

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA INFORMATICA
INDIRIZZO: AUTOMATICA E SISTEMI DI AUTOMAZIONE
INDUSTRIALE

Laureando: Nora Tosin

TECNICHE DI CONTROLLO CENTRALIZZATE E
DISTRIBUITE PER IL COMFORT AMBIENTALE DI
EDIFICI CIVILI

RELATORE: CH.MO PROF. LUCA SCHENATO

ANNO ACCADEMICO 008-2009

Indice

Abstract.....	5
Capitolo 1	
Introduzione.....	7
1.1 Situazione attuale nella termostattizzazione degli edifici civili.....	7
1.2 Contributo e descrizione dei capitolo.....	8
Capitolo2.....	8
Capitolo3.....	8
Capitolo4.....	9
Capitolo2	
Il modello termico dell'edificio.....	10
2.1 Semplificazioni nel modello.....	10
2.2 La conduzione termica.....	11
2.3 La temperatura aria-sole.....	13
2.4 Apporto termico attraverso le superfici vetrate.....	15
2.5 Scambio termico e variazione dell'umidità per il tasso di ricambio d'aria...	19
2.6 Fonti interne.....	21
2.7 Transitorio termico.....	22
2.8 Le equazioni del modello.....	23
Capitolo 3	
Tecniche di controllo LQ.....	26
3.1 Panoramica sul controllo LQ per sistemi non lineari.....	26
3.2 Scelta delle matrici Q ed R.....	29
3.3 Tecniche di controllo applicate.....	30
Controllo centralizzato.....	30
Controllo decentralizzato.....	31
Controllo regionale.....	31
Feed_forward.....	33
Capitolo 4	
Risultati delle simulazioni.....	34
4.1 Controllo centralizzato.....	37
4.2 Controllo decentralizzato.....	44
4.3 Controllo regionale.....	48
Capitolo 5	
Conclusioni e sviluppi futuri.....	50
Appendice A	
Elementi di trasmissione del calore.....	52

Appendice B	
Scelta delle costanti per il comportamento termico dei materiali di costruzione dell'edificio.....	54
Bibliografia.....	57

Abstract

L'attenzione che si rivolge oggi ai consumi energetici e alla loro riduzione è sempre maggiore. È un dato ormai comprovato che è proprio nel settore dell'edilizia privata residenziale che si riscontrano le maggiori dispersioni di energia (circa il 40% del totale). La normativa vigente oggi sull'edilizia pone dei limiti stringenti alle prestazioni energetiche dell'edificio curando l'aspetto strettamente strutturale e dei materiali impiegati. In questo orizzonte il seguente lavoro ha voluto trovare il metodo di controllo, tra quelli investigati, che abbia miglior rapporto tra consumo energetico e confort ambientale per l'uomo.

Si tiene inoltre conto della disponibilità a basso costo di sistemi di misurazione efficienti (sensori di vario tipo) dei parametri ambientali interni ed esterni e quindi di aver a disposizione dei dati per poter sfruttare meglio gli apporti gratuiti da esterno e dagli ambienti interni dell'edificio.

Al termine del lavoro si mostrerà come per il sistema scelto, il controllo migliore sia quello di tipo centralizzato, in cui l'obiettivo di confort termico raggiunto è il migliore a parità di consumi energetici.

Capitolo 1

Introduzione

L'onerosità sempre crescente dei costi a cui sono sottoposti tutti i paesi avanzati e in maggior misura quelli importatori di petrolio, ha fatto sì che si creasse nell'opinione pubblica una diffusa sensibilità nei confronti di tale questione. A seguito di ciò hanno preso il via normative per il contenimento dei consumi energetici e per l'utilizzo di energie rinnovabili, che sempre più impegnano le politiche dei governi. E' comprovato che oltre il 40% delle dispersioni energetiche è da attribuirsi al settore terziario e residenziale. Ciò ha sollecitato l'attenzione nei confronti delle prestazioni energetiche degli edifici per quanto riguarda il fabbisogno complessivo di energia, tenendo conto della richiesta per riscaldamento, ventilazione, produzione di acqua sanitaria rinfrescamento ed illuminazione.

Inoltre si considera che lo stato attuale della tecnologia permette di avere a basso costo sensori per temperatura e ora anche per umidità, attendibili in modo da avere misurazioni dei valori di interesse per trovare valori di controllo che tengano conto dei valori dei disturbi esterni.

1.1 Situazione attuale nella termostattizzazione degli edifici civili

Il maggiore sforzo che si sta facendo per la diminuzione dei consumi energetici per la termostattizzazione è quello di primaria importanza che riguarda aspetti strutturali dell'edificio, ovvero lo studio del comportamento dei materiali isolanti da usare nelle mura, la loro posizione all'interno dei vari strati di materiale usato, oppure nella fabbricazione di infissi (finestre e porte) con sempre minor dispersione termica e impermeabilità all'acqua: era infatti proprio dagli infissi che avveniva la maggior dispersione termica negli edifici di vecchia costruzione, mentre l'involucro edilizio (ovvero le mura) aveva una maggiore capacità termica rispetto agli edifici di attuale costruzione (mura molto spesse). Ciò si traduceva in una riduzione delle oscillazioni termiche a cui l'ambiente interno veniva sottoposto ovvero l'ambiente manteneva meglio la temperatura interna in quanto l'involucro edilizio e l'aria interna si riscaldavano ma anche raffreddavano in tempi lunghi; questo vantaggio però veniva vanificato dalla dispersione termica degli infissi.

Inoltre lo sforzo di innovazione tende a ricercare apparecchiature per la produzione di calore e per il raffreddamento sempre più efficienti nel rapporto consumi prestazioni.

Si è inoltre sviluppata un'attenzione e una tecnica impiantistica volta a minimizzare gli sprechi (ad esempio luogo di posa delle tubazioni, materiali impiegati per l'isolamento delle tubazioni stesse, coibentazione con manicotti isolanti in poliuretano, polistirene e polietilene espansi) e quindi a minimizzare le dispersioni termiche.

Sul versante del controllo negli edifici domestici di piccole dimensioni, il metodo più utilizzato è un controllo bang-bang con cronotermostato per la programmazione oraria del riscaldamento e con un comparatore con isteresi da cui esce il segnale di retroazione per il controllo dell'apertura o meno: una volta raggiunta la temperatura impostata il flusso di calore ceduto dal corpo scaldante cessa, per poi riprendere quando la temperatura ambientale scende di nuovo.

Non c'è quindi una vera strategia nel controllo tesa al fine di minimizzare il calore immesso negli ambienti.

1.1 Contributo e descrizione dei capitoli

Considerato la necessità sempre crescente di contenere i consumi energetici e con essi i costi per la temrostatizzazione degli edifici civili, questo lavoro studia le differenze tra tre tipi di controllo ottimo applicati: centralizzato, regionale e decentralizzato.

Capitolo 2

L'efficacia del controllo ottimo dipende dall'esattezza della descrizione del modello, nel secondo capitolo si studiano le equazioni del bilancio energetico dell'edificio per quanto riguarda la temperatura e del bilancio di massa per quel che riguarda l'umidità.

Nel bilancio energetico si tengono conto gli apporti energetici semplificati per radiazione, convezione e conduzione, dovuti a radiazione solare, dispersione energetica tramite l'involucro edilizio, contributo dell'impianto di riscaldamento e sorgenti interne. Per il bilancio di umidità interna si considerano gli apporti dall'esterno e dagli umidificatori/deumidificatori e le sorgenti interne.

Capitolo 3

Le tecniche di controllo applicate sono quelle del controllo ottimo LQ, applicate al sistema linearizzato attorno ad un punto di equilibrio, in cui temperatura e umidità di equilibrio sono quelli desiderati.

Per l'edificio si sperimentano tre tipi di controllo Lineare Quadratico: a seconda di quali stati si considerano come variabili controllate, si studia il controllo centralizzato, decentralizzato e regionale, con particolare attenzione oltre che alla loro efficacia, anche al costo del controllo stesso.

Capitolo 4

In questo capitolo si presentano varie simulazioni di controllo. Si sono variati in particolare i disturbi esterni per verificare la robustezza e il campo di validità del controllo ed inoltre per simulare come disturbo aggiuntivo l'errore introdotto dalla semplificazione del modello. Particolare attenzione è data allo studio di come varia l'efficienza del controllore al variare delle matrici Q e K .

Capitolo 2

Il modello termico dell'edificio

Parte importante di questo lavoro è quella di formulare un modello dell'edificio che simuli il suo comportamento termico, ossia il variare delle condizioni interne di temperatura e umidità al variare delle sorgenti e dei disturbi interni (elettrodomestici presenti e numero di persone, apertura di porte ecc.) e al variare delle condizioni climatologiche esterne. Queste dipendono dal sito e cioè dalla latitudine, dall'orografia, dalla presenza di masse d'acqua come il mare o i laghi o anche i fiumi, dalla presenza di masse edificate (isola di calore). In generale si può dire che le condizioni climatiche esterne non sono mai stabili durante il giorno ma continuamente variabili anche e soprattutto per la periodicità dell'alternarsi del dì e della notte e quindi per la presenza della radiazione solare nel periodo diurno dall'alba al tramonto.

2.1 Semplificazioni nel modello

La prima semplificazione introdotta per lo studio dell'andamento termico dell'edificio è considerare l'edificio stesso in regime stazionario⁽¹⁾. Il regime stazionario per il comportamento termico degli edifici è semplificato rispetto alle condizioni reali e facile da studiare. Si tratta di un'ipotesi semplificativa, ma che tuttavia viene normalmente usato nelle applicazioni impiantistiche. Va subito detto che le condizioni di stazionarietà sono rare e limitate a pochi casi pratici, nella realtà l'evoluzione termica degli edifici è sempre non stazionaria e ciò comporta notevoli difficoltà di calcolo.

Per edifici termostattizzati la temperatura interna viene artificialmente mantenuta al valore desiderato, ad esempio 20 °C in inverno e 26 °C in estate, secondo cosa è necessario per le condizioni di comfort termico. Le condizioni esterne, però, non sono mai costanti poiché sia la temperatura esterna (e l'umidità relativa nel caso di climatizzazione completa) che l'intensità di radiazione solare variano continuamente durante la giornata.

(1)Nota Per stato stazionario si intende uno stato a energia fissata. È chiamato stazionario poiché il sistema, in assenza di perturbazioni esterne, permane indefinitamente nello stato. Pertanto, un sistema che si trovi su uno stato stazionario, non è soggetto a cambiamento o a decadimento verso altri stati. L'energia del sistema è conservata in assenza di perturbazioni esterne.

Pertanto immaginare che i carichi termici (disperdimenti o rientrate termiche, a seconda della stagione) siano costanti è una pura illusione.

Una volta assegnati alcuni parametri (che spesso sono vincolanti quali l'area climatica, la posizione rispetto al sole, la destinazione dell'edificio), ciò che qualifica la prestazione termica dell'edificio è in massima parte il comportamento dell'involucro murario.

Inoltre, per la modellizzazione del comportamento termico dell'edificio, si sono presi in considerazione gli scambi termici per conduzione ed irraggiamento. Il fenomeno della convezione, è implicato in come il calore si trasferisca dai terminali dell'impianto di riscaldamento/raffreddamento all'ambiente termostattizzato, incidendo sull'uniformità della temperatura nell'ambiente stesso. Un impianto di riscaldamento si può realizzare in più modi, ad esempio:

- con radiatori;
- con termoconvettori;
- ad aria calda (con distribuzione dell'aria mediante canali e bocchette di mandata);
- a pavimento (pavimento radiante).

Il tipo di terminali scelto determina il tipo di convezione nella termoregolazione dell'ambiente: le due forme in cui avviene la convezione sono libera e forzata. Mentre negli impianti di climatizzazione estivi, se si esclude il caso dell'impianto a pavimento o a muro, normalmente sono a convezione forzata. Questo punto esula dallo scopo di questo lavoro, per cui la convezione è considerata solo nel valutare i coefficienti degli scambi liminari di calore per le superfici in esame (pareti in muratura).

2.2 La conduzione termica

Per quanto riguarda la conduzione, questo fenomeno è descritto dalla Legge di Fourier (si veda l'Appendice A) semplificata dall'ipotesi di regime stazionario (superfici isoterme degli elementi in muratura e vetriati costante nel tempo) e dall'ipotesi che il materiale sia isotropo. In ragione di queste ipotesi si considerano le pareti e tutti gli altri elementi di separazione (infissi, porte) composti per semplicità da un solo strato di materiale, interessati da un unico flusso termico perpendicolare alle superficie di separazione, che quindi si possono considerare isoterme.

In questo caso si hanno due fluidi devono scambiarsi calore attraverso una parete che li separa costituita da uno strato omogeneo; in tale caso il fluido caldo scambia un flusso termico liminare con la parete, successivamente la parete trasmette conduttivamente da una superficie a quella opposta ed infine la parete cede un flusso termico liminare al secondo fluido.

Per uno strato di materiale delimitato da due superfici piane parallele a distanza "s" e tali che su ciascuna di esse la temperatura si mantenga costante nel tempo ed uniforme in tutti i punti, indicando con x l'asse normale a dette superfici isoterme. Il flusso termico che attraversa lo strato di materiale si ricava dalla legge di Fourier:

$$q'' = -k \frac{dT}{dx} = -\frac{k}{s} (T_1 - T_2) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (2,1)$$

costante lungo tutto il percorso tra le due superfici isoterme limiti.

Il valore del flusso termico trasmesso risulta quindi direttamente proporzionale sia alla differenza di temperatura presente, sia al rapporto tra la conduttività termica k (W/m^2) e lo spessore dello strato di materiale. In presenza di scambi termici liminari sulle superfici estreme il flusso termico specifico è sempre lo stesso, ma subisce passaggi successivi che sono descritti dalle seguenti equazioni:

$$q'' = h_i(T_i - T_1) = -\frac{k}{s}(T_1 - T_2) = h_e(T_2 - T_e) \quad (2,2)$$

dove T_i e T_e sono le temperature dei fluidi rispettivamente dell'ambiente interno e dell'aria esterna, T_1 e T_2 sono le temperature delle superfici calda e fredda della parete.

Ricavando le differenze di temperatura e sommando membro a membro si ottiene la differenza di temperatura complessiva e riordinando:

$$q'' = U(T_i - T_e) \quad (2,3)$$

con

$$U = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} + \frac{s}{k} \right)^{-1} \quad (2,4)$$

è il coefficiente globale di trasmissione termica detto "trasmittanza termica specifica". Il termine $1/h$ è l'inverso del coefficiente di resistenza termica aggiuntiva a cui è legata la caduta di temperatura necessaria per il passaggio del flusso termico dal fluido alla parete per scambio termico liminare e sono detti coefficienti di convezione interna ed esterna.

Si sono inoltre tralasciati i fenomeni dei ponti termici, i quali si verificano ogni volta che, per variazioni di materiale o di forma, le pareti sono soggette a flussi termici bi- e tri-dimensionali anziché mono-dimensionali.

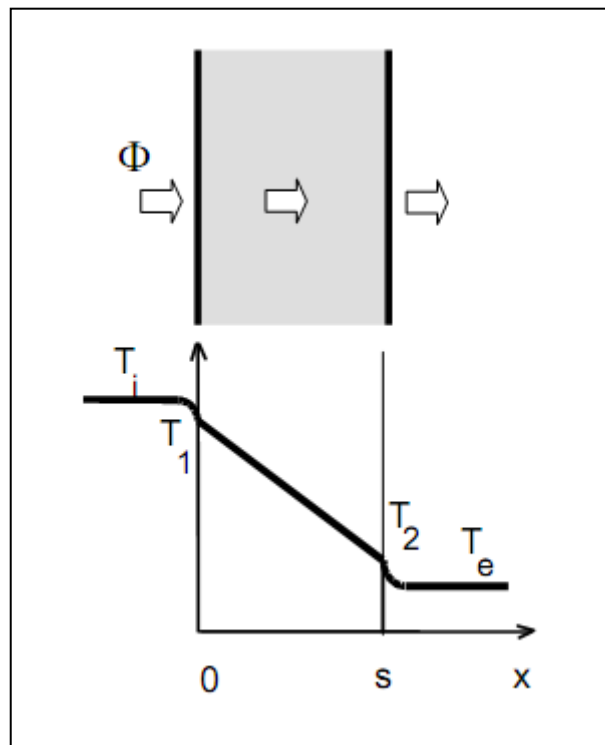


Figura (2,1)

Per quanto riguarda l'irraggiamento, è questo un fenomeno molto complesso che qui viene considerato sia nel riscaldamento delle pareti esterne dovuto all'irradiazione solare, sia per il cosiddetto effetto serra che si ha negli edifici a causa delle superfici vetrate.

