interna superi quella esterna.

Per facilitare la lettura ed il confronto nel grafico, le temperature relative alla stessa zona termica sono rappresentate con lo stesso colore; la linea tratteggiata si riferisce al caso con VMC del Caso 2, mentre la linea continua indica il caso con VMC del Caso 3.

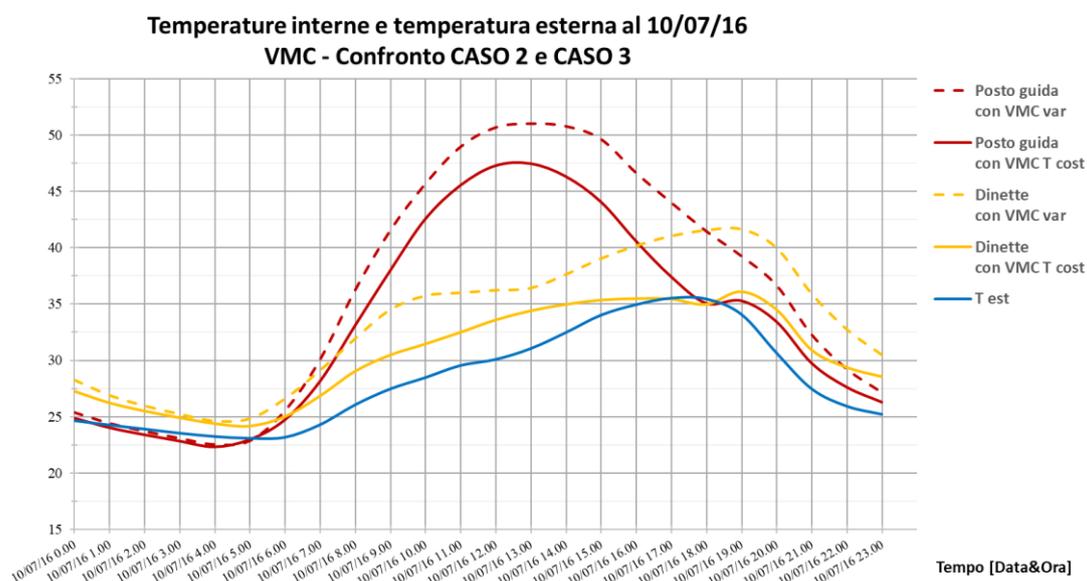


Fig.5.1.2.11 Confronto delle temperature interne Caso 2 e Caso 3

Dal confronto dei due casi, è possibile notare un miglioramento dell'abbassamento della temperatura interna nel Caso 3, grazie all'introduzione di aria di rinnovo raffrescata.

La riduzione ottenibile è di circa 4 °C nella postazione guida e di circa 7 °C nella zona dinette.

5.2 COMPONENTI TRASPARENTI INNOVATIVI – VETRI ELETTROCROMICI

5.2.1 Soluzioni tecnologiche

Nell'evoluzione dei sistemi vetrati, si possono distinguere due categorie principali in base al tipo di funzionamento, ovvero i vetri innovativi statici e dinamici:

- **Statici:** tra questi si annoverano i vetri le cui caratteristiche rimangono invariate nel tempo rispetto alle condizioni al contorno, come ad esempio gli ormai diffusi vetri riflettenti e i vetri basso-emissivi.
- **Dinamici:** sono vetri maggiormente performanti rispetto ai vetri statici, in quanto in grado di modificare reversibilmente le loro caratteristiche ottiche e termiche. Per questa ragione sono anche definiti come “*Smart glass*”.

Gli edifici a fabbisogno energetico ridotto per la climatizzazione, richiedono involucri performanti a comportamento adattivo, ossia capaci di modificare il loro comportamento dal punto di vista energetico (modulazione dei segnali energetici e luminosi) al variare delle forzanti esterne e delle sollecitazioni interne. In questa logica di funzionamento dell'involucro, le parti trasparenti e le protezioni solari divengono il punto debole e di forza nel funzionamento energetico dell'organismo edilizio.

