



UNIVERSITÀ DI SIENA

1240

Università degli Studi di Siena

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA DELL'INFORMAZIONE E SCIENZE
MATEMATICHE

Corso di Laurea Magistrale in Computer and Automation Engineering
curricula: Robotics and Automation

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Simulazione e ottimizzazione dei consumi di un impianto di teleriscaldamento alimentato da fonte geotermica

Relatore:
Prof. A. Vicino

Candidato:
Marco Becattini

Correlatori:
Prof. A. Giannitrapani
Prof. S. Paoletti

Anno Accademico 2015-2016

Sommario

This is a LaTeX2e style for writing thesis. It is based on the book LaTeX2e class. The abstract is not present on the original book class, it is taken from the report class. The bastract is single spaced.

Ringraziamenti

Indice

1	Geotermia e Teleriscaldamento	3
2	Tecnologie degli impianti di teleriscaldamento	4
2.1	Struttura di un impianto	4
2.1.1	Centrale termica e di scambio	5
2.1.2	Stazioni di pompaggio	6
2.1.3	Rete di distribuzione	7
2.2	Effetti delle temperature di esercizio in un impianto di teleriscaldamento	8
2.2.1	Influenze sulla capacità termica in mandata	8
2.2.2	Influenza sull'energia di pompaggio	9
2.2.3	Influenza sulle perdite di calore	10
2.3	Effetti degli utenti sulla rete e tecnologie in uso per aumentare l'efficienza delle utenze	10
2.3.1	Regolazione con valvola a tre vie	11
2.3.2	Regolazione con valvola di laminazione	12
2.3.3	Regolazione con pompe a pressione differenziale	12
2.4	Metodi per ridurre la temperatura di ritorno	14
2.4.1	Termoregolazione climatica	14
3	Modelli Matematici	15
3.1	Scambiatore di calore	15
3.2	Radiatori	17
3.3	Dinamica dell'utenza	19
3.4	Dinamica e interazioni tra scambiatore e utenza	22
3.5	Dinamica della rete di distribuzione	24
3.6	Perdite di calore nella rete	26
3.7	Pompe di circolazione	27
3.7.1	Curve caratteristiche	28
3.7.2	Legge di affinità	29
3.7.3	Potenza assorbita da una pompa	30
4	Risultati della simulazione	31

5 Conclusioni	32
Appendice A: Dettagli	33
Bibliografia	34

Introduzione

La geotermia costituisce una risposta alle esigenze di salvaguardia ambientale e di sviluppo sostenibile: è una fonte che lavora in maniera costante sfruttando il calore naturale della terra. Per energia geotermica si intende l'energia contenuta sotto forma di calore all'interno del nostro pianeta. Di fatto, però, è possibile utilizzare industrialmente solo il calore che si trova concentrato in alcune zone privilegiate, dove sono presenti masse magmatiche fluide o in via di raffreddamento. La risorsa geotermica disponibile a profondità accessibili è contenuta in un serbatoio naturale sotto forma di vapore o acqua, in gran parte piovana, ad elevata temperatura, che si riscalda circolando nelle rocce calde e permeabili. Se vi sono fratture nella crosta terrestre (faglie) o affioramenti di rocce permeabili, nel raggiungere la superficie, acqua e vapore possono dar luogo a manifestazioni naturali spettacolari come geyser, lagoni e fumarole. Il primo utilizzo dell'energia geotermica, per la produzione di energia elettrica, avvenne il 4 luglio 1904 in Italia per merito del principe Piero Ginori Conti che sperimentò il primo generatore geotermico a Larderello in Toscana, preludio delle vere e proprie centrali geotermiche. Questa fonte energetica viene usata inoltre, per la produzione di energia termica. Un sistema che sfrutta la geotermia per la produzione di calore e la sua distribuzione ai centri abitati è il teleriscaldamento, un servizio di distribuzione urbana del calore per riscaldamento di ambienti e produzione di acqua calda sanitaria con produzione centralizzata. Il calore viene trasportato attraverso una rete di tubazioni interrato dove possono scorrere fluidi termovettori come acqua calda, acqua surriscaldata o vapore, provenienti da una grossa centrale di produzione per arrivare alle abitazioni con successivo ritorno dei suddetti alla stessa centrale. In particolare nel comune di Pomarance, l'azienda Geo Energy Service s.p.a. (G.E.S. s.p.a.), nata nel luglio del 2006, si occupa della gestione delle centrali termiche e delle relative reti di teleriscaldamento. L'azienda è situata nella provincia di Pisa storicamente importante per lo sviluppo e lo sfruttamento dell'energia geotermica, soprattutto nella frazione di Larderello. La società in totale gestisce nove centrali termiche alimentate da energia geotermica e sei reti di teleriscaldamento che si estendono per 200 *km*, per un totale di 2.400 utenze con una volumetria di circa 800.000 *m*³, erogando energia per circa 45.000 *Gcal/anno*. A fronte dell'aumento, negli ultimi anni, del numero di utenze allacciate alla rete di

distribuzione del calore, si è notato come il costo di gestione degli impianti sia cresciuto notevolmente a causa di inefficienze dovute alla mancanza di elementi di controllo e corrette regolazioni per l'ottimizzazione dell'intero sistema. Lo scopo del seguente elaborato è stato quello di cercare delle soluzioni per massimizzare l'efficienza energetica e diminuire i costi di gestione di un impianto di teleriscaldamento da fonte geotermica. In questa tipologia di impianto gli unici consumi di energia non rinnovabile derivano dall'energia elettrica consumata per il pompaggio delle acque di circolazione. Le stazioni di pompaggio lavorano a regime variabile e per un'ottimizzazione del sistema, bisogna far sì che le pompe lavorino sempre in condizioni di buon rendimento e con il minimo consumo. Questo vuol dire far circolare la minima quantità possibile di acqua e far sì che le temperature di ritorno siano più basse possibili. Se nella rete di distribuzione non vi sono regolazioni presso le abitazioni, come l'assenza di centraline d'utenza, tutta la portata circola nei primi scambiatori e per alimentare gli ultimi si deve pompare un maggior quantitativo di acqua, inoltre, le temperature di ritorno delle prime utenze saranno più alte. Le centraline di utenza ben realizzate risultano essere un elemento fondamentale per la regolazione e l'ottimizzazione di un impianto di teleriscaldamento in quanto possono limitare la portata dell'utenza allo stretto indispensabile e limitare al massimo la temperatura di ritorno alla centrale di scambio. Più le temperature di ritorno sono basse più energia si riesce a trasferire a pari portata. Le centraline di utenza sono inoltre il luogo dove si possono rilevare molte informazioni utili per l'ottimizzazione del circuito ad esempio le condizioni di arrivo dei fluidi nei punti estremi del circuito non facilmente prevedibili istante per istante, in quanto dipendono dalle richieste del momento di tutte le utenze precedenti. Dalle centraline si possono fare anche analisi di predittiva sullo stato di funzionamento degli scambiatori con segnalazione di anomalie che portano ad interventi programmati invece che in accidentale. Le centraline di utenza "intelligenti" possono inoltre aiutare i proprietari degli immobili a fare efficienza ed a evitare picchi di consumo sul circuito. Tutte le soluzioni studiate, sono state simulate in ambiente MATLAB e confrontate con dati reali misurati sul campo.

Scrivere breve riassunto su ogni capitolo

Capitolo 1

Geotermia e Teleriscaldamento

Capitolo 2

Tecnologie degli impianti di teleriscaldamento

Un impianto di teleriscaldamento è un sistema di riscaldamento a distanza di un quartiere o di una città che utilizza il calore prodotto da una centrale termica, da un impianto di cogenerazione o da una sorgente geotermica, distribuendolo agli edifici tramite una rete di tubazioni in cui fluisce l'acqua calda che verrà utilizzata per la produzione di acqua igienico sanitaria e il riscaldamento di edifici residenziali e commerciali. Indipendentemente dal tipo di fonte di calore usata per la produzione di energia termica, la struttura e gli elementi principali di un impianto di teleriscaldamento rimangono invariati, come anche le problematiche relative all'ottimizzazione dei costi di gestione. Gli impianti sui quali è rivolto lo studio, sono quelli alimentati da fonte di calore geotermica. In questo tipo di impianto l'energia elettrica usata per il pompaggio dell'acqua sono responsabili di una significativa parte del totale utilizzo di energia elettrica. Risulta quindi di interesse ridurre il più possibile questi consumi, facendo un'analisi su quali sono gli aspetti che influenzano maggiormente il fenomeno e quali soluzioni poter applicare.

2.1 Struttura di un impianto

Le componenti principali di un sistema di teleriscaldamento sono come riportato in figura 2.1: una centrale termica, dove viene prodotto il calore, una rete di distribuzione, costituita da tubazioni coibentate interrate, e un insieme di sotto-centrali. Queste ultime, situate nei singoli edifici da servire, sono costituite da scambiatori di calore, che permettono di realizzare lo scambio termico tra il fluido termovettore della rete primaria di teleriscaldamento con l'acqua del circuito delle utenze, senza che vi sia così miscelazione tra i due fluidi semplificando quindi di molto la progettazione dell'intera rete. Lo

scambiatore infatti andrà semplicemente a sostituire la caldaia convenzionale mantenendo invariato l'impianto già esistente dell'utenza.