2.3 La temperatura aria-sole

Uno dei concetti più importanti per lo studio della Termofisica dell'edificio è quella della Temperatura Aria-sole cioè di una temperatura fittizia che tiene conto contemporaneamente sia degli scambi termici (conduttivi e convettivi) con l'aria esterna che dell'irraggiamento solare ricevuto.

E' sensazione comune che la temperatura esterna sia più elevata nelle zone soleggiate rispetto a quelle in ombra. Quando una parete è investita da radiazione solare di intensità I (W/m^2), la parete assorbe parzialmente l'energia incidente secondo il suo coefficiente " α " di assorbimento producendo un innalzamento della temperatura della superficie stessa.

Tale variazione di temperatura produce variazione del flusso termico che interessa la parete rispetto alla situazione di assenza della radiazione solare, al punto che la superficie potrebbe riscaldarsi fino ad invertire il flusso termico scambiato con l'aria esterna, in condizioni estive uscente anziché entrante ed in condizioni invernali entrante anziché uscente.

In pratica la temperatura aria-sole è quella temperatura fittizia più elevata dell'aria esterna che produrrebbe, attraverso una parete in ombra, lo stesso flusso termico che si ha nelle condizioni reali, ossia sotto l'azione simultanea della temperatura esterna e della radiazione solare.

Per trovare T_{as} basta allora imporre che il flusso reale Q sia uguale al flusso termico che si avrebbe per una parete in ombra a contatto con l'ambiente esterno a temperatura T_{as} secondo l'equivalenza:

$$hS(T_e - T_p) + \alpha IS = hS(T_{as} - T_p) \quad (2,5)$$

dove:

- h = coefficiente liminare di scambio
- S = superficie della parete
- T_e = temperatura dell'aria esterna
- T_p = temperatura della superficie esterna della parete
- α = assorbanza della superficie esterna della parete
- I = intensità della radiazione solare
- T_{as} = temperatura equivalente aria sole.

Le grandezze risultano tutte note eccetto T_{as} , che risulta:

$$T_{as} = T_e + \frac{\alpha I}{h} \quad (2,6)$$

Se l'aria dell'ambiente interno delimitato dalla superficie in esame è T_i , allora il flusso termico che attraversa la parete è:

$$Q = US(T_{as} - T_i) \quad (2,7)$$

Attraverso l'uso della temperatura aria-sole si possono facilmente eseguire calcoli di scambio termico in pareti soggette a radiazione solare. La radiazione solare è variabile nel tempo e la sua intensità è considerata con un andamento variabile durante la giornata ($\neq 0$ dalle 6:00 alle 18:00) per effettuare i calcoli in regime termico stazionario.

Pertanto la temperatura aria-sole dipende dal fattore di assorbimento dei materiali, dalle capacità di scambio convettivo e dall'irraggiamento solare. Sia la scelta del materiale che il colore dello stesso giocano ruoli fondamentali sul comportamento termofisico della parete. In genere si può considerare che il fattore di assorbimento nel campo solare sia $a=0.15 \div 0.7$.

COEFFICIENTI DI ASSORBIMENTO DI ALCUNI MATERIALI

MATERIALE	α_c	α_r
Intonaco bianco	0.12	0.91
Pittura bianca	0.20	0.91
Sabbia bianca	0.45	0.84
Pittura a olio verde	0.50	0.90
Mattoni rossi	0.55	0.92
Cemento amianto bianco	0.59	0.96
Marmo	0.60	0.90
Cemento rugoso	0.60	0.97
Pittura grigia	0.75	0.95
Pittura a olio rossa	0.74	0.90
Ardesia	0.81	0.96
Asfalto da copertura	0.93	0.96

Tabella (2,1)

Le pareti interne in edifici riscaldati hanno poca influenza sui disperdimenti energetici poiché spesso separano ambienti riscaldati alla stessa temperatura o con piccole differenze di temperatura .

2.4 Apporto termico attraverso le superfici vetrate

L'utilizzo dei vetri è necessario per la stessa vita dell'uomo e diffusamente usato soprattutto nella moderna architettura. Attraverso i vetri non passa solo la luce ma anche l'energia scambiata fra ambienti interno ed esterno, nei due sensi a seconda delle temperature.

Gli scambi energetici sono, per unità di superficie e di temperatura, proporzionali alla trasmittanza termica e quindi questa rappresenta un parametro fondamentale di riferimento.

Oltre alla trasmissione di calore per conduzione, bisogna considerare che i vetri hanno un comportamento peculiare: essi sono materiali solidi trasparenti alla luce solare ma non alle radiazioni infrarosse. Pertanto il loro comportamento termofisico è tutto caratterizzato da questa doppia valenza: trasparenza alla lunghezze d'onda basse (luce solare) e opacità alle lunghezze d'onda elevate (onde termiche infrarosse).

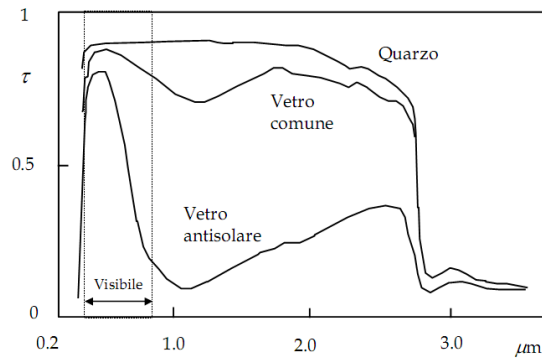


Figura (2,2)

L'effetto serra negli edifici è generato dalla trasparenza non simmetrica dei vetri delle finestre. In Figura (2,2) si hanno le curve di trasparenza per alcuni tipi di vetri. Il vetro comune presenta una finestra fra 0,3 e 3 μm e pertanto lascia passare quasi la totalità della radiazione solare che ha il suo massimo a 0,55 μm . La radiazione solare che penetra all'interno degli ambienti viene da questi assorbita e contribuisce ad innalzare la temperatura di equilibrio. Le pareti e gli oggetti interni emettono a loro volta una radiazione termica nel campo dell'infrarosso lontano: supponendo una temperatura media di 27 °C si ha, per la legge di Wien⁽²⁾, una lunghezza d'onda di massima emissione di:

Nota (2) La legge di Wien è una legge di fisica usata per descrivere l'intensità della radiazione termica al variare della frequenza dell'onda e della temperatura del corpo radiante. Questa legge è stata derivata da Wilhelm Wien nel 1896. L'equazione descrive esattamente lo spettro (ad alta frequenza) a onde corte di emissione termica dagli oggetti, ma non riesce a misura esattamente i dati sperimentali per l'emissione (a bassa frequenza) di lunghezze d'onda lunghe. La legge può essere scritta come:

$$I(\nu, T) = \frac{2h\nu^3}{c^2} e^{-\frac{h\nu}{kT}} \quad (2,8)$$

dove:

- $I(\nu, T)$ è l'energia per unità di area superficiale di tempo di angolo solido e di frequenza, emessa alla frequenza ν .
- T è la temperatura del corpo nero.
- h è la costante di Planck.
- c è la velocità della luce.
- k è la costante di Boltzmann.

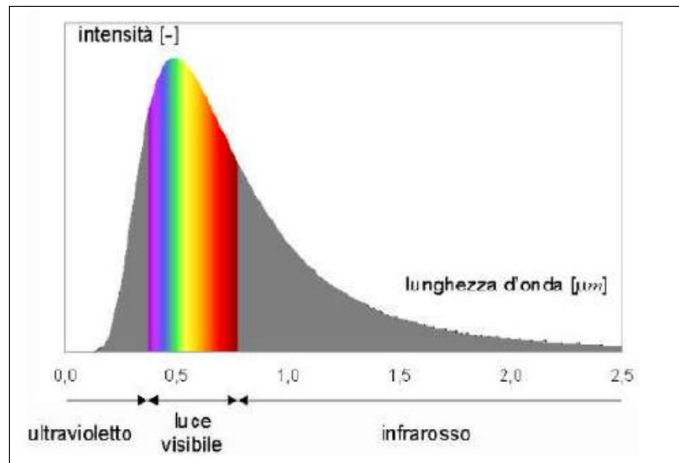


Figura (2,3)

$$\lambda_{max} = \frac{2898}{300} \cong 10\mu m \quad (2,9)$$

Ne segue che il vetro non lascia passare la radiazione infrarossa proveniente dall' interno e quindi si ha una sorta di intrappolamento di energia all'interno degli ambienti. Il flusso interno è invece solitamente dovuto al contributo della radiazione solare che penetra dalle vetrate e giunge sulla faccia interna della parete.

Per il calcolo del flusso interno dovuto alla radiazione solare entrante conviene ragionare come già indicato in precedenza. La formula semplificata per l'approssimazione della quantità di calore assorbita dall'ambiente a causa delle radiazioni entranti dalle finestre e di quelle riflesse dalle mura della stanza, deriva dal modello della sfera di Ulbricht⁽³⁾.

Sotto l'ipotesi di diffusione perfetta all' interno della sfera, il flusso q_i incidente sulla generica superficie i -ma vale:

$$q_i \equiv \frac{\Phi_i}{A_i} = \frac{\Phi_{tot}}{A_{tot}} \quad (2,10)$$

con $\Phi_{tot} = \Phi_{dir} + \Phi_{ind}$, dove il primo termine indica il flusso entrante direttamente dalle finestre pari a fI (radiazione solare per il fattore di trasparenza del vetro), il secondo indica il flusso riflesso dalle mura interne.

Nota(3) La sfera di Ulbricht è una delle apparecchiature più utilizzate per la misura di grandezze fotometriche, soprattutto nei laboratori di ricerca; si tratta di un corpo nero costituito da una sfera cava con superficie interna perfettamente diffondente che consente la riflessione totale della luce

Bisogna ricordare che su ogni corpo l'irradiazione incidente si divide in tre componenti che danno luogo alla relazione:

$$\alpha\Phi + \rho\Phi + \tau\Phi = \Phi \quad (2,11)$$

dove:

α = frazione del flusso di radiazione incidente che viene assorbita dal corpo e ne aumenta la temperatura (assorptività)

ρ = frazione del flusso di radiazione incidente che viene riflessa dal corpo (riflessività)

τ = frazione del flusso di radiazione incidente che viene trasmessa dal corpo (trasmissività), nullo nel caso delle murature.

Allora:

$$\Phi_{ind} = S\rho + S\rho^2 + S\rho^3 + \dots = S\rho \frac{1}{1-\rho} \quad (2,12)$$

Pertanto, utilizzando la serie geometrica:

$$\Phi_{tot} = \Phi_{dir} + \Phi_{ind} = S\rho \frac{S}{1-\rho} = \frac{S}{\alpha} \quad (2,13)$$

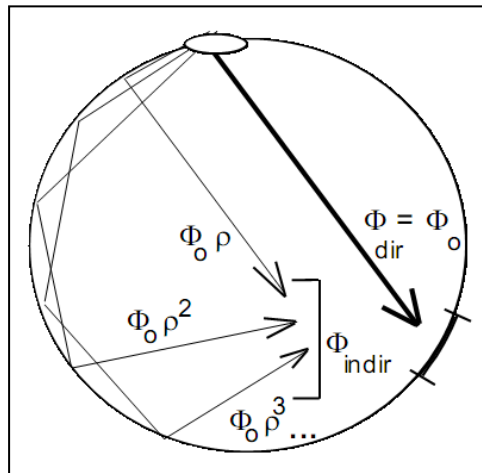


Figura (2,4) schematizzazione degli scambi radiativi

Per le cavità non sferiche come ad esempio una stanza, è lecito sostituire ad α l'assorbimento medio $\bar{\alpha}$, definito come:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_i A_i \alpha_i}{A_{tot}} \quad (2,14)$$

Allora per le precedenti relazioni il flusso assorbito dalla parete i-ma vale:

$$q = \frac{S}{\alpha} = \frac{A_{tot}}{\sum_i A_i \alpha_i} \sum_{vetri\ v} (IA\tau f)_v \quad (2,15)$$

dove:

- I_v = radiazione solare incidente;
- A_v = area del vetro;
- τ_v = trasparenza del vetro;
- f_v = fattore d'ombra (compresa tra 0 e 1).

Conduzione del calore nel pianterreno

Le perdite di calore attraverso il pianterreno è composto da due termini: una perdita perimetrale e una dipendente dalla superficie di contatto. Il termine che ha maggior peso è quello perimetrale.

La formula che dà la trasmittanza per il pavimento a contatto col terreno è data da:

$$U = \frac{(2k_e B)}{(0.5b\pi)} \tan^{-1}(0.5b/(0.5b + 0.5w)) \quad [W/m^2K] \quad (2,16)$$

dove:

- b = lunghezza del lato minore del pavimento
- w = spessore del muro di cinta (fissato a 0.3m)
- k_e = conduttività termica della terra (variabile a seconda del tipo di terreno, può variare tra 0.7 a 2.1 W/mK)
- $B = \exp(0.5b/L_f)$
- L_f = lunghezza del lato maggiore del pavimento in metri.

2.5 Scambio termico e variazione dell'umidità per il tasso di ricambio d'aria

Sia il clima interno (temperatura ed umidità), sia il bilancio energetico di un edificio sono influenzati dal ricambio d'aria, bisogna dire che tale ricambio è necessario per la salubrità dell'ambiente in cui si vive.

Vi sono due tipi di ricambi d'aria, per infiltrazione naturale e per ventilazione artificiale. In questo lavoro si prendono in considerazione sia i ricambi d'aria naturali per differenze di pressione tra interno e esterno attraverso le parti non stagne dell'edificio, e sia la ventilazione artificiale nella forma dell'apertura delle finestre. In entrambi i casi le correnti d'aria dipendono dalla differenza di pressione tra interno ed esterno, questa differenza di pressione può essere indotta dal vento (sovrappressione nella facciata esposta e parte opposta in depressione) e dalla differenza di temperatura tra esterno ed interno.

La corrente d'aria o portata volumetrica che entra o esce dall'edificio, è definita come:

$$\dot{V} = \frac{\Delta V}{\Delta t} \left[\frac{m^3}{s} \right] \quad (2,17)$$

\dot{V} è proporzionale alla differenza di pressione con una formula che approssima un moto intermedio tra quello turbolento e quello laminare:

$$V \propto (\Delta p)^m \quad (2,18)$$

con $m = 3/2$. Nel caso di finestre o porte dove il passaggio d'aria avviene su una determinata lunghezza l , si separa dalla costante di proporzionalità la lunghezza del perimetro dell'infisso e si ottiene:

$$\dot{V} = \alpha_F l (\Delta p)^m \quad (2,19)$$

con α_F misurato in $[m^3/(smPa^m)]$ coefficiente di permeabilità dell'aria per un giunto lineare, che indica il volume d'aria che entra nell'unità di tempo per differenza di pressione di 1Pa. Nel caso di apertura di una finestra o di una porta, il coefficiente di proporzionalità sarà superficiale, ovvero:

$$\dot{V} = \alpha_A A (\Delta p)^m \quad (2,20)$$

Il calcolo di Δp per azione del vento dipende dalla forma dell'edificio e dalla sua collocazione in relazione agli edifici adiacenti e qui la dipendenza della differenza di pressione dal vento è semplificata dall'ipotesi di considerare tale pressione costante su tutta la facciata dell'edificio stesso. Si può allora scrivere:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (2,21)$$

dove v [m/s] è la velocità del vento e ρ la densità dell'aria (fissato in 1.2 [Kg/m³]).

