



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Manuale utente del software Solar DEC integrato in ODESSE

M. Beccali, F. D'Ippolito, P. Finocchiaro, B. Nocke

Report RdS/2011/68

MANUALE UTENTE DEL SOFTWARE SOLAR DEC INTEGRATO IN ODESSE

M. Beccali, F. D'Ippolito, P. Finocchiaro, B. Nocke (Università degli Studi di Palermo, Dipartimento Energia)

Settembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Razionalizzazione e Risparmio nell'Uso dell'Energia Elettrica

Progetto: Studi e Valutazioni sull'Uso Razionale dell'Energia: Strumenti e tecnologie per l'efficienza energetica nel settore dei servizi

Responsabile Progetto: Ilaria Bertini, ENEA



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PALERMO
DIPARTIMENTO DELL'ENERGIA

Accordo di Programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico

Piano Annuale di Realizzazione 2008-2009

Progetto 3.1: "Strumenti e tecnologie per l'efficienza energetica nel settore dei servizi"

Accordo di Collaborazione tra ENEA e Dipartimento Energia (DE) dell'Università degli Studi di Palermo

"Integrazione del modello Solar DEC al modello dinamico dell'edificio e alla piattaforma ODESSE"

REPORT FINALE

MANUALE UTENTE DEL SOFTWARE SOLAR DEC INTEGRATO IN ODESSE

Responsabile: Prof. Ing. Marco Beccali

Prof. Ing. Filippo D'Ippolito

Ing. Pietro Finocchiaro

Ing. Bettina Nocke

Luglio 2011

*Accordo di Programma MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico – PAR 2008-09
Progetto 3.1 "Strumenti e tecnologie per l'efficienza energetica nel settore dei servizi".
Contratto ENEA - Università di Palermo, Dip. DE*

1	INTRODUZIONE.....	6
2	CONFIGURAZIONI DI UNITA' DI TRATTAMENTO ARIA DEC ALIMENTATE CON ENERGIA SOLARE	6
2.1	SISTEMA DESICCANT COOLING STANDARD	6
2.2	SISTEMI DESICCANT COOLING AD ARIA	8
2.3	SISTEMA DESICCANT COOLING CON DUE BATTERIE DI RAFFREDDAMENTO AUSILIARIE.....	9
2.4	SISTEMA DESICCANT COOLING CON DUE BATTERIE DI RAFFREDDAMENTO AUSILIARIE E RECUPERO DEL CALORE DI CONDENSAZIONE	10
2.5	SISTEMA CONVENZIONALE DI RIFERIMENTO	11
3	PRINCIPALI MODELLI DI SIMULAZIONE DEI COMPONENTI E DEI SISTEMI SIMULINK	11
3.1.1	<i>VENTILATORE</i>	12
3.1.2	<i>SCAMBIATORE DI CALORE ROTATIVO</i>	13
3.1.3	<i>BATTERIE AUSILIARIE DI RAFFREDDAMENTO E RISCALDAMENTO.</i>	14
3.1.4	<i>GENERAZIONE DEL FLUIDO FREDDO</i>	14
3.1.5	<i>MODELLO ACCUMULO TERMICO</i>	15
3.1.6	<i>MODELLO MATEMATICO DEL COLLETTORE SOLARE PIANO</i>	16
3.1.7	<i>SISTEMA DI CONTROLLO DELL'IMPIANTO SOLARE</i>	17
3.1.8	<i>VALVOLE DIVERGENTI E CONVERGENTI</i>	18
3.1.9	<i>UMIDIFICATORE</i>	18
3.1.10	<i>RUOTA DEUMIDIFICANTE</i>	20
3.1.11	<i>BILANCIO DI VAPORE NELL'AMBIENTE CONDIZIONATO</i>	21
3.1.12	<i>CALCOLO DELLE POTENZE ELETTRICHE DEI COMPONENTI</i>	22
3.1.13	<i>REGOLAZIONE E CONTROLLO</i>	22
4	DESCRIZIONE DELL'INTERFACCIA ODESSE – DEC.....	25
4.1	DESCRIZIONE DEGLI OUTPUT	30

1 INTRODUZIONE

Il presente manuale il funzionamento e la struttura del software per la simulazione di sistemi di Solar Desiccant Cooling nell'ambiente integrato ODESSE.

Nella prima parte del documento sono presentate le configurazioni impiantistiche DEC che sono state prese in considerazione ed implementate nell'ambiente di sviluppo integrato. Successivamente, vengono presentati i modelli utilizzati per la simulazione dell'intero sistema e dei componenti delle varie configurazioni impiantistiche esaminate.

Infine viene descritta l'interfaccia utente per consentire all'utilizzatore di descrivere la configurazione da esaminare e definire il tipo di output richiesto.

2 CONFIGURAZIONI DI UNITA' DI TRATTAMENTO ARIA DEC ALIMENTATE CON ENERGIA SOLARE

E' stata operata una selezione delle configurazioni che trovano maggiormente applicazione e che ad oggi possono essere considerate tecnologicamente mature. In particolare sono state prese in esame le seguenti configurazioni impiantistiche:

- Sistema desiccant cooling standard (configurazione **A**)
- Sistema desiccant cooling con due batterie di raffreddamento ausiliarie (configurazione **B**)
- Sistema desiccant cooling con due batterie di raffreddamento ausiliarie e recupero del calore di condensazione (configurazione **C**)
- Sistemi convenzionali di riferimento (configurazione **D**)

Inoltre, al fine di ampliare il ventaglio di opzioni impiantistiche, le sequenze di trattamento dell'aria precedenti possono essere accoppiate a collettori solari:

- ad aria (al momento non utilizzabile)
- ad acqua

2.1 SISTEMA DESICCANT COOLING STANDARD

Nel ciclo desiccant cooling di riferimento ovvero quello cosiddetto “*standard*”, il trattamento dell'aria è ottenuto tramite la realizzazione di tre processi successivi: un processo iniziale di deumidificazione tramite adsorbimento nella ruota essiccante, un successivo raffreddamento evaporativo indiretto realizzato con il flusso d'aria di ritorno dall'edificio ed infine, quando richiesto, un raffreddamento evaporativo diretto attuato sino a portare l'aria in condizioni di

immissione. Nello schema riportato in Figura 1 è descritto il principio di funzionamento del sistema desiccant cooling standard.

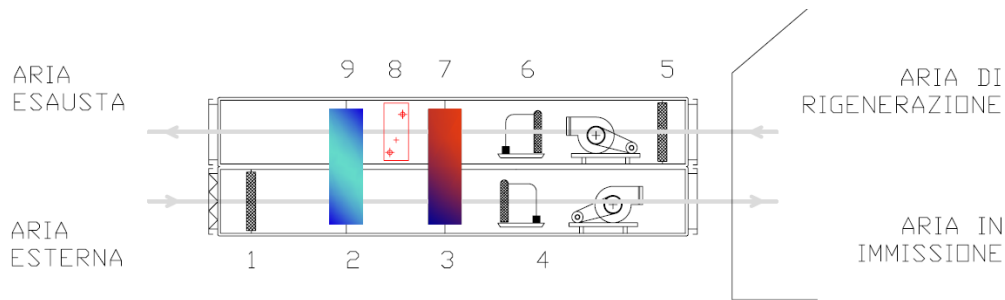


Figura 1: Schema di funzionamento di un ciclo desiccant cooling standard con ruota al gel di silicio

In Figura 2 sono riportati su un diagramma di Mollier le trasformazioni termodinamiche per il sistema esaminato. L'aria esterna in condizioni di temperatura ed umidità elevata attraversando il rotore adsorbente viene fortemente deumidificata ma al contempo subisce un riscaldamento a causa del calore latente di condensazione (1→2). Tramite poi uno scambiatore di calore rotativo viene raffreddata in controcorrente con il flusso proveniente dall'edificio precedentemente portato a saturazione (2→3) (*raffreddamento evaporativo indiretto*). Successivamente, tramite un raffreddamento evaporativo diretto viene raffreddata ulteriormente e portata alle condizioni di ingresso (3→4). La temperatura di immissione è così vincolata all'umidità specifica in ingresso all'umidificatore nel senso che è possibile abbassare la temperatura del flusso d'aria tramite il raffreddamento evaporativo solo fino a che non venga superato il valore di progetto per l'umidità assoluta in immissione.

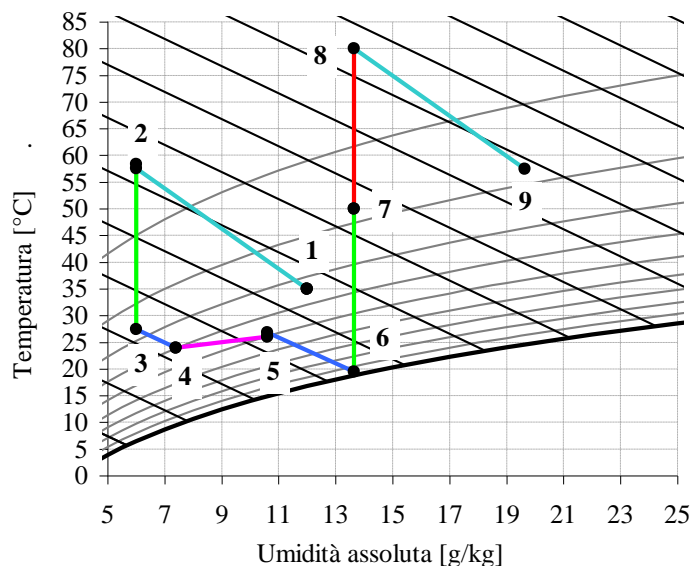


Figura 2: Rappresentazione di un ciclo desiccant cooling standard sul diagramma di Mollier in regime estivo

Successivamente, tramite un raffreddamento evaporativo diretto viene raffreddata ulteriormente e portata alle condizioni di ingresso (3→4). La temperatura di immissione è così vincolata all'umidità specifica in ingresso all'umidificatore nel senso che è possibile abbassare la temperatura del flusso d'aria tramite il raffreddamento evaporativo solo fino a

che non venga superato il valore di progetto per l'umidità assoluta in immissione. Nell'umidificatore posto sul flusso d'aria di ritorno dall'edificio, grazie all'effetto di refrigerazione dell'aria associato al calore latente di vaporizzazione dell'acqua (*raffreddamento evaporativo*), l'aria viene raffreddata e portata a saturazione (5→6) e successivamente preriscaldata nello scambiatore rotativo (6→7). A questo punto, attraverso lo scambiatore rigenerativo (7→8), viene ulteriormente aumentata la sua temperatura ed inviata al rotore adsorbente per la sua rigenerazione (8→9).

E' da sottolineare che il ciclo standard descritto sopra presenta dei limiti di applicazione. Infatti, quando l'umidità assoluta e la temperatura dell'aria esterna superano un certo limite oppure in presenza di carichi latenti interni elevati, con il ciclo standard spesso non è possibile garantire le condizioni di immissione di progetto. Ad esempio, per un caso tipico ove sia richiesto un titolo di immissione di $8 \text{ g}_v/\text{kg}_a$, con un rotore deumidificante di media efficienza operante ad una temperatura di rigenerazione di 80°C e una temperatura dell'aria di processo di 35°C , la capacità di deumidificazione unitaria è di circa $7 \text{ g}_v/\text{kg}_a$, per cui il contenuto massimo di umidità nell'aria esterna che può essere trattato risulta pari a circa $16 \text{ g}_v/\text{kg}_a$.