Le strategie per il controllo degli apporti solari sono molteplici: agendo direttamente sulla specchiatura, mediante depositi o accoppiamento di uno o più strati (pellicole) o abbinando al vetro, uno o più layer (elementi continui o discontinui, permeabili o meno all'aria, regolabili o fissi, interni o interposti).

La dinamicità di comportamento della componente trasparente, può essere garantita da una variazione di assetto della protezione solare che, unitamente al controllo delle proprietà radiative delle superfici, può rendere il sistema molto più performante.

Nel settore nautico non vi sono particolari ricerche in corso ma ci si avvale di vetri scelti in funzione per lo più delle caratteristiche strutturali, al fine di affrontare le problematiche legate alla dinamica del vento e all'idrodinamica. Diversamente, nel settore automobilistico la ricerca è più avanzata, in quanto lo studio di un efficace sistema vetrato, contribuisce non solo al comfort all'interno dell'abitacolo, ma contribuisce ad un minore consumo energetico per la climatizzazione dello stesso; a questo conseguono altri vantaggi, come la diminuzione delle emissioni e il minore consumo di carburante.

I vetri dinamici (o cromogenici) vengono a loro volta suddivisi in passivi e attivi. Dei primi fanno parte, ad esempio, i vetri fotocromatici che modificano la loro intensità in relazione alla luminosità ambientale, e quelli termocromici, variabili in funzione delle variazioni di temperatura: di norma non interessano in maniera specifica il campo architettonico.

I vetri dinamici attivi invece, sono suscettibili di un'applicazione diretta, ovvero garantiscono la possibilità di gestione dall'utente finale.

Nella categoria troviamo due principali tipologie: i vetri a cristalli liquidi e i vetri elettrocromici.

I **vetri a cristalli liquidi**, sono dotati di un film contenente molecole di cristalli liquidi che, nello stato "OFF", hanno una configurazione disordinata che diffonde la luce impedendone il passaggio diretto ed assumendo un aspetto opalino, mentre, nello stato "ON", al passaggio di una corrente, viene raggiunto un orientamento monodirezionale che lascia transitare i raggi senza deviarli, diventando così trasparente.

I **vetri elettrocromici**, possono, in relazione ad una soglia di parametro scelto, a orari prefissati o per intervento diretto dell'utente, modificare l'intensità della colorazione del vetro stesso. Il cambiamento è ottenuto applicando una variazione di potenziale ad un film multiplayer, che induce una reazione reversibile di ossido – riduzione.

La sostanziale differenza prestazionale tra le due tipologie, risiede nel fatto che mentre nei vetri a cristalli liquidi, durante lo stato "OFF" il pannello appare traslucido - opalino ed in quello "ON" il pannello risulta trasparente, negli elettrocromici la vetrata è sempre perfettamente trasparente in entrambe le fasi, ovvero nelle versioni cromatiche dal chiaro allo scuro più o meno intenso.

Un pannello di vetro elettrocromico è composto da una lastra esterna (6 mm) di vetro temperato, sulla cui superficie interna viene applicato il film elettrocromico; un'intercapedine contenente Argon (12,7 mm) e una lastra interna di vetro laminato o temperato (6 mm). L'unità è completata da un sigillante ed un distanziatore perimetrale in acciaio inox.

Il film elettrocromico è a sua volta composto da 5 layer, i quali vengono depositati in successione con un metodo simile a quello utilizzato per la produzione dei vetri basso emissivi. Il processo di deposizione è denominato di "*Sputtering*" ed assume la sequenza:

1. Strato trasparente conduttore (TC);
2. Strato trasparente e conduttore con funzione di catodo (-) per dare tensione all'elettrolita (EC);

3. Strato elettrolitico, generalmente di litio che, in funzione del passaggio di tensione, subisce reazioni di ossido riduzione provocando nel metallo di cui è costituito una variazione di intensità di colore (IC);
4. Strato trasparente e conduttore con funzione di anodo (+) per dare tensione all'elettrolita (CE);
5. Strato trasparente e conduttore per chiudere il circuito (TC).