Per il calcolo di Δp per azione della differenza di temperatura si considera che l'aria calda ha una densità inferiore a quella dell'aria fredda, la variazione di pressione con l'altezza per l'aria calda è quindi inferiore a quella riscontrata per l'aria fredda. L'andamento delle pressioni interna ed esterna nel punto ad altezza z_1 rispetto ad un punto di riferimento ad altezza z_0 può essere scritta come:

$$\begin{aligned} p_i(z_1) &= p(z_0) - \rho_i g z_1 \\ p_e(z_1) &= p(z_0) - \rho_e g z_1 \end{aligned} \quad (2,22)$$

dove g è l'accelerazione di gravità.

Si considera poi l'aria un gas ideale e si mette in relazione la pressione p media dell'aria alla sua temperatura T in Kelvin:

$$pV = mR_s T \quad (2,23)$$

con R_s la costante dei gas per l'aria secca pari a 287.1 [J/kgK]. Dalla legge sui gas ideali si può dedurre la relazione tra densità dell'aria e temperatura:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{p}{R_s T} \quad (2,24)$$

sostituendo temperatura esterna ed interna si hanno i valori delle rispettive pressioni sostituendo (1.) in (1.):

$$\Delta p(z_1) = p_e(z_1) - p_i(z_1) = \frac{p_m g z_1}{R_s} \left(\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (2,25)$$

usando questa formula per la differenza di pressione in basso e in alto, si ottiene la differenza di pressione totale:

$$\Delta p_{tot} = \frac{p_m g}{R_s} h \left(\frac{1}{T_e} - \frac{1}{T_i} \right) \quad (2,26)$$

Gli apporti di aria dall'esterno incidono sia sull'equilibrio termico dell'edificio, ma anche sulla percentuale di umidità all'interno degli ambienti.

2.6 Fonti interne

Infine è considerato il valore di potenza termica ceduta all'abitazione dalle eventuali fonti interne gratuite di calore (illuminazione, apparecchi elettrici, presenza di persone, altre sorgenti, ...) previsto nell'arco della giornata. Anche per quello che riguarda la produzione di vapore acqueo, si considera la presenza di fonti interne di origine biologica (piante, respiro e sudorazione delle persone) e derivate dalle attività domestiche dell'uomo (cucina, doccia...).

In tabella sono riportati i valori usati:

apparecchio elettrico	carico [Watt]
televisore	300
frigorifero	320
congelatore	540
lavapiatti	50
lavatrice	50
computer	da 90 a 530
singola persona	64
luce artificiale	50

*Tabella (2,2) apporto energetico di
Alcuni apparecchi elettrici*

Produzione media di vapore acqueo	g/h
Persone attività leggera	30-60
Bagno doccia	2600
Bagno vasca da bagno	700
Cucina	600-1500
fiori	5-10
Pianta da vaso	7-15

Tabella (2,3)

Dati caratteristico dell'aria	
Densità dell'aria a 0° C	1.29kg/m ³
Volume specifico dell'aria a 0° C	0.776m ³ /kg
Calore specifico a pressione costante a 0° C	1.005kJ/kgK
Costante dei gas ideali per l'aria	287.1 in J/(kgK)

Tabella(2,4) alcuni dati caratteristici dell'ariautilizzati

2.7 Transitorio termico

Si è detto che le equazioni usate sono valide in regime stazionario. Questa è una semplificazione in cui non si tiene conto del transitorio termico dell'involucro edilizio.

Una prima approssimazione del transitorio termico almeno per quanto riguarda le pareti esterne e per meglio comprendere gli effetti della climatologia esterna si riporta il caso del raffreddamento di un corpo a resistenza interna trascurabile avente temperatura iniziale T_i per il quale si ha il seguente andamento della temperatura interna del corpo immerso in un fluido con temperatura T_a :

$$T = T_a + (T_i - T_a)e^{-\frac{hA}{\rho cV}} \quad (2,27)$$

dove h è il coefficiente di convezione, A la superficie dell'oggetto, V il suo volume, ρ la densità e c il calore specifico. In Figura(1,4) si ha l'andamento del transitorio di raffreddamento ($T_i > T_a$) e di riscaldamento ($T_i < T_a$).

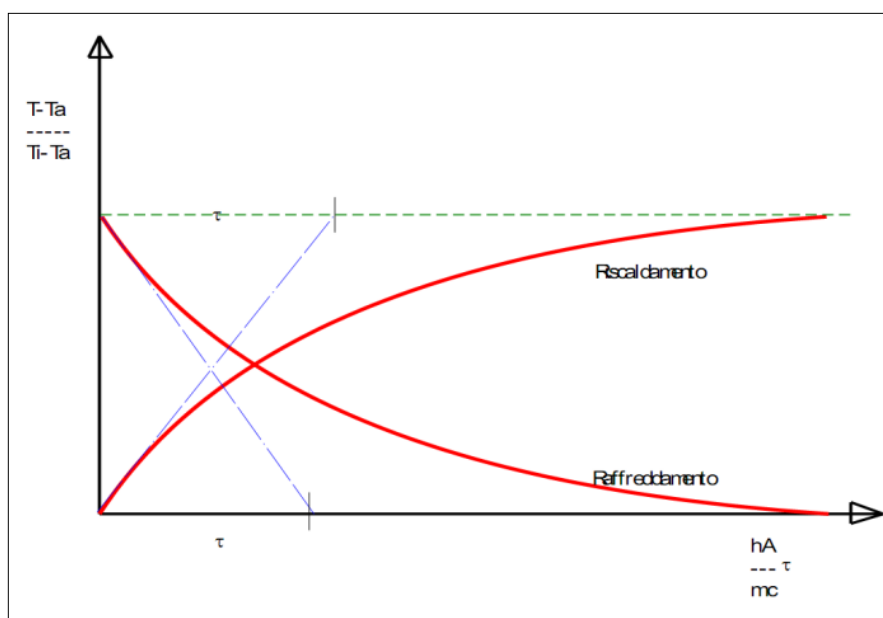


Figura (2,4)

Il tempo di raffreddamento e/o di riscaldamento del corpo dipende dalla costante di tempo:

$$\tau_0 = \frac{\rho c V}{h A} \quad (2,27)$$

Una maggiore massa e quindi una maggiore capacità termica comporta un maggior tempo di raffreddamento o di riscaldamento, a parità di resistenza termica. Questo è proprio quel che avviene anche negli edifici, qui considerati in prima approssimazione come un corpo omogeneo di massa di massa totale equivalente m avente calore specifico medio c e quindi con capacità termica C :

$$C = \sum m_i c_i = mc \quad (2,28)$$

Maggiore è la sua capacità termica minore maggiore sarà il tempo di riscaldamento e/o di raffreddamento e quindi minore saranno le oscillazioni termiche. La costante di tempo è tanto maggiore (per cui si hanno periodi di raffreddamento e di riscaldamento lunghi) quanto maggiore è, a parità del rapporto $\rho c/h$, il rapporto V/A cioè il rapporto di forma dell'oggetto.

La riduzione della massa dell'edificio (a causa dell'utilizzo di murature sempre più leggere e al sopravanzare dell'edilizia industrializzata) la capacità termica C diminuisce e, a pari resistenza termica R , dove R è pari a $1/hA$.

2.8 Le equazioni del modello

Si riportano in seguito le equazioni di stato di una singola stanza a titolo esemplificativo. Gli stati sono la temperatura e l'umidità dell'ambiente interno, rispettivamente x_1 e x_2 , vengono considerati ingressi di controllo u_1 e u_2 rispettivamente il carico termico in watt che il sistema di riscaldamento e raffreddamento deve apportare e il tasso di umidificazione o deumidificazione in grammi di H_2O in grammi di aria secca al minuto. I disturbi che agiscono sul sistema sono:

- v_1 è l'intensità della radiazione solare variabile nel tempo in [W];
- v_2 temperatura esterna in [K];
- v_3 umidità esterna, misurata come umidità percentuale [gr H_2O /gr aria secca];
- v_4 velocità del vento in [m/min];
- t_{terreno} è la temperatura del suolo in gradi kelvin.

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_1(t) = & \sum_{\text{pareti int } i} \frac{k_{\text{int}} A_{\text{parete int } i}}{\text{cost1}} \cdot (t_{\text{stanza } i}(t) - x_1(t)) + \frac{A_{\text{pavimento}}}{\text{cost1}} \cdot \text{cost}_{\text{pavimento}} \\
 & \cdot (t_{\text{terr}} - x_1(t)) + \sum_{\text{finestre } i} \frac{k_{\text{fin}} A_{\text{fin } i}}{\text{cost1}} \cdot (v_2(t) - x_1(t)) + \frac{1}{\text{cost1}} \\
 & \cdot (u_1(t) - \lambda u_2(t)) + \sum_{\text{pareti est } i} \frac{k_{\text{est}} A_{\text{parete est } i}}{\text{cost1}} \cdot \left(v_2(t) - x_1(t) + \frac{a}{h_e} v_1(t) \right) \\
 & + \frac{1}{V_1} \cdot \sum_{\text{finestre } i} \left((A_{\text{giunto } i} + A_{\text{fin } i}) \cdot \left(\frac{1}{2} \rho v_4^2(t) \right)^{\frac{3}{2}} \cdot (v_2(t) - x_1(t)) + \frac{1}{V_1} \right. \\
 & \cdot \sum_{\text{porte int } i} \left((A_{\text{giunto porta } i} + A_{\text{porta } i}) \cdot (t_{\text{stanza } i}(t) - x_1(t)) \right. \\
 & \cdot \left. \left. \text{sign} \left(-\frac{1}{x_1(t)} + \frac{1}{t_{\text{stanza } i}(t)} \right) \cdot \left(\frac{p_m g h}{R_a} \cdot \left| \left(-\frac{1}{x_1(t)} + \frac{1}{t_{\text{stanza } i}(t)} \right) \right| \right)^{\frac{3}{2}} \right) + \frac{1}{V_1} \right. \\
 & \cdot \sum_{\text{finestre } i} \left((A_{\text{giunto } i} + A_{\text{fin } i}) \cdot (v_2(t) - x_1(t)) \cdot \text{sign} \left(-\frac{1}{x_1(t)} + \frac{1}{v_2(t)} \right) \right. \\
 & \cdot \left. \left. \left(\frac{p_m g h}{R_a} \cdot \left| \left(-\frac{1}{x_1(t)} + \frac{1}{v_2(t)} \right) \right| \right)^{\frac{3}{2}} \right) + \frac{1}{\text{cost1}} \sum_{\text{fonti int } i} S
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{x}_2(t) = & \frac{c_a}{cost1} u_2(t) + \sum_{fonti\ int\ i} \left(\frac{c_a}{cost1} \cdot S \right) + \frac{1}{V_1} \cdot (v_3(t) + x_2(t)) \\
& \cdot \left[\sum_{fin\ i} (A_{giunto\ i} + A_{fin\ i}) \cdot \left(\frac{1}{2} \rho v_4^2 \right)^{\frac{3}{2}} \right] \\
& + \frac{1}{V_1} \sum_{pareti\ int\ i} \left[(w_{stanza\ i}(t) - x_2(t)) \cdot (A_{giunto\ porta\ i} + A_{porta\ i}) \right. \\
& \cdot \left. sign \left(\frac{1}{t_{stanza\ i}(t)} - \frac{1}{x_2(t)} \right) \cdot \left(\frac{gp_m h}{R_a} \cdot \left| \frac{1}{t_{stanza\ i}(t)} - \frac{1}{x_2(t)} \right| \right)^{\frac{3}{2}} \right] \\
& + \frac{1}{V_1} \sum_{finestre\ i} \left[(v_3(t) - x_2(t)) \cdot (A_{giunto\ fin\ i} + A_{fin\ i}) \cdot sign \left(\frac{1}{v_1(t)} - \frac{1}{x_2(t)} \right) \right. \\
& \cdot \left. \left(\frac{gp_m h}{R_a} \cdot \left| \frac{1}{v_1(t)} - \frac{1}{x_2(t)} \right| \right)^{\frac{3}{2}} \right]
\end{aligned}$$

dove:

- k_{int} k_{est} k_{fin} k_{terr} sono le trasmittanza termica per le pareti interne, esterne, delle finestre e del terreno in $[W/m^2K]$;
- λ calore latente di vaporizzazione in $[J/gr]$;
- A indica l'area delle superfici in gioco (pareti orizzontali e verticali, finestre, porte) $[m^2]$;
- A_{giunto} è la superficie per cui la chiusura di porte e finestre non è stagna;
- t_{stanza} sono le temperature in gradi Kelvin $[K]$ delle stanze adiacenti;
- $cost1$ è pari a $V\rho c_a$, volume dell'ambiente per densità dell'aria per calore specifico aria in $J(kgK)^{-1}$;
- p_m è la pressione media del periodo (vedi Appendice B);
- g accelerazione di gravità;
- R_a costante dei gas ideali per l'aria secca (vedi tabella (2,4));
- c_a calore specifica dell'aria;
- ρ è la densità dell'aria (vedi Tabella (1,4)).

Il sistema che ne deriva è un sistema di equazioni non lineari del primo ordine, dove la non linearità riguarda solo gli scambi di aria con esterno e ambienti adiacenti, dovuti ad una differenza di pressione, quindi una non linearità delle equazioni nei soli termini che dipendono a dei disturbi esterni.

Capitolo 3

Tecniche di controllo LQ

In letteratura esistono molti modelli per l'edificio, in cui le variabili di stato centrali sono la temperatura e la quantità di umidità in rapporto all'aria secca.

Le equazioni per la temperatura sono le equazioni sul bilancio energetico formato dalla variazione dell'energia termica differenziata nel tempo come sommatoria degli apporti energetici dalla radiazione solare, dal riscaldamento, dagli scambi d'aria con l'esterno, scambi di energia con la struttura e dalle sorgenti interne. L'umidità dell'aria dell'edificio è un'altra variabile importante per il benessere dell'uomo, ed è espressa come equazione differenziale del primo ordine basata sull'equilibrio della massa.

Inoltre si è considerato di avere a disposizione sensori accurati sia per la temperatura ed umidità interni che esterni, considerandoli posti in modo da diminuire i possibili rumori alla misura quali ad esempio l'esposizione diretta alla radiazione solare.

E' da dire che il controllo basato sulla linearizzazione di tale modello è tanto migliore quanto più il modello usato si avvicina alla realtà. Per questo è importante studiare l'andamento delle variabili controllate e quindi del controllore, anche in presenza di forti perturbazioni che possano in qualche modo compensare agli errori dovuti alla semplificazione del sistema fisico reale.

3.1 Panoramica sul controllo LQ per sistemi non lineari

La teoria del controllo ottimo con indice di costo quadratico permette di risolvere in modo efficiente il problema di sintesi del regolatore in sistemi multivariabili lineari, ma esso si presta anche al progetto di un sistema di retroazione per sistemi non lineari, come in questo caso, attorno ad un punto di equilibrio con lo scopo di garantire che le deviazioni da tale punto ideale restino piccole.

Dato il sistema di equazioni differenziali, tempoinvariante:

$$\dot{x}(t) = f(x(t), u(t), v(t)) \quad (3,1)$$

dove $x(t) \in R^n$ rappresenta lo stato, $u(t) \in R^m$ e $v(t) \in R^s$ è l'insieme dei disturbi esterni, si vogliono mantenere alcune variabili controllate, che in questo caso coincidono con le stesse variabili di stato misurate:

$$y(t) = h(x(t), n(t)) \quad (3,2)$$

dove n congloba i rumori di varia natura che agiscono sui sensori di misura (qui viene introdotto solo un ritardo nella misurazione).

Scopo del regolatore è quello di controbilanciare l'effetto dei disturbi che allontanano il sistema dallo stato di equilibrio \bar{x} generando delle correzioni $\delta u(t)$ in modo da riportare $x(t)$ vicino a \bar{x} col minor dispendio di energia. L'indice da minimizzare è del tipo:

$$J(u) = \int_0^{\infty} \left\{ (x(t) - \bar{x}(t))' Q (x(t) - \bar{x}(t)) + \delta u'(t) R \delta u(t) \right\} dt \quad (3,3)$$

con Q ed R le matrici che pesano i costi dell'errore del controllo e vengono assunte con strutture e valori opportuni.