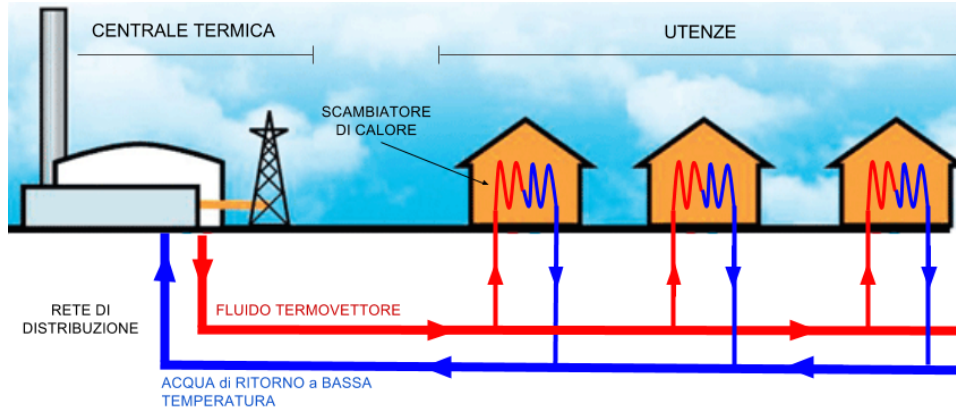


Figura 2.1: Schema di un impianto di teleriscaldamento composto da: centrale di scambio, rete di distribuzione e sotto-centrali di scambio (scambiatori)

La centrale termica riscalda l'acqua che viene distribuita ai diversi edifici attraverso la rete di distribuzione con l'ausilio di pompe. Giunta allo scambiatore, l'acqua della rete trasferisce all'acqua dell'impianto di distribuzione interno dell'edificio, il calore necessario per riscaldare gli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria. L'acqua, ormai raffreddata, ritorna in centrale per essere nuovamente riscaldata. In seguito si analizzerà più approfonditamente ogni elemento dell'impianto.

2.1.1 Centrale termica e di scambio

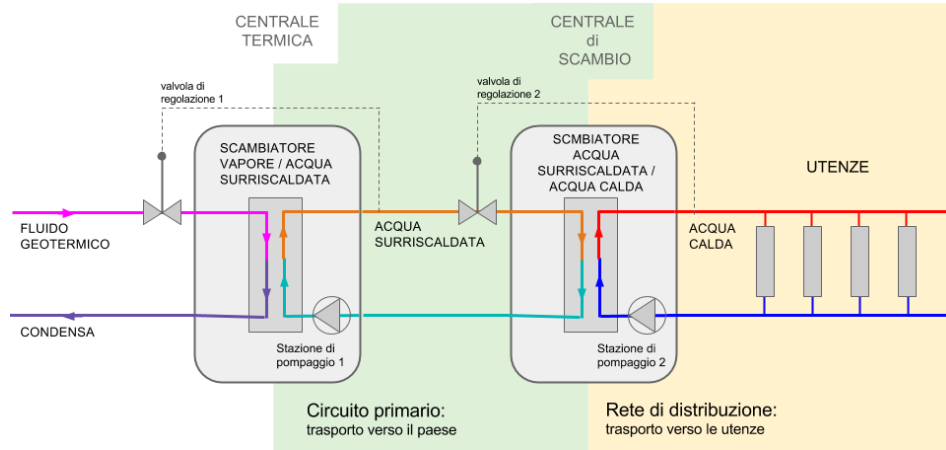
Le centrali termiche, analizzate nell'elaborato, sfruttano il vapore geotermico non idoneo alla generazione di energia elettrica. Le centrali di scambio si occupano dello scambio di calore tra due diversi circuiti. La centrale termica può essere interpretata come una centrale di scambio in quanto non fa altro che estrarre dal vapore l'energia termica da scambiare con l'intero impianto di teleriscaldamento. Il vapore, dunque, arriva in centrale a circa 240°C e cede la sua energia termica attraverso gruppi di scambio termico costituito da uno scambiatore vapore-acqua surriscaldata a circa 120°C e da un desurriscaldatore di condensa acqua acqua. La portata del vapore è controllata attraverso valvole a due vie di tipo NC, in funzione della temperatura di uscita dell'acqua surriscaldata desiderata nel circuito primario. La condensa viene raccolta in un serbatoio atmosferico e reiniettata nel punto di raccolta gestito da ENEL con pompe centrifughe multistadio, in modo da mantenere e rinnovare la risorsa geotermica. L'acqua surriscaldata viene inviata attraverso una linea feeder ad una seconda centrale di scambio, posta nei pressi

del centro abitativo, dove cede la sua energia termica attraverso gruppi di scambio termico costituiti da uno scambiatore acqua surriscaldata - acqua calda. La portata di acqua surriscaldata è controllata attraverso valvole a due vie di tipo NC, in funzione della temperatura in uscita dell'acqua calda nella rete di distribuzione. Questo ulteriore scambio permette di separare la linea dell'acqua surriscaldata dai circuiti urbani, che sono più estesi, riducendo così la potenza dell'impianto di pompaggio, le perdite di calore e il costo della rete. Inoltre, l'utilizzo di acqua calda anziché surriscaldata nei centri urbani, aumenta il livello di sicurezza e riduce gli interventi di manutenzione dovuti alla maggiore complessità degli impianti di utenza ad acqua surriscaldata. La circolazione sia nel circuito primario che secondario sono garantite da elettropompe centrifughe ubicate nella stessa centrale di scambio [figura 2.2(a)]. Nel caso in cui la centrale termica si trovi nei pressi delle utenze sarà possibile omettere la seconda centrale di scambio ed effettuare direttamente uno scambio di calore da vapore ad acqua calda [figura 2.2(b)].

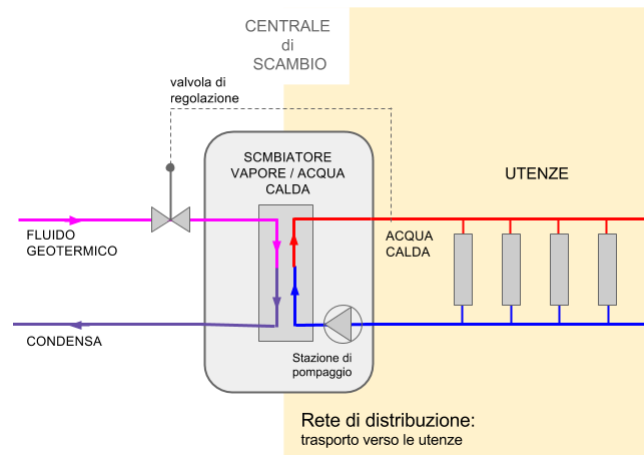
2.1.2 Stazioni di pompaggio

Le stazioni di pompaggio si occupano del trasporto dell'acqua verso le sotto-centrali di scambio delle utenze. Le pompe solitamente usate sono pompe centrifughe, la cui curva caratteristica, in funzione della portata e della prevalenza, rimane abbastanza piatta per gran parte del range di portata. Il punto di funzionamento, ovvero la portata e la prevalenza emessa delle pompe, dipende dalla resistenza offerta dalla rete dell'impianto. Le stazioni di pompaggio sono solitamente localizzate dentro la centrale di scambio ed hanno il compito assicurare un flusso di acqua tale da offrire ai complessi abitativi l'energia termica richiesta. Per di più, devono fornire alle utenze più sfavorite una differenza di pressione tale da garantire il passaggio di acqua all'interno dello scambiatore d'utenza. Quando la portata è elevata, le perdite di pressione nella rete aumentano e le pompe dovranno lavorare più duramente. La pressione sarà sempre sufficiente nelle sotto-stazioni vicine alla centrale, ma se la capacità limite della pompa viene raggiunta, la pressione nelle parti distanti della rete possono decadere e gli scambiatori di calore di quelle zone non potranno lavorare correttamente. I radiatori di queste utenze svantaggiate saranno freddi.

Come già citato, le pompe sono i principali elementi responsabili dei consumi di un impianto di teleriscaldamento perciò è necessario introdurre delle regolazioni che limitino il più possibile gli sprechi di energia di pompaggio ma allo stesso tempo si deve far sì che in tutte le utenze sia garantita una differenza di pressione che permetta il corretto funzionamento degli scambiatori.



(a) Schema di un impianto di teleriscaldamento con due centrali di scambio. Questa configurazione è utilizzata quando la centrale termica è distante dal centro abitato.



(b) Schema di un impianto di teleriscaldamento con singola centrale di scambio.

Figura 2.2: Possibili configurazioni di un impianto di teleriscaldamento alimentato da fonte geotermica

2.1.3 Rete di distribuzione

La rete di distribuzione è la linea che trasporta acqua calda alle utenze verso le sotto-centrali di scambio. La rete è composta da tubazioni interrate che devono essere adeguatamente isolate in modo da evitare che la temperatura del fluido termovettore si abbassi troppo lungo il tragitto. Il lemma inglese stesso, *district heating*, indica l'importanza che ha il fattore di localizzazione di un sistema di teleriscaldamento, infatti, l'area teleriscaldabile deve essere preferibilmente un distretto urbano, cioè un'area ad alta densità abitativa, dove le costruzioni sono abbastanza concentrate. Aree con edifici troppo isolati tra loro non sono infatti convenienti da teleriscaldare, poiché la rete di

tubazioni si estenderebbe troppo e aumenterebbero le dispersioni di calore. I terminali della rete di distribuzione sono le sotto-centrali di scambio (scambiatori). Da un punto di vista idraulico gli scambiatori di utenza vengono visti come una resistenza variabile che definiscono la caratteristica dell'impianto. Se nella rete di distribuzione non vi sono regolazioni sulla portata in ingresso alla sotto-centrale di scambio delle utenze, tutta la portata circolerà nei primi scambiatori e per alimentare gli ultimi si dovrà pompare un maggior quantitativo di acqua. Inoltre, avendo le prime utenze un surplus in portata, il calore disponibile sarà di gran lunga superiore a quello necessario. L'introduzione di elementi che regolano la portata in ingresso allo scambiatore in base calore necessario all'utenza, risultano fondamentali per l'ottimizzazione di un impianto.