2.2 SISTEMI DESICCANT COOLING AD ARIA

Non essendo installato normalmente un accumulo termico, questi possono essere impiegati quando vi è alta corrispondenza tra la radiazione solare ed il carico dell'impianto oppure in quei casi ove è possibile sfruttare l'attivazione delle masse interne all'edificio.

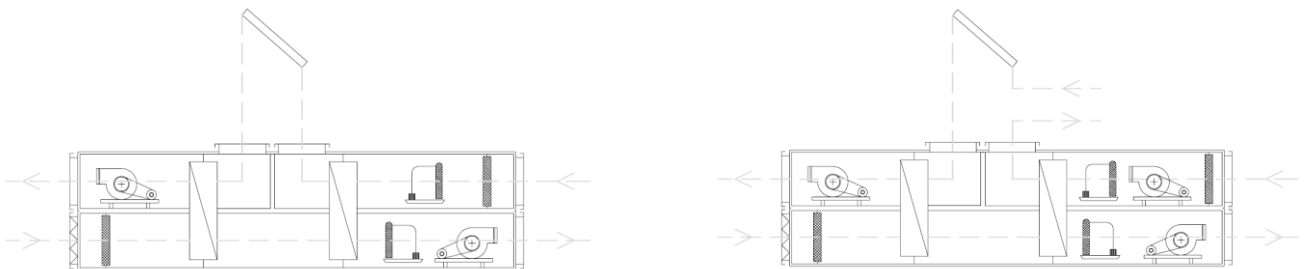


Figura 3: Unità di trattamento aria desiccant cooling rigenerata con collettori ad aria senza sistema ausiliario con riscaldamento dell'aria di ritorno dall'edificio (a sinistra) e dell'aria esterna (a destra) per la rigenerazione della ruota essiccante

I sistemi che impiegano collettori ad aria, pur avendo il vantaggio della semplicità non essendo presente il sistema di accumulo, presentano consumi elettrici per gli ausiliari più elevati rispetto ai sistemi che impiegano collettori ad acqua. Nella Figura 3 riportati gli schemi impiantistici di due unità di trattamento aria di tipo desiccant cooling con aria di rigenerazione riscaldata con collettori ad aria.

Nello schema riportato nella Figura 3 a sinistra la rigenerazione della ruota deumidificante è realizzata tramite riscaldamento dell'aria proveniente dall'edificio. Tale opzione ha il vantaggio del pre-riscaldamento dell'aria di rigenerazione grazie al calore sensibile ceduto dal recuperatore di calore e la presenza soltanto di due ventilatori. Presenta lo svantaggio di maggiori perdite di carico dovendo la portata d'aria di ritorno dall'edificio passare comunque attraverso la ruota deumidificante anche quando questa non risulta attiva.

Nello schema di Figura 3 a destra la rigenerazione della ruota deumidificante è realizzata tramite riscaldamento dell'aria proveniente dall'esterno. Questa opzione può avere il vantaggio di un minor contenuto di umidità dell'aria di rigenerazione con conseguente miglioramento in termini di prestazioni della ruota deumidificante. E' da sottolineare comunque come questo debba essere verificato in ogni caso specifico tenendo presente le caratteristiche climatiche del sito e le reali condizioni operative dell'impianto. In regioni climatiche caratterizzate da climi umidi infatti il contenuto di vapore nell'aria esterna può risultare addirittura maggiore di quello dell'aria in uscita dall'umidificatore di ritorno, per cui la soluzione citata non risulterebbe conveniente. Inoltre è da considerare che per il funzionamento del sistema sono necessari tre ventilatori anziché due.

La regolazione del sistema prevede tre modi di funzionamento per le diverse condizioni di carico sulla base dei quali vengono attivati o disattivati gli elementi che compongono il sistema.

2.3 SISTEMA DESICCANT COOLING CON DUE BATTERIE DI RAFFREDDAMENTO AUSILIARIE

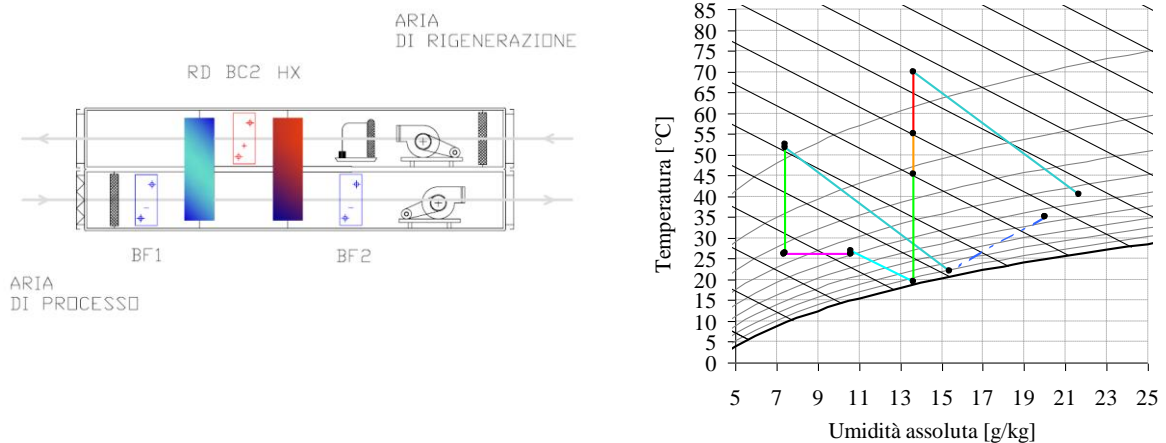


Figura 4: Sistema desiccant cooling con due batterie fredde ausiliarie – Schema di funzionamento (a sinistra) e ciclo di trattamento sul diagramma di Mollier per le condizioni dell'aria esterna di 20 g/kg e 35°C (a destra)

In questa configurazione di unità di trattamento (Figura 4), l'aria esterna viene pretrattata allo scopo di abbassarne la temperatura ed il contenuto di umidità in una batteria di raffreddamento ausiliaria posta a monte del rotore deumidificante. Questo permette il raggiungimento dell'umidità di immissione anche in casi di aria esterna molto umida ed una maggiore efficienza nel successivo processo di deumidificazione realizzato nella ruota essiccante. Il successivo trattamento dell'aria di processo è simile a quello visto per il ciclo desiccant cooling standard a meno di una seconda batteria ausiliaria di raffreddamento che interviene nel caso in cui all'uscita dell'umidificatore non si sia raggiunta la temperatura di immissione voluta.

Sul lato dell'aria di ritorno impiegata per la rigenerazione della ruota essiccante valgono le considerazioni fatte al paragrafo citato.

Questa configurazione è caratterizzata dalla possibilità di coprire sempre il carico. Infatti la presenza della batteria ausiliaria di pre-deumidificazione permette il raggiungimento delle condizioni di immissione qualunque sia la disponibilità di radiazione solare e dunque il grado di deumidificazione raggiunto per mezzo della ruota essiccante. Per ogni caso specifico e sulla base della disponibilità di radiazione solare, la batteria di pre-deumidificazione può essere controllata in modo tale da minimizzarne l'impiego.

L'altra batteria di raffreddamento è impiegata invece per portare l'aria alla temperatura di immissione nel caso in cui questa non dovesse essere raggiunta all'uscita dall'umidificatore.

Questa configurazione presenta il vantaggio che la temperatura dell'acqua refrigerata in ingresso nelle batterie di raffreddamento può essere più alta (13-16°C) rispetto ai valori comunemente impiegati nelle unità convenzionali (6-9°C) con notevole aumento delle prestazioni della macchina frigorifera. La deumidificazione dell'aria è così realizzata in due passi successivi. Nelle simulazioni svolte si è scelto di mantenere costante il set point di umidità assoluta dell'aria in uscita dal componente ed in particolare si è scelto un limite di intervento per l'umidità assoluta dell'aria esterna pari a 15 g/kg. Solo per le configurazioni che impiegano i collettori ad aria di tipo ibrido si è scelto il valore di 13 g/kg al fine di limitare la superficie dei collettori solari.

2.4 SISTEMA DESICCANT COOLING CON DUE BATTERIE DI RAFFREDDAMENTO AUSILIARIE E RECUPERO DEL CALORE DI CONDENSAZIONE

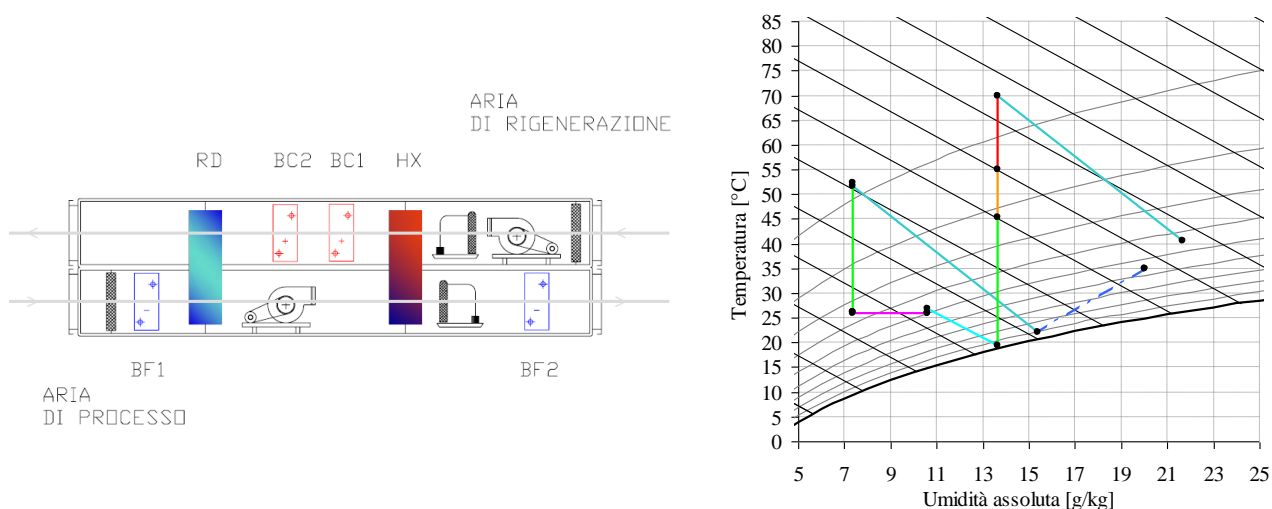


Figura 5: Sistema desiccant cooling con due batterie fredde ausiliarie e recupero del calore di condensazione - Schema di funzionamento (a sinistra) e ciclo di trattamento sul diagramma di Mollier per le condizioni dell'aria esterna di 20 g/kg e 35°C (a destra)

Il ciclo di trattamento dell'aria di processo per questa configurazione (Figura 5) è lo stesso di quello visto precedentemente per la configurazione che impiega due batterie fredde ausiliarie. La differenza sostanziale è relativa al processo subito dall'aria di ritorno dall'edificio e risiede nella possibilità di attuare il recupero del calore di condensazione della macchina frigorifera ausiliaria al fine di pre-riscaldare l'aria di rigenerazione. Questo permette, a parità di

temperature di rigenerazione e dunque di prestazioni dell'unità di trattamento, la diminuzione del calore che deve essere fornito dal sistema solare ed in definitiva l'installazione di una superficie minore di collettori con relativi benefici in termini di un minore costo di impianto. Questa configurazione è anche denominata “a pompa di calore integrata” o “a recupero termodinamico”.