Per quanto riguarda le equazioni della dinamica, dovendo mantenere x prossimo a \bar{x} si linearizza il sistema nell'intorno di \bar{x} e si adotta il seguente modello:

$$\begin{aligned} \delta \dot{x}(t) &= A \delta x(t) + B \delta u(t) + v(t) \\ \delta y(t) &= C \delta x(t) + n(t) \end{aligned} \quad (3,4)$$

dove:

$$\delta x(t) = x(t) - \bar{x}(t); \quad \delta u(t) = u(t) - \bar{u}(t); \quad \delta y(t) = y(t) - \bar{y}(t) \quad (3,)$$

v ed n sono i disturbi e nel caso in esame $C=I$, la matrice identità, $\delta x(0) = \delta x_0$ è dato e le matrici del sistema linearizzato sono definite come:

$$A = \frac{\partial f}{\partial x_{x=\bar{x}; u=\bar{u}; w=0}}; \quad B = \frac{\partial f}{\partial u_{x=\bar{x}; u=\bar{u}; w=0}} \quad (3,)$$

L'indice di ottimo può essere scritto come:

$$J = \int_0^{\infty} (\delta x' Q \delta x + \delta u' R \delta u) dt \quad (3,5)$$

Affrontando la soluzione del problema di ottimizzazione lineare quadratico nel determinare $\delta u(t)$ in modo da minimizzare l'indice (3,5) sottoposto ai vincoli (3,4) si ottengono quindi le opportune correzioni alla sequenza ideale di controllo in modo da ridurre le perturbazioni dello stato rispetto ai valori reali e contemporaneamente di garantire che il modello linearizzato mantenga la sua validità.

Per la soluzione del controllo ottimo, una volta ottenuta la linearizzazione, si agisce sul modello linearizzato stazionario a tempo infinito. Si applica il principio del minimo di Pontryagin date le equazioni linearizzate (3,4) del modello e la funzione obiettivo da minimizzare (3,5).

Questo problema è un caso particolare del problema base di controllo ottimo, con stato finale non vincolato e t finale infinito; pertanto possiamo facilmente scrivere le condizioni necessarie che devono essere soddisfatte da una soluzione ottima. L'equazione aggiunta è:

$$\dot{p}(t) = -A'p(t) - Qx(t) \quad (3,6)$$

con condizione finale $p(T) = 0$. L'Hamiltoniana è:

$$H = p'(t)Ax(t) + p'(t)Bp(t) - \frac{1}{2}x'(t)Qx(t) - \frac{1}{2}u'(t)Ru(t) \quad (3,7)$$

La condizione per massimizzare l'equazione di Hamilton rispetto a $u(t)$ è $H_u=0$ ovvero

$$p'(t)B - u'(t)R = 0 \quad u(t) = R^{-1}B'p(t) \quad (3,8)$$

Si può sostituire quest'ultima espressione nel sistema originale ottenendo:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + BR^{-1}B'p(t) \\ \dot{p}(t) &= Qx(t) - A'p(t) \end{aligned} \quad (3,9)$$

Con le condizioni al contorno $x(0)=\bar{x}$ e $p(t)=0$. Dato che il sistema è lineare, sia $x(t)$ che $p(t)$ dipendono linearmente da \bar{x} ; di conseguenza, $p(t)$ dipende linearmente da $x(t)$, $p(t)=-K(t)x(t)$, con K matrice $n \times n$. Sostituendo l'espressione per $p(t)$ nelle (3,9) si ottengono:

$$\dot{x}(t) = [A - BR^{-1}B'K(t)]x(t) \quad (3,10)$$

$$-K(t)\dot{x}(t) - \dot{K}(t)x(t) = [Q + A'K(t)]x(t) \quad (3,11)$$

Moltiplicando la (3,10) per $K(t)$ e sommandola alla (3,11) si ottiene:

$$0 = [\dot{K}(t) + K(t)A + A'K(t) - K(t)BR^{-1}B'(t)K(t) + Q]x(t) \quad (3,12)$$

che è soddisfatta per ogni $x(t)$ solo se è nullo il termine tra parentesi, che rappresenta l'equazione algebrica di Riccati.

Si considera poi, data la stazionarietà del sistema e l'orizzonte infinito, che la soluzione dell'equazione algebrica di Riccati $K \in \mathbb{R}^{n \times n}$ sia costante:

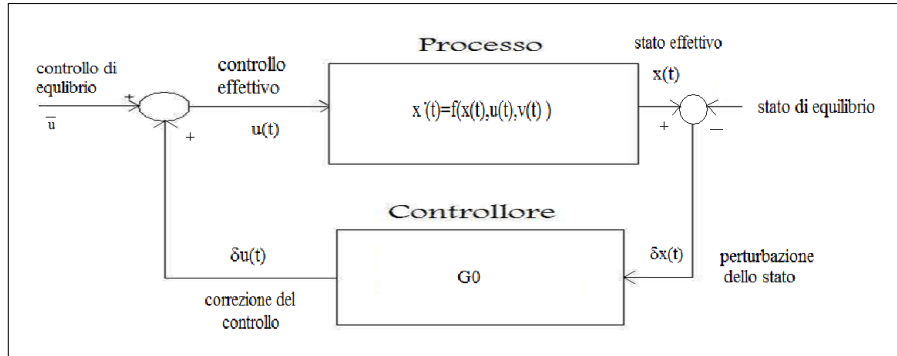
$$0 = KA + A'K - KBR^{-1}B'K + Q \quad (3,13)$$

Condizione sufficiente perché esista tale soluzione K unica e definita positiva, è che la coppia (A,B) sia raggiungibile e che la coppia (A,C) sia osservabile. Queste due ipotesi sono rispettate dal sistema linearizzato. Inoltre il sistema così ottenuto è stabile e per l'ipotesi di non scostarsi di molto dal punto di equilibrio, si può assumere che anche il sistema non lineare sia stabile. Allora il controllo ottimo per ogni $t > 0$ è:

$$u^*(x, t) = -R^{-1}B'Kx(t) = Gx(t) \quad (3,14)$$

$G \in \mathbb{R}^{n \times m}$ è detta matrice dei guadagni di Kalman, che può essere calcolata fuori linea.

In figura (3,1) è presentato lo schema di controllo effettivo del sistema non lineare.



Figura(3,1)

3.2 Scelta delle matrici Q ed R

Le variabili di controllare, temperatura ed umidità, hanno valori di ordini di grandezza molto diverse tra di loro, così come per i valori di controllo. In questo caso è allora molto importante la scelta delle matrici R e Q nell'indice da minimizzare.

Solitamente tali matrici vengono scelte diagonali:

$$Q = \text{diag}\{q_1, q_2, \dots, q_n\}, \quad R = \text{diag}\{r_1, r_2, \dots, r_m\} \quad (3,15)$$

in modo che:

$$\|\delta x(t)\|_Q^2 = \sum_{i=1}^n q_i \delta x_i^2(t), \quad q_i > 0 \quad (3,16)$$

$$\|\delta u(t)\|_R^2 = \sum_{i=1}^m r_i \delta u_i^2(t), \quad r_i > 0 \quad (3,17)$$

Per la scelta dei pesi q_i e r_i legati alle singole variabili si parte col considerare i rispettivi campi di variabilità (ammissibili o prevedibili) di tali variabili e cioè calcolare o stimare $x_{i \max}$ e $u_{i \max}$ per cui

$$|\delta x_i(t)| < x_{i \max}, \quad |\delta u_i(t)| < u_{i \max} \quad (3,18)$$

e calcolare i seguenti rapporti adimensionali:

$$\delta x_i / x_{i \max} \quad i = 1, \dots, n \quad \delta u_i / u_{i \max} \quad i = 1, \dots, m \quad (3,19)$$

Si pone poi:

$$q_i = \alpha_1 / x_{i \max}^2, \quad i = 1, \dots, n \quad r_i = \beta_1 / u_{i \max}^2, \quad i = 1, \dots, m \quad (3,20)$$

e si ha:

$$\sum_{i=1}^n q_i \delta x_i^2 = \sum_{i=1}^m \alpha_i (\delta x_i / x_{i \max})^2 \quad (3,21)$$

$$\sum_{i=1}^n r_i \delta u_i^2 = \sum_{i=1}^m \beta_i (\delta u_i / u_{i \max})^2 \quad (3,22)$$

I parametri $\alpha_1, \dots, \alpha_n$ e β_1, \dots, β_m sono i coefficienti di importanza relativa della variabili. Essi si pongono pari a 1 se si vogliono pari variazioni medie quadratiche, se invece ad esempio si vuole che la variazione di δx_2 sia 10 volte più piccola di quella di δx_1 si assume $\alpha_2 = 10^2$. Si procede in modo uguale per la scelta dei β_i .

Può essere considerato nell'indice totale J anche una costante ρ detto coefficiente di scambio, che esprima il valore relativo tra il termine che pesa l'errore e il termine che pesa il controllo. In questo caso l'indice J diventa:

$$J = \int_0^{\infty} \{ \delta x'(t) Q \delta x(t) + \rho \delta u'(t) R \delta u(t) \} dt \quad (3,23)$$

Se ad esempio si pone ρ pari a 100 allora l'indice ottimo considera una ampiezza percentuale efficace del controllo 10 volte più importante della variabile da controllare

3.3 Tecniche di controllo applicate, controllo centralizzato regionale e locale.

I metodi di controllo di un ambiente ampio come può essere un edificio domestici, sono essenzialmente tre. Si presuppone di avere i sensori necessari e gli attuatori per ogni stanza, allora i tipi di controllo sono:

- controllo centralizzato;
- controllo decentralizza;
- controllo regionale.

Il **controllo centralizzato** consiste in un unico controllore che riceve tutte le misure dei sensori e in base a queste calcola i segnali di comando da dare agli attuatori di ogni singola stanza. Quindi in questo caso l'attuatore della stanza è comandato non solo in base alla temperatura della stanza stessa ma anche in base alle temperature delle stanze adiacenti. Sicuramente per quanto riguarda le prestazioni, è la migliore soluzione in termini di vicinanza ai valori controllati delle variabili controllate.

Il **controllo decentralizzato** consiste nell'avere un sensore un controllore ed un attuatore per ogni stanza. Perciò ogni stanza viene controllata autonomamente senza sapere cosa succede nelle altre stanze e le loro temperature ed umidità agiscono come disturbi esterni al pari della temperatura e umidità dell'ambiente esterno.

Il **controllo regionale** è un ibrido tra i due precedenti, in cui si considera l'edificio diviso in più zone e ad ognuna di queste si applica un controllore che in pratica funziona per quella zona come un controllore centralizzato.

La teoria classica del controllo multivariabile si basa su un approccio centralizzato. Si usa quando:

- l'algoritmo di controllo si assume eseguito da un'unica risorsa computazionale;
- è disponibile un modello completo dell'impianto;
- Il controllore ha accesso a tutte le misure disponibili sull'impianto;

Avendo a disposizione tutte le misure, questo tipo di controllo risulta il migliore per l'ottimizzazione delle risorse, ma in sistemi a larga scala risulta difficile analizzarli con un approccio centralizzato

- Il modello complessivo può essere di elevate dimensioni, difficile da gestire;
- Le tecniche di controllo portano a controllori di dimensioni elevate;
- È difficile e costoso portare tutte le misure dei sensori in un unico punto di elaborazione;
- Vi possono essere grandi problemi di affidabilità: un guasto su un singolo elemento si ripercuote su tutto il sistema;

L'uso del controllo decentralizzato e di quello regionale consente di utilizzare dei modelli semplificati, meno accurati ma di più facile utilizzo per il progetto del controllore:

- Riduzione dell'onere computazionale di simulazione;
- Controllori di struttura semplificata e di più facile gestione.

Questi vantaggi si ritrovano all'atto dell'implementazione della calibrazione e della manutenzione.

La scrittura dei sistemi decentralizzato e regionale per il sistema in esame, è molto semplice: si considera che il sistema possa essere scritto in maniera più semplice approssimandolo in sottosistemi di ordine minore e quindi più semplice. Si assume che essi siano disaccoppiati, o meglio si trascura i termini misti. Infatti dato il sistema :

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & \varepsilon A_{12} \\ \varepsilon A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1(t) \\ t_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_1 & 0 \\ 0 & B_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1(t) \\ u_2(t) \end{bmatrix} \quad (3,24)$$

dove $\varepsilon=1$ nel sistema originale, si pone $\varepsilon=0$ per avere il sistema disaccoppiato da cui ricavare i sottosistemi su cui calcolare la matrice dei guadagni G da applicare in retroazione. I due problemi così posti sono indipendenti ed il controllore che si ottiene ha struttura decentralizzata.

Il problema fondamentale è quantificare l'approssimazione ed il degrado delle prestazioni introdotte dall'accoppiamento e quanto queste si ripercuotano sulla bontà del controllore. Matematicamente, la differenza nelle risposte tra il sistema originale e la sua approssimazione può anch'essa essere vista come una perturbazione applicata al secondo.

La perturbazione è presente sul termine a sinistra nell'equazione differenziale (3.), la singolarità porta ad una riduzione dell'ordine del sistema approssimato. La forma tipica è data da:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= A_{11} x_1(t) + A_{12} x_2(t) && \text{slow} \\ \varepsilon \dot{x}_2(t) &= A_{21} x_1(t) + A_{22} x_2(t) && \text{fast} \end{aligned} \quad (3,25)$$

con ε parametro positivo piccolo e A_{22} stabile. Imponendo $\varepsilon = 0$ si ottiene

$$\begin{aligned} \dot{x}_1(t) &= (A_{11} - A_{12} A_{22}^{-1} A_{21}) x_1(t) \\ x_2(t) &= -A_{22}^{-1} A_{21} x_1(t) \end{aligned} \quad (3,26)$$

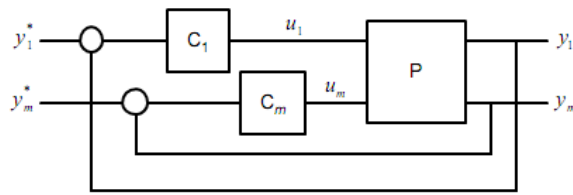
Se il sistema approssimato è stabile, allora esiste un valore ε_0 tale che il sistema originario è stabile per ogni ε appartenente a $[0, \varepsilon_0]$. Una parte degli autovalori del sistema originario sono approssimati da quelli della matrice $A_{11} - A_{12} A_{22}^{-1} A_{21}$. Gli altri autovalori sono approssimati da quelli della matrice A_{22}/ε . I secondi, veloci, sono trascurati.

Pregi e difetti del controllo centralizzato:

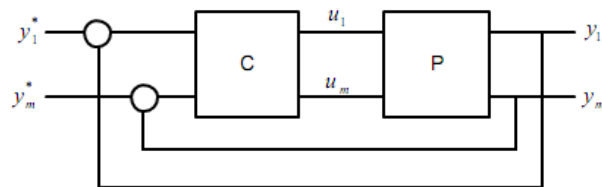
- Soluzione ottima per prestazioni
- Poco flessibile, difficoltà messa a punto, difficile gestione delle saturazioni e delle non-linearità, non implementabile per sistemi di grandi dimensioni

Controllo decentralizzato

- Semplice, sfrutta la struttura del plant ; ogni controllore lavora in maniera indipendente: maggiore robustezza ai guasti; facilità di messa in opera, messa a punto, manutenzione; affidabilità, robustezza, scalabilità, costo.
- Può non arrivare alle prestazioni ottime; non va bene per tutti i plant: bisogna esplorare la struttura e sfruttarla a pieno



Figura(3,2)
Controllo decentralizzato



Figura(3,3)
Controllo centralizzato

Bisogna inoltre osservare che al contrario di sistemi più complessi, in questo caso il voler affrontare un controllo regionale o decentralizzato è intuitivo nel pairing (accoppiamento tra ingressi e uscite).