2.2 Effetti delle temperature di esercizio in un impianto di teleriscaldamento

Le temperature di esercizio in una rete di teleriscaldamento influenzano: la quantità di calore fornito alla rete, le perdite di calore e l'energia di pompaggio per il trasporto dell'acqua.

Vi sono due differenti temperature da tenere in considerazione: la temperatura di mandata e la temperatura di ritorno alla centrale di scambio. La prima è quella alla quale viene inviata l'acqua verso le utenze. Questa temperatura è prodotta dalla centrale termica. La seconda, è quella di ritorno dagli scambiatori di utenza, quindi a temperatura più bassa. La temperatura di ritorno non è un parametro che può essere settato ad un certo valore noto, ma è il risultato di uno scambio di calore che avviene nello scambiatore delle abitazioni, quindi è influenzata principalmente dalle utenze stesse. Gli effetti che comportano le variazioni di queste due temperature sono descritti in seguito da un punto di vista generale.

2.2.1 Influenze sulla capacità termica in mandata

Nelle reti di teleriscaldamento ci sono due parametri che controllano la potenza termica inviata alle utenze. L'equazione in seguito mostra come la suddetta potenza P in arrivo alla sotto-centrale di scambio dipende dalla differenza di temperatura tra acqua in ingresso e quella in uscita dallo scambiatore ΔT , dalla portata \dot{m} e dalla capacità termica C_p del fluido termovettore.

$$P = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2.1)$$

$$\Delta T = T_{mandata} - T_{ritorno} \quad (2.2)$$

C_p è una proprietà che dipende dal fluido per questo non viene considerata come un parametro che può influenzare la variazione di potenza inviata.

Soltanto la portata e la differenza di temperatura possono essere usate a questo scopo. La temperatura di ritorno $T_{ritorno}$ non è determinata dalla centrale di produzione. Soltanto la temperatura in mandata $T_{mandata}$ e la portata possono essere modificate dal gestore dell'impianto. Questi due parametri sono gli strumenti che la centrale possiede per fornire la giusta quantità di calore in ogni momento.

Dall'equazione 2.1 è possibile notare come la potenza inviata alla rete di distribuzione sia proporzionale alla differenza di temperatura del fluido. Ogni volta che diminuisce la temperatura di ritorno oppure cresce la temperatura di mandata si ha una crescita della potenza totale trasportata a parità di portata.

Un sistema di teleriscaldamento efficiente ha due caratteristiche: una temperatura in mandata bassa e una differenza di temperatura tra mandata e ritorno alta. Una temperatura in mandata bassa fa diminuire le perdite di calore durante il trasporto, mentre, un ΔT alto comporta una riduzione della portata se si vuole mantenere invariata la potenza termica inviata.

Dal momento che la temperatura di ritorno non è un parametro che può essere deciso a priori, il maggiore sforzo per aumentare l'efficienza delle reti di teleriscaldamento, si ottiene regolando e ottimizzando le sotto-stazioni di scambio delle utenze, così da ottenere sempre la più bassa temperatura di ritorno. L'obiettivo si raggiunge fornendo alle abitazioni il suo reale fabbisogno di calore ed individuando i malfunzionamenti che riducono l'efficienza degli scambiatori.

2.2.2 Influenza sull'energia di pompaggio

L'energia di pompaggio è l'energia necessaria al trasporto dell'acqua calda dalla centrale termica verso le utenze e per riportarla indietro alla centrale stessa. La perdita di pressione della rete deve essere misurata lontano dalla stazione di pompaggio e se la differenza di pressione tra mandata e ritorno non è sufficientemente elevata si ordina alla pompa di dare più pressione.

Queste pompe devono inviare una prevalenza tale da far fronte alle perdite di carico che si hanno lungo la rete e devono garantire una differenza di pressione sufficiente al corretto funzionamento degli scambiatori. Le perdite sono dovute principalmente alla frizione offerta dalle tubazioni al passaggio di acqua. Questa sorta di attrito non ha una relazione lineare con la portata, ma è approssimativamente proporzionale alla terza potenza della portata. Ciò implica che una diminuzione del flusso ha un grande impatto sulla riduzione delle perdite di pressione.

Dando uno sguardo all'equazione 2.1 possiamo notare che a parità di potenza inviata alla rete, un aumento della differenza di temperatura comporta una diminuzione della portata del fluido e dunque, una diminuzione dei costi di pompaggio.

2.2.3 Influenza sulle perdite di calore

Le perdite di calore in una rete di teleriscaldamento sono proporzionali alla differenza di temperatura tra l'ambiente e l'acqua nelle tubazioni. Dal momento che la temperatura ambiente è una variabile non decisionale, le perdite di calore dipendono dalla temperatura in mandata, da quella di ritorno e dalla portata. Le perdite di calore non sono un elemento da sottovalutare, infatti, in media il calore disperso in una rete è più alto del 10% dell'energia fornita. Pertanto è importante tenere in considerazione questo tipo di perdite quando vogliamo determinare le temperature di esercizio ottimali di un impianto teleriscaldato.

Si potrebbe pensare che ridurre il più possibile la temperatura in mandata eliminerebbe il problema delle perdite di calore nei tubi. Se da una parte una temperatura in mandata molto bassa risolverebbe il problema, dall'altra si avrebbe che le pompe dovrebbero inviare un flusso di acqua molto maggiore per raggiungere la stessa potenza termica desiderata. Ai fini del problema, si dovrebbero trovare le temperature e le portate della rete che minimizzano l'energia elettrica necessaria alle pompe per la circolazione dell'acqua sommata all'energia termica persa. Ogni termine della somma dovrà essere pesato in funzione dei differenti costi tra energia elettrica e produzione di calore. Un altro vincolo importante sulla temperatura in mandata è che questa non potrà essere inferiore alla temperatura di funzionamento dei radiatori.

2.3 Effetti degli utenti sulla rete e tecnologie in uso per aumentare l'efficienza delle utenze

Gli utenti svolgono un ruolo importante nell'ottimizzazione di un impianto di teleriscaldamento. Al fine di minimizzare l'energia elettrica consumata dalle stazioni di pompaggio, la differenza di temperatura tra mandata e ritorno deve essere massimizzata. La temperatura di mandata è un parametro prodotto dalla centrale termica, ma non la temperatura di ritorno. Quest'ultima dipende principalmente dagli utenti. Una bassa temperatura di ritorno è possibile soltanto se l'impianto dell'utenza è progettato a dovere e funziona correttamente. La rete di distribuzione, ovvero la rete di tubi tra la centrale termica e le sottostazioni di scambio delle utenze, deve fornire alle utenze la potenza necessaria al proprio fabbisogno, quindi il flusso di acqua dovrà essere settato in modo da raggiungere tale potenza in funzione della temperatura in mandata e quella di ritorno. Quando nel circuito dell'utenza non viene mantenuta un'alta differenza di temperatura tra mandata e ritorno, più portata sarà richiesta nella rete di distribuzione per trasferire la stessa potenza termica, comportando un aumento dell'energia di pompaggio.

La differenza di temperatura deve essere massimizzata al fine di lavorare con il minimo flusso di acqua richiesto. Questa considerazione è valida sia per la rete di distribuzione che per il circuito dell'utenza a causa di una stretta relazione tra i due. Quando c'è una diminuzione del ΔT nel lato utenze si avrà un aumento della temperatura di ritorno anche dal lato della rete di distribuzione. Per mantenere la stessa potenza, dobbiamo aumentare la portata e questo aumento di flusso da una parte aumenta la quantità di energia termica, dall'altra, la maggiore velocità del liquido fa raffreddare meno il fluido per unità di tempo.

Nella rete di distribuzione il flusso di acqua è regolato in accordo al carico termico richiesto. Durante l'inverno, dove la domanda è più alta, il flusso di fluido termovettore sarà più alto rispetto all'estate. Un flusso variabile nella rete è la strada necessaria da percorrere per ottimizzare le spese di pompaggio.

Nel circuito delle utenze può essere fatta la stessa considerazione. Tre differenti soluzioni per regolare la portata in arrivo alle sotto-centrali di scambio delle utenze verranno analizzate in seguito, tenendo conto di quanto e come influenzano la rete.

2.3.1 Regolazione con valvola a tre vie

La prima soluzione che verrà descritta lavora con un flusso costante di acqua che arriva allo scambiatore d'utenza. Una valvola a tre vie regola la quantità di fluido termovettore che verrà usato dall'utenza. Vi è quindi un flusso variabile, ma la pressione rimane costante. Lo schema di funzionamento è illustrato in figura 2.3.

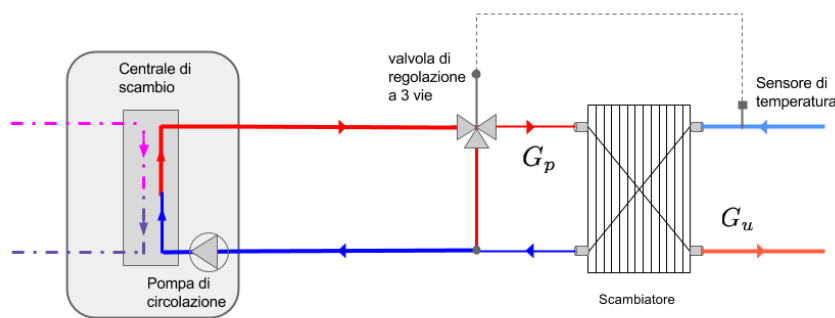


Figura 2.3: Schema di funzionamento di una rete con valvola a tre vie

La portata nella sotto-stazione dipende dalla quantità di calore necessario all'utenza.