E' da considerare comunque che la temperatura dell'aria in uscita dallo scambiatore di calore rotativo e in ingresso nella batteria condensante ha valori normalmente intorno a 35 – 40°C per cui l'impiego di una macchina frigorifera condensata ad acqua non è consigliabile per questa applicazione risultando molto modesto il salto termico ottenibile sul lato dell'aria di rigenerazione. Infatti la temperatura massima di raffreddamento per una macchina condensata ad acqua è di circa 45°C.

2.5 SISTEMA CONVENZIONALE DI RIFERIMENTO

Inoltre, al fine di avere un riferimento per il confronto dei risultati in termini di consumo energetico, verrà implementata una configurazione di trattamento dell'aria di tipo convenzionale. In particolare si è scelta un'unità di trattamento aria con scambiatore di calore (sensibile o entalpico) posto tra il flusso di ritorno dall'edificio e quello di aria proveniente dall'esterno accoppiata ad un chiller elettrico. Uno schema dell'unità presa come riferimento è riportato nella figura 6.

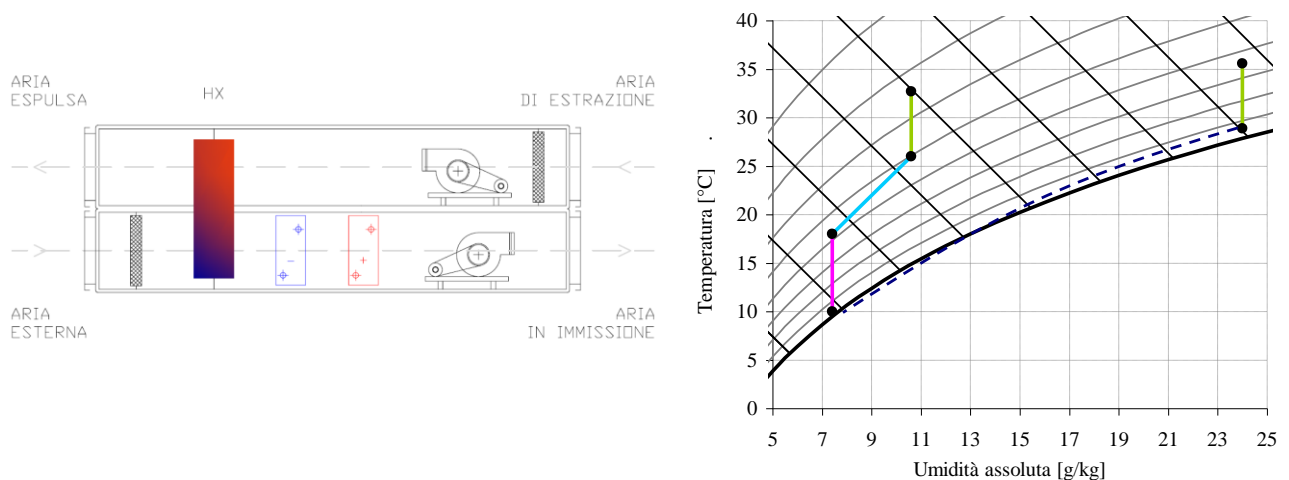


Figura 6: Unità convenzionale di riferimento - Schema di funzionamento (a sinistra) e ciclo di trattamento sul diagramma di Mollier (a destra)

3 PRINCIPALI MODELLI DI SIMULAZIONE DEI COMPONENTI E DEI SISTEMI SIMULINK

L'implementazione dei sistemi DEC in oggetto è stata integrata all'interno di O.DES.S.E. sviluppando in ambiente Simulink i blocchi necessari per simulare i componenti e l'intera Unità di trattamento aria, organizzandoli in un'apposita libreria (HVAC). Per effettuare alcuni

calcoli interni sono stati utilizzati alcuni blocchi del pacchetto Simbad, opportunamente modificati e sono state inserite le equazioni necessarie per descrivere il funzionamento dei componenti speciali nonché la logica di regolazione del sistema.

Ogni blocco è collegato mediante un vettore di ingresso e di uscita relativo all'aria trattata con quattro componenti: Temperatura [°C]; Umidità assoluta [Kgv/Kga]; Pressione totale [Pa]; Portata [Kg/s].

3.1.1 VENTILATORE

Il modello del ventilatore consente principalmente il calcolo del consumo di energia elettrica con un funzionamento ipotizzato a velocità costante.

La potenza e la portata nominale, fornite dal costruttore vengono utilizzate per determinare il consumo elettrico del ventilatore.

La portata è fissata sulla base della sua portata nominale e del segnale di controllo, dato in ingresso.

Il calcolo delle potenze dei ventilatori P_{vent} [W] è effettuato considerando:

- 1) La prevalenza dp [Pa] dei componenti presenti;
- 2) La portata Q [Kg/h] che interessa il componente;
- 3) L'efficienza idraulica (0.55);
- 4) L'efficienza elettromeccanica (0.85);

secondo la seguente formula:

$$P_{vent} = \frac{Q \sum dp}{1.2 * 0.55 * 0.85 * 3.600}$$

dove i valori di perdita di carico dei singoli componenti sono:

Tabella 1: Perdite di carico dei componenti

	BF1	RD	Hx	Hum	BF2	Hur	BC1	BC2r	BC2s	canali+filtro+20
dP man [Pa]	150	235	130	100	100	-	-	-	100	200
dP rit [Pa]	-	210	100	-	-	100	130	150	-	150

e quindi, il calcolo delle perdite di carico per ciascuna configurazione è:

Tabella 2: Perdite di carico delle diverse UTA previste

[PA]	Conf1	Conf2	Conf3	Conf4	Conf5	Conf6
Mandata	665	665	815	915	915	530
Ritorno	710	710	710	710	710	250

corrispondenti a un consumo elettrico dei ventilatori pari a:

Tabella 3: Consumi elettrici dei ventilatori delle diverse UTA previste

[W]	Conf1	Conf2	Conf3	Conf4	Conf5	Conf6
Mandata	428	428	525	589	589	341
Ritorno	457	457	457	457	457	161

3.1.2 SCAMBIATORE DI CALORE ROTATIVO

Per simulare lo scambiatore rotativo si è implementato un modello originale, come descritto di seguito. Come primo passo si calcola il coefficiente di calore da utilizzare per il calcolo del calore sensibile scambiato tra i due flussi (aria fresca ed aria esausta):

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_{exh} C_{p_{exh}}, \dot{m}_{fresh} C_{p_{fresh}})$$

$$\dot{Q}_{sens} = \eta_{sens} C_{\min} (T_{exh,in} - T_{fresh,in})$$

dove \dot{m}_{exh} , $C_{p_{exh}}$ sono la portata e il calore specifico del fluido entrante nello scambiatore che nel caso specifico è l'aria di rigenerazione, mentre \dot{m}_{fresh} , $C_{p_{fresh}}$ sono la portata ed il calore specifico del secondo fluido coinvolto nello scambio, ovvero l'aria fresca di processo.

Noto il calore sensibile scambiato dai due fluidi e l'efficienza, impostata come parametro, è possibile calcolare la temperatura dei due fluidi in uscita.

Il parametro che l'utente può definire è l'efficienza (in termini di temperatura) dello scambiatore (valori compresi tra zero e uno).

3.1.3 BATTERIE AUSILIARIE DI RAFFREDDAMENTO E RISCALDAMENTO.

Per simulare le batterie fredda e calda si utilizzano rispettivamente i modelli statici Simple Static Cooling Coil e Simple Static Heating Coil presenti nella libreria Coils di Simbad. Questi blocchi fanno riferimento al modello, descritto su IEA Annex 17 model e ai modelli HVCA 2 Toolkit (CCSIM e CCDET) dell'ASHARE.

La struttura della batteria calda differisce da quella fredda essenzialmente nel calcolo di coefficienti di trasferimento di calore, che vengono calcolati in entrambi i casi tramite delle S-function.

Inoltre le batterie sono state ulteriormente modificate in modo da consentire all'utente di impostare un riferimento di temperatura per l'aria in uscita. Il raggiungimento del set point di temperatura viene fatto attraverso una valvola che fa variare la portata d'acqua, la regolazione dell'apertura della valvola è affidata ad un regolatore PID.

Gli ingressi al sistema batteria regolata sono oltre ai vettori aria e acqua, la temperatura di riferimento dell'aria in uscita (x riferimento) e la presenza/assenza del componente (com).

Le uscite sono i vettori aria e acqua di ritorno al collettore, il vettore Grafici che contiene i dati dell'aria di ingresso e di uscita, e il vettore Transfer relativo al calore trasferito.

Come si evince dallo schema di impianto di figura 3, nella condotta di mandata vengono utilizzate due batterie fredde (BF1 e BF2) alimentate da fluido refrigerante generato dal chiller il cui modello è incluso nel sistema DEC e verrà descritto in seguito.

Nella condotta di mandata è presente una batteria calda attiva solo durante la stagione invernale alimentata da una sorgente esterna come un collettore solare o una pompa di calore. Per far raggiungere all'aria di ritorno dall'edificio la temperatura necessaria a rigenerare la ruota essiccante questa viene preriscaldata all'uscita dello scambiatore rotativo con una batteria condensante (BCR1) utilizzata nel caso si possa recuperare il calore di condensazione dell'eventuale macchina frigorifera installata.

L'aria preriscaldata attraversa lo scambiatore rigenerativo (batteria calda "BCR2") dove viene ulteriormente aumentata la sua temperatura ed inviata al rotore adsorbente per la sua rigenerazione . La batteria calda BCR2 è alimentata dal collettore solare da acqua il cui modello è incluso del sistema DEC e verrà descritto in seguito.

Il modello tiene conto di eventuale deumidificazione dell'aria nel caso di raffreddamento al di sotto della temperatura di rugiada.

3.1.4 GENERAZIONE DEL FLUIDO FREDDO

Il dispositivo principale è una pompa di calore reversibile ad azionamento elettrico associata ad un accumulo termico mantenuto ad una temperatura di riferimento di 10°C, durante il periodo estivo e a 40°C durante la stagione invernale; per mantenere l'accumulo termico in temperatura la pompa di calore viene controllata con un controllo a relè. Dall'accumulo termico sono previsti due spillamenti, mandata 1 e 2 alle relative batterie fredde (BC1, BC2) i cui ritorni vengono miscelati per tornare alla pompa di calore.

Il modello della pompa di calore, elaborato da ENEA ed implementata nei layout di impianto presenti in ODESSE, fornisce, con la sola definizione dei dati di targa, le prestazioni orarie al variare delle condizioni al contorno e in qualsiasi condizione di carico reale grazie all'implementazione di "matrici di correzione" delle prestazioni nominali della pompa di calore (Potenza termica, COP, EER) operante in condizioni di off design.

Il modello inoltre fornisce la reale potenza elettrica consumata dalla pompa di calore e la massima potenza termica estraibile dal condensatore in funzionamento estivo.