Poiché si ha a disposizione la misura dei disturbi esterni di temperatura ed umidità, si è aggiunto un **controllo feed-forward** per compensarne l'effetto sulle variabili controllate a catena aperta. Questo tipo di controllo non incide sulla stabilità del sistema, ma poco efficace se il sistema si scosta troppo dal modello, in quanto necessita della conoscenza esatta delle f.d.t. del sistema.

La correzione usata è del tipo:

$$\begin{aligned} u^* &= V\delta v; \\ \delta v &= v(t) - \bar{v} \\ V &= (B'B)^{-1}B'C \end{aligned} \quad (3,27)$$

Le matrici B e C sono quelle ottenute nella linearizzazione e \bar{v} l'entità del disturbo usato nel calcolo del controllo di equilibrio.

Capitolo 4

Risultati delle simulazioni

Qui di seguito si riportano i risultati delle simulazioni ottenute con i tre diversi tipi di controllo, vengono riportati gli andamenti della temperatura e dell'umidità e i valori degli ingressi di controllo necessari.

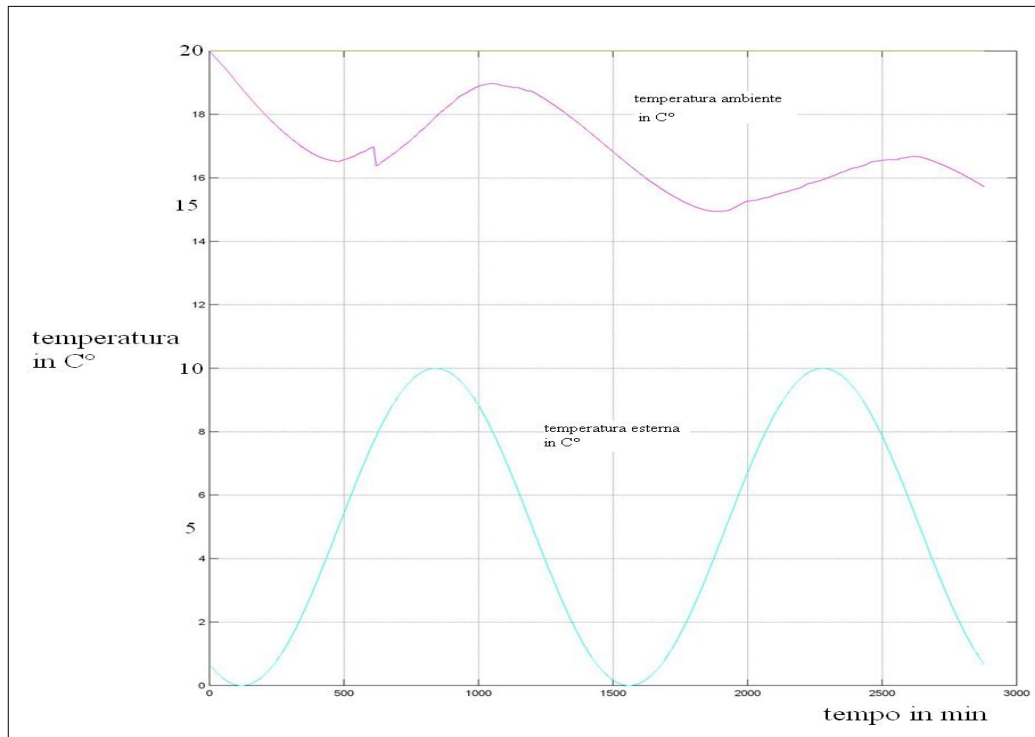
Per ogni tipo di controllo, le simulazioni sono state fatte partendo con il sistema poco perturbato, quindi con valori per la velocità del vento bassi e con probabilità di apertura delle finestre verso l'esterno e delle porte verso l'interno basse. Questi eventi sono disturbi non prevedibili per il controllore. Successivamente si è aumentata l'intensità dei disturbi per verificare la bontà del controllo, in questo modo si può considerare di simulare un disturbo che tenga conto delle semplificazioni rispetto al sistema reale.

I valori del controllo ammissibile hanno un limite di massimo e minimo, fissato a $\pm 4000 \text{ Watt}$ per il riscaldamento/raffreddamento e a $\pm 0.002 \text{ kg/min}$ per l'impianto di umidificazione/deumidificazione.

Per ogni simulazione si è concentrata principalmente l'attenzione su come variano le matrici dei guadagni di Kalman e le prestazioni a seconda della scelta delle matrici Q ed R che indicano i pesi dell'errore degli stati e i pesi dell'entità del controllo nell'indice da minimizzare J .

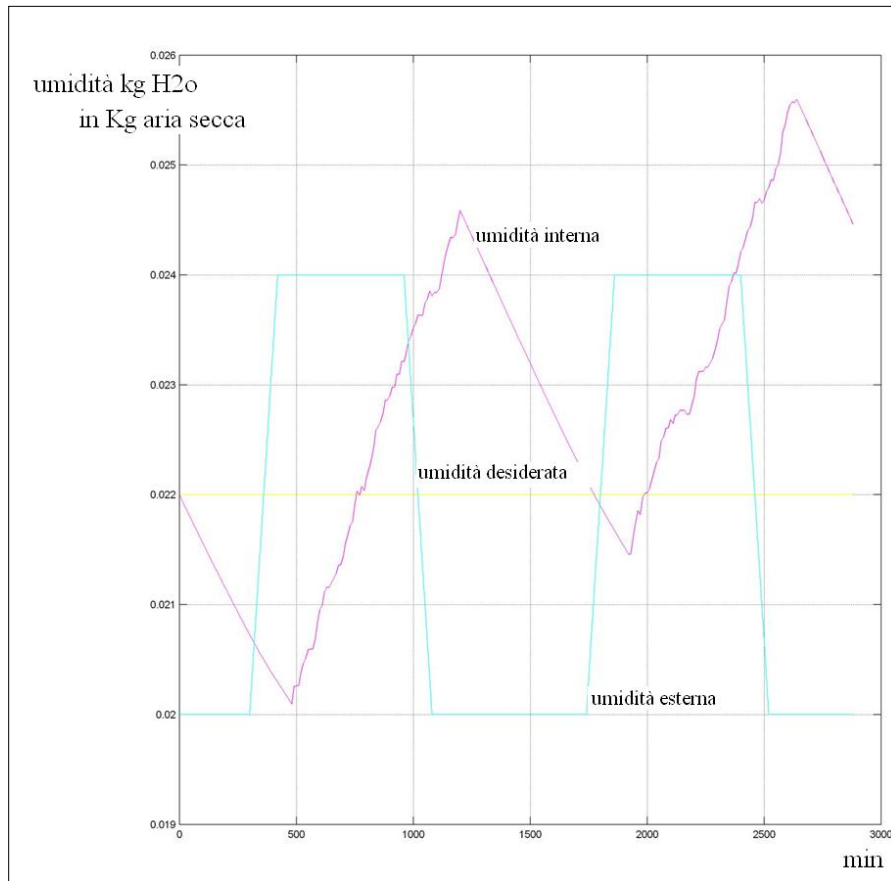
Si riporta in seguito in figura (4,1) l'evoluzione libera della temperatura di una stanza a partire dalla temperatura desiderata di 20 C° con il solo contributo degli apporti gratuiti di energia, dati dalla radiazione solare e dalle fonti interne, quali elettrodomestici, persone ecc.. Si vede come il sistema sia stabile e tende a seguire l'andamento della temperatura esterna, con un ritardo rispetto ai picchi di massimo e di minimo della temperatura stessa: questo perché si tiene conto dell'effetto inerziale delle mura dell'involucro edilizio.

Inoltre si notano delle cadute di temperatura che avvengono in corrispondenza dell'apertura delle finestre con conseguente ventilazione naturale.



*Figura(4,1)
Evoluzione libera della temperatura interna*

Nella figura seguente invece, viene riportato l'andamento dell'umidità interna espressa come rapporto di quantità di vapore contenuta in un chilogrammo di aria secca. Le fonti sono quelle interne (piante, persone..) e si vede come in assenza del controllo e in assenza di una adeguata ventilazione, l'umidità sale fino a raggiungere la quantità critica di saturazione all'interno dell'ambiente.



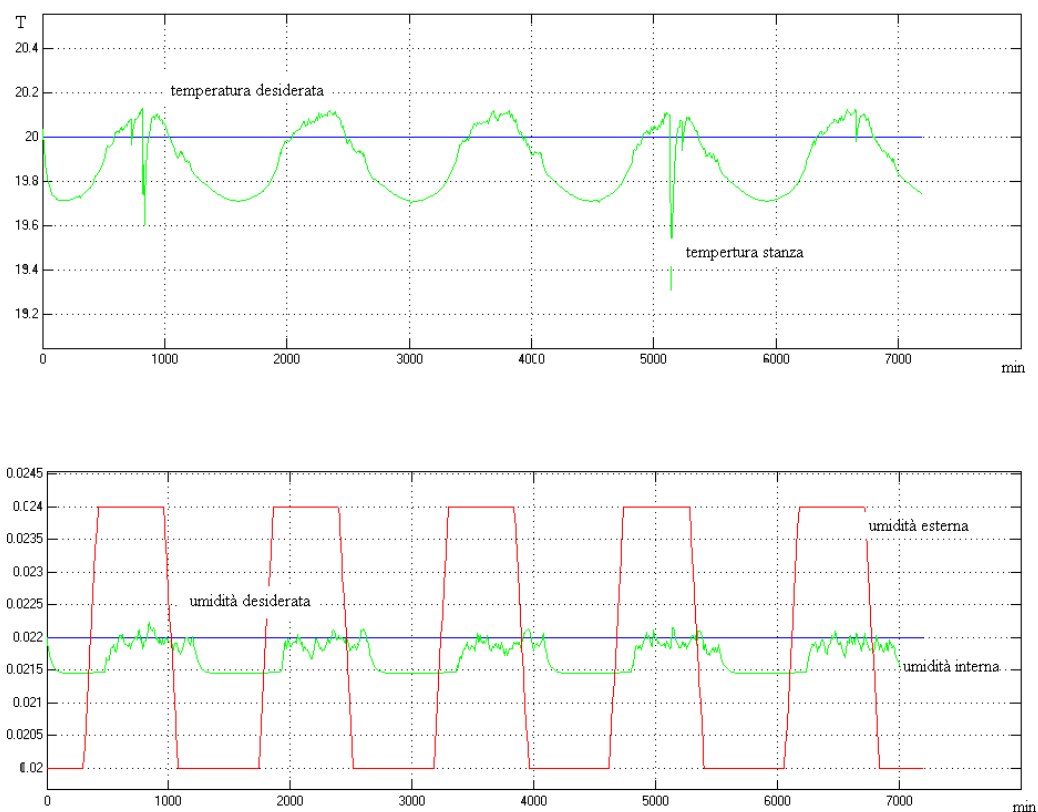
*Figura(4,2)
Andamento dell'umidità interna*

Entrambe le simulazioni sono fatte per un orizzonte temporale di due giorni. Si è considerato che l'andamento della temperatura esterna sia di tipo sinusoidale con max alle ore 14:00 e minimo raggiunto alle ore 2:00. Anche l'intensità della radiazione solare la si è considerata con andamento periodico, pari a zero dalle 18:00 alle 6:00, e con massimo raggiunto alle ore 14:00. L'intensità della radiazione solare poi considerata mediata dall'angolazione di incidenza dei raggi solari che varia durante la giornata. Per l'umidità si è considerato un andamento periodico con una concentrazione maggiore di vapore durante le ore diurne, e minore nelle ore notturne.

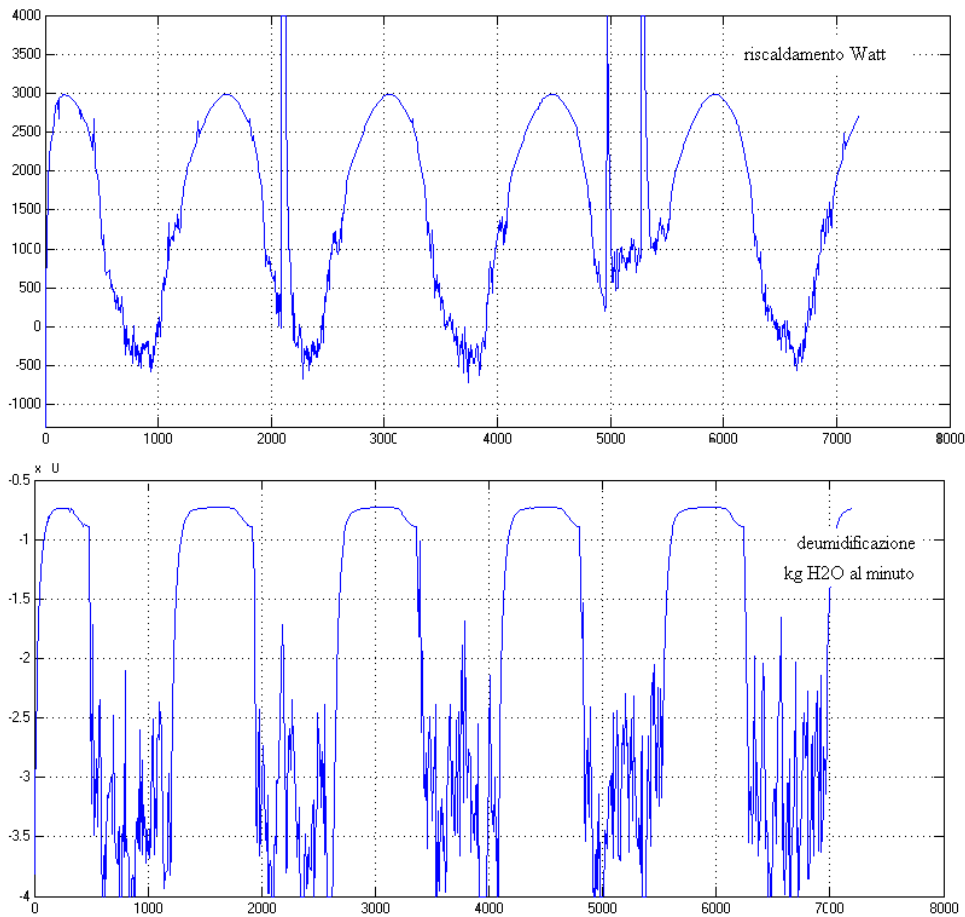
4.1 Controllo centralizzato

In questa serie di figure si mostra l'andamento del sistema per disturbi esterni di piccola entità. Si vede come sia la temperatura che l'umidità si discostano di poco dai valori desiderati. La temperatura in particolare presenta dei picchi verso il basso dovuti all'apertura delle finestre che vengono recuperati riportando lentamente la stanza alla temperatura desiderata, per via del limite di saturazione imposto.

Si vede inoltre come in entrambe le variabili controllate permanga un errore a regime diverso da 0.

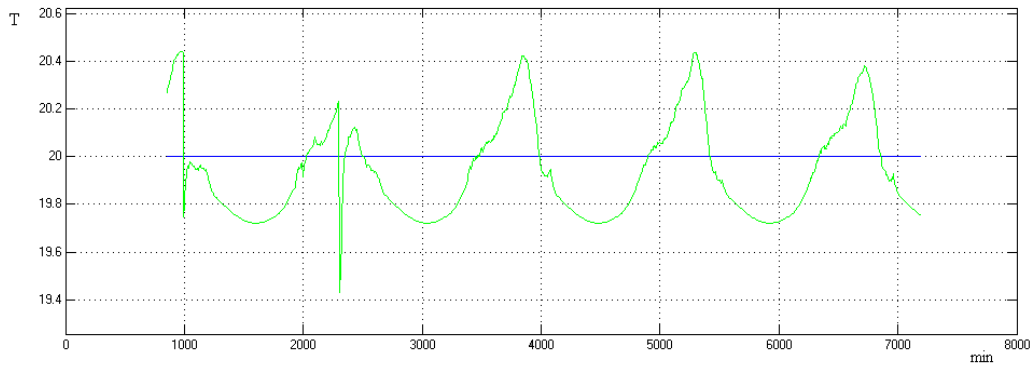


*Figura (4,3) andamento di temperatura ed umidità
Interne ad una stanza*



*Figura(4,4)
Valori degli ingressi per una stanza*

In figura (4,4) sono riportati gli ingressi di controllo, si vede come il sistema debba raffreddare l'ambiente quando l'intensità delle radiazioni solari raggiunge il suo massimo e l'effetto serra incide molto sulla temperatura interna. A questo proposito nella maggior parte dei casi reali, agisce solo il sistema di riscaldamento o quello di raffreddamento. Perché il controllo sia in grado di sfruttare al meglio gli apporti esterni di energia, si deve affrontare la costruzione di un predittore data la particolare natura dei disturbi agenti su questo tipo di sistema.