Quando questa ha bisogno di più energia, la temperatura sul ritorno del lato utenza inizia a diminuire a causa del consumo di calore. Il sensore sul ritorno rileva una temperatura più bassa sul circuito d'utenza e di conseguenza

comunica alla valvola a tre vie di aumentare il flusso verso lo scambiatore in modo da avere un più alto trasferimento di calore dalla rete di distribuzione. Nel sistema descritto, la valvola a tre vie decide in ogni momento quale è la portata necessaria in base al carico termico richiesto. Il resto dell'acqua è rimandato nella tubazione di ritorno attraverso il by-pass senza essere raffreddata. Conseguentemente, la temperatura di ritorno sarà più alta tanto più acqua è deviata. Più alta è la temperatura sul ritorno dell'utenza più flusso di acqua sarà necessario per spedire la stessa potenza. In questo sistema la pompa sulla rete di distribuzione lavora sempre a massimo carico, senza dipendere dalla domanda di calore. Conseguentemente la vita delle pompe sarà più breve e le spese di pompaggio saranno alte.

2.3.2 Regolazione con valvola di laminazione

In questo caso, il flusso di acqua non è costante. Una valvola di laminazione (a due vie) regola la portata in base alla necessità di calore delle utenze. Come nel caso precedente, quando il sensore rileva una temperatura troppo bassa dell'acqua di ritorno del lato utenza, comunica alla valvola di laminazione di far passare più acqua. La suddetta valvola può essere vista come una resistenza che si oppone al passaggio del fluido. Maggiore è il grado di laminazione, maggiore è la resistenza offerta e minore risulterà la portata della rete di distribuzione. Considerando la pompa a regime costante, il grado di chiusura della valvola farà spostare il suo punto di lavoro lungo la curva caratteristica della pompa stessa, modificando così portata e pressione del fluido. La portata in ingresso allo scambiatore dipenderà sempre da quanta potenza richiede l'abitazione e questo garantisce una temperatura di ritorno bassa. Il consumo di energia dipende in un certo senso dalla quantità di energia termica inviata. Essendo tale potenza variabile sarà possibile risparmiare più energia di pompaggio rispetto al primo caso con la valvola a tre vie dove la potenza inviata è costante. Lo schema di funzionamento è mostrato in figura 2.4.

La rete di distribuzione diventa un sistema con portata e pressione variabile. Viene solitamente scelto dagli ingegneri in quanto ha bisogno di poca manutenzione, riduce i consumi di energia elettrica per il pompaggio e assicura una bassa temperatura di ritorno.

Sia nel primo che nel secondo caso il sensore di temperatura può essere messo sulla tubazione che porta l'acqua ai radiatori anziché su quella di ritorno. In questo modo si definisce un target di temperatura da mantenere. Questo set point dovrà essere impostato in base al tipo di impianto.

2.3.3 Regolazione con pompe a pressione differenziale

Ugualmente alla regolazione precedente, si utilizza una valvola di laminazione per regolare il flusso di fluido all'utenza ma la principale differenza

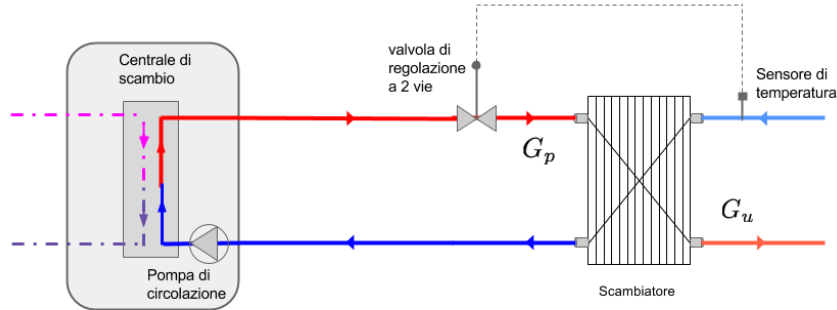


Figura 2.4: Schema di funzionamento di una rete con valvola di laminazione (valvola a due vie)

sta nell'introduzione di una pompa a velocità variabile, controllata in funzione della differenza di pressione tra la condotta di mandata e di ritorno dell'acqua, cosicché il consumo di elettricità per il pompaggio venga ridotto al massimo. La velocità della pompa è regolata al fine di mantenere una differenza di pressione costante prestabilita. Le variazioni di pressione nel circuito sono causate dal grado di chiusura della valvola a due vie. Quando la valvola si chiude, aumenta la pressione nel circuito e dei sensori percepiscono la variazione di pressione comunicando alle pompe di modificare il numero di giri in modo da riportare la pressione al valore desiderato. In figura 2.5 sono analizzati i cambiamenti portati dai due miglioramenti.

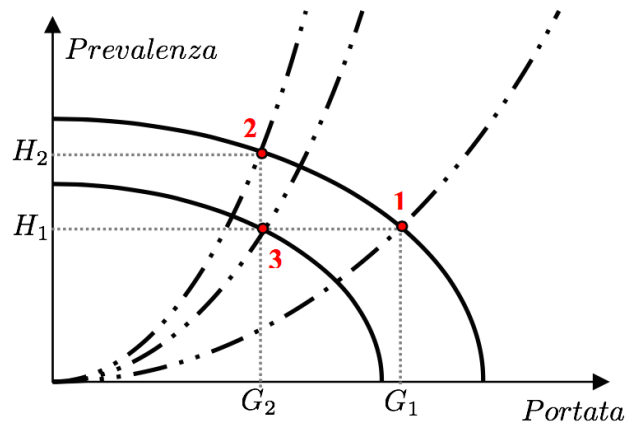


Figura 2.5: Curve caratteristiche della pompa (linea continua) e curve di carico (linea tratteggiata)

Il punto 1 rappresenta un alta domanda di calore, quindi la portata sarà

a sua volta alta. Se la domanda di calore decresce, la valvola di laminazione inizia a chiudersi facendo aumentare la resistenza del circuito e quindi la curva caratteristica della rete cresce più rapidamente. Il punto di lavoro si sposta quindi da 1 a 2. Il comportamento analizzato fino ad ora descrive il funzionamento della valvola di laminazione utilizzato anche nella regolazione a due vie della sezione 2.3.2. Se però viene introdotta una pompa a pressione differenziale costante, il punto di funzionamento da 1 verrà spostato a 3. Se la velocità della pompa è diminuita, la caratteristica della pompa verrà descritta da una nuova curva. Anche la curva di carico dell'impianto cambierà, avendo come risultato due curve che si intersecano nel punto 3.

La regolazione della velocità delle pompe è uno dei modi migliori per diminuire al massimo i consumi delle pompe e ed è anche una delle migliori soluzioni per i gestori dell'impianto e per i consumatori. Con questo tipo di regolazione si dovrebbe ottenere il minore consumo di energia e la più alta differenza di temperatura possibile.

2.4 Metodi per ridurre la temperatura di ritorno

In una comune utenza la potenza termica necessaria al riscaldamento per raggiungere un certo set point dipende principalmente dalla temperatura esterna. Più all'esterno è freddo più saranno le perdite di calore dell'abitazione.

2.4.1 Termoregolazione climatica

Poiché il calore necessario per mantenere le condizioni di comfort in ambiente è legato alle dispersioni dell'edificio ed alla temperatura esterna, il fabbisogno termico aumenta all'aumentare delle dispersioni dell'edificio e al diminuire della temperatura esterna. Le regolazioni di tipo climatico permettono di selezionare una curva climatica all'interno di una famiglia di curve, in modo da adeguare la regolazione allo specifico edificio.

Fissata la curva climatica, la temperatura di mandata all'impianto viene regolata in modo automatico in funzione della temperatura esterna, adeguando l'apporto di calore al fabbisogno termico dell'edificio, per garantire sempre le migliori prestazioni in termini di comfort.

Per ottenere questi risultati si utilizza una centralina elettronica digitale, a cui sono collegate due sonde di temperatura (una di mandata all'impianto e una esterna) ed un servomotore che aziona la valvola miscelatrice.

Capitolo 3

Modelli Matematici

3.1 Scambiatore di calore

Gli scambiatori di calore sono delle apparecchiature in cui si realizza lo scambio di energia termica tra due fluidi aventi temperature diverse. Negli impianti di teleriscaldamento solitamente vengono utilizzati scambiatori di calore a piastre, in cui due fluidi scorrono tra delle lastre metalliche piane, dotate di particolari rilievi per aumentare la superficie di scambio termico. In essi la trasmissione del calore avviene per convezione tra i fluidi e le rispettive superfici solide lambite e per conduzione attraverso la parete del tubo che li separa. Il tipo di contatto è di tipo indiretto in quanto non vi è miscelazione dei fluidi. Il loro funzionamento è garantito soltanto dalla presenza di due fluidi a differente temperatura. La temperatura del corpo più caldo diminuisce, mentre la temperatura di quello più freddo aumenta. La progressiva riduzione della differenza di temperatura deve essere ricondotta a uno scambio di energia, scambio che continua finché esiste tale differenza termica, ovvero fino a quando non si raggiunge l'equilibrio termico.

