

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA



Facoltà di Ingegneria

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Tesi di laurea

**Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa
di calore geotermica per la climatizzazione di edifici**

Relatore:

Prof. Michele De Carli

Correlatore:

Ing. Angelo Zarrella

Laureando:

Strazzabosco Giovanni

Anno accademico 2014-2015

INDICE

INTRODUZIONE:	i
----------------------------	---

CAPITOLO 1

1.1- IL PROBLEMA ENERGETICO DEL MONDO:.....	1
1.2- LE LEGGI ITALIANE PER IL RISPARMIO ENERGETICO NEGLI EDIFICI:.....	4
1.3- L' OBBLIGO ALL'UTILIZZO DELLE FONTI RINNOVABILI IN ITALIA.....	6
1.4- ESEMPI DI PROFILI DI CARICO NEGLI EDIFICI ZEB O NZEB.....	9

CAPITOLO 2

2.1- IL CICLO IDEALE DI CARNOT:.....	11
2.2- IL FUNZIONAMENTO DELLE POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE.....	13
2.3- LA CONVENIENZA DELLE POMPE DI CALORE RISPETTO ALLA CALDAIA:....	18
2.4- LE POMPE DI CALORE GEOTERMICHE:.....	20
2.5- I VANTAGGI DELLE POMPE GEOTERMICHE RISPETTO ALLE POMPE AD ARIA:.....	27
2.6- IL PROBLEMA DELLA DERIVA TERMICA:.....	29
2.7- IL METODO ASHRAE PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE SONDE GEOTERMICHE VERTICALI:.....	30

CAPITOLO 3

3.1- IL NUOVO REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI VICENZA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:.....	35
3.2- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI VERONA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI.....	38
3.3- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI PADOVA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI.....	40
3.4- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI ROVIGO PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI.....	41
3.5- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI TREVISO PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI.....	42
3.6- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI VENEZIA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI.....	43
3.7- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI BELLUNO PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI.....	45

CAPITOLO 4

4.1- IL TRADIZIONALE SISTEMA TARIFFARIO DELL'ENERGIA ELETRTICA PER LE UTENZE DOMESTICHE:.....	47
4.2- LA TARIFFA SPERIMENTALE D1:.....	47
4.3- LE TARIFFE ELETTRICHE ENEL PER LE UTENZE DOMESTICHE E NON DOMESTICHE NEL MERCATO DI MAGGIOR TUTELA.....	49
4.4- LE TARIFFE ELETTRICHE ENEL NEL MERCATO LIBERO:.....	53
4.5- LE TARIFFE ELETTRICHE ENEL UTILIZZATE NEL CASO STUDIO:.....	54

CAPITOLO 5

5.1- IL METODO CaRM PER LE SONDE A U O A DOPPIA U:.....	55
5.2- IL METODO CaRM “MODIFICATO”:.....	60
5.3- LA PENALTY TEMPERATURE:.....	65
5.4- L’INFLUENZA DELL’ACQUA DI FALDA SUL FUNZIONAMENTO DEL GSHP.....	66
5.5- L’USO DEL MODELLO CaRM NEL CASO STUDIO.....	67

CAPITOLO 6

6.1- IL SOFTWARE TRNSYS:.....	69
6.2- L’ ELABORAZIONE DEI RISULTATI FORNITI DA SIMULATION STUDIO:.....	71
6.3- IL DIMENSIONAMENTO DEL CAMPO GEOTERMICO:.....	74

CAPITOLO 7

7.1- LE MODALITÀ DI REGOLAZIONE DEL GSHP NEL CASO STUDIO:.....	77
7.2- LA RICERCA E LE APPLICAZIONI DEI PCM (PHASE CHANGE MATERIALS):.....	81

RISULTATI	85
------------------------	----

CONCLUSIONI	147
--------------------------	-----

APENDICE

A.1- LE FORMULE PER IL TRASFERIMENTO DEL CALORE CON I PCM:.....	151
---	-----

BIBLIOGRAFIA

B.1- ELENCO FIGURE:.....	159
B.2- ELENCO TABELLE:.....	161
B.3- ELENCO TESTI / ARTICOLI:.....	162

INTRODUZIONE:

Scopo di questo studio è di analizzare le prestazioni energetiche delle pompe di calore geotermiche, utilizzate come impianti di condizionamento negli edifici, valutandone poi la convenienza economica rispetto all'impianto tradizionale.