*Figura(4,5)
Temperatura della stanza in caso di
Solo ingresso di riscaldamento*

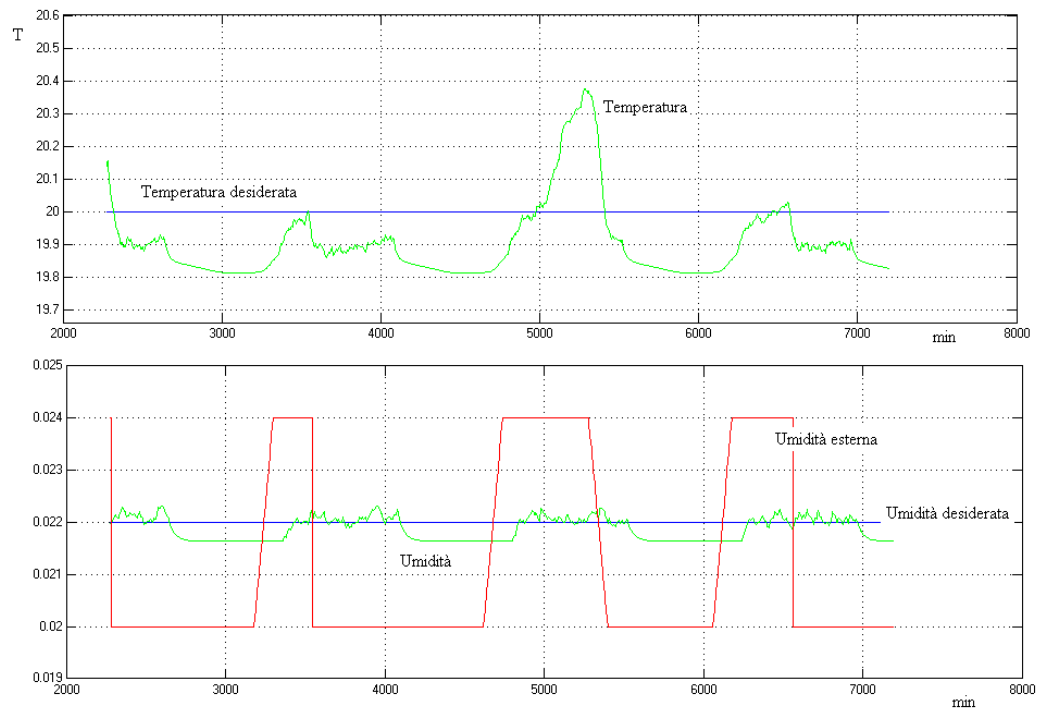
$$Q = \begin{bmatrix} 11.111 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 11.111 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 11.111 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 10000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10000 \end{bmatrix}$$

$$R = \begin{bmatrix} 1.1111e-007 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 40000 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.1111e-007 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 40000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1.1111e-007 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 40000 \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} 8543.5 & 13.152 & 0.0061296 & -49062 & -39.653 & 0.024489 \\ -0.00013702 & -6.392e-009 & 4.0368e-011 & 5.6322 & 0.00035988 & -1.2758e-007 \\ 10.23 & 8145.7 & 7.55 & -1.7579 & -78661 & 8.4686 \\ -8.6163e-008 & -0.00021965 & -2.8855e-008 & 0.00027991 & 7.4048 & -0.00052913 \\ 0.010727 & 16.987 & 9007.5 & 0.02533 & -23.218 & -22633 \\ 1.1957e-010 & 5.3087e-008 & -6.3239e-005 & -2.2326e-007 & -0.0011906 & 3.7142 \end{bmatrix}$$

Vengono qui riportate le matrici scelte per il calcolo della matrice dei guadagni di Kalman Q ed R . Ricordando che i primi tre sati sono le temperature delle stanze e i secondi tre le loro umidità e ricordando che i controlli sono così suddivisi: ingressi di controllo per riscaldamento e umidità della prima stanza, e così via nell'ordine, allora si può interpretare i valori dati alle matrici Q ed R . Sia per quanto riguarda il peso dell'errore che il peso del controllo, incidono molto di più i valori relativo alle umidità, questo perché i loro valori sono di 3 ordini di grandezza inferiori a quelli della temperatura.

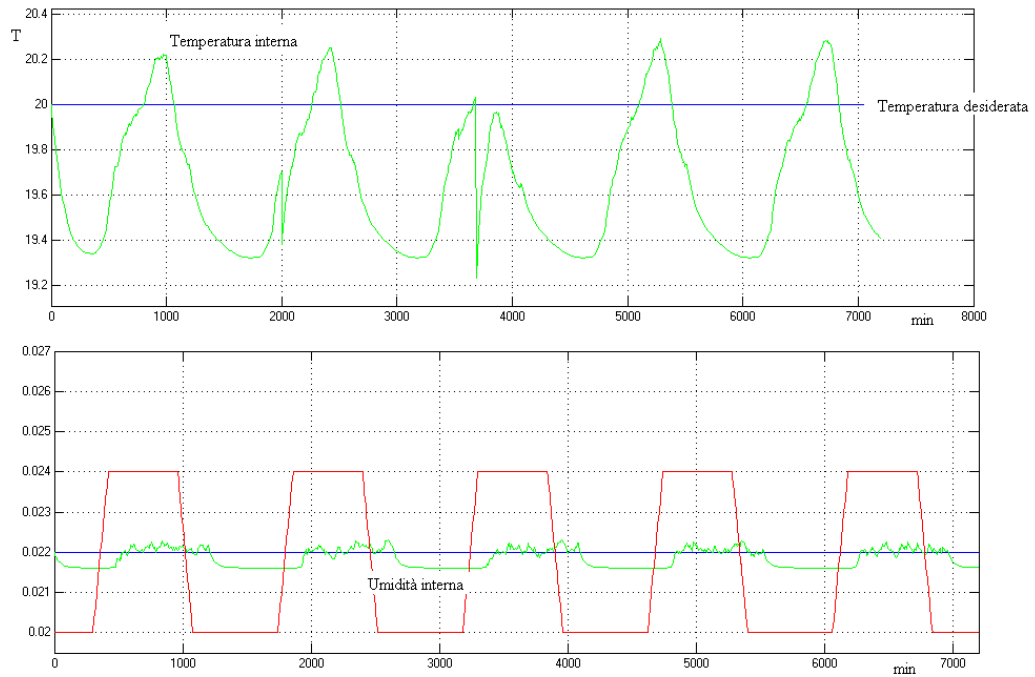
Inoltre osservando G , si vede il peso che hanno le condizioni delle stanze adiacenti rispetto alle altre. Ad esempio dalla prima riga vediamo come nel determinare il valore di controllo per il calore della prima stanza, la temperatura della seconda ad essa adiacente abbia peso 13.452, mentre la temperatura della terza stanza che non è adiacente alla prima, influisca con un coefficiente moltiplicativo solo di 0.0061. Così anche per il valore di umidificazione/deumidificazione.



Figura(4,6)
Andamento di temperatura ed umidità con
correzione feed-forward

La correzione feed-forward, quando applicata dovrebbe diminuire l'incidenza dei disturbi esterni correggendoli fuori linea prima che il controllore agisca. In effetti, la simulazione fa vedere come sia ridotto per l'umidità l'errore a regime e per l'umidità l'errore non presenta picchi meno accentuati in corrispondenza del periodo in cui la temperatura e la radiazione solare esterne sono massime.

Nelle prossime simulazioni è sempre usato la correzione *feed-forward* che si è visto porta inoltre, a parità degli altri parametri, una riduzione delle oscillazioni del valore controllato attorno al valore desiderato.



*Figura(4,7)
Andamento di temperatura ed umidità
con peso maggiore per R*

In figura (4,7) si vedono gli effetti di aver pesato in modo maggiore nell'indice J il costo del riscaldamento: si ha un andamento della temperatura meno stabile rispetto a prima, ma con consumi decisamente inferiori:

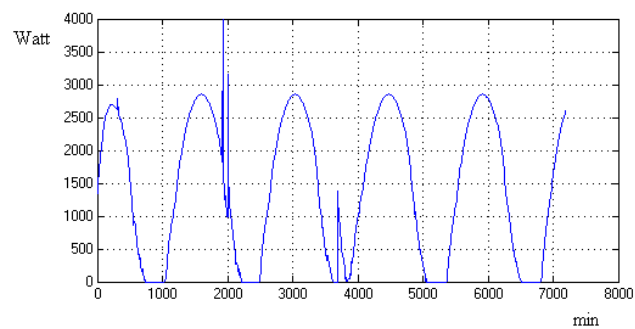


Figura (4,8)consumi con R modificata

	2106.5	8.372	0.013599	-10807	-19.073	0.017612
G=	-0.00027164	-2.7222e-007	1.9647e-010	5.6306	-1.4887e-006	1.0267e-009
	6.5115	1846.6	5.1855	-8.4124	-16251	-1.8385
	-3.7308e-007	-0.0004084	-3.1949e-007	-1.1583e-006	7.4814	-6.0812e-007
	0.023797	11.667	2435.5	0.013738	-28.585	-5834.9
	7.7303e-010	-1.0459e-007	-0.00014674	1.7978e-009	-1.3669e-006	3.7902
R=	1e-006	0	0	0	0	0
	0	40000	0	0	0	0
	0	0	1e-006	0	0	0
	0	0	0	40000	0	0
	0	0	0	0	1e-006	0
	0	0	0	0	0	40000

Figura (4,9)matrici G ed R modificate

In questo caso si vede come il peso delle condizioni di temperatura delle stanze adiacenti, siano considerati in modo minore per determinare l'ingresso alla stanza in esame.

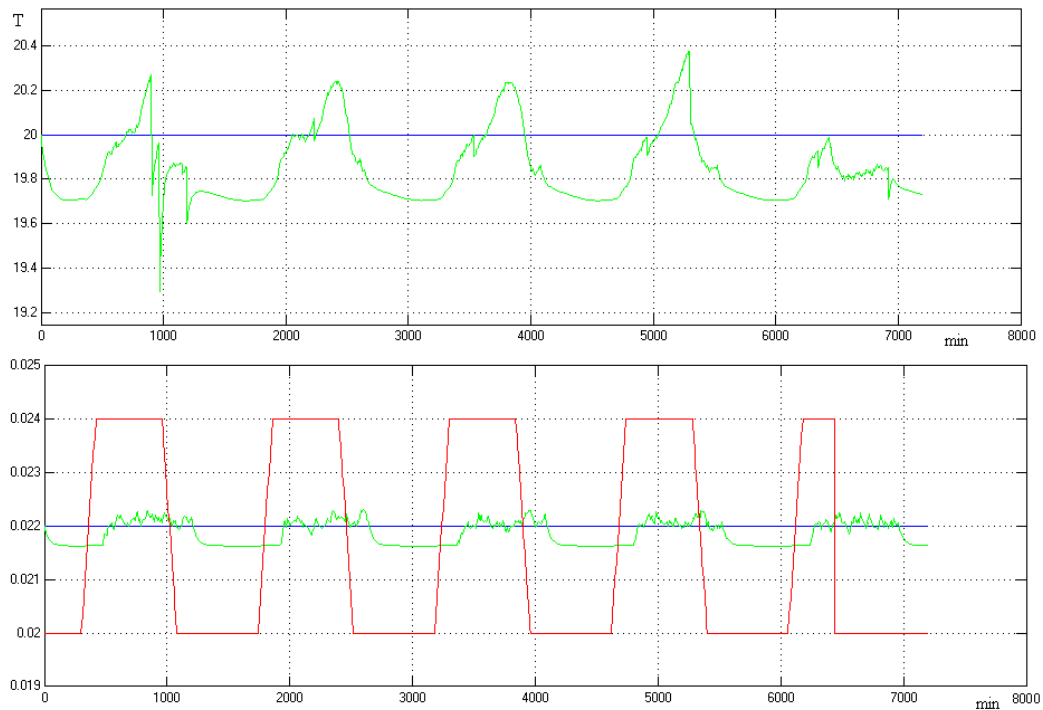


Figura (4,10) comportamento del sistema
In presenza di forti disturbi

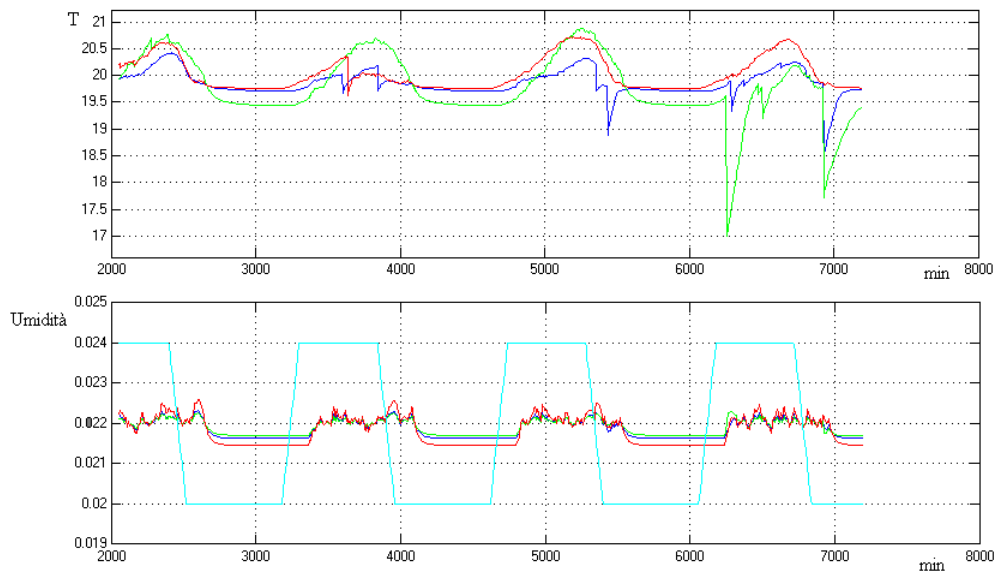


Figura (4,11) andamento di temperatura e umidità nelle tre stanze

Nelle figure si sono riportati i dati per una singola stanza, poiché il comportamento dinamico delle altre come pure i loro ingressi sono del tutto simili.

Come ultimo elemento di analisi del controllo generalizzato, si considera il comportamento del sistema quando si impongono dei valori desiderati diversi per ogni ambiente.

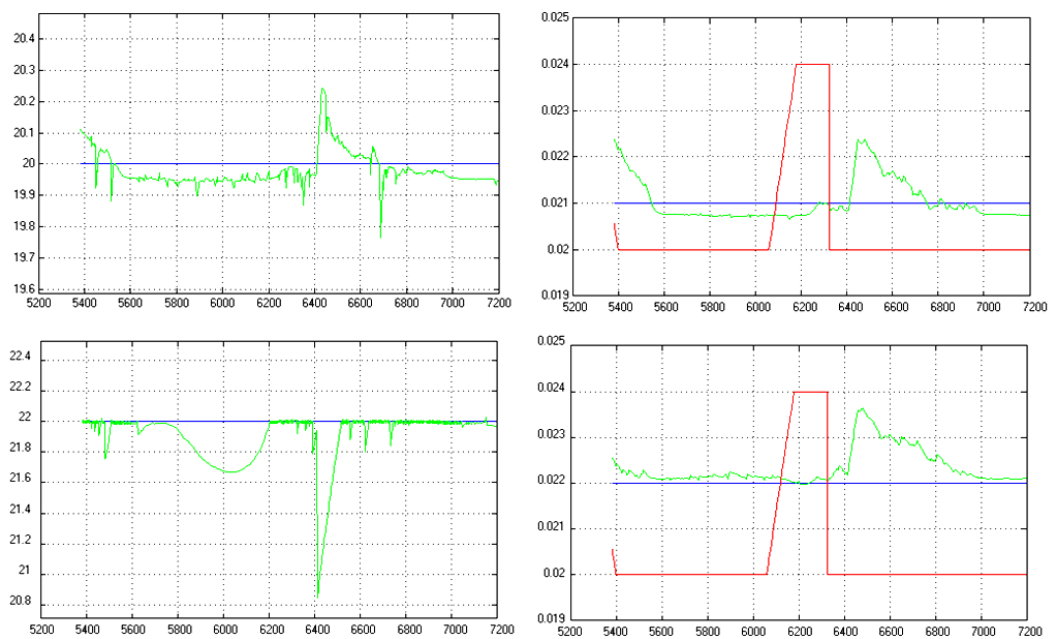


Figura (4,12) andamento di temperatura e umidità per temperature e umidità desiderate diverse nelle stanze.