3.1.5 MODELLO ACCUMULO TERMICO

L'accumulo termico è il componente necessario quando non vi è corrispondenza tra la radiazione solare ed il carico termico necessario alla rigenerazione della ruota dessicant.

Il modello matematico implementato in simulink consente di determinare la dinamica della temperatura interna dell'acqua accumulata mediante la seguente equazione differenziale:

$$CAP * \frac{dT_t}{d\tau} = Q_{cal} - Q_{load} - UA * (T_t - T_a)$$

(1)

Dove:

- Cap: è la capacità termica dell'acqua accumulate data dal prodotto della massa per il calore specifico dell'acqua;
- Qcal: la potenza fornita dalla caldaia ausiliaria e dal collettore solare termico;
- Qload: carico termico richiesto dalla ruota dessicant per la rigenerazione
- U: trasmittanza termica dell'involucro
- A: superficie del accumulo termico
- Tt: temperatura dell'acqua
- Ta: temperatura dell'aria esterno

E' possibile riscrivere l'equazione differenziale (1) come:

$$\frac{dT_t}{d\tau} - \frac{UA}{CAP} T_t = \frac{Q_{aux} - Q_{cal}}{CAP}$$

(2)

l'espressione del carico termico, Qload, della (1) è data dalla seguente relazione:

$$Q_{load} : mt * cp * (T_t - T_r)$$

Dove funzione del comando di apertura fornito dal sistema di controllo

- mt: portata fluido lavorante, dall'accumulo verso lo scambiatore aria-acqua

- cp: calore specifico dell'acqua
- Tr: temperatura di ritorno del fluido lavorante

Scrivendo la (2) in forma implicita si ha:

$$\dot{T}_{Tank} + kT_{Tank} = H \quad (3)$$

Dove :

$$k = \left(\frac{m * cp}{CAP} + \frac{U * A}{CAP} \right)$$

$$H = \frac{Q_{cal} + m * cp * Tr + U * A * Te}{CAP}$$

3.1.6 MODELLO MATEMATICO DEL COLLETTORE SOLARE PIANO

Il modello di collettore solare utilizzato nel presente studio per la rigenerazione della ruota DEC, è del tipo piano ad acqua la cui formulazione matematica si basa sull'equazione di Hottel-Whillier.

In particolare il modello matematico implementato in simulink, simula il comportamento termico orario del collettore solare espresso in funzione dei tre coefficienti c_0 , c_1 e c_2 , forniti dal costruttore, per i quali secondo la UNI EN 12975-2 del 2001 è necessario esprimere il rendimento del collettore solare in funzione della differenza tra la temperatura media del collettore e quella ambiente:

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} = c_0 - c_1 \frac{(T_m - T_a)}{I_T} - c_2 \frac{(T_m - T_a)^2}{I_T}$$

Dove:

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

c_0 : rendimento ottico del collettore per $T_m = T_{in}$; [-]

c_1 : coefficiente di dispersione termica [W/mqK]

c_2 : coefficiente di dispersione termica funzione della temperatura [W/mqK]

La variazione dell'efficienza, η , in base all'angolo di incidenza della radiazione solare (che varia in funzione delle diverse ore del giorno) sulla superficie dei collettori è valutato con il fattore d'angolo: IAM (Incident Angle Modifier)

Per i collettori piani il fattore d'angolo IAM è solo funzione dell'angolo θ tra la perpendicolare del collettore e la direzione della radiazione incidente. (IAM longitudinale).

La valutazione del fattore d'angolo per la componente diretta della (K_b) è effettuata secondo al seguente relazione

$$K_b = \frac{\overleftarrow{\alpha}_b}{\overleftarrow{\alpha}_r} = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) - b_1 \left(\frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)^2$$

Per il modello implementato, partendo da un valore noto di IAM per un determinato angolo θ , solitamente fornito dai costruttori per un angolo di incidenza pari a 50° , viene calcolato il coefficiente K per le tre componenti della radiazione solare ricavando b_0 come:

$$b_0 = (1 - K_{50^\circ}) / (\cos(50^\circ) - 1)$$

e ponendo $b_1=0$

Valutata l'efficienza del collettore solare e i fattori correttivi vengono determinati le variabili d'uscita dal modello in termini di temperatura e portata:

$$T_{out} = T_{in} + \eta * A * N_{ser} * I_T / (m * C_p)$$

$$Q_{out} = m * C_p * (T_{out} - T_{in});$$

3.1.7 SISTEMA DI CONTROLLO DELL'IMPIANTO SOLARE

Al fine di consentire una valutazione del funzionamento dell'impianto termico solare vicina a quella reale, nel presente studio è stato implementato un sistema di controllo per la gestione del circuito solare e l'attivazione della caldaia di back up.

La pompa di circolazione del circuito solare viene azionata solo se la temperatura in uscita dal collettore solare (T_{out}) è maggiore della temperatura media dell'accumulo termico valutata ad ogni time step dal modello del tank.

Il modello prevede inoltre un secondo controllo della portata del fluido termo vettore in uscita dal circuito solare, quando la temperatura dell'accumulo raggiunge una temperatura superiore al valore di allarme, fissato a 110°C

Quando la potenza termica generata dal sistema solare non riesce a innalzare la temperatura dell'accumulo termico, viene azionata la caldaia a gas di back up comandata da un termostato a doppia soglia con una banda morta di 5° ; il relè aziona la caldaia quando la temperatura dell'accumulo è inferiore a 60°C e la spegne quando questa raggiunge 65°C .

Tabella 4: Parametri di input del modello del collettore solare

Nome	Descrizione	Unità
------	-------------	-------

A ⁽¹⁾	Superficie [di apertura] del singolo collettore	[m ²]
Ncoll	Numero totale di collettori	[-]
m_primario	Portata del circuito solare	[l/h]
m_test	Portata in condizioni di test	[l/h]
a0	Efficienza ottica	[-]
a1	Coefficiente di efficienza del primo ordine	[W/(m ² K)]
a2	Coefficiente di efficienza del secondo ordine	[W/(m ² K)]
	Inclinazione collettori	[°]
	Azimut collettori	[°]

La caldaia di back up viene spenta immediatamente se la temperatura dell'accumulo supera all'interno del time step minimo di simulazione (3600 s) la temperatura di allerta.

3.1.8 VALVOLE DIVERGENTI E CONVERGENTI

I blocchi che permettono di simulare delle valvole divergenti e convergenti, sono 2-way-divergent e Convergent della Libreria Distribution Element di Simbad. Nel primo caso un flusso d'aria viene suddiviso in due condotti differenti secondo un rapporto specifico, mentre nel caso di valvole convergenti due flussi d'aria provenienti da due condotti a portata differente vengono riuniti all'interno di uno stesso condotto.

La valvola divergente ha come ingresso un vettore (Temperatura [°C], Portata [Kg/s]) relativo alle condizioni dell'aria in ingresso e come uscita un vettore (Temperatura [°C], Portata [Kg/s]) per ciascun flusso. L'unico parametro da impostare è il rapporto di flusso d'aria dei condotti di uscita, il quale assume un valore tra 0 e 1.

Dall'analisi della struttura di questo blocco, si è notato che il calcolo della temperatura di uscita non è fatta secondo il bilancio di entalpia ma come un semplice bilancio di massa.

Le valvole convergenti prevedono come ingresso un vettore (Temperatura [°C], Portata [Kg/s]) relativo all'aria in ingresso per ciascun condotto e un vettore di uscita (Temperatura [°C], Portata [Kg/s]) per il flusso ottenuto dalla miscela dei due in ingresso. Il calcolo della temperatura in uscita non è effettuato sulla base di un bilancio entalpico. Pertanto per utilizzare queste valvole per il bypass è stato introdotto il calcolo dell'entalpia dei flussi in ingresso e in uscita, il bilancio e quindi la determinazione della temperatura in uscita.

3.1.9 UMIDIFICATORE

Il modello di umidificatore è stato realizzato considerando un processo di umidificazione ideale con una trasformazione isoentalpica che a partire da un punto iniziale sul diagramma psicrometrico porta ad un altro punto sulla curva di saturazione.

Per realizzare questo componente sono stati utilizzati alcuni blocchi della libreria psicrometrica di Simbad, più precisamente il blocco per il calcolo dell'entalpia per data temperatura di bulbo secco e umidità assoluta, il blocco per il calcolo della pressione di

saturazione per una data temperatura e il blocco per il calcolo della umidità assoluta note la temperatura e la pressione.

Le relazioni alle quali si fa riferimento per determinare la temperatura e l'umidità assoluta di uscita sono riportate di seguito:

- $h = 1.006t + W(2501 + 1.805t)$ (ASHRAE);
- $W_s = 0.62198 \frac{P_{ws}}{p - P_{ws}}$ (ASHRAE);

Dove con h si indica l'entalpia, con W l'umidità assoluta, W_s l'umidità assoluta di saturazione con t la temperatura di bulbo secco, con p la pressione totale, con p_{ws} la pressione di saturazione.

Inoltre per tenere conto del fatto che l'umidificazione non è un processo ideale che porta alla saturazione ma il processo si arresta un prima della linea, si introduce, un'efficienza che l'utente può impostare dall'esterno come parametro. Tale efficienza è definita come:

$$\eta = \frac{W_{out} - W_{in}}{W_s - W_{in}}$$

L'entalpia dell'acqua è trascurata.

Il modello per l'umidificatore posto sulla mandata si basa sulle precedenti relazioni. La differenza sostanziale è che questo nuovo modello presenta un ulteriore ingresso, **Xout set**, ovvero il riferimento di umidità assoluta che si vuole ottenere sull'aria in uscita dall'umidificatore.

Sia il processo di umidificazione che l'efficienza dipendono dalle condizioni di umidità che si vogliono in uscita. L'efficienza di umidificazione definita come segue è riportata in uscita:

$$\eta = \frac{X_{out} - X_{in}}{X_{sat} - X_{in}}$$

Dove X_{out} è l'umidità assoluta dell'aria in uscita, X_{in} è l'umidità assoluta dell'aria in ingresso e X_{sat} è l'umidità assoluta in condizioni di saturazione.

3.1.10 RUOTA DEUMIDIFICANTE

Il modello utilizzato è quello empirico sviluppato da Beccali et al. che si basa sulla correlazioni di dati di prestazione forniti da quattro costruttori di ruote deumidificanti.

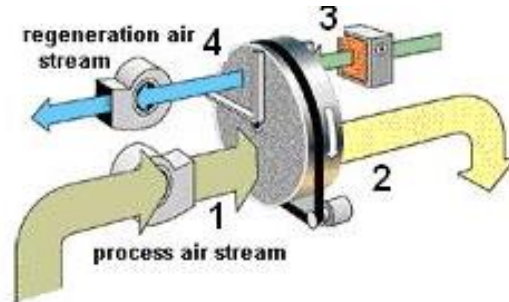


Figura 7: Rotore essiccante

Questo modello si basa sul fatto che l'umidità relativa (UR) e l'entalpia (h) possono essere espresse mediante correlazione lineare come segue:

$$\Delta UR = (UR_{in} - UR_{out}) = m(UR_{in} - UR_{rig}) + q$$

$$\Delta h = (h_{out} - h_{in}) = m'(h_{rig} - h_{in}) + q'$$

dove m , q , m' , q' sono dei parametri calcolati per tre tipi di ruota essiccante, sulla base dei dati sperimentali forniti dal costruttore.