In particolare si determina il profilo di carico annuale di un condominio e di un ufficio e successivamente si dimensiona il GSHP. Ciò viene fatto per tre diverse località italiane (Milano, Roma e Palermo) al fine di valutare come i carichi termici cambiano al variare delle condizioni climatiche.

Il calore contenuto nel sottosuolo è considerato una fonte rinnovabile, tuttavia lo sfruttamento di tale risorsa non è sempre possibile essendo soggetta a numerose normative che ne limitano l'uso, specialmente nei territori con acqua di falda.

Inoltre, anche laddove sia possibile installare un sistema GSHP, non è detto che la pompa di calore risulti conveniente rispetto agli altri impianti di climatizzazione, a causa degli elevati costi iniziali per l'installazione delle sonde nel sottosuolo e del costo del kWh_e , generalmente maggiore del kWh_t in Italia.

Per agevolare lo sviluppo delle pompe di calore negli edifici domestici si è introdotta la tariffa sperimentale D1 basata su un costo del kWh_e costante al variare del consumo.

Se si vuole limitare i prelievi dalla rete la pompa di calore deve essere integrata con dei pannelli fotovoltaici. Questa soluzione ha però alcuni svantaggi poiché:

- Aumenta i costi iniziali del sistema
- Generalmente richiede opportuni sistemi di accumulo perché non c'è sovrapposizione tra generazione e richiesta d'energia a causa dell'andamento della radiazione solare.

Al di là della convenienza economica ci possono essere anche altri problemi legati all'uso della pompa di calore geotermica. Infatti carichi sbilanciati (climi molto freddi) tra estate e inverno alla lunga causano variazioni non trascurabili della temperatura del terreno in prossimità delle sonde compromettendo l'efficienza del GSHP.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Anche in questo caso si possono valutare diverse soluzioni. Ad esempio si può integrare il GSHP con dei collettori solari in modo che, quando l'edificio non richiede energia (impianto fermo), sia possibile la ricarica termica del terreno.

Altro fenomeno da considerare in climi molto freddi è la formazione di ghiaccio attorno alle sonde quando la temperatura del terreno è minore di 0°C. In questo caso si ha anche cessione di calore latente da parte dell'acqua contenuta nel suolo pertanto la conducibilità termica equivalente del terreno e la quantità di calore scambiato tra il suolo e le sonde variano.

Il problema del cambiamento di fase è trattato generalmente in modelli 3D e richiede elevati tempi di risposta del computer.

In questo studio i software utilizzati per la simulazione sono:

- Trnsys: per la determinazione del profilo di carico annuale dell'edificio
- CaRM: per determinare le prestazioni del GSHP e le variazioni della temperatura del fluido termovettore nell'arco di 10 anni.

La convenienza economica della pompa di calore geotermica è valutata considerando le tariffe elettriche dell'ENEL e quelle del gas, ipotizzando un costo medio del metano, diverso a seconda della località.

CAPITOLO 1

1.1- IL PROBLEMA ENERGETICO DEL MONDO:

Negli ultimi anni si è posta molta attenzione al problema dell'inquinamento ambientale, inteso non solo come concentrazione di CO_2 in atmosfera ma anche in termini di impatto visivo, sonoro ecc..

Norme sempre più stringenti hanno imposto la realizzazione di sistemi energetici sempre più "eco-sostenibili". Si parla di sistemi e non di impianti perché molte sono le direttive che condizionano anche la progettazione dei nuovi edifici residenziali, industriali e commerciali.