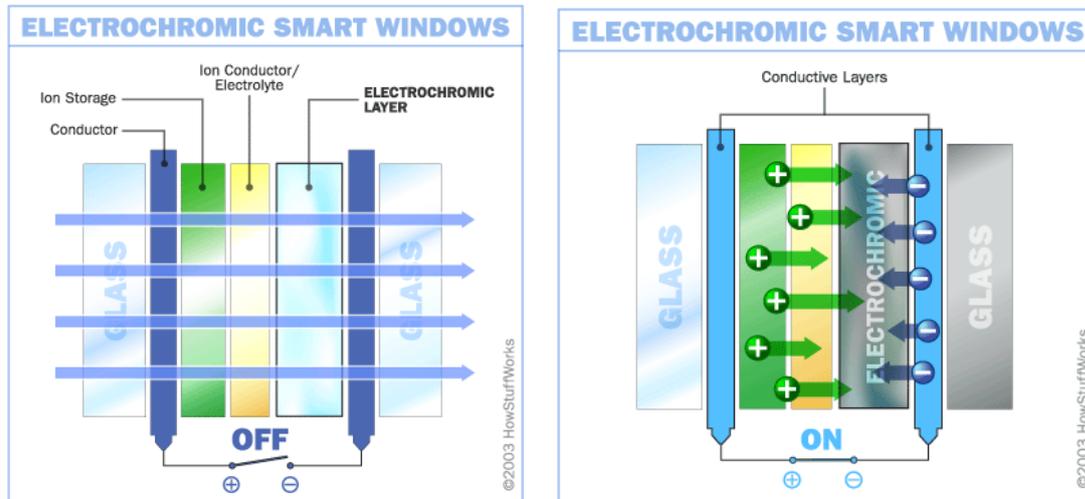


Fig. 5.2.1.1 Funzionamento vetro elettrocromico nelle modalità “OFF” e “ON”

L'applicazione di un voltaggio allo strato TC, che sta a contatto con lo strato CE, determina un passaggio degli ioni di litio dallo strato IC allo strato elettrocromico EC, mentre una carica compensatrice di elettroni, attraverso il circuito esterno, passa dallo strato CE a quello elettrocromico EC. Il processo è ovviamente reversibile.

Complessivamente i layer elettrocromici hanno uno spessore di circa 1/50 di un capello umano. Il consumo elettrico necessario è di 2,8 W/m² per l'attivazione, e di 1 W/m² a regime; giornalmente una vetrata elettrocromica di 150 m² ha un consumo pari a quello di una lampadina ad incandescenza da 60W.

Tutti i pannelli devono essere collegati al sistema di controllo, costituito da una centralina programmabile secondo una tabella oraria o altri parametri (come ad esempio soglia di radiazione solare o di temperatura).

Nelle prime versioni la regolazione “ON/OFF” era possibile solo nelle varianti 0% - 100% (fully clear – fully tinted). La dimensione massima dei pannelli era di 1016x1524 mm, il tempo necessario per il passaggio dallo stato fully clear a quello fully tinted, funzione delle condizioni al contorno e delle dimensioni del pannello, era variabile da circa 3 a 10 minuti.

Attualmente, grazie alle nuove attività di ricerca, la dimensione massima è aumentata fino a 1500x3050 mm. Inoltre ad oggi, il sistema di controllo associato si avvale di un software che permette la programmazione individuale per ogni pannello in funzione dei parametri scelti, mentre la regolazione “ON/OFF” è possibile su quattro varianti (tra il fully clear ed il fully tinted), ovvero da 0% - intermedio 1 – intermedio 2 - a 100%.

La possibilità di regolazione individuale, permette di ottenere diverse combinazioni nella composizione cromatica dei pannelli e ottimizza la selettiva gestione della radiazione solare entrante e di quella visibile. Il fattore di trasmissione solare si aggira intorno al 50-70% se lo stato è trasparente, mentre è pari al 10-20 % se lo stato è inattivo.