L'entalpia h è definita come:

$$h = \frac{(2501 + 1.805T)X}{1000} + 1.006T$$

$$UR = (18.6715X + 1.7976)e^{-0.053T}$$

Il modello prevede per il calcolo della temperatura (T_{out}) e dell'umidità assoluta (X_{out}) dell'aria di processo in uscita dalla ruota, la risoluzione delle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} X_{out} = \frac{[e^{0.0053T_{out}}(0.9428UR_{rig} + 0.0572UR_{in}) - 1.7976]}{18.671} \\ \frac{(UR e^{0.0053T_{out}} - 1.7976)}{18.671} = \frac{(h_{out} - 1.006T_{out})}{(2501 - 1.805T_{out})} \end{cases}$$

L'analisi dei dati sperimentali ha portato alla determinazione dei coefficienti m , q , m' , q' per tre tipi di ruota; di seguito vengono riportate l'espressione dell'umidità relativa (UR_{out}) e

dell'entalpia (h_{out}) in uscita dalla ruota, necessarie per risolvere il sistema di equazioni precedente.

La formula seguente è valida per tutti i tipi di ruota esaminati:

$$UR_{out} = (0.9428UR_{rig} + 0.0572UR_{in})$$

I coefficienti per il calcolo dell'entalpia in uscita assumono valore diverso in base al tipo di ruota:

- $h_{out} = (0.1312h_{rig} + 0.8688h_{in})$ Tipo I (Silica gel)
- $h_{out} = (0.1861h_{rig} + 0.8139h_{in})$ Tipo II (LiCl)
- $h_{out} = (0.1148h_{rig} + 0.8852h_{in}) - 0.9474$ Tipo III (Silica gel)

Il modello Beccali è stato implementato in linguaggio simulink e validato utilizzando ulteriori dati sperimentali.

Anche questo blocco presenta una struttura simile agli altri nel senso che prevede in ingresso e in uscita un vettore relativo all'aria di processo e di rigenerazione con quattro componenti (temperatura, umidità assoluta, pressione e portata), in più in uscita fornisce l'entalpia dell'aria di processo deumidificata dalla ruota.

3.1.11 BILANCIO DI VAPORE NELL'AMBIENTE CONDIZIONATO

Per tenere conto in modo dinamico del carico latente dell'ambiente generato da sorgenti di vapore interne e da eventuali infiltrazioni di aria esterna si è generata una funzione di bilancio del vapore.

Ovviamente nel bilancio si considera l'immissione del vapore mediante l'aria trattata dall'UTA.

Si è assunto che all'interno dell'ambiente non avviene condensazione di vapore.

Il bilancio di vapore è effettuato considerando i seguenti dati:

W_{lat} : carico latente prodotto in ambiente [W];

T_0 , X_0 : temperatura [C°] e umidità assoluta [Kg/Kg] dell'aria esterna;

T_5 , X_5 : temperatura [C°] e umidità assoluta [Kg/Kg] del punto di immissione in ambiente;

Q_6 : portata di ripresa [Kg/h];

ric: ricambi ora di infiltrazione [1/h];

vol: volume dell'edificio [m³]

secondo la seguente formula:

$$X_6 = \frac{Q_5 X_5 + Q_{inf} X_0 + Q_{vap}}{Q_6 + Q_{inf}}$$

dove

$$Q_{inf} = ric * vol * 1.293 * 273 / T_0 + 273$$

è la portata di infiltrazione [Kg/h] e

$$Q_{vap} = W_{lat} * 3.6 / 1000$$

è la portata del vapore prodotto in ambiente [Kg/h].

3.1.12 CALCOLO DELLE POTENZE ELETTRICHE DEI COMPONENTI

Il calcolo delle potenze elettriche associate al motore della ruota DEC, P_{DEC} , di quello dello scambiatore, P_{HX} e alle pompe degli umidificatori, P_{Hum} e P_{Hur} è effettuato a partire dalle seguenti potenze per unità di portata:

Tabella 6: Potenze elettriche specifiche degli ausiliari dei componenti dell'UTA

DEC	0.010 [W/Kg*h]
HX	0.023 [W/Kg*h]
Hum	0.107 [W/Kg*h]
Hur	0.107 [W/Kg*h]

I dati utilizzati sono stati ricavati empiricamente da componenti installati in impianti DEC realmente funzionanti. Tali dati vengono poi utilizzati per effettuare i bilanci energetici e per generare i report di output definiti dall'utente.

3.1.13 REGOLAZIONE E CONTROLLO

Sono regolate la temperatura di mandata e l'umidità assoluta di ritorno (per il calcolo dell'umidità di ripresa si veda l'equazioni di bilancio di vapore).

I valori di set-point (uscite $Trif$ e $Xrif$ del blocco *climatico*) sono scelti in accordo alla curva climatica funzione della temperatura esterna riportata in Fig. 8.

L'umidità di ripresa è regolata al valore di set-point variando la temperatura di rigenerazione della ruota e al raggiungimento della massima temperatura di rigenerazione, permanendo una umidità in ripresa maggiore del valore desiderato $Xrif$, aumentando la portata alla batteria BF1.

Lo schema complessivo del sistema di controllo è indicato nella figura 9.

La temperatura di mandata è regolata al suo valore desiderato $Trif$ modificando l'efficienza dell'umidificatore 2 posto sul ritorno e, al raggiungimento della minima temperatura in uscita dallo scambiatore sensibile, permanendo condizioni di temperatura di uscita superiore al set-point, aumentando la portata d'acqua alla batteria BF2.

L'umidificatore, posto sulla mandata, agisce autonomamente quando l'umidità di ripresa si riduce del 10% rispetto al suo valore di riferimento .

Lo schema complessivo del sistema di controllo è indicato nella figura 10.