Le variabili in gioco sono elencate in seguito:

G_p = portata del circuito primario

G_u = portata del circuito secondario (parte utenza)

c_s = calore specifico dell'acqua

T_i = Temperatura di ingresso scambiatore dalla parte del circuito primario (acqua calda)

T_u = Temperatura in uscita dallo scambiatore dalla parte del circuito primario (acqua fredda)

t_i = Temperatura di ingresso scambiatore dalla parte del circuito secondario (acqua fredda)

t_u = Temperatura in uscita dallo scambiatore dalla parte del circuito secondario (acqua calda)

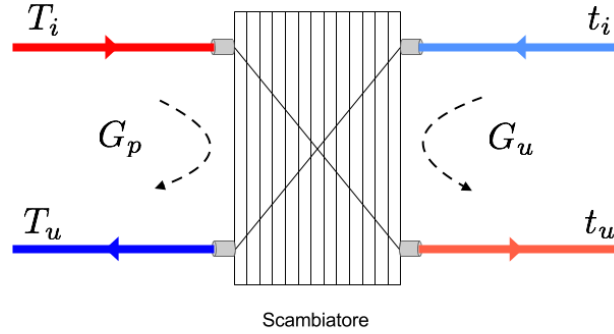


Figura 3.1: Schema di uno scambiatore d'utenza

Applicando le equazioni di bilancio di massa e di energia al fluido caldo ed al fluido freddo, assumendo che non vi siano dispersioni di calore durante lo scambio, si ottengono le seguenti formule per il calcolo della potenza termica globale \dot{Q} . Nello studio degli scambiatori di calore è utile riferirsi alla cosiddetta portata termica (oraria), C , data dal prodotto tra la portata massica ed il calore specifico:

$$C_p = G_p c_s \quad ; \quad C_u = G_u c_s \quad (3.1)$$

In tal caso le due equazioni di bilancio possono scriversi nella seguente forma:

$$\dot{Q} = C_p(T_i - T_u) \quad ; \quad \dot{Q} = C_u(t_u - t_i) \quad (3.2)$$

A queste due equazioni di bilancio energetico, si può associare una equazione di scambio termico; quest'ultima associa la potenza termica scambiata tra i due fluidi alle temperature di ingresso e/o di uscita, alle portate, al coefficiente di scambio termico globale ed all'area di scambio. Questa equazione deriva dal metodo della media logaritmica delle differenze di temperatura (o MLDT) dove la potenza termica scambiata tra i due fluidi viene legata alla differenza di temperatura tra il fluido caldo ed il fluido freddo dalla seguente relazione:

$$\dot{Q} = \alpha S \Delta T_{ml} \quad (3.3)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_1) - (\Delta T_2)}{\log \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (3.4)$$

Se scambiatore in corrente : $\Delta T_1 = T_i - t_i$; $\Delta T_2 = T_u - t_u$
 Se scambiatore in controcorrente : $\Delta T_1 = T_i - t_u$; $\Delta T_2 = T_u - t_i$

dove S è la superficie attraverso cui avviene lo scambio ed α è il cosiddetto coefficiente di scambio termico globale o conduttanza termica unitaria.

In figura 3.2 è possibile vedere l'andamento delle temperature negli scambiatori in corrente (a) e in controcorrente (b). Nel caso dello scambiatore equicorrente si ha una forte differenza di temperatura all'ingresso e una differenza minima all'uscita. Nel caso dello scambiatore in controcorrente la differenza è invece più costante e il fluido freddo può uscire dallo scambiatore a temperatura maggiore di quella dell'uscita del fluido caldo. Termodinamicamente quindi questa configurazione è superiore, per la minore caduta di temperatura dell'energia termica.

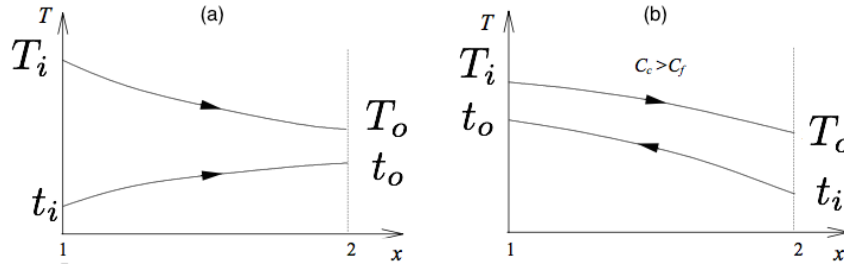


Figura 3.2: Andamento delle temperature negli scambiatori

3.2 Radiatori

I radiatori sono gli elementi all'interno dell'utenza che trasferiscono calore all'ambiente per scaldarlo. La potenza emessa da un corpo scaldante dipende dalla sua temperatura media tra il fluido caldo in ingresso al radiatore e quello freddo in uscita dalla seguente relazione:

$$\dot{Q}_{ri} = K_m \left(\frac{t_u + t_i}{2} - \Theta_{amb} \right)^n \quad (3.5)$$

con K_m e n coefficienti costanti che dipendono dal tipo di radiatore utilizzato. Il funzionamento di questi elementi di riscaldamento è garantito da una pompa di circolazione solitamente a velocità fissa che permette la circolazione di acqua calda all'interno dell'abitazione.

Un'analisi importante riguarda il comportamento dei radiatori in termini di calore scambiato al variare della portata. Considerando la temperatura in mandata ai radiatori costante, la temperatura di ritorno dipende dalla velocità con cui scorre il fluido nei radiatori, quindi la portata è uno dei fattori determinanti della temperatura media e quindi della potenza emessa dai

radiatori. Maggiore è la portata minore sarà il tempo per scambiare calore, avendo così una temperatura di ritorno e una conseguente temperatura media più alta e viceversa. Si può fare riferimento all'equazione 2.1, valida anche per i radiatori, per notare come la portata sia direttamente proporzionale alla potenza termica scambiata.

E' possibile ottenere le stesse potenze termiche con due portate diverse facendo variare la differenza di temperatura tra fluido caldo e freddo, e di conseguenza alzando o abbassando le temperature di mandata dei radiatori [figura 3.3].

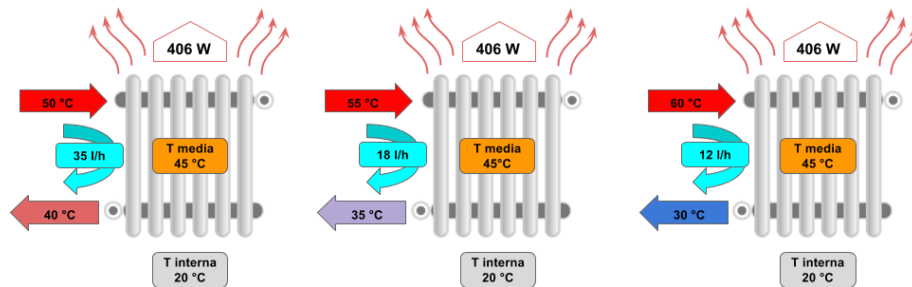


Figura 3.3: Mantenimento delle potenze scambiate dal radiatore costante variando la temperatura di mandata e la portata.

Dal momento che, come detto in precedenza, le pompe solitamente lavorano a velocità costante, se vogliamo ottenere una potenza maggiore l'unica opzione possibile è quella di aumentare la temperatura in mandata in modo da far aumentare la temperatura media [figura 3.4].

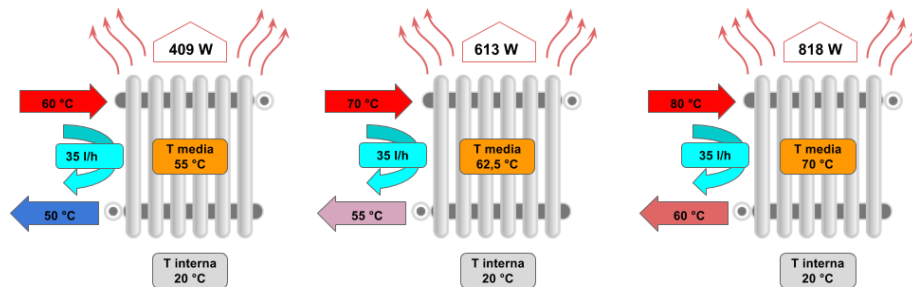


Figura 3.4: Variazione delle potenze scambiate radiatore variando la temperatura di mandata variabile e mantenendo la portata costante.

3.3 Dinamica dell'utenza

In seguito è descritto il modello utilizzato in simulazione per modellare gli scambi termici all'interno di un edificio. Il trasferimento di calore tra due mezzi può avvenire per conduzione o convezione ed è proporzionale alla differenza di temperatura tra i due mezzi coinvolti. Il trasferimento di calore per conduzione e convezione può quindi essere modellato utilizzando una resistenza termica,

$$\dot{Q} = \frac{1}{R}(T_1 - T_2) \quad (3.6)$$

dove T_1 e T_2 sono le temperature di ogni mezzo coinvolto nello scambio di calore mentre R è la resistenza opposta al trasferimento l'energia termica.

L'altro aspetto importante da tenere in considerazione è la capacità termica, la quale descrive quanto un materiale è in grado di accumulare calore. Nella seguente equazione è descritta la relazione che lega la capacità termica C con il calore trasferito \dot{Q} e la temperatura T .

$$\dot{Q} = C(T) \frac{dT}{dt} \cong C \frac{dT}{dt} \quad (3.7)$$

Dal momento che l'intervallo di temperature in cui opera la casa è piccolo, possiamo quindi assumere la capacità termica come costante.

La termodinamica dell'utenza è modellata su una grande stanza circondata da pareti ed i flussi termici sono schematizzati in figura 3.5. Gli scambi di calore che possono avvenire sono: scambio di calore tra i radiatori e l'aria della stanza, scambio di calore tra l'aria della stanza e le pareti, scambio di calore tra le pareti e l'esterno.