Uno dei fenomeni più noti dell'inquinamento atmosferico è l'effetto serra che, in base alle stime riportate dal World Energy Outlook 2014 [1.1], è destinato ad aumentare a causa del continuo incremento dei consumi e quindi della concentrazione di CO_2 in atmosfera come mostrato nella Figura 1.1 e 1.2:

	2012	New Policies		Current Policies		450 Scenario	
		2020	2040	2020	2040	2020	2040
Coal	3 879	4 211	4 448	4 457	5 860	3 920	2 590
Oil	4 194	4 487	4 761	4 584	5 337	4 363	3 242
Gas	2 844	3 182	4 418	3 215	4 742	3 104	3 462
Nuclear	642	845	1 210	838	1 005	859	1 677
Hydro	316	392	535	383	504	392	597
Bioenergy*	1 344	1 554	2 002	1 551	1 933	1 565	2 535
Other renewables	142	308	918	289	658	319	1 526
Total	13 361	14 978	18 293	15 317	20 039	14 521	15 629
<i>Fossil fuel share</i>	<i>82%</i>	<i>79%</i>	<i>74%</i>	<i>80%</i>	<i>80%</i>	<i>78%</i>	<i>59%</i>
<i>Non-OECD share**</i>	<i>60%</i>	<i>63%</i>	<i>70%</i>	<i>63%</i>	<i>70%</i>	<i>63%</i>	<i>68%</i>

* Includes traditional and modern uses of biomass. ** Excludes international bunkers.

Figura 1.1: Richiesta mondiale di energia primaria divisa per combustibili e per scenari (Mtoe) - World Energy Outlook 2014

	2012	New Policies			450 Scenario		
		2020	2030	2040	2020	2030	2040
Energy-related CO₂ emissions (Gt)							
World	31.6	34.2	36.3	38.0	32.5	25.4	19.3
United States	5.0	5.1	4.5	4.1	4.8	3.0	1.9
European Union	3.4	3.1	2.7	2.3	3.0	2.0	1.4
Japan	1.2	1.0	0.9	0.8	1.0	0.7	0.4
China	8.2	9.5	10.2	10.0	9.0	6.3	3.6
India	2.0	2.5	3.5	4.5	2.4	2.3	2.2

Figura 1.2: Gt = giga-tonnes

Il World Energy Outlook (WEO) è un documento di previsione energetica elaborato annualmente dall' International Energy Agency (IEA) che contiene tre scenari energetici [1.2]:

- Lo scenario delle politiche attuali con cui si assume l'assenza di modifiche rispetto alle politiche attualmente in vigore.
- Lo scenario delle nuove politiche che considera un incremento moderato degli impegni assunti dai diversi paesi per il contenimento delle emissioni di gas serra
- Lo scenario 450 coerente con l'obiettivo di limitare l'innalzamento della temperatura atmosferica mondiale entro i 2 °C grazie al contenimento della concentrazione di gas serra a circa 450 parti per milione

Secondo le stime del World Energy Outlook la domanda energetica mondiale aumenterà negli anni futuri soprattutto nei paesi emergenti, quali Cina, India e Medio Oriente:

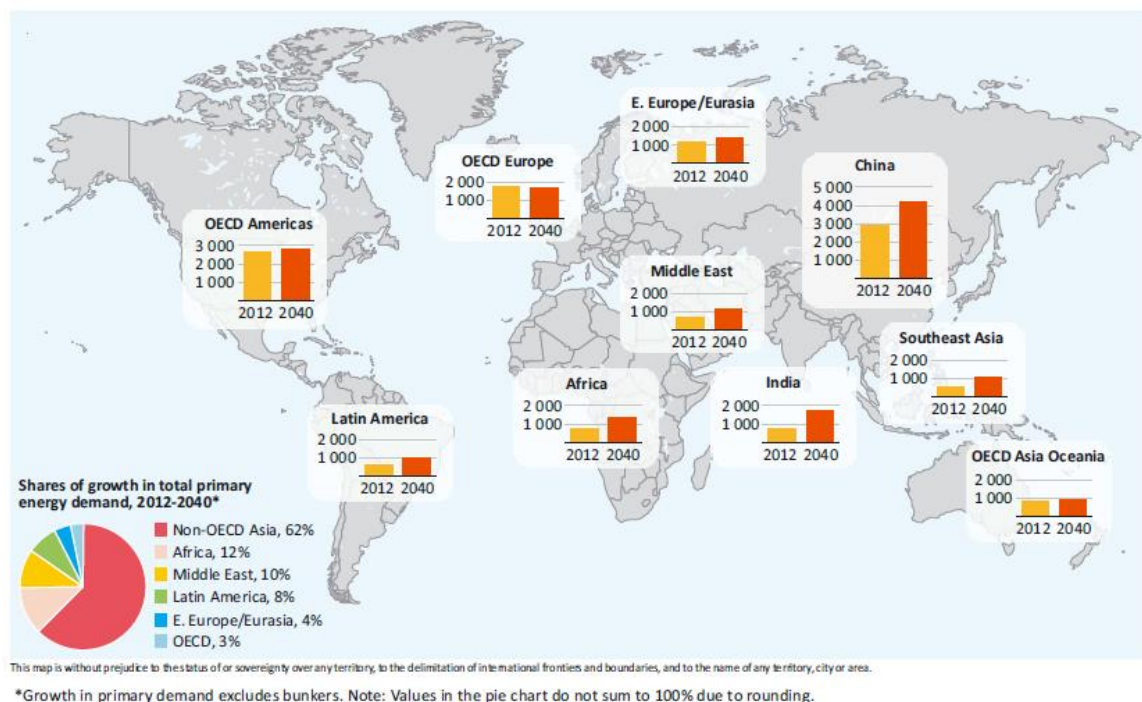


Figura 1.3: Richiesta di energia primaria nello scenario delle “nuove politiche” (Mtoe)

Riportando i consumi energetici per settore [1.3] come in Figura 1.4:

	1990	2012*	2020	2025	2030	2035	2012-2035**
Buildings	2 228	2 929	3 171	3 337	3 513	3 691	1.0%
Industry	1 813	2 607	3 063	3 254	3 391	3 541	1.3%
Transport	1 581	2 478	2 840	2 999	3 157	3 322	1.3%
Non-energy use	479	818	991	1 069	1 131	1 183	1.6%
Agriculture	181	196	221	233	244	253	1.1%
Total	6 281	9 028	10 285	10 892	11 436	11 990	1.2%

* 2012 data are preliminary estimates. ** Compound average annual growth rate.

Note: Mtoe = million tonnes of oil equivalent.

Figura 1.4: Consumi finali di energia primaria divisa per settori nello scenario delle “nuove politiche” (Mtoe)

si osserva che gli edifici richiedono una gran quantità d’energia. Ridurre i loro fabbisogni termici è quindi fondamentale per contenere le emissioni di CO₂. Questo spiega il grande sviluppo delle PH (Passive House) e degli nZEB (Zero Energy Building).

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Altro problema è l'esauribilità dei combustibili fossili, fonte maggiormente utilizzata per soddisfare la richiesta d'energia. Inoltre le riserve fossili non sono equamente distribuite nel pianeta (Figura 1.5) e questo genera importanti relazioni politiche tra i vari stati