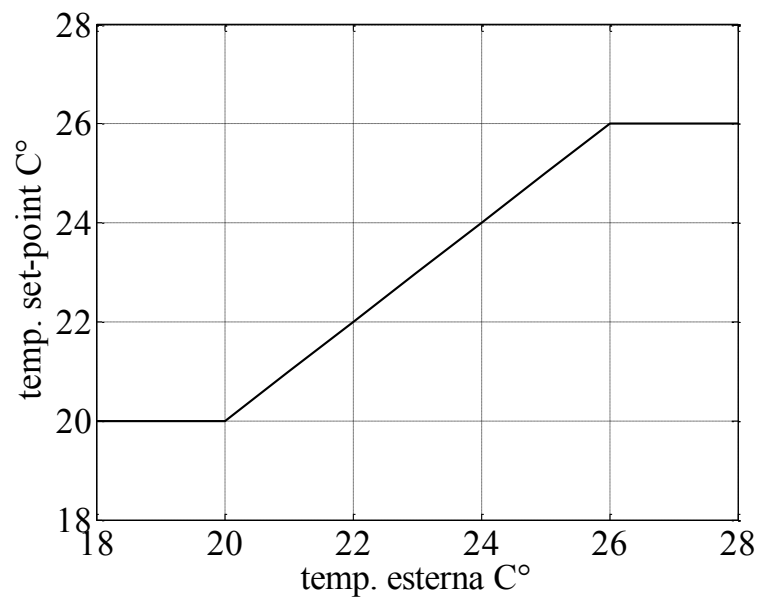


Fig. 8 Curva climatica

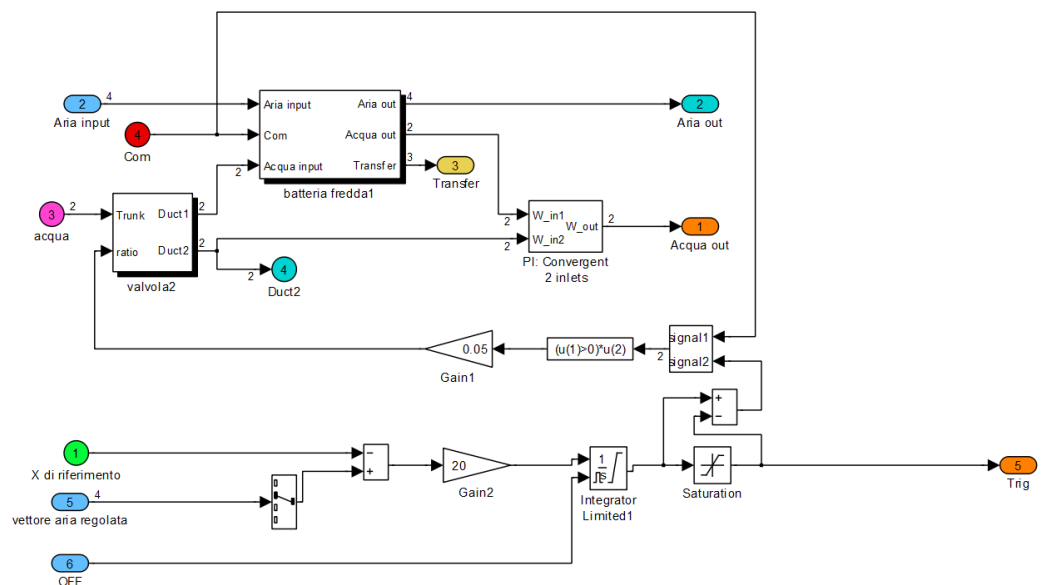


Figura 9 Schema del sistema di regolazione della umidità di ripresa

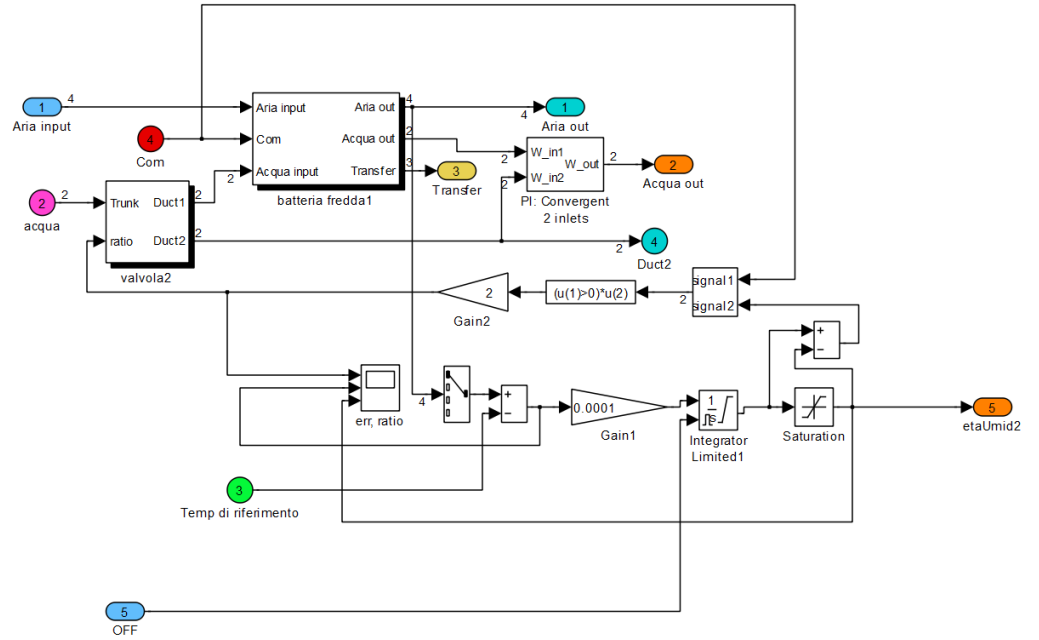


Figura 10a Schema del sistema di regolazione della temperatura di mandata

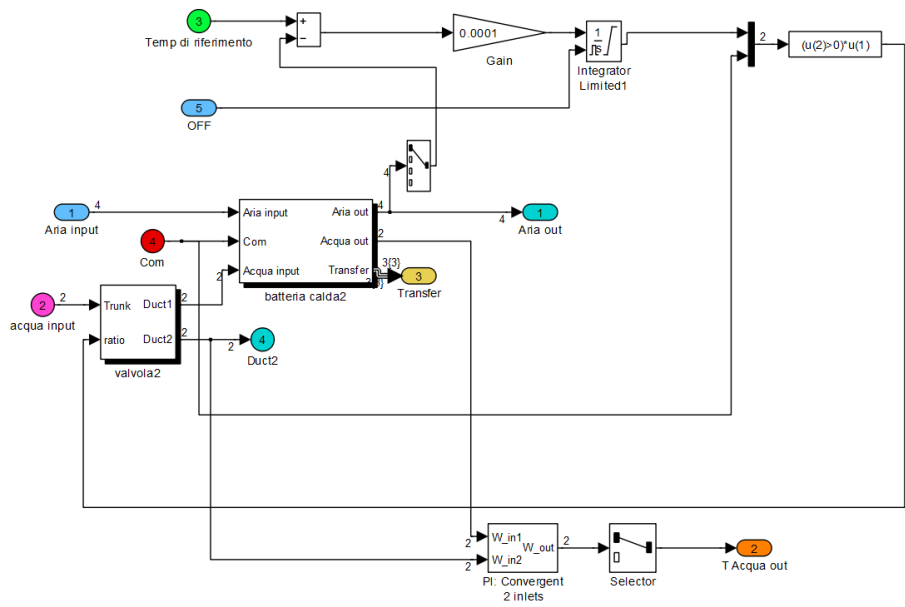


Figura 10b Schema del sistema di regolazione della temperatura di rigenerazione

4 DESCRIZIONE DELL'INTERFACCIA ODESSE – DEC

L'interfaccia utente per il modello DEC, come l'intera interfaccia di ODESSE è sviluppata in Linguaggio Java, utilizzando il framework Swing.

L'interfaccia DEC è stata implementata in quella di ODESSE e per aprirla basta selezionare tale configurazione impiantistica nella schermata in cui si scelgono i layout e cliccare sul pulsante configura, come si evince nella figura 11.

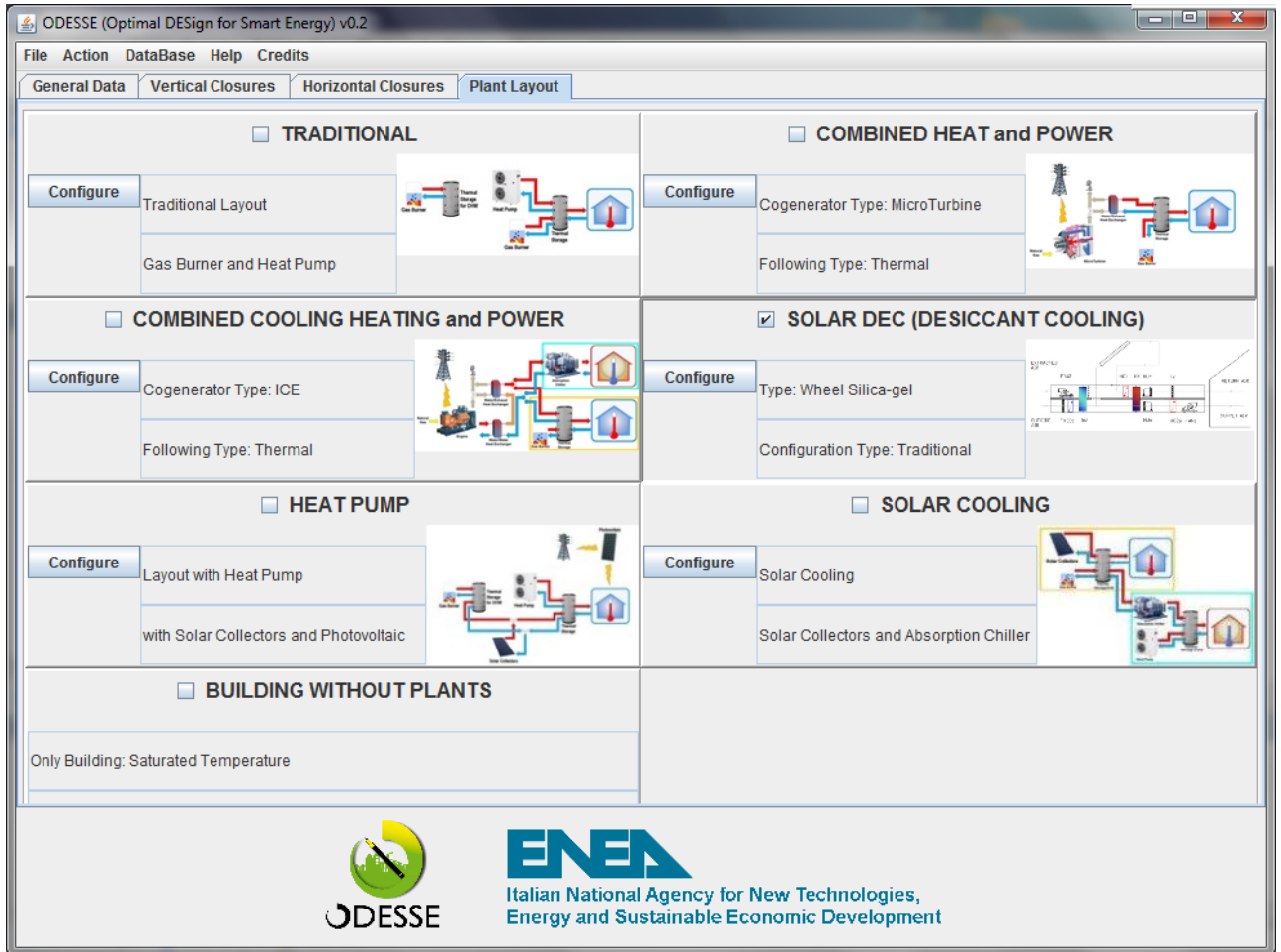


Figura 11: Interfaccia ODESSE

Nella figura sottostante è riportata l'interfaccia DEC con cui effettuare la scelta della particolare configurazione impiantistica. Il modello Simulink del DEC è costituito da diversi sottomodelli, uno per ogni configurazione. Sarà perciò attivo un sottomodello alla volta, quello rappresentante il layout scelto dall'interfaccia. Nell'interfaccia sono visibili tutte le componenti, anche quelle non ancora attive nei sottomodelli, come i collettori ad aria. In questo caso però l'interfaccia non ci permette di selezionarli. Il loro inserimento è previsto in un eventuale sviluppo futuro del modello del DEC.

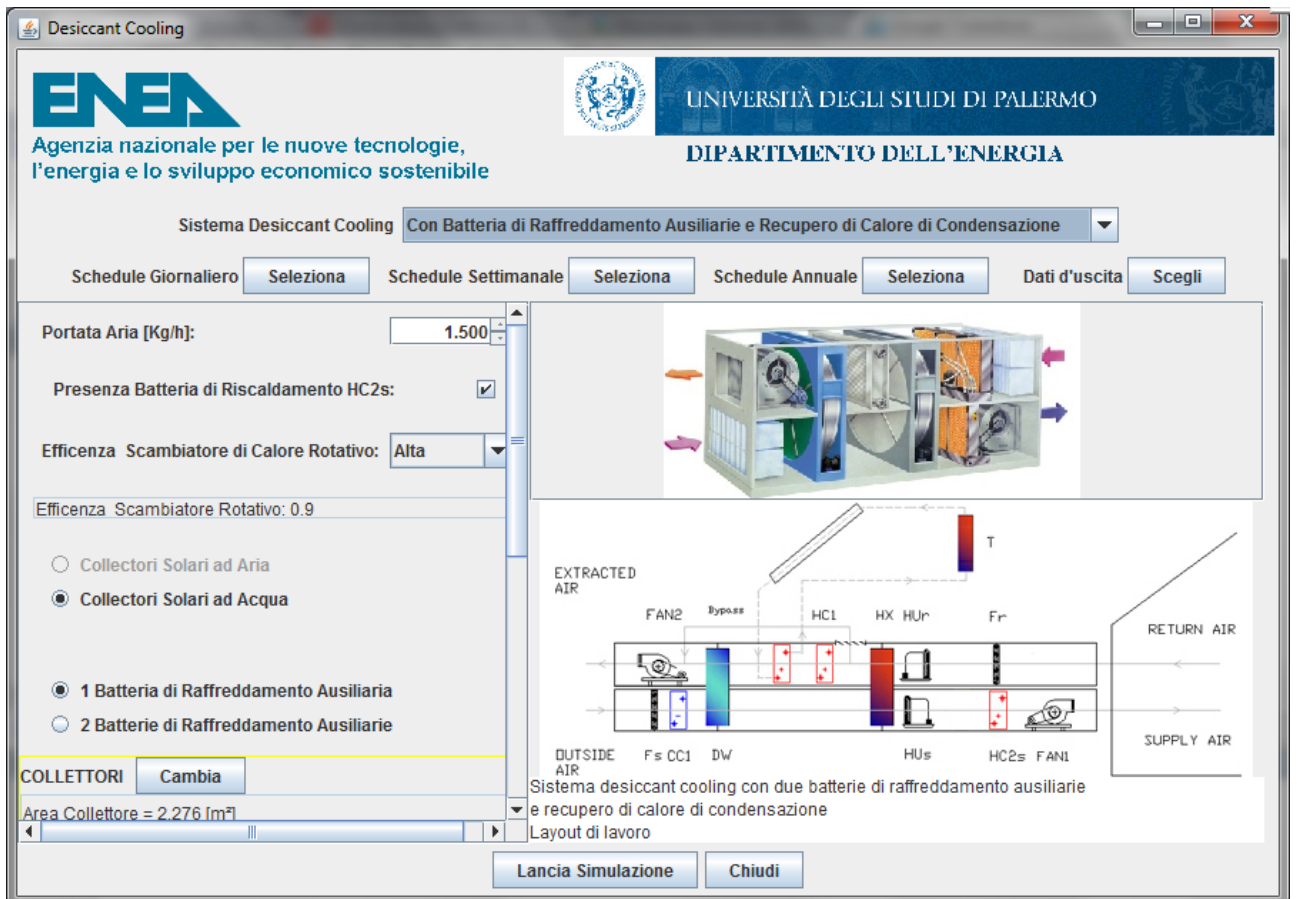
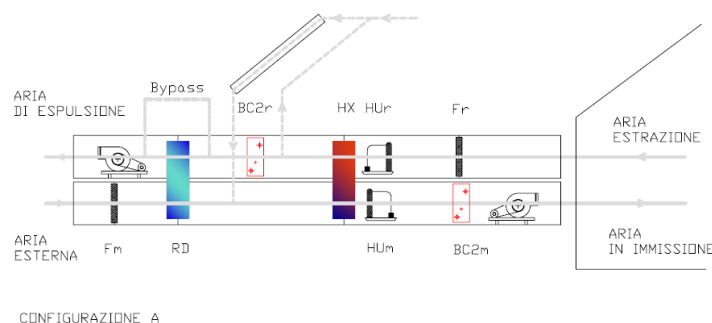


Figura 12: Interfaccia DEC

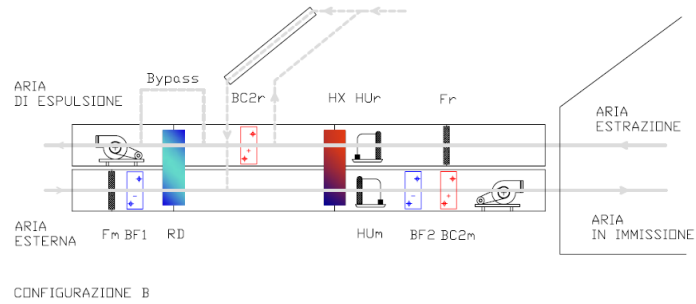
Ogni configurazione scelta consente l'eventuale inserimento della batteria di post riscaldamento (indicata nell'interfaccia come HC2s) dell'aria di processo abilitando in tal modo il software alla simulazione del sistema edificio impianto anche per il periodo invernale.