Considerare valori desiderati diversi per ogni stanza equivale ad aggiungere un ulteriore elemento di disturbo, perché le stanze sono comunicanti tramite porte, dalla figura (4,12) si evince la difficoltà di mantenere le temperature e umidità desiderate.

Si apprezza come nel controllo centralizzato il sistema sappia raggiungere e mantenere con un errore accettabile i valori desiderati, ottenendo quindi un buon valore di confort se questi sono uguali per stanze adiacenti.

Controllo decentralizzato

Con il controllo decentralizzato, si hanno n sistemi diversi, per ogni ambiente cioè si scrive un modello linearizzato su cui le temperature e umidità degli ambienti adiacenti sono ignoti ed agiscono come disturbi.

Si suppone quindi di avere sensori attuatori e controllori separati per ogni ambiente.

Passando dal modello centralizzato a quello decentralizzato, perché il controllo funzioni bene per umidità e temperatura è necessario ritrarre le matrici Q ed R che risultano molto diverse da quelle utilizzate per il sistema con controllo centralizzato.

Nella prima simulazione si vedono i risultati per il sistema con disturbo basso, vengono riportate i valori delle matrici Q ed R che sono scelte uguali per ogni stanza:

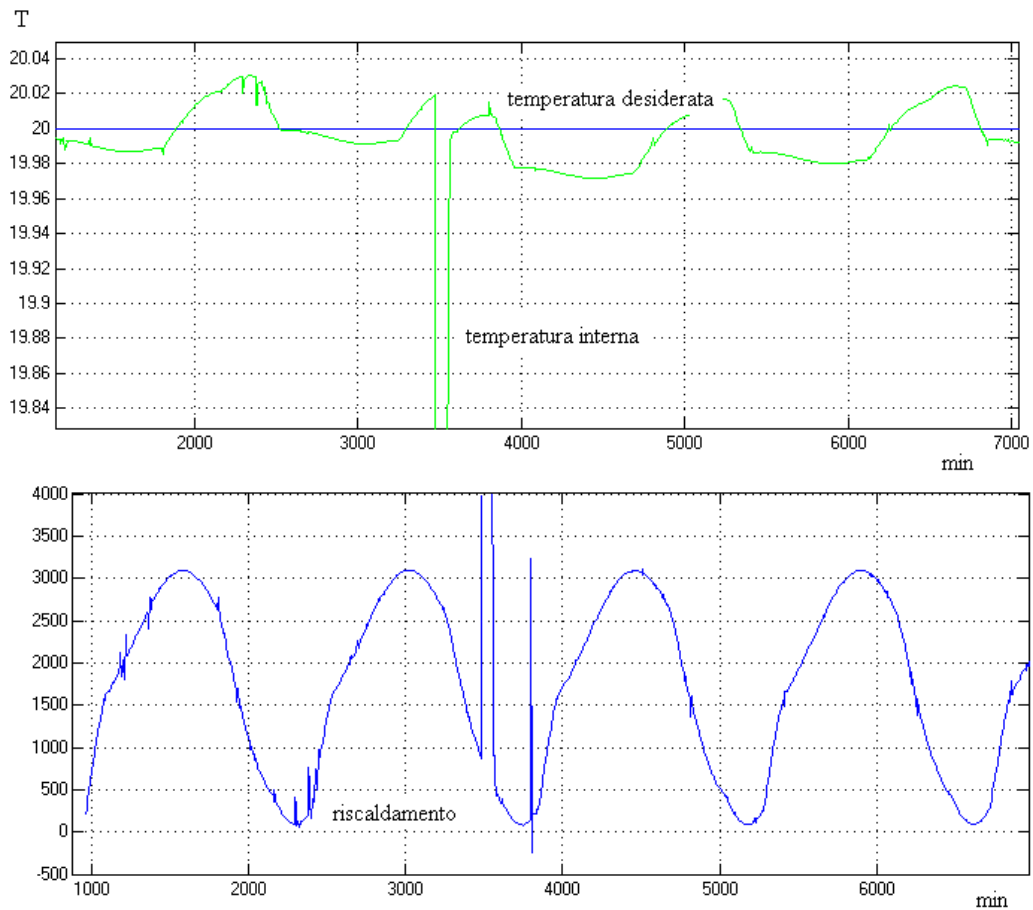


Figura (4,13) andamento di temperatura e ingresso di controllo

$$R1=R2=R3= \begin{bmatrix} 2.5e-007 & 0 \\ 0 & 1e+006 \end{bmatrix}$$

$$Q1=Q2=Q3= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1000000 \end{bmatrix}$$

$$G1= \begin{bmatrix} 34413 & 2.3985e+006 \\ 0.0006026 & 0.042 \end{bmatrix}$$

$$G2= \begin{bmatrix} 44623 & 2.7495e+006 \\ 0.00069079 & 0.042564 \end{bmatrix}$$

$$G3= \begin{bmatrix} 38126 & 2.3492e+006 \\ 0.0005902 & 0.036366 \end{bmatrix}$$

Figura (4,14) Matrici usate per il calcolo della matrice dei guadagni di Kalman e relative matrici G per i diversi ambienti.

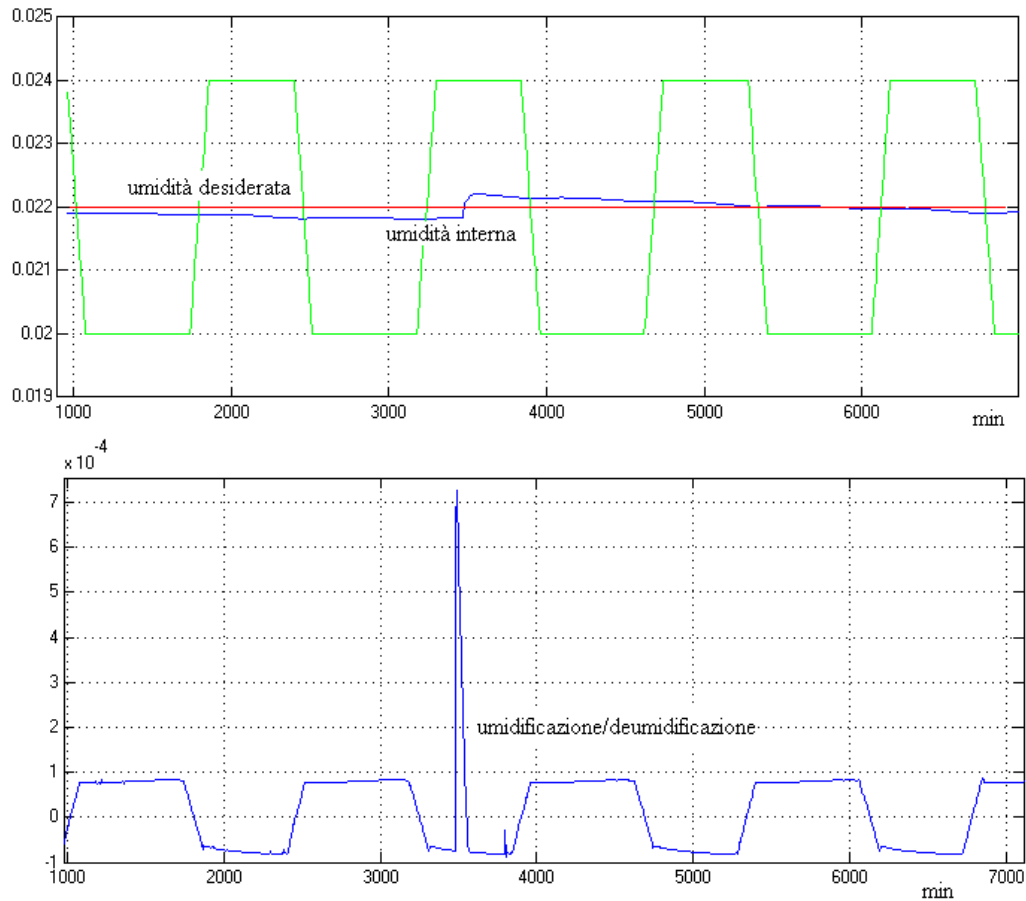


Figura (4,15) andamento di temperatura e ingresso di controllo

A parità di condizioni, il controllo decentralizzato ha un comportamento simile a quello del controllo centralizzato se si considerano i valori di picco. Mentre l'errore di offset di questo tipo di controllo è maggiore rispetto al caso precedente, perché il controllo non ha informazione di quello che avviene negli ambienti adiacenti. Nelle immagini che seguono si vede il suo comportamento con disturbi maggiori e con limite per i controlli, anche in questo caso il comportamento resta peggiore di quello che si ha nelle stesse condizioni col controllo centralizzato.

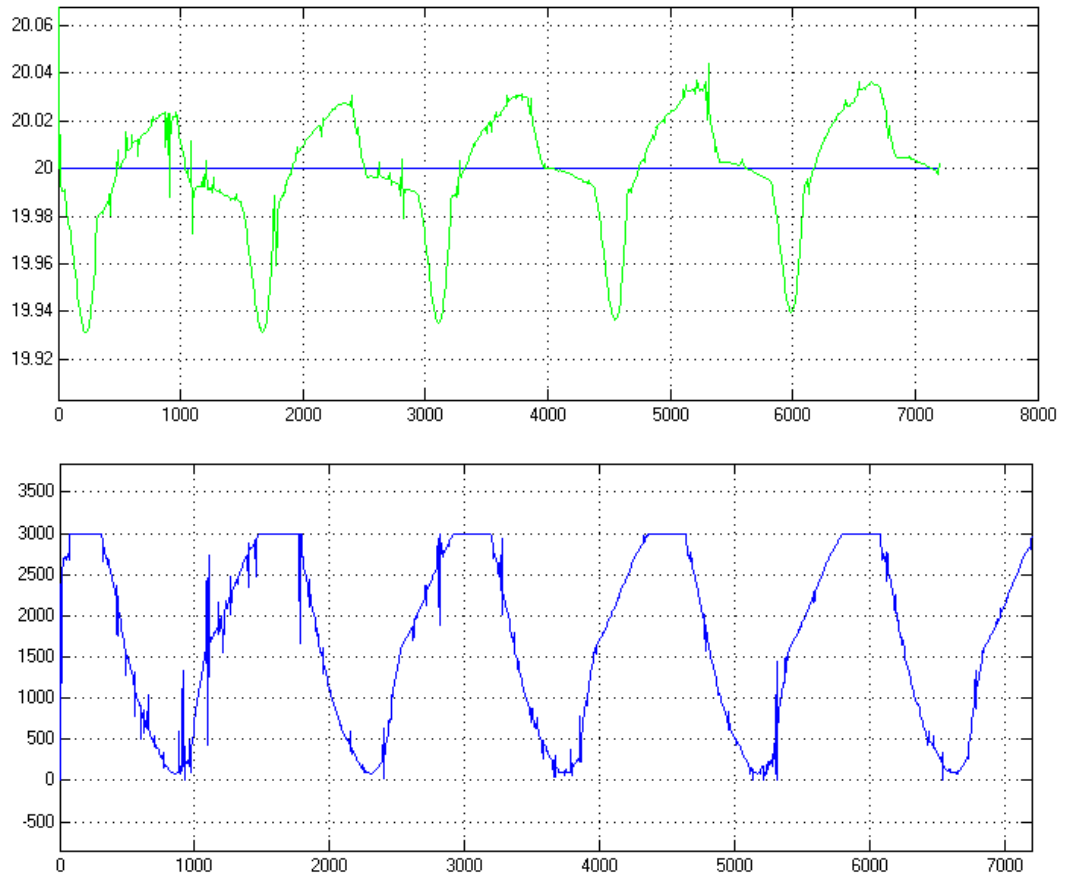


Figura (4,15) andamento di temperatura e ingresso di controllo con disturbo maggiore e limite di riscaldamento a 300 Watt

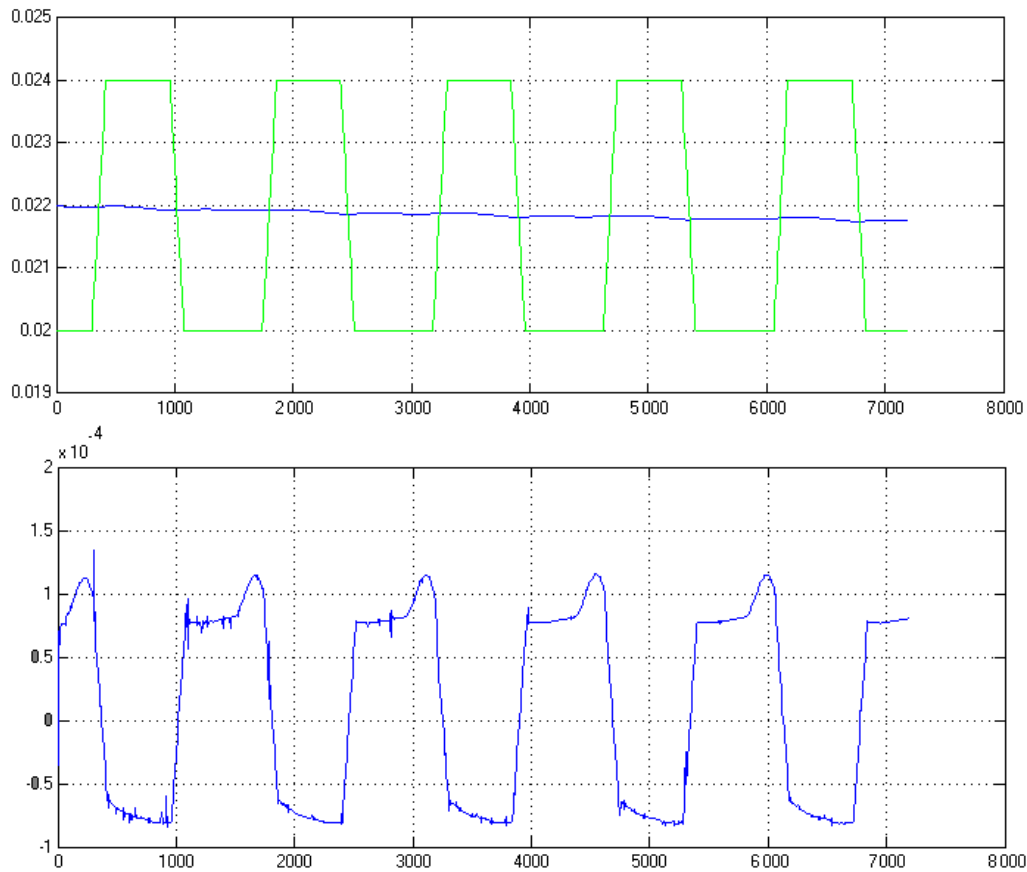


Figura (4,16) andamento di umidità e ingresso di controllo con disturbo maggiore e limite di umidificazione/deumidificazione

Il comportamento delle stanze anche in questo caso è del tutto simile. Qualora sia necessario avere valori di temperatura diversi in ogni ambiente, devono essere ricalibrate le matrici R e Q .

Controllo regionale

Questo caso è un ibrido dei due precedenti, si scelgono degli ambienti da raggruppare con un controllo di tipo centralizzato, considerando come disturbi gli stati degli ambienti che appartengono ad un diverso blocco regionale.