Le grandezze che verranno usate nel modello da questo punto in avanti sono le seguenti:

\dot{Q}_{ri} = calore fornito dai radiatori

C_i = capacità termica dell'aria all'interno dell'abitazione

C_p = Capacità termica delle pareti

R_{ip} = Resistenza termica tra l'aria interna alla casa e la parete

R_{pe} = Resistenza termica tra la parete e l'aria all'esterno della casa

$R_{conv,i}$ = Resistenza termica per convezione parete interna della casa

$R_{conv,e}$ = Resistenza termica per convezione parete esterna della casa

R_{cond} = Resistenza termica per conduzione della parete della casa

T_e = Temperatura dell'aria all'esterno della casa

Θ_i = Temperatura dell'aria all'interno della casa

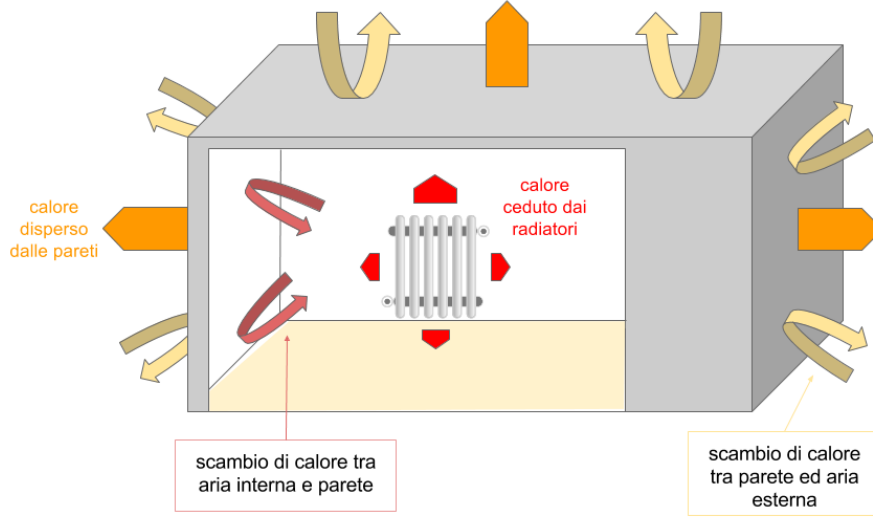


Figura 3.5: Scambi di calore di un abitazione generica

Θ_e = Temperatura della superficie della parete all'interno della casa

A = Superficie di scambio delle pareti

A causa delle analogie tra le equazioni 3.6 e 3.7 con resistenze e capacità elettriche, possiamo modellare la termodinamica dell'abitazione come una rete elettrica, costituita da resistenze e condensatori, con le temperature equivalenti alle tensioni e il flusso di calore equivalente al flusso di cariche elettriche, ovvero alla corrente. Il circuito elettrico equivalente degli scambi di calore è mostrato in figura 3.6.

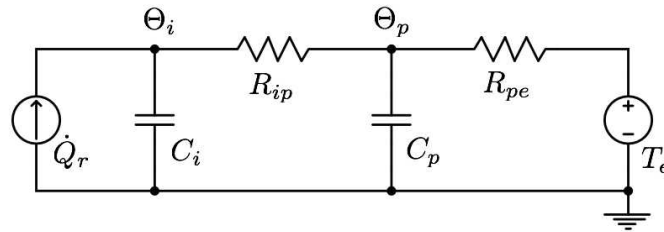


Figura 3.6: Circuito equivalente RC per gli scambi di calore

Vediamo adesso in dettaglio come viene considerato lo scambio tra aria pareti ed esterno. L'aria interna che precedentemente ha ricevuto calore

dai radiatori cede calore alla superficie interna delle pareti per convezione secondo la legge:

$$\dot{Q} = A \frac{(\Theta_i - \Theta_p)}{R_{ip}} \quad (3.8)$$

Dal momento che la temperatura delle pareti a cui facciamo riferimento è quella della superficie interna dell'edificio la resistenza termica sarà data soltanto dalla resistenza termica per convezione, ovvero:

$$R_{ip} = R_{conv,i}$$

Lo scambio tra la parete e l'ambiente esterno è dato dalla differenza di temperatura tra la parete interna e l'aria esterna, considerando come resistenza termica la resistenza conduttiva R_{cond} degli strati della parete e la resistenza convettiva sulla superficie esterna $R_{conv,e}$ per cui:

$$\dot{Q} = A \frac{(\Theta_p - T_{est})}{R_{pe}} \quad (3.9)$$

$$R_{pe} = R_{cond} + R_{conv,e}$$

Il modello può essere formulato come un modello condensato a due stati di temperatura. La temperatura dell'aria all'interno della casa Θ_i e la temperatura delle pareti Θ_p .

Riassumendo, l'aria, riscaldata dai radiatori a temperatura Θ_i , scambia calore con la superficie interna delle pareti che si troverà a temperatura Θ_p . In base alla superficie di scambio, la differenza di temperatura tra i due mezzi e la resistenza termica R_{ip} tra aria e pareti, si otterrà un certo scambio termico verso di esse. L'energia scambiata viene accumulata dalla parete che funziona come un condensatore di capacità C_p . Parte dell'energia totale delle pareti invece viene ceduta all'esterno. Il calore ceduto dipenderà dalla superficie di scambio, dalla differenza di temperatura tra la parete interna e l'aria all'esterno dell'edificio, e la resistenza termica R_{pe} che offre la parete con l'aria esterna. Un equivalente elettrico del modello della parete è visibile in figura 3.7(a). Quando la potenza scambiata dall'aria alla parete interna è maggiore di quella dispersa all'esterno si avrà un aumento della temperatura delle pareti stesse.

Da notare è anche il fatto che la temperatura all'interno della parete non è uniforme. Infatti, se prendessimo una sezione di una parete, vedremmo che in base alla distanza dalla sua superficie interna la temperatura decresce come mostrato in figura 3.7(b). Nel modello scelto si considera come temperatura di riferimento della parete la temperatura della superficie interna della stessa. La scelta è stata fatta solamente per comodità, infatti si sarebbe potuto tenere in considerazione la temperatura della superficie esterna anziché quella interna. In base al punto al quale si fa riferimento per la temperatura, sarà necessario impostare i valori di R_{ip} e R_{pe} appropriatamente.

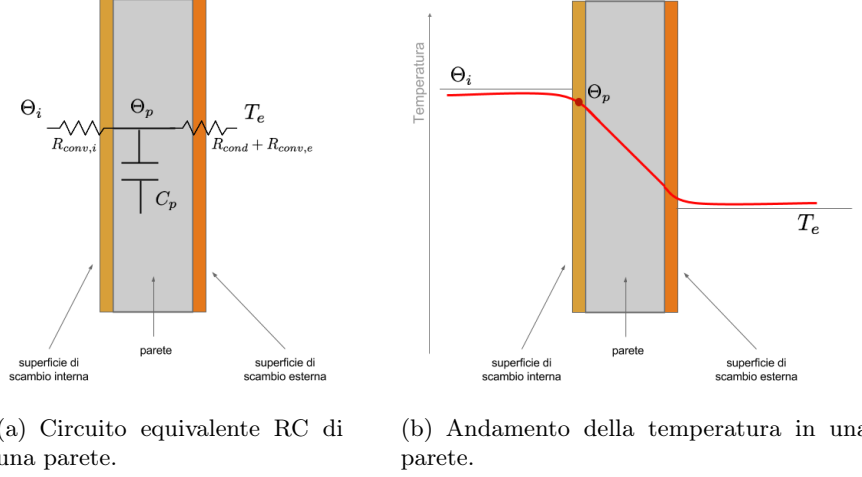


Figura 3.7: Schemi di funzionamento degli scambi termici in una parete di un'abitazione

3.4 Dinamica e interazioni tra scambiatore e utenza

Per quanto riguarda la creazione di un simulatore dobbiamo trovare un modello matematico che descriva le interazioni che avvengono tra lo scambiatore di calore e l'utenza. In particolare è interessante sapere come si evolvono le temperature dell'acqua nello scambiatore e come varia la temperatura interna dell'abitazione al variare di alcuni parametri come la temperatura in ingresso allo scambiatore, la temperatura in mandata verso i radiatori, la portata, sia del lato della rete di distribuzione che del circuito dell'utenza e la temperatura esterna. In figura 3.8 è rappresentato lo schema che descrive le interazioni e i parametri in gioco nel sistema composto dallo scambiatore di calore e dall'utenza.

Faremo riferimento ad un sistema dinamico con due variabili di stato: la temperatura interna all'utenza Θ_i e dalla temperatura della superficie interna delle pareti Θ_p . Il sistema è descritto da due equazioni differenziali:

$$M_a C_a \dot{\Theta}_i = \dot{Q}_{ri} - \dot{Q}_{ip}$$

$$M_p C_p \dot{\Theta}_p = \dot{Q}_{ip} - \dot{Q}_{pe}$$

con \dot{Q}_{ri} il calore scambiato tra i radiatori e l'aria interna alla casa, \dot{Q}_{ip} il calore scambiato tra l'aria e la parete interna, M_a la massa dell'aria all'interno dell'abitazione e C_a la capacità termica dell'aria. Per la seconda equazione \dot{Q}_{pe} è il calore scambiato tra le pareti e l'ambiente esterno, M_p la massa delle pareti e C_p il calore specifico delle pareti. Più in particolare:

$$K_m \left(\frac{t_u + t_i}{2} - \Theta_i \right)^n - \left(\frac{\Theta_i - \Theta_p}{R_{ip}} \right) = M_a C_a \dot{\Theta}_i \quad (3.10)$$