Il parametro che consente all'utente di selezionare la configurazione è *configurazione*, il quale può assumere i seguenti valori:

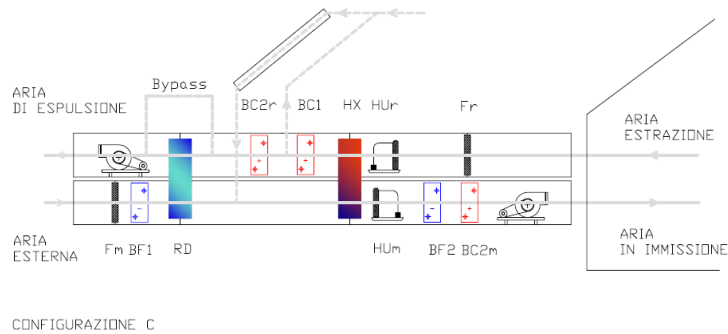
A → Configurazione DEC standard, con possibilità di inserire la batteria calda di mandata BC2m e selezionare il tipo di collettore (aria o acqua);



B → Configurazione DEC con batterie ausiliarie di raffreddamento, con possibilità di inserire la batteria calda di mandata, BC2m e selezionare il tipo di collettore (aria o acqua);



C → Configurazione con batterie ausiliarie di raffreddamento e recupero del calore di condensazione della macchina frigorifera (ove presente) per il processo di rigenerazione, con possibilità di inserire la batteria calda di mandata, BC2m e selezionare il tipo di collettore (aria o acqua);



D → Configurazione convenzionale di riferimento

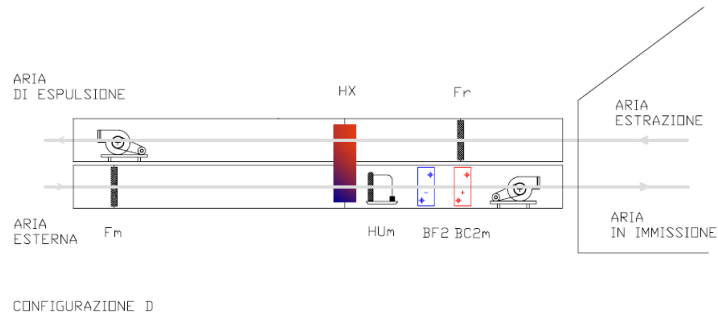


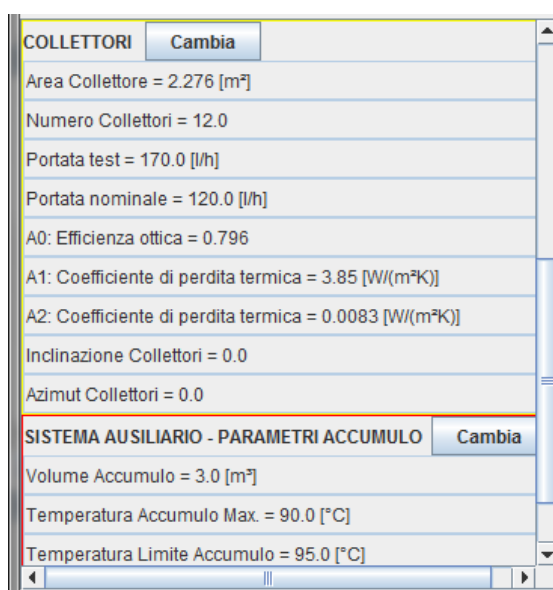
Tabella 5: Componenti presenti nelle configurazioni impiantistiche considerate

	Configurazione	A	B	C	D
Filtro mandata	Fm	■	■	■	■
Batteria fredda aux - predeumidificazione	BF1		■	■	
Ruota deumidificante	RD	■	■	■	
Scambiatore di calore	HX	■	■	■	■
Umidificatore mandata	HUm	■	■	■	■
Batteria fredda aux – raffr sensibile	BF2		■	■	■

Batteria calda - riscaldamento ²	BC2m	(■)	(■)	(■)	■
Ventilatore mandata	Fan 1	■	■	■	■
Filtro ripresa	Fr	■	■	■	■
Umidificatore ripresa	HUr	■	■	■	
Batteria recupero termico	BC1			■	
Batteria di rigenerazione solare ³	BC2r	(■)	(■)	(■)	
Ventilatore ripresa	Fan 2	■	■	■	■

Nel caso venga scelta una configurazione contenente i collettori ad acqua dovranno essere inseriti dei parametri che possono essere trovati sulle schede tecniche dei costruttori, oltre all'area ed al numero dei collettori. Dovranno poi essere inseriti i parametri del sistema di back-up (caldaia ed accumulo termico) collegato ai collettori.

I valori di tali parametri sono visibili nella parte sinistra dell'interfaccia DEC visibile nella figura sottostante. Nella figura 13 sono riportate inoltre le finestre di dialogo con cui è possibile variarne i valori.



² L'inserimento della batteria di riscaldamento ausiliaria BC2m è un'opzione di scelta dell'utente finale

³ Nelle configurazioni che impiegano collettori ad aria, la batteria di rigenerazione solare BC2r è assente e sostituita da un passaggio attraverso il collettore

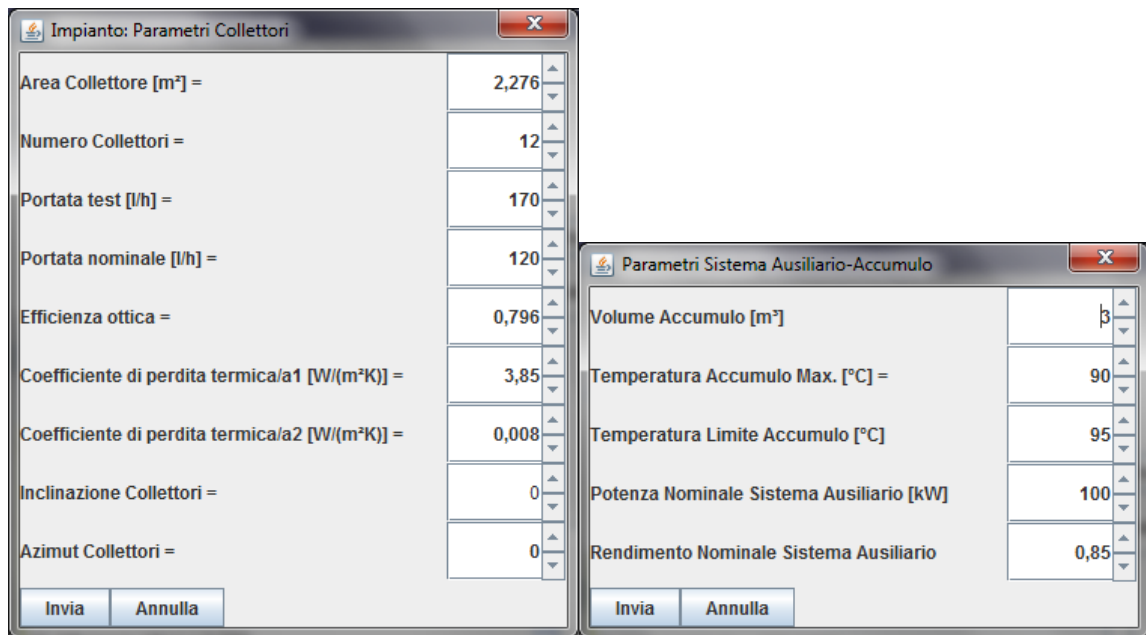


Figura 13: Inserimento parametri collettori e back-up nell'interfaccia

Il periodo di funzionamento dell'impianto selezionato (raffreddamento, ventilazione o riscaldamento) viene determinato attraverso uno schedule che si apre, tramite una apposita finestra.

Per poter applicare correttamente la funzione di bilancio del vapore che tiene in conto in modo dinamico del carico latente dell'ambiente, come descritto nei precedenti paragrafi, sono state opportunamente collegate al modello Simulink del DEC le variabili fornite dal modello dell'edificio di ODESSE che descrivono i guadagni interni dovuti ad eventuali infiltrazioni di aria esterna e al profilo di occupazione (Figura 14). Ad esempio possono essere impostati i valori dei guadagni interni dati dagli occupanti in base alla loro attività in conformità alla UNI EN ISO 7730 come riportato nella figura seguente. L'utente può così scegliere, in funzione della seguente tabella, il grado di attività, gli orari di presenza (per giorni lavorativi e festivi) e il numero di occupanti.

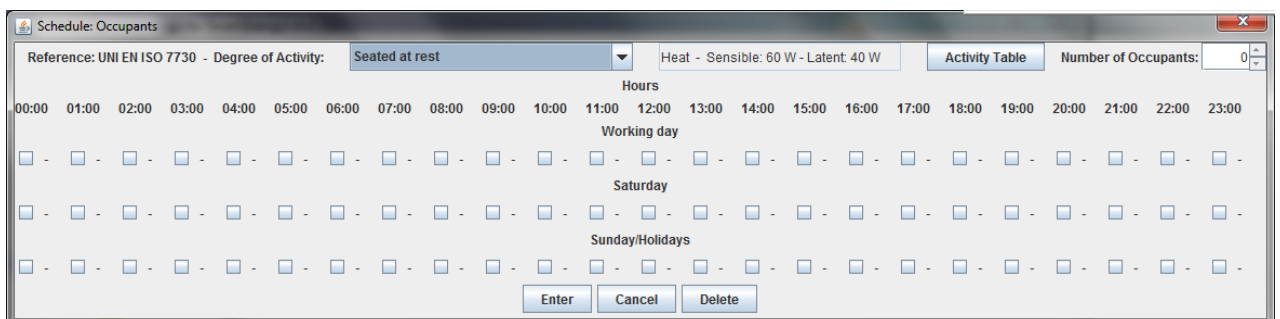


Figura 14: Scelta dei guadagni orari per gli occupanti in ODESSE.