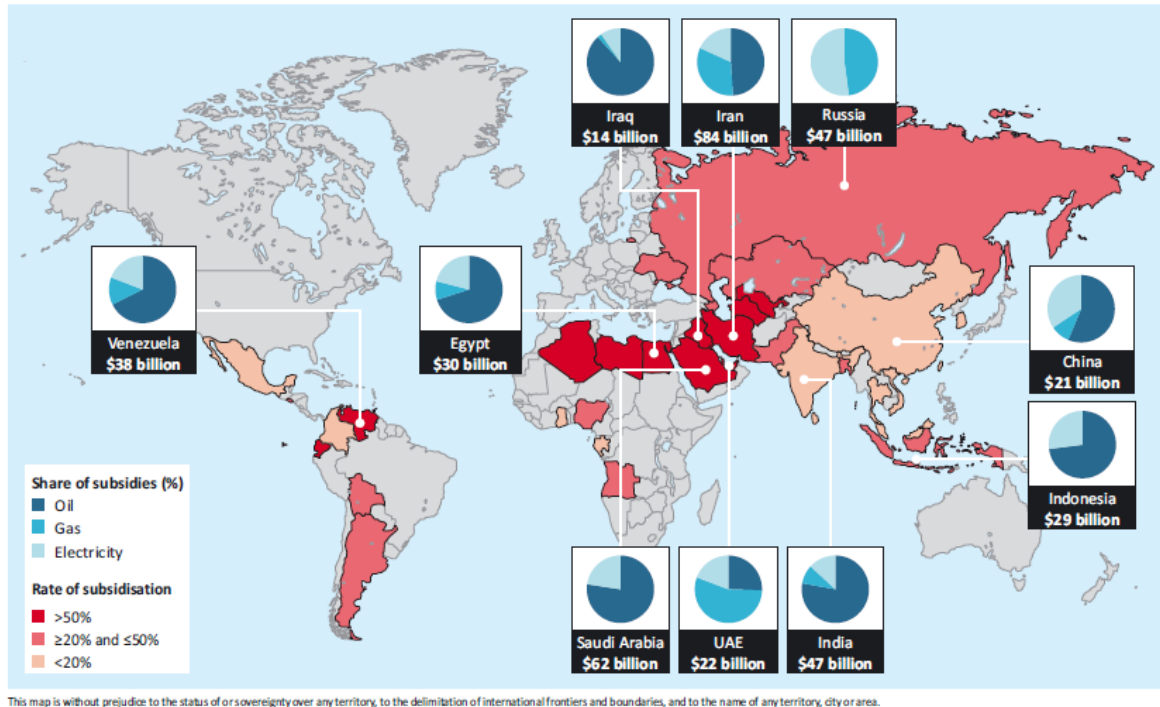


Figura 1.5: World Energy Outlook 2014

1.2- LE LEGGI ITALIANE PER IL RISPARMIO ENERGETICO NEGLI EDIFICI:

Le principali leggi italiane ai fini del risparmio energetico sono:

- Legge 373/76: limita la potenza termica installata negli edifici tramite un opportuno isolamento dell'involucro
- Legge 10/91: riduce i limiti di consumo della legge precedente. Introduce nel calcolo del fabbisogno termico dell'edificio l'influenza dei carichi interni, dei carichi solari e dell'efficienza dell'impianto. Vengono quindi quantificate le perdite energetiche dovute all'involucro e quelle dovute all'impianto
- DPR 412/93: definisce il fabbisogno normalizzato al variare della zona climatica in funzione dei GG (Gradi Giorno)

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

- D.Lgs. 192/2005: attuazione della direttiva 2002/91/CE. Prende in considerazione: la climatizzazione invernale, la climatizzazione estiva, l'ACS, la valutazione dei carichi elettrici di illuminazione...
- D.Lgs. 311/2006: disposizione correttive ed integrative del D. Lgs 311
- D.P.R. 2 aprile 2009 n. 59: definisce le metodologie di calcolo e i requisiti minimi della performance energetica degli edifici e degli impianti termici per la climatizzazione invernale e per la produzione dell'acqua calda sanitaria
- D.M. 26 giugno 2009: fornisce delle linee guida per la certificazione energetica degli edifici
- D. Lgs 28/2011: decreto legislativo che prevede nuovi obblighi di integrazione delle fonti rinnovabili

Queste leggi possono essere soggette ad opportune modifiche tramite appositi decreti, come ad esempio quello del 26/06/15 per l'adeguamento delle linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici.