La scelta delle regioni su cui applicare i controlli è essenziale per ottenere un buon rendimento del controllo. Se ad esempio si considerano appartenenti a regioni diverse due ambienti che sono tra loro comunicanti attraverso a esempio una porta, si avranno maggiori disturbi a perturbare il controllo, mentre considerando di regioni diverse ad esempio stanze che appartengono a piani diversi il rendimento migliora.

Si è visto che a parità di disturbi, questo è il sistema di controllo porta a consumi maggiori rispetto ai due precedenti.

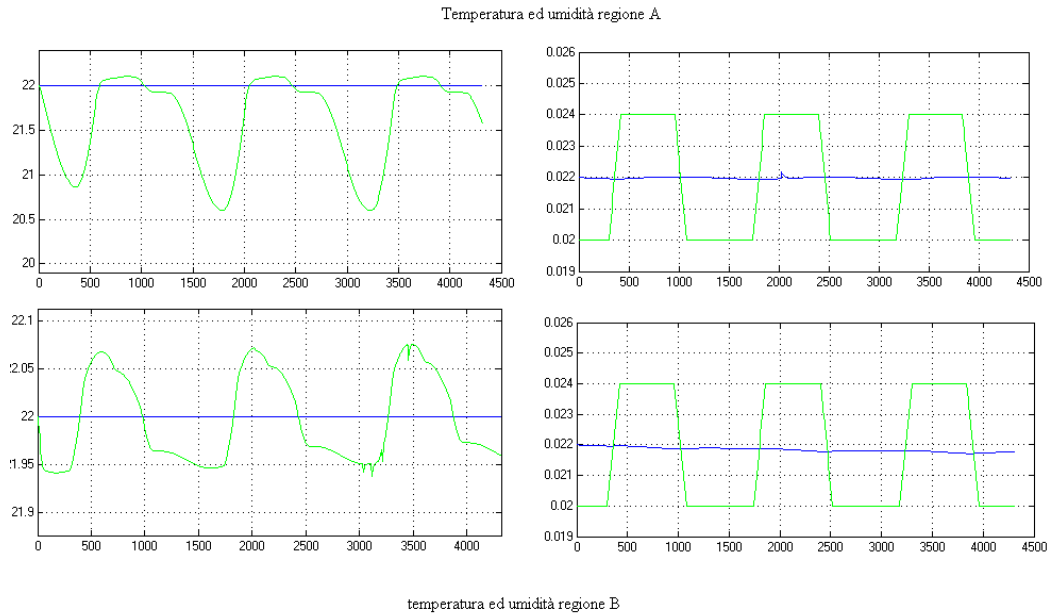


Figura (4,17) andamento di umidità e temperatura per le due regioni

In figura (4,17) sono riportati gli andamenti di temperatura ed umidità per le due zone; la zona A è composta da due stanze, mentre la zona B da una singola stanza, le zone sono comunicanti. Si vede che la temperatura nella zona A non riesce a raggiungere quella desiderata se non in corrispondenza delle ore centrali della giornata, quando gli apporti esterni sono maggiori, mentre per la zona B il problema non si presenta. Questo avviene perché l'ingresso di controllo calcolato è più alto del limite di saturazione.

Capitolo 5

Conclusioni e sviluppi futuri

Il problema affrontato in questo lavoro è stato quello di investigare sulle differenze tra tre diversi tipi di approccio al controllo di due variabili ambientali all'interno di un piccolo edificio ad uso domestico.

Il tipo di controllore utilizzato è un controllo ottimo Lineare Quadratico con correzione dell'errore in catena aperta tramite azione feed-forward.

Si è rivolta particolare attenzione al modello usato per l'edificio, dove si sono considerati, seppur in forma semplificata gli apporti energetici per conduzione, convezione e irraggiamento e il bilancio di massa in cui pesa la ventilazione naturale negli edifici e le correnti d'aria tra le stanze.

Il modello che ne è risultato è un modello alle equazioni differenziali del primo ordine, non lineare nello stato.

A questo punto si è passati a calcolare l'ingresso di equilibrio per lo stato desiderato e per disturbi costanti che sono considerati pari alla media del periodo. Il controllo di equilibrio così calcolato è servito per la linearizzazione del sistema attorno al punto di equilibrio.

Nell'ultimo capitolo si sono quindi studiati i risultati dei tre tipi di controllo e quello che se ne evince è che sicuramente un controllo di tipo centralizzato è auspicabile almeno negli edifici di piccole dimensioni, esso dà meno errori nel raggiungimento dello stato desiderato. Quando si vogliono considerare temperature desiderate diverse per ogni ambiente è però necessario ritrarre le matrici di peso dell'errore e del controllo all'interno dell'indice ottimo. È questa la maggior difficoltà che si affronta con questo tipo di controllo.

Con il controllo decentralizzato si ottengono gli stessi livelli di consumo del sistema centralizzato, ma il sistema diventa più sensibile all'aumentare dei disturbi esterni, perché considerare il modello decentralizzato inserisce ulteriori semplificazioni al modello su cui viene calcolato il controllo in rapporto al sistema reale da controllare.

Infine il controllo regionale è quello che ha portato ai maggiori consumi energetici, inoltre è il più difficile da tarare. Bisogna però precisare che questo avviene presumibilmente perché le stanze appartenenti alle due regioni erano comunicanti.

Sviluppi futuri

In edifici di grandi dimensioni è auspicabile usare controllo di tipo decentralizzato o regionale, per migliorare questo tipo di approccio è possibile migliorare rendendo più accurato il modello su cui vengono calcolate le matrici K e G .

A questo riguardo esistono tecniche di disaccoppiamento dei sistemi che vogliono risolvere il problema dei "pairing" con un metodo più rigoroso rispetto a quello puramente intuitivo qui usato (considerare una regione un insieme di stanze

comunicanti). Questi metodi si dividono in metodi di aggregazione e metodo delle perturbazioni.

Nel metodo delle aggregazioni si considera un sistema ridotto i cui stati sono combinazione lineare del sistema originario anche non corrispondenti ad una immediata interpretazione fisica.

Il metodo delle perturbazioni si divide in due sottotipi: accoppiamento debole e perturbazioni singolari.

Nel metodo dell'accoppiamento debole il sistema approssimato è dato da sottosistemi non interagenti, con delle correzioni con termini di iterazione piccoli.

Il metodo delle perturbazioni singolari si basa sulla separazione delle dinamiche del sistema trascurando quelle veloci.

Appendice A

Elementi di trasmissione del calore

I fenomeni di trasmissione del calore all'interno di un edificio possono avvenire tramite tre meccanismi distinti: convezione, conduzione e irraggiamento termici.

La conduzione di calore è un fenomeno di propagazione dell'energia per contatto diretto delle particelle di un corpo, può avvenire in mezzi solidi liquidi o gassosi a dal mezzo quando esistono differenze di temperatura da un punto all'altro del corpo. Lo studio di questo fenomeno prevede la conoscenza della temperatura all'interno del corpo, ovvero della funzione:

$$T = f(x, y, z, t) \quad (1,1)$$

Dove la dipendenza da t è solo nel caso di regime transitorio, mentre nel caso di regime stazionario, questa dipendenza non c'è. Ciò significa che se si individua una superficie isoterma all'interno di un corpo in regime stazionario, queste sono immobili nel tempo. Secondo l'equazione di Fourier la quantità di calore dQ che attraversa un elemento di superficie isoterma dA in direzione normale nell'intervallo di tempo $d\tau$ è proporzionale alla variazione di temperatura per unità di lunghezza nella stessa direzione secondo la:

$$dQn = -kdA \frac{\partial T}{\partial n} d\tau \quad (1,2)$$

In cui il fattore di proporzionalità k è una proprietà fisica caratteristica del mezzo detta conduttività termica misurata in W/m^2K , che indica l'attitudine a condurre calore. In base a (1.) si può definire il flusso termico specifico q'' come la quantità di calore che si propaga per unità di superficie isoterma nella direzione normale. Si ha dunque:

$$q'' = -k \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1,3)$$

Per una superficie isoterma di area A , il flusso termico che la attraversa è in generale dato da:

$$q = - \int_A k \frac{\partial T}{\partial n} dA \quad (1,4)$$

L'equazione (1.3) può essere espressa con la notazione del calcolo vettoriale:

$$q'' = -k \nabla T \cdot \mathbf{n} \quad (1,5)$$

In cui ∇T è il gradiente della distribuzione di temperatura nel punto considerato, ed \mathbf{n} il vettore unitario in direzione normale alla superficie isoterma passante per il punto ed orientato nel verso delle temperature decrescenti. Si può definire anche un vettore di flusso termico specifico ponendo:

$$\mathbf{q}'' = -k \nabla T \quad (1,6)$$

Il vettore di flusso \mathbf{q}'' è anch'esso normale alla superficie isoterma ma orientato nel verso delle temperature decrescenti. La (1,6) esprime la legge di Fourier in forma vettoriale.

I vettori ∇T e \mathbf{q}'' sono paralleli solo nel caso in cui il mezzo sia isotropo, mentre nel caso di un mezzo anisotropo la conduttività termica cambia a seconda della direzione e può essere espressa in forma di tensore:

$$k_{i,j} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} \quad (1,7)$$

e le componenti del flusso possono essere scritte come:

$$\begin{aligned} q_1'' &= -k_{11} \frac{\partial T}{\partial x_1} - k_{12} \frac{\partial T}{\partial x_2} - k_{13} \frac{\partial T}{\partial x_3} \\ q_2'' &= -k_{21} \frac{\partial T}{\partial x_1} - k_{22} \frac{\partial T}{\partial x_2} - k_{23} \frac{\partial T}{\partial x_3} \\ q_3'' &= -k_{31} \frac{\partial T}{\partial x_1} - k_{32} \frac{\partial T}{\partial x_2} - k_{33} \frac{\partial T}{\partial x_3} \end{aligned} \quad (1,8)$$

APPENDICE B

Scelta delle costanti per il comportamento termico dei materiali di costruzione dell'edificio

La scelta dei valori di trasmittanza termica per le pareti orizzontali verticali e delle fessure trasparenti (vetri) dell'involucro edilizio sono stati scelti secondo i limiti imposti dal decreto legislativo 192/2005 per una generica località in zona climatica E. La classificazione del territorio nazionale in zone climatiche indipendenti dalla ubicazione geografica, è redatta ai fini del calcolo dei consumi di energia massima ammessa, necessaria al funzionamento degli impianti termici di riscaldamento

La tabella riporta per ognuna delle zone climatiche il periodo dell'anno e il numero massimo di ore giornaliere in cui è consentita l'accensione degli impianti di riscaldamento. L'unità di misura utilizzata per l'individuazione della zona climatica di appartenenza di ciascun comune è il grado-giorno, ovvero la somma, estesa a tutti i giorni di un periodo annuale convenzionale di riscaldamento, delle sole differenze positive giornaliere tra la temperatura dell'ambiente, convenzionalmente fissata a 20°C, e la temperatura media esterna giornaliera

ZONE CLIMATICHE ITALIANE

zona	Gradi giorno	Periodo	Ore	Esempi
A	fino a 600	1 Dicembre - 15 Marzo	6	Lampedusa, Linosa, Porto Empedocle
B	da oltre 600 a 900	1 Dicembre - 31 Marzo	8	Agrigento, Catania, Crotone, Messina, Palermo, Reggio Calabria, Siracusa, Trapani
C	da oltre 900 a 1400	15 Novembre - 31 Marzo	10	Bari, Benevento, Brindisi, Cagliari, Caserta, Catanzaro, Cosenza, Imperia, Latina, Lecce, Napoli, Oristano, Ragusa, Salerno, Sassari, Taranto
D	da oltre 1400 a 2100	1 Novembre - 15 Aprile	12	Ancona, Ascoli Piceno, Avellino, Caltanissetta, Chieti, Firenze, Foggia, Forlì, Genova, Grosseto, Isernia, La Spezia, Livorno, Lucca, Macerata, Massa, Carrara, Matera, Nuoro, Pesaro, Pesaro, Pescara, Pisa, Pistoia, Prato, Roma, Savona, Siena, Teramo, Terni, Verona, Vibo Valentia, Viterbo
E	da oltre 2100 a 3000	15 Ottobre - 15 Aprile	14	Alessandria, Aosta, Arezzo, Asti, Bergamo, Biella, Bologna, Bolzano, Brescia, Campobasso, Como, Cremona, Enna, Ferrara, Cesena, Frosinone, Gorizia, L'Aquila, Lecco, Lodi, Mantova, Milano, Modena, Novara, Padova, Parma, Pavia, Perugia, Piacenza, Pordenone, Potenza, Ravenna, Reggio Emilia, Rieti, Rimini, Rovigo, Sondrio, Torino, Trento, Treviso, Trieste, Udine, Varese, Venezia, Verbania, Vercelli, Vicenza
F	oltre 3000	Nessuna limitazione	24	Belluno, Cuneo

Tabella(2,1)

Di seguito si riportano i valori delle trasmittanze per i vari elementi dell'involucro edilizio secondo i limiti di legge.

Zona climatica	Dal 1 gennaio 2008 U (W/m ² K)	Dal 1 gennaio 2010 U (W/m ² K)
A	0,72	0,62
B	0,54	0,48
C	0,46	0,40
D	0,40	0,36
E	0,37	0,34
F	0,35	0,33

*Tabella (2,2)
valori di trasmittanza per le superfici opache.*

Zona climatica	Dal 1 gennaio 2008 U (W/m ² K)	Dal 1 gennaio 2010 U (W/m ² K)
A	5,0	4,6
B	3,6	3,0
C	3,0	2,6
D	2,8	2,4
E	2,4	2,2
F	2,2	2,0

*Tabella (2,2)
Valori di trasmittanza per gli infissi.*

Bibliografia

- [1] Louis D. Albright, Richard S. Gates, Kostas G. Arvanitis and Alan E. Drysdale. Environmental control for plants on earth and in space, IEEE Control Systems Magazine, pagg 28-47, ottobre 2001.
- [2] Giuliano Cammarata, Impianti termotecnici volume primo volume I, università di Catania, 2007.
- [3] G.F.C. Rogers and Y.R. Mayhew, Thermodynamic and transport proprieties of fluid, Oxford basil Blackwell, 1981.
- [4] E. Fornasini, G. Marchesini, Appunti di teoria dei sistemi, edizioni libreria Progetto, 2003.
- [5] L. Mariani, Controlli automatici II, Università di Padova, dipartimento di ingegneria dell'informazione, 2002.
- [6] Ciscato, Appunti di elettronica industriale, Edizione libreria Progetto, 2004.
- [7] Keith J. Moss, Heat and mass transfer in buildings second edition, edizioni Taylor and Francis , 2007.
- [8] Fisica delle costruzioni, Correnti d'aria attorno e all'interno degli edifici, disponibile all'indirizzo <http://www.isaac.supsi.ch/ISAAC/> .
- [9] Giovanni Guglielmini, Claudio Pisoni, Elementi di trasmissione del calore, seconda edizione, Masson editoriale Veschi, 1996
- [10] A cura della redazione di Biblus-net, Il nuovo calcolo delle dispersioni termiche seconda edizione, ACCA , 2005
- [11] José Boaventura Cunha, GREENHOUSE CLIMATE MODELS: AN OVERVIEW, EFITA 2003 Conference, 5-9. July 2003, Debrecen, Hungary.
- [12] I. Laribi, H. Homri, R.Mihiri, Modeling of a greenhouse temperature : comparison between multimodel and neural approaches, IEEE ISIE 2006, July 9-12, 2006, Montreal, Quebec, Canada.
- [13] M. M. Balas, V. E. Balas, Modeling Passive Greenhouses. The Sun's Influence, NES 2008, 12th International Conference on Intelligent Engineering Systems, February 25–29, 2008 Miami, Florida.
- [14] R. Caponetto, L. Fortuna, G. Nunnari, L. Occhipinti, and M. G. Xibilia, Soft Computing for Greenhouse Climate Control, IEEE transactions on fuzzy systems, vol. 8, no. 6 pgg753-760, december 2000.