Negli U.S.A. le ricerche sulla possibilità di produrre e commercializzare vetrate elettrocromiche, sono state sviluppate dalla “Sage Electrochromics” che, fondata nel 1989, è riuscita a distribuire stabilmente le lastre nel mercato americano; l’industria è attualmente interamente controllata dalla “Saint Gobain”, che ha mantenuto il marchio sul prodotto.

Recentemente anche la società tedesca “EControl-Glass”, che faceva parte del gruppo “Pilkington”, ha iniziato la produzione di EC con prestazioni, al momento, leggermente inferiori rispetto a quelli prodotti negli U.S.A.²

Il vetro elettrocromico più diffuso è dunque il SageGlass dell’azienda Saint Gobain. Disponibile sia in vetrata isolante normale che in vetro triplo, la lastra di vetro elettrocromico, posizionata sul vetro interno, permette la regolazione delle rilevanti caratteristiche ottico-energetiche quali:

- Trasmissione luminosa dal 63% al 1%;
- Fattore solare g da 0,47 a 0,04;
- Trasmittanza termica da 1,4 a 0,8 (per vetri tripli) W/(m²K).

SageGlass® Clear w/SR2.0	%Tvis	%Rf Ext.	%Rb Int.	%Tsol	SHGC	U-factor	%Tuv	%Tdw-K
Clear State	60	16	14	33	0.41	0.28	0.4	15
Intermediate state 2	18	10	9	7	0.15	0.28	0.2	5
Intermediate state 1	6	10	9	2	0.10	0.28	0.1	2
Fully Tinted	1	11	9	0.4	0.09	0.28	0	0.6

Tab. 5.2.1.1 Transizione delle caratteristiche del vetro SageGlass-Saint Gobain durante il cambio di stato

Il cambiamento di stato è evidenziato dall’apparire di una leggera colorazione azzurra che diventa man mano blu. Il cambiamento avviene tramite l’applicazione di una corrente

² Fonte: Gianraffaele Loddo, D.I.C.A.AR. - Dipartimento di Ingegneria Civile, Ambientale e Architettura, Università di Cagliari, Italia

continua a bassa tensione agli strati di ossidi metallici (strati invisibili a occhio nudo in quanto spessi 1/50 del diametro di un capello) che ricoprono la lastra. Quattro sono gli stati di colorazione possibili: chiaro, intermedio 1, intermedio 2 e blu.

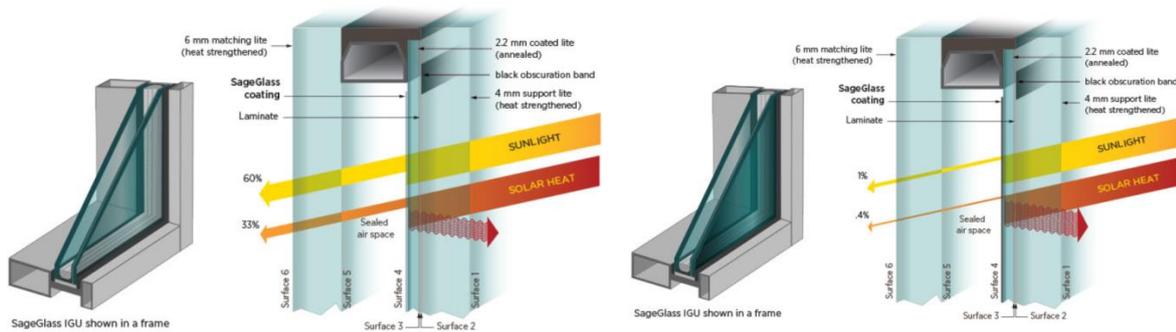


Fig. 5.2.1.2 Sezione generica di vetrata elettrocromica: a sinistra stato "OFF", a destra stato "ON"

La regolazione delle proprietà ottico-energetiche del vetro avviene in maniera graduale e richiede dai 3 ai 5 minuti per passare dallo stato chiaro al color blu, che in ogni caso lascia la lastra trasparente. Il sistema di controllo che può essere manuale o automatico (o entrambi), collegabile eventualmente a un BMS-Building Management System.