In base al fabbisogno energetico netto gli edifici possono essere classificati in:

Typical heating energy needs:

	kWh/(m²y)
Conventional buildings without energy reduction strategies	220-250
Conventional buildings with energy reduction strategies	80-100
Low energy buildings	30-50
Passive buildings	< 15
Zero Energy Buildings (ZEB)	~ 0

Tabella 1.1

Se si suddivide il consumo totale nelle seguenti categorie: riscaldamento, ACS e consumo elettrico degli elettrodomestici si osserva che la riduzione dei consumi da 220-250 [kWh/(m²y)] fino a 30-50 [kWh/(m²y)] è dovuto ad una minor richiesta energetica per il condizionamento dell'edificio, mentre le richieste per ACS ed elettrodomestici rimangono

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

sostanzialmente invariati. Invece nelle PH e negli ZEB si osserva un calo nei consumi per tutte le categorie sopra citate. Il fattore di energia primaria f_{ep} è pari a:

- 1,2 per un edificio tradizionale
- 2,4 negli ZEB, dove i consumi elettrici (elettrodomestici, pompe di calore, ecc..) sono preponderanti rispetto a quelli termici.

1.3- L' OBBLIGO ALL'UTILIZZO DELLE FONTI RINNOVABILI IN ITALIA:

Sono dette rinnovabili [1.4] le fonti d'energia che si rigenerano nella stessa quantità in cui sono consumate e che pertanto, in una scala temporale di dimensione umana (anche il sole è destinato a morire), sono inesauribili. L'uso delle rinnovabili è motivato:

- Dalla possibilità di poter usufruire di una risorsa illimitata
- Dalla maggior sostenibilità rispetto ai combustibili fossili
- Dalla volontà dei singoli stati di essere indipendenti dal punto di vista energetico

L'impegno dell'Unione Europea verso un incremento nell'utilizzo delle fonti rinnovabili trova concretezza ad esempio nel documento "Tabella di marcia per le fonti rinnovabili - Le energie rinnovabili nel 21° secolo: costruire un futuro più sostenibile" [1.5] o nel Piano 20-20-20 in cui l'UE si è fissata l'obiettivo di soddisfare il proprio consumo energetico con una quota media di energia rinnovabile del 20% entro il 2020.

In Italia l'obbligo delle rinnovabili negli edifici risale al D.Lgs. 28/11 [1.6] che ha recepito la Direttiva 20-20-20 (2009/28/CE).

Attualmente gli edifici di nuova costruzione o esistenti, con superficie utile superiore a 1000 mq e soggetti a ristrutturazione integrale, devono coprire con le rinnovabili il 35% del loro fabbisogno energetico [1.7]. In particolare gli impianti per la produzione di energia termica devono essere progettati in modo da garantire contemporaneamente la copertura, tramite rinnovabili, del 50% dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria e delle seguenti percentuali per la somma dei consumi previsti per l'acqua calda sanitaria, il riscaldamento ed il raffrescamento:

- 35% dal 1 gennaio 2015 (in origine era dal 1 gennaio 2014) al 31 dicembre 2016

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

- 50% dal 1 gennaio 2017

Questi obblighi non possono essere soddisfatti tramite sistemi rinnovabili che producono esclusivamente energia elettrica, per poi alimentare gli impianti per la produzione di acqua calda sanitaria, il riscaldamento ed il raffrescamento.

In generale per quanto riguarda l'elettricità è obbligatorio installare una potenza da rinnovabile (pannelli fotovoltaici) pari a:

- 1 kW ogni 65 mq fino a fine 2016
- 1 kW ogni 50 mq dal 2017

Per gli edifici pubblici gli obblighi di integrazione delle rinnovabili sono incrementati del 10%.

Il decreto delle rinnovabili prevede delle eccezioni (parziali o totali) degli obblighi sopra definiti nei casi in cui si dimostra che il rispetto di tali prescrizioni porterebbe ad un'alterazione incompatibile con il carattere storico o artistico dell'edificio.