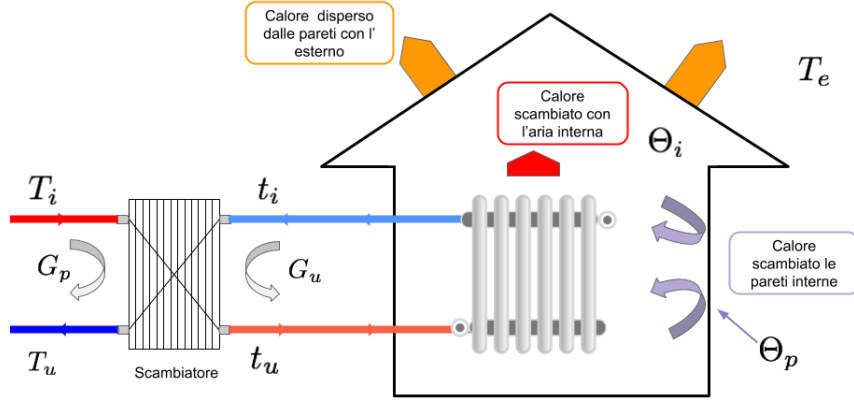


Figura 3.8: rappresentazione schematica sistema scambiatore e utenza

$$\left(\frac{\Theta_i - \Theta_p}{R_{ip}} \right) - \left(\frac{\Theta_p - T_e}{R_{pe}} \right) = M_p C_p \dot{\Theta}_p \quad (3.11)$$

È possibile analizzare due differenti scenari:

- **Scambiatore senza regolazione di portata:** si tratta di avere uno scambiatore d'utenza senza alcun tipo di regolazione sulla portata. In questo caso non è possibile definire nessun set point di temperatura in mandata ai radiatori. Le variabili note sono G_u, T_i, G_p mentre quelle incognite sono: T_u, t_u, t_i
- **Scambiatore con regolazione di portata** si analizza uno scambiatore con regolazione in portata. Con questo tipo di configurazione vi è la possibilità di fissare la temperatura in mandata ai radiatori. Questa temperatura viene mantenuta costante agendo su una valvola di laminazione che regola la portata in arrivo allo scambiatore dal lato della rete di distribuzione. Le variabili note sono G_u, T_i, t_u mentre quelle incognite sono: G_p, T_u, t_i

Assumendo che la potenza termica scambiata dallo scambiatore sia uguale alla potenza emessa dai radiatori, le incognite degli scenari sopra citati, si

possono ricavare dal seguente sistema tre equazioni tre incognite:

$$\left\{ \begin{array}{l} K_m \left(\frac{t_u + t_i}{2} - \Theta_{amb} \right)^n = C_u(t_u - t_i) \\ C_p(T_i - T_u) = C_u(t_u - t_i) \\ C_u(t_u - t_i) = \alpha S \frac{(T_i - t_u) - (T_u - t_i)}{\log \left(\frac{T_i - t_u}{T_u - t_i} \right)} \end{array} \right. \quad (3.12)$$

Le equazioni mettono in relazione la potenza emessa dai radiatori descritta nell'equazione 3.5 con il bilancio termico e la potenza scambiata dallo scambiatore descritta nelle equazioni 3.2 e 3.4 rispettivamente.

3.5 Dinamica della rete di distribuzione

Qualsiasi rete di tubature attraversata da fluidi in pressione sono affette da perdite di carico ovvero da perdite di pressione dovute all'insieme delle forze passive (scabrosità dei materiali, dislivelli, curve e derivazioni) che oppongono una resistenza allo scorrimento dell'acqua. L'espressione più generale che lega la perdita di carico J per unità di lunghezza della condotta di un fluido incomprimibile in moto permanente è quella di Darcy-Weisbach:

$$J = \frac{\lambda v^2}{2gD} \quad (3.13)$$

avendo indicato con D diametro della condotta, v la velocità del fluido, g l'accelerazione di gravità e λ un coefficiente adimensionale di resistenza funzione, in generale, della scabrezza relativa del tubo e del numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (3.14)$$

con ρ e μ la densità e la viscosità dinamica del fluido rispettivamente. Per trovare la perdita di carico in una condotta dal punto i al punto j di lunghezza L non si dovrà altro che moltiplicare la perdita di carico per unità di lunghezza J per la lunghezza del tubo:

$$\Delta P_{ij} = J \cdot L \quad (3.15)$$

Più in particolare in figura 3.9 è illustrato uno schema di una piccola parte della rete di distribuzione dell'impianto.

Dal punto 1 al punto 2 vi è la condotta della rete principale con diametro D che trasporta l'acqua calda mentre da 3 a 4 è la condotta, sempre della rete principale con diametro uguale a quello della condotta da 1 a 2 che

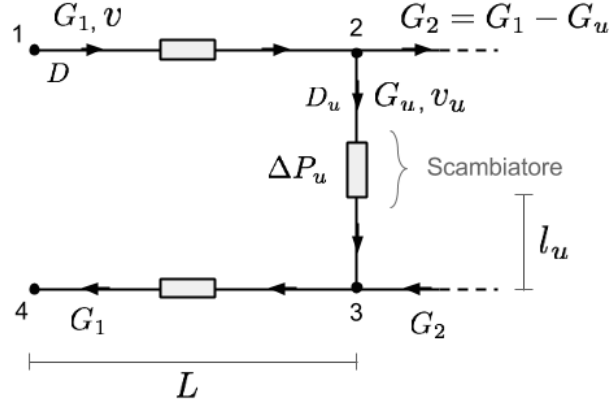


Figura 3.9: Schema di rappresentativo delle perdite di carico di una porzione della rete di distribuzione

trasporta l'acqua raffreddata in ritorno alla centrale di scambio. Entrambe le due condotte sono di lunghezza L identica, in quanto negli impianti le condotte sono sempre poste l'una affianco all'altra. L'acqua scorre a velocità v .

Il punto 2 è il punto in cui avviene il prelievo dalla rete principale per portare l'acqua calda all'utenza. Da 2 a 3 abbiamo quindi la condotta che porta l'acqua all'utenza e una che dall'utenza riporta l'acqua alla condotta di ritorno dell'acqua raffreddata con velocità v_u . La lunghezza totale è $2 \cdot l_u$ ed il diametro è D_u .

Ad ogni condotta può essere associata una certa resistenza che indica quanto questa si oppone al flusso dell'acqua. Da 1 a 2 oltre alle perdita di carico dovute alle tubazioni vi è anche la perdita di carico che offre lo scambiatore di calore:

$$\Delta P_s = K G_u^2 \quad (3.16)$$

con K costante che dipende dal tipo di scambiatore.

Le equazioni che descrivono le perdite di carico del sistema sono:

$$\begin{cases} \Delta P_{12} = \frac{\lambda v^2}{2gD} L = \Delta P_{34} \\ \Delta P_{23} = \frac{\lambda v_u^2}{gD_u} l_u + \Delta P_s \end{cases} \quad (3.17)$$

Le precedenti equazioni sono usate per ricavare le portate in arrivo alle utenze G_u , che rappresentano le variabili incognite d'interesse del sistema descritto. Le portate G_u dipendono principalmente dalla differenza di pressione ΔP_{23} infatti se questa non è sufficientemente grande non sarà garantito il corretto funzionamento dello scambiatore.

Dal momento che si tratta di un modello fortemente non lineare, si procede all'analisi della rete in modo iterativo. Partendo da dei valori di portata e prevalenza emessi dalla pompa ci ricaviamo la portata G_u della prima utenza incontrata e la portata G_2 che andrà ad alimentare tutte le utenze restanti. A questo punto possiamo continuare l'analisi della rete spostandoci all'utenza successiva, ripetendo le operazioni fatte precedentemente, considerando però come portata della condotta principale G_1 la portata G_2 e così via fino a quando tutte le utenze non sono state analizzate.

Nel caso in cui lo scambiatore d'utenza disponga di una regolazione della portata, allora tale portata, non dipenderà più direttamente dalla differenza di pressione tra i punti 2 e 3, ma sarà determinata dal grado di laminazione della valvola dello scambiatore.

3.6 Perdite di calore nella rete

Per perdita di calore si intende un trasferimento di energia termica tra due sistemi, che è causato da una differenza di temperatura tra i due sistemi in questione. Il calore ceduto da un sistema, a temperatura maggiore, viene acquistato dal secondo sistema, in accordo con la legge di conservazione dell'energia. Le perdite di calore in una rete di teleriscaldamento sono proporzionali alla differenza di temperatura del terreno e dell'acqua che circola nelle condotte. Le tubazioni a cui facciamo riferimento sono composte da tubi in acciaio rivestiti da una schiuma isolante poliuretanica, interrati a qualche decina di centimetri. Le perdite sono quantificate secondo le indicazioni delle norme B.S. (British Standard), assumendo per il coefficiente di conducibilità della schiuma il valore indicato dalle norme CEN EN253 ed utilizzando la formula:

$$\dot{Q}_{disp} = \frac{4\varphi(T_M - T_S)}{\frac{1}{\lambda_{PU}} \cdot \ln\left(\frac{D - 2t}{d}\right) + \frac{1}{\lambda_S} \cdot \ln\left(\frac{2H_S + D}{D}\right)} \quad (3.18)$$

- $\varphi = [180 - \arctan D/(D + A_S)] \cdot \pi/180$
- T_S = temperatura del suolo circostante i tubi
- T_M = media delle temperature di mandata e ritorno del fluido
- H_S = Altezza del terreno sopra i tubi
- A_S = spazio tra i tubi in PEAD (polietilene ad alta densità)
- d = diametro esterno del tubo in acciaio
- D = diametro esterno del tubo in PEAD

- t = spessore del tubo in PEAD
- Q_{disp} = Perdita di calore totale per mandata e ritorno per unità di lunghezza
- λ_S = coefficiente di conduzione termica del suolo
- λ_{PU} = coefficiente di conduzione termica del poliuretano

3.7 Pompe di circolazione

Nei sistemi di teleriscaldamento visionati nell'elaborato la circolazione dell'acqua nella rete è resa possibile grazie a delle pompe centrifughe. Queste pompe sono essenzialmente costituite da una girante a palette che gira in una camera a forma di chiocciola [figura 3.10], comunicante con la tubazione di aspirazione al centro e con la tubazione di mandata alla periferia.