Questa tipologia di vetro si può adattare benissimo anche al settore nautico, nonché dei trasporti, con l'unico difetto che non può essere applicato in punti in cui ci possono essere forti pressioni, come nel caso del parabrezza.

5.2.2 Simulazione e progetto del modello DB

In questa fase si vuole verificare il comportamento dell'imbarcazione dal punto di vista delle temperature interne, andando ad introdurre la tecnologia del vetro elettrocromico sulle componenti trasparenti del modello.

Poiché la caratteristica principale dei vetri elettrocromici, come descritto nel paragrafo precedente, è quella di variare le proprietà nel tempo oscurando la superficie, occorre fare delle semplificazioni per l'introduzione di questo tipo di vetro in Design Builder.

Il software infatti, consente di introdurre le proprietà del vetro costituendo un nuovo template, ma le proprietà inseribili rimangono fisse nel tempo. Si andranno pertanto a creare due template di vetro elettrocromico, ognuno con le proprietà relative alle fasi limite del processo di oscuramento del vetro. Le fasi modellate saranno:

- **Vetro elettrocromico trasparente:** per questa fase si va a creare un vetro aventi le caratteristiche del vetro non oscurato.
- **Vetro elettrocromico scuro:** per questa fase si andranno ad inserire le proprietà del vetro al termine del processo elettrocromico, nella condizione di massimo oscuramento.

Le proprietà inserite sono state reperite dalla scheda tecnica della ditta "Gesimat", relativa al vetro laminato elettrocromico. Le proprietà, variabili nel tempo in funzione della lunghezza d'onda della radiazione incidente, sono rappresentate dal grafico seguente (Fig.5.2.2.1).

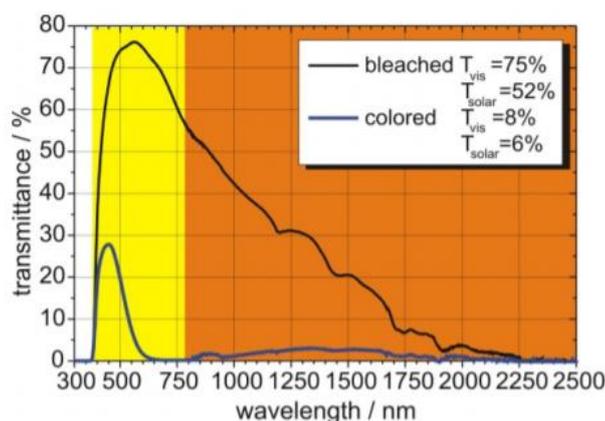


Fig. 5.2.2.1 Vetro elettrocromico laminato della ditta Gesimat, serie EC

In ciascun template per la definizione del tipo di vetro, il vetro viene modellato come singolo di 10 mm e conduttività termica pari a 1 W/(mK).

A secondo della fase sono state inserite le proprietà descritte nella tabella seguente:

Trasmittanze del vetro elettrocromico		
Fase	Tvis	Tsol
	[%]	[%]
Trasparente	75	52
Oscurato 100 %	8	6

Tab. 5.2.2.1 Trasmittanze del vetro elettrocromico, inserite nel modello DB

Per semplificazione si ipotizza di utilizzare lo stesso vetro per tutte le aperture del modello, senza differenza di collocazione o esposizioni. Di seguito sono stati effettuati i controlli nei due casi, rispetto ai risultati ottenuti in precedenza per il modello validato in assenza della ventilazione meccanica.

FASE 1 – Vetro elettrocromico trasparente

Per facilitare la lettura ed il confronto nel grafico, le temperature relative alla stessa zona termica sono rappresentate con lo stesso colore; la linea tratteggiata si riferisce al caso con i vetri elettrocromici trasparenti (in modalità Off), mentre la linea continua indica il caso con i vetri di partenza del modello, secondo le caratteristiche descritte nel paragrafo 4.2.3 e definiti nel grafico seguente come “standard”.