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat [W]	Sensible Heat [W]	Latent Heat [W]
Seated at rest	Theatre, Movie	100	60	40
Seated, Very Light Writing	Office, Hotels, Appartaments	120	65	55
Seated Eating	Restaurant	170	75	95
Seduti, Light Work, Typing	Office, Hotels, Appartaments	150	75	75
Standing, Light Work or Working Slowly	Retail Store, Bank	185	90	95
Light Bench Work	Factory	230	100	130
Walking 1.3 m/s, Light Machine Work	Factory	305	100	205
Bowling	Bowling Alley	280	100	180
Moderate Dancing	Dance Hall	375	120	255
Heavy Work, Lifting, Heavy Machine Work	Factory	470	165	300
Heavy Work, Athletics	Gymnasium	525	185	340

Tabella 15: Valori di riferimento dei guadagni per gli occupanti.

Le prestazioni della configurazione DEC considerata possono essere valutate, tramite la visualizzazione di diversi indicatori di prestazione su base oraria, mensile e stagionale (es. COP termico, COP elettrico, Potenza frigorifera totale fornita dal sistema, potenza termica fornita da ciascuna batteria calda e fredda, temperatura dell'accumulo caldo e freddo, temperatura e umidità di ogni punto caratteristico del diagramma di Mollier, costo dell'energia elettrica e gas consumato).

Gli indicatori prestazionali su base stagionale vengono riportati in un report finale, mentre gli indicatori orari si possono visualizzare in forma grafica nell'intervallo temporale scelto. In particolare, grazie alla funzione *mplot* di Simulink convertita in un file eseguibile, l'utente può visualizzare offline l'evoluzione oraria del Diagramma di Mollier.

4.1 Descrizione degli output

Il tool sviluppato permette una rapida valutazione ed un raffronto delle prestazioni delle configurazioni impiantistiche DEC considerate, tramite la visualizzazione di diversi indicatori di prestazione su base oraria, mensile e stagionale. L'utente può scegliere la finestra temporale per la visualizzazione degli output.



Figura 7: Esempio di finestra per la selezione degli output da visualizzare

Di seguito si riportano a titolo di esempio alcuni grafici di output prodotti a partire dai risultati di simulazione per la configurazione D svolta per il sito di Palermo. La portata d'aria del sistema è di 1300 m³/h. Nella figura successiva si riportano le condizioni dell'aria in ingresso e uscita dall'UTA.

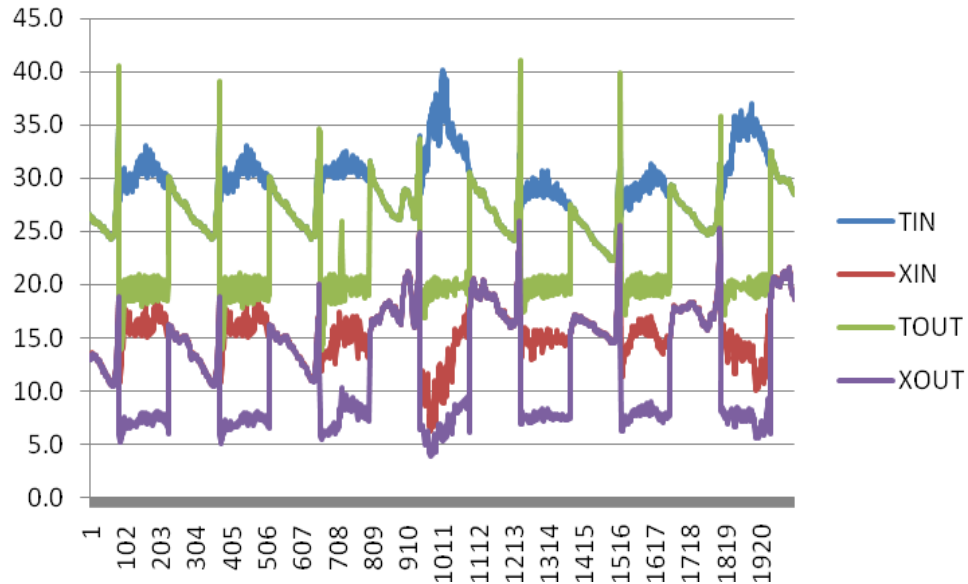


Figura 87: Esempio di output: condizioni in ingresso e uscita dall'unità di trattamento aria desiccant cooling nella configurazione D per una tipica settimana estiva

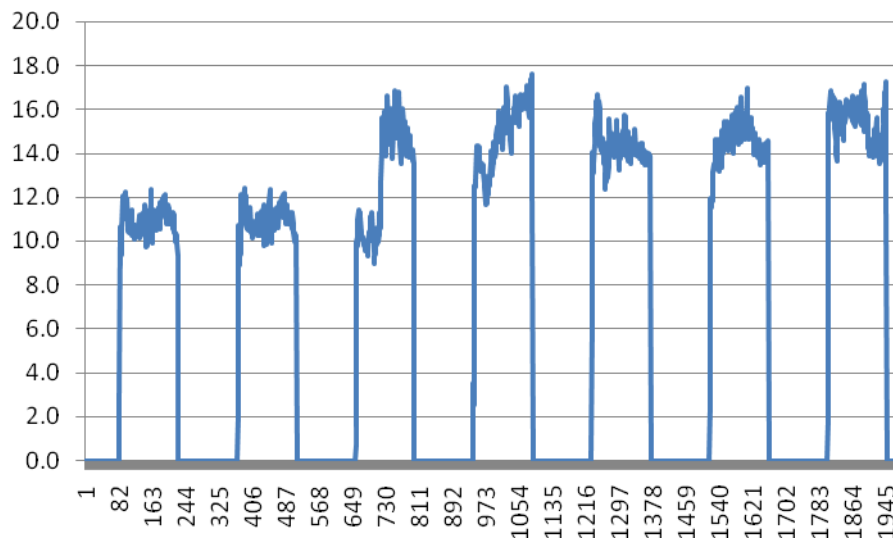


Figura 18: Esempio di output: Potenza frigorifera dell'unità di trattamento aria desiccant cooling nella configurazione D per una tipica settimana estiva – dati sito Palermo

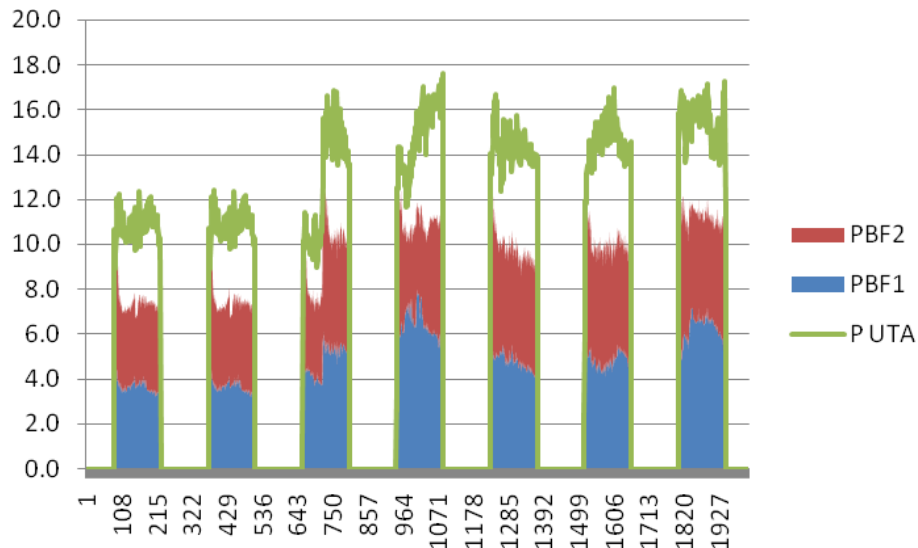


Figura 19: Esempio di output: Distribuzione della potenza frigorifera nell'unità di trattamento aria desiccant cooling nella configurazione D per una tipica settimana estiva – dati sito Palermo

Inoltre, al fine di aiutare l'utente nel dimensionamento dei componenti di impianto quali ad esempio le batterie di scambio termico ausiliarie, sono state integrate una funzione di pre-dimensionamento che restituisce il valore di picco di potenza registrato dal componente in oggetto durante la simulazione.

Infine, il tool permette di stampare un report contenente i principali risultati di prestazione relativi alla configurazione considerata ed esportarlo in formato pdf o word. Il report è costituito da una descrizione delle principali caratteristiche del sistema e da due tabelle separate per il funzionamento estivo ed invernale ove sono riportati i principali indicatori di prestazione quali energia frigorifera/termica fornita dal sistema, consumo di elettricità, frazione solare, COP termico ed elettrico e altro. Di seguito si riporta uno stralcio a titolo di esempio.

REPORT

Sito: 1

Latitudine: 2

Longitudine: 3

Irraggiamento annuale sul piano dei collettori: 4

Edificio: 5

Sistema convenzionale di riferimento: 6

CARATTERISTICHE DEL SISTEMA DI TRATTAMENTO DELL'ARIA

Tipologia: 7

Funzionamento 8

Tipologia di collettori solari: 9

Portata dell'aria di processo [m³/h]: 10

Efficienza scambiatore di calore: 11

Presenza batteria calda sull'aria di processo: 12

PRESTAZIONI ENERGETICHE IN FUNZIONAMENTO ESTIVO

Ore di funzionamento: 13

Irraggiamento sul piano dei collettori [kWh/anno]: 14

Energia solare utile [kWh/anno]: 15

Rendimento medio stagionale dei collettori solari [-]: 16

Energia frigorifera fornita dal solo sistema di trattamento desiccant cooling [kWh/anno]: 17

Energia frigorifera fornita dalle batterie fredde ausiliarie [kWh/anno]: 18

Energia frigorifera totale fornita dall'UTA [kWh/anno]: 19

Consumo di energia elettrica dell'UTA [kWh/anno]: 20

Consumo totale di energia elettrica [kWh/anno]: 21

COP elettrico medio stagionale [-]: 22

COP termico medio stagionale [-]: 23

Frazione solare media stagionale [-]: 24

Funzionamento: 25

Tipologia di collettori solari: 26

Portata dell'aria di processo [m³/h]: 27

Efficienza scambiatore di calore: 28

Presenza batteria calda sull'aria di processo: 29

PRESTAZIONI ENERGETICHE IN FUNZIONAMENTO INVERNALE

Ore di funzionamento: 30

Irraggiamento sul piano dei collettori [kWh/anno]: 31

Energia solare utile [kWh/anno]: 32

Rendimento medio stagionale dei collettori solari [-]: 33

Energia termica fornita dalla caldaia ausiliaria [kWh/anno]: 34

Energia termica fornita totale [kWh/anno]: 35

Frazione solare media stagionale [-]: 36

Consumo di energia elettrica dell'UTA [kWh/anno]: 37

Consumo totale di energia elettrica [kWh/anno]: 38

RISPARMI DI ENERGIA PRIMARIA RISPETTO AL SISTEMA CONVENZIONALE SCELTO

Consumo di energia primaria per il riscaldamento [kWh/anno]: 39

Consumo di energia primaria per il raffrescamento [kWh/anno]: 40

Consumo totale di energia primaria [kWh/anno]: 41

Risparmio di energia primaria rispetto al sistema convenzionale scelto [%]: 42