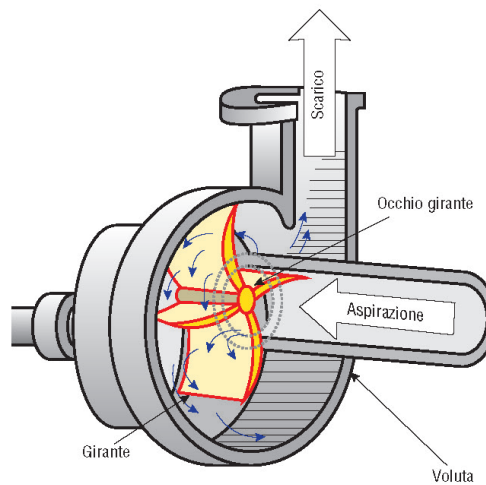


Figura 3.10: Pompa centrifuga con diffusore a palette

Durante il funzionamento, le palette della girante trascinano in rotazione il liquido e la carcassa lo convolge verso la tubazione di mandata. Si determina così una depressione al centro, che richiama altro liquido dalla tubazione di aspirazione, e una spinta in periferia, verso il tubo di mandata. L'energia acquisita dal liquido attraverso la pompa, cioè la prevalenza

manometrica, è in questo caso direttamente proporzionale al quadrato della velocità periferica della girante. La sezione della camera cresce gradatamente, dall'origine allo sbocco, di pari passo con l'aumentare del liquido che esce uniformemente dalle palette della girante. La pompa per poter sollevare il fluido deve essere adescata, cioè sia il condotto di aspirazione, sia il corpo della pompa devono essere sempre pieni di liquido. Ciò si realizza disponendo all'inizio del condotto di aspirazione una valvola di fondo (o di non ritorno), che permette il passaggio del liquido solo in una direzione e precisamente dal serbatoio alla condotta di aspirazione. Le pompe centrifughe hanno in genere un rendimento sensibilmente inferiore a quello delle pompe alternative, principalmente per effetto delle maggiori perdite volumetriche. Sono però notevolmente le più diffuse, per la semplicità di funzionamento e costruttiva e perché possono essere collegate direttamente con i motori elettrici ed endotermici; inoltre non avendo valvole, possono funzionare bene anche con liquidi fangosi.

3.7.1 Curve caratteristiche

La portata e la prevalenza delle pompe centrifughe variano in funzione del numero di giri, inoltre, con il variare della portata varia anche la prevalenza e viceversa. Riportando, in un sistema di assi cartesiani, in ascissa i valori della porta e in ordinata i corrispondenti valori della prevalenza, si ottiene la curva caratteristica della pompa per il numero di giri considerato [figura 3.11].

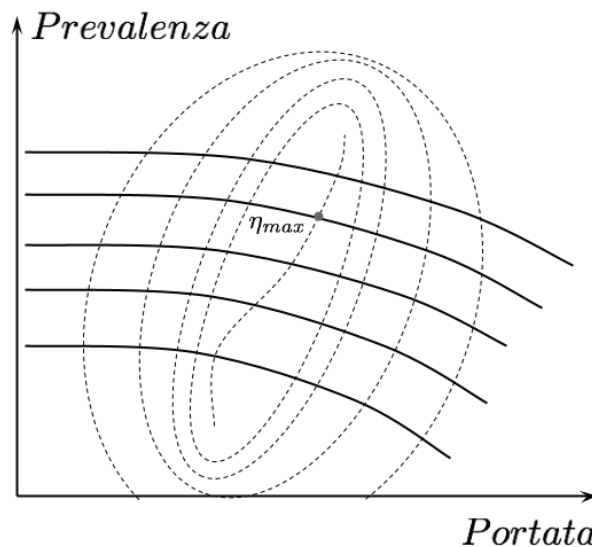


Figura 3.11: Curve caratteristiche di una pompa centrifuga al variare del numero di giri (linea continua) e curve di rendimento collinari (linea tratteggiata)

L'andamento delle curve caratteristiche si può determinare sperimentalmente. Per questo, sul banco di prova e con la pompa al regime voluto, si varia la portata, agendo su una valvola di mandata, e per ogni valore della portata si misura il valore della prevalenza mediante due manometri, uno sulla mandata e uno sull'aspirazione. Il rendimento della pompa per il regime considerato è massimo solo in un determinato punto della curva, esiste cioè una sola coppia dei valori di portata e prevalenza per i quali si ottiene un rendimento idraulico massimo. Congiungendo tutti i punti nei quali il rendimento ha lo stesso valore, si ottengono delle curve chiuse e concentriche, dette curve di uguale rendimento, o di isorendimento; la linea che unisce i punti di massimo rendimento (η_{max}) risulta però aperta, perché non esistono in una curva due punti di massimo rendimento.

3.7.2 Legge di affinità

Per le pompe centrifughe esiste una legge che mette in relazione portata, prevalenza e potenza con il numero di giri n . La portata G di una pompa centrifuga varia proporzionalmente al numero di giri; la prevalenza H varia proporzionalmente al quadrato del numero di giri; la potenza utile P , proporzionale al prodotto della portata per la prevalenza, varia proporzionalmente al cubo del numero di giri:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (3.19)$$

Queste tre espressioni esprimono la legge d'affinità la quale permette di tracciare la curva caratteristica di una pompa ad un regime di rotazione n_2 quando è nota la curva relativa ad un regime di rotazione n_1 , non molto dissimile da n_2 .

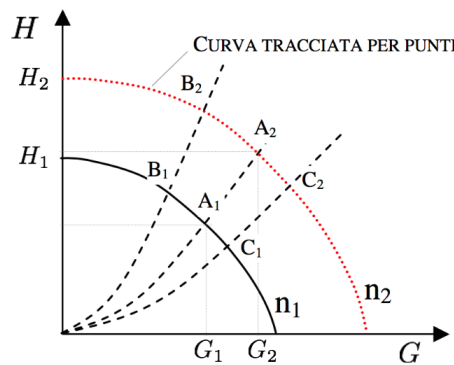


Figura 3.12: Utilizzo della legge di affinità per ricavare da una curva caratteristica nota a regime di rotazione n_1 un'altra curva caratteristica avente regime di rotazione n_2

Facendo riferimento alla figura 3.12, noti per il punto A_1 i valori di G_1 e H_1 , si possono determinare:

$$G_2 = \frac{n_2}{n_1} G_1 \quad e \quad H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 H_1$$

che individuano il punto A_2 . Procedendo in modo analogo per i punti B_1, C_1 si determinano i corrispondenti punti B_2, C_2 . La curva ottenuta unendo tutti questi punti rappresenta la caratteristica della pompa al regime di rotazione n_2 .

I punti A_1 e A_2, B_1 e B_2, C_1 e C_2 , appartengono a una parabola avente il vertice nell'origine degli assi, infatti dalla legge di affinità:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left(\frac{G_1}{G_2} \right)^2 \quad \text{ovvero} \quad \frac{H_1}{G_1^2} = \frac{H_2}{G_2^2}$$

In generale quindi $H = K G^2$ che corrisponde all'equazione di una parabola passante per l'origine che descrive la resistenza che oppone il circuito alimentato dalla pompa.

La legge di affinità implica che il rendimento della pompa resti invariato alle due velocità. Quindi, due punti appartenenti alla stessa parabola che descrive la caratteristica del circuito risultano avere lo stesso rendimento. In realtà, ciò non è completamente corretto.

3.7.3 Potenza assorbita da una pompa

Capitolo 4

Risultati della simulazione

Capitolo 5

Conclusioni

Appendice A: Dettagli

Le appendici possono riportare dettagli che vengono omessi nei Capitoli. In genere possono contenere dimostrazioni di risultati presentati, tabelle di dati o documenti di supporto al materiale esposto nei Capitoli.

Le Appendici possono avere varia lunghezza a seconda del materiale che si ritiene opportuno presentare.

Bibliografia

- [1] S. H. Lin, T. C. Lee and M. F. Gardina, “Diversity protection for digital radio: summary of te-year experiments and studies,” *IEEE Communication Magazine*, vol. 26, no. 2, pp. 51–64, Febr. 1988.
- [2] D. Kralj M. McClure L. Carin and L.B. Felsen, “Time-domain wave-oriented data processing of scattering by nonuniform truncated gratings,” *J. Opt. Soc. Am. A*, vol. 11, no. 10, pp. 2685–2694, October 1994.
- [3] D. Vogel, J. Keller, B. Michel, M. Holst, and M Muzic, “Characterization approaches of nanoscale modified plastics,” in *4th IEEE Conference on Nanotechnology*, Munich, Germany, 16-19 Aug. 2004, pp. 23–25.
- [4] A. Yoshizawa, O. Jun, H. Yamakawa, and M. G. Fujie, “Robot surgery based on the physical properties of the brain - physical brain model for planning and navigation of a surgical robot,” in *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Barcelona, Spain, 18-22 April 2005, pp. 904–911.
- [5] A. Papoulis, *The Fourier Integral and its Applications*, pp. 135–153, McGraw Hill, New York, 1962.
- [6] Y. A. Kuznetsov, *Elements of Applied Bifurcation Theory*, Springer, New York, 2nd ed. edition, 1998.
- [7] W.-K. Chen, Ed., *The Electrical Engineering Handbook*, Elsevier Academic Press, Burlington, MA, 2005.
- [8] E. Boretti, “Valutare internet. la valutazione di fonti documentazione web,” in: <http://www.aib.it/aib/contr./borettil.htm>, (ultimo aggiornamento 26-05-2000).
- [9] A. De Robbio, “Stili di citazione bibliografica per documenti a stampa ed elettronici,” in: <http://www.math.unipd.it/derobbio/citint.htm>, (data creazione:28/02/98; aggiornamento: 07/03/98).