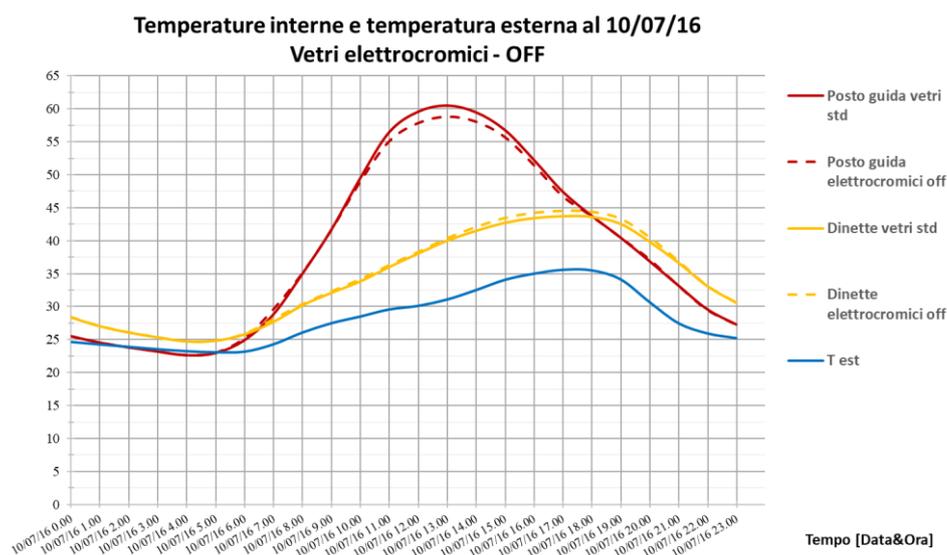


Fig. 5.2.2.2 Applicazione del vetro elettrocromico in modalità Off

Dal grafico si osserva come la differenza tra il prima e il dopo l'applicazione del vetro elettrocromico sia minima. Il miglioramento o peggioramento dovuto all'introduzione del vetro non è deducibile a causa della probabile differenza dovuta all'esposizione.

Tale risultato era prevedibile dal momento che l'efficienza del vetro elettrocromico è dovuta alla fase di oscuramento poiché in fase trasparente assume un comportamento simile ad un vetro classico.

FASE 2 – Vetro elettrocromico oscurato

Per facilitare la lettura ed il confronto nel grafico, le temperature relative alla stessa zona termica sono rappresentate con lo stesso colore; la linea tratteggiata si riferisce al caso con i vetri elettrocromici oscurati completamente (in modalità On), mentre la linea continua indica il caso con i vetri di partenza del modello, secondo le caratteristiche descritte nel paragrafo 4.2.3 e definiti nel grafico seguente come “standard”.

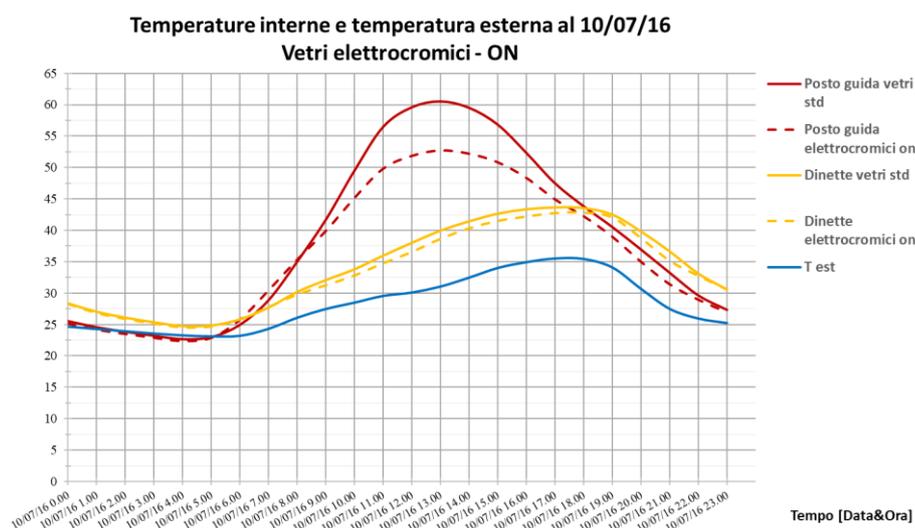


Fig. 5.2.2.3 Applicazione del vetro elettrocromico in modalità On

Dal grafico si può osservare come l'inserimento dei vetri aiuti a contrastare l'ingresso della radiazione solare e quindi gli apporti di calore. Le temperature ambiente rispetto al caso precedente sono ovunque più basse. L'effetto migliorativo si ha maggiormente per la zona della postazione di guida, dove l'incidenza solare è maggiore e dunque l'effetto del vetro elettrocromico presenta maggiori vantaggi. In questa zona infatti la temperatura ha una riduzione massima di 7 °C.

CONCLUSIONE

Gli obiettivi di questa tesi sono stati la valutazione delle condizioni di comfort all'interno delle imbarcazioni da diporto e l'analisi in regime dinamico.

La prima parte del lavoro ha previsto l'analisi sperimentale, mediante l'uso di strumenti che hanno permesso di raccogliere i dati necessari per descrivere tutte le variabili di comfort in gioco.

In questo percorso, ho avuto la possibilità di partecipare alle attività sperimentali previste all'interno del progetto di ricerca tra il Dipartimento Denerg del Politecnico di Torino e il gruppo leader del settore nautico Azimut-Benetti Yacht.

Dalle misure svolte, in particolare dai profili di temperatura e dal monitoraggio dei parametri di comfort e discomfort, sono emerse problematiche di surriscaldamento degli ambienti. Questa problematica interessa maggiormente i locali situati nei ponti superiori, in particolare nei casi analizzati, si collocano nel Main deck, il quale è direttamente interessato dalla radiazione solare incidente. In esso, infatti, i locali sono soggetti ad una maggiore esposizione, dovuta alla vicinanza delle superfici vetrate. In questo contesto, sia le temperature dell'aria interna che le temperature superficiali raggiungono valori molto elevati sia ad impianto acceso che ad impianto spento. Questo disagio si è riscontrato su più imbarcazioni, nel corso delle campagne sperimentali effettuate.

Alla luce di tali considerazioni, nasce la necessità di un'analisi accurata delle imbarcazioni al fine di delineare delle soluzioni migliorative. Per verificare l'efficacia delle soluzioni proposte, si è scelto di affrontare come argomento di tesi, la creazione di un modello in regime dinamico di un'imbarcazione, utilizzabile per determinare le prestazioni termiche ed energetiche del sistema.

Il software, utilizzato per la creazione del modello, è *Design Builder*, uno strumento solitamente utilizzato in edilizia, che consente la modellazione accurata del sistema edificio-impianto e l'analisi in numerica in regime dinamico. Questo strumento contiene un'interfaccia grafica intuitiva che facilita la fase di input dei dati e di modellazione tridimensionale; allo stesso tempo utilizza come motore di simulazione *Energy Plus*, uno dei software più potenti e complessi per l'analisi numerica dal punto di vista energetico.

La seconda fase del lavoro, che ha previsto la modellazione dell'imbarcazione, è stata svolta sul modello Azimut Flybridge 66, in quanto su di essa era disponibile un quantitativo maggiore di materiale.

Per la validazione del modello, sono stati inserite le condizioni al contorno ambientale rilevate in campo, come orientamento, collocazione dell'imbarcazione, temperatura esterna e irradianza solare; tutti questi dati sono stati inseriti creando un dato climatico orario apposito.

In seguito, l'efficacia del modello è stata verificata iterando più casistiche e apportando opportune semplificazioni, in modo da approssimare le variabili in uscita dal modello con le variabili misurate in campo dagli strumenti.

La fase di validazione è stata seguita dalla fase progettuale, che ha previsto l'inserimento di soluzioni tecnologiche migliorative, direttamente all'interno del modello in Design Builder.

Le soluzioni scelte sono due, quali la sostituzione delle superfici vetrate del Main deck con vetri elettrocromici e l'inserimento di portate di ventilazione con aria di rinnovo.

Le modifiche apportate hanno dimostrato un notevole vantaggio, visibile grazie all'abbassamento delle temperature dell'aria interna in uscita dal modello.

L'intero lavoro condotto per la stesura dell'elaborato vuole dimostrare come le problematiche legate al miglioramento del comfort degli ambienti e le tematiche di efficienza energetica, interessino sempre più anche i mezzi di trasporto, specie nel settore nautico. Gli strumenti, disponibili per l'analisi dinamica, nascono principalmente per l'applicazione in ambito edilizio. L'utilizzo di questi in ambiti diversi, necessita l'uso di approssimazioni notevoli oppure la disponibilità di dati dettagliati, i quali non sempre sono disponibili in modo integrale.

Il lavoro svolto vuole essere uno stimolo all'applicazione di questi strumenti, al momento maggiormente impiegati in edilizia, ma che possono divenire un efficace supporto in fase di progettazione, in un'ottica di miglioramento delle prestazioni energetiche del sistema generico "costruzione-impianto" e delle condizioni di comfort ambientale.

BIBLIOGRAFIA

- Stefanutti L., *Impianti di climatizzazione. Tipologie applicative*, Tecniche nuove, 2002
- Lodigiani P., *Capire e progettare le barche*, Milano, Hoepli Editore, 2016;
- Gagliardotto Stefano, tesi di laurea magistrale - *Analisi sperimentale di sistemi di condizionamento per imbarcazioni da diporto mediante valutazioni di comfort termoigrometrico*, 2012;
- Loddo G., *Vetri elettrocromici: 4 anni di sperimentazioni*, Università di Cagliari
- Pau Alberto, tesi di laurea magistrale – *Analisi numerica per il dimensionamento di impianti di condizionamento in imbarcazioni da diporto*, 2014;
- Pandolfo Enrico, tesi di laurea magistrale – *Calcolo dinamico e valutazione delle prestazioni energetiche secondo il protocollo LEED di un hotel*, 2014;
- Marziali Sara, tesi di laurea magistrale – *Il controllo climatico nelle imbarcazioni da diporto: sistemi impiantistici per il comfort termico*, 2017;
- GironeVito, tesi di laurea magistrale – *Il controllo climatico nelle imbarcazioni da diporto: tecnologie di involucro e comfort termico*, 2017;
- Perino M., Dispense, Corsi di Termofisica dell'edificio, 2016;
- Fabrizio E., Dispense, Climatizzazione, acustica e illuminazione degli ambienti interni, 2017;
- UNI/TS 11300-1, *Prestazioni energetiche degli edifici - determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale*, 2014

SITOGRAFIA

- <http://it.azimutyachts.com/>;
- <http://www.designbuilderitalia.it/>;
- <http://www.yachtingimpianti.com/service-dealer/condaria.html>;
- <https://www.tuttobarche.it/didattica/definizione-dei-mezzi-per-la-navigazione-da-diporto>;
- <http://www.basilicatavela.it/testo/dispensa%20patente%20nautica%2012m.pdf>;
- <https://www.italiandesigninstitute.com/notizia/56/yacht-design-tecnico-il-bignami-dei-materiali-di-costruzione-navale>;
- <http://www.innovazione.dintec.it/upload/pubblicazioni/nautico2007.pdf>;
- <https://www.sageglass.com/>;
- <https://www.saint-gobain.it/>;
- https://www.berlininnovation.de/uploads/tx_innodb/product_information_gesimat.pdf;
- http://www.alufiero.it/img_ins/files/catalogo_navale.pdf;
- <https://www.webasto.com/it/prodotti-mercati/nautica/soluzioni-di-condizionamento/>;
- <http://www.dometic.com/marinedealers>;
- <https://heinenhopman.com/>;
- <http://www.prana24.com/prodotti/>;
- <https://www.viessmann.it/it/riscaldamento-casa/ventilazione-meccanica-controllata/>