In base a [1.1] il consumo energetico mondiale da fonti rinnovabili nel 2020 e 2040 sarà pari a:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

	2012	New Policies		Current Policies		450 Scenario	
		2020	2040	2020	2040	2020	2040
Primary demand (Mtoe)	1 802	2 254	3 455	2 223	3 095	2 276	4 658
United States	136	186	346	181	290	188	555
European Union	198	263	390	255	351	267	504
China	316	410	589	397	501	414	842
<i>Share of global TPED</i>	13%	15%	19%	15%	15%	16%	30%
Electricity generation (TWh)	4 807	7 263	13 229	7 010	11 046	7 329	17 973
Bioenergy	442	764	1 569	740	1 299	768	2 261
Hydro	3 672	4 553	6 222	4 458	5 862	4 561	6 943
Wind	521	1 333	3 345	1 254	2 552	1 376	4 953
Geothermal	70	120	378	113	287	121	557
Solar PV	97	449	1 291	408	832	459	1 982
Concentrating solar power	5	41	357	34	173	42	1 158
Marine	1	3	66	3	41	3	119
<i>Share of total generation</i>	21%	26%	33%	25%	25%	27%	51%
Heat (Mtoe)*	345	431	716	431	670	450	932
Industry	198	242	367	246	381	249	447
Buildings* and agriculture	147	189	348	185	289	201	485
<i>Share of total final demand*</i>	10%	11%	16%	11%	14%	12%	23%
Biofuels (mboe/d)**	1.3	2.2	4.6	1.8	3.6	2.1	8.7
Road transport	1.3	2.2	4.5	1.8	3.6	2.1	7.2
Aviation***	-	-	0.0	-	0.0	-	1.5
<i>Share of total transport fuels</i>	2%	4%	6%	3%	5%	4%	20%
Traditional use of solid biomass (Mtoe)	758	755	648	760	671	750	633
<i>Share of total bioenergy</i>	56%	49%	32%	49%	35%	48%	25%
<i>Share of renewable energy use</i>	42%	34%	19%	34%	22%	33%	14%

* Excludes traditional use of solid biomass in households. ** Expressed in energy-equivalent volumes of gasoline and diesel. *** Excludes international bunkers. Notes: Mtoe = million tonnes of oil equivalent; TPED = total primary energy demand; TWh = terawatt-hour; mboe/d = million barrels of oil equivalent per day.

Figura 1.6

1.4- ESEMPI DI PROFILI DI CARICO NEGLI EDIFICI ZEB E nZEB:

In generale un edificio è detto ZEB (Zero Energy Building) se l'energia annuale netta è zero. In base alla modalità con cui viene fatto il bilancio energetico [1.8] è possibile distinguere tra (Figura 1.7):

- Net zero site energy building: se l'energia netta è calcolata nel sito dov'è costruito l'edificio.
- Net zero source energy building: se l'energia netta è espressa in termini di energia primaria.
- Net zero energy cost: se si confronta il costo dell'energia acquistata e venduta alla rete elettrica.
- Net zero emission: se si calcolano le emissioni nette causate dai consumi energetici dell'edificio.

Defini- tion	Pluses	Minuses	Other Issues
Site ZEB	<ul style="list-style-type: none"> • Easy to implement. • Verifiable through on-site measurements. • Conservative approach to achieving ZEB. • No externalities affect performance, can track success over time. • Easy for the building community to understand and communicate. • Encourages energy-efficient building designs. 	<ul style="list-style-type: none"> • Requires more PV export to offset natural gas. • Does not consider all utility costs (can have a low load factor). • Not able to equate fuel types. • Does not account for nonenergy differences between fuel types (supply availability, pollution). 	
Source ZEB	<ul style="list-style-type: none"> • Able to equate energy value of fuel types used at the site. • Better model for impact on national energy system. • Easier ZEB to reach. 	<ul style="list-style-type: none"> • Does not account for nonenergy differences between fuel types (supply availability, pollution). • Source calculations too broad (do not account for regional or daily variations in electricity generation heat rates). • Source energy use accounting and fuel switching can have a larger impact than efficiency technologies. • Does not consider all energy costs (can have a low load factor). 	<ul style="list-style-type: none"> • Need to develop site-to-source conversion factors, which require significant amounts of information to define.
Cost ZEB	<ul style="list-style-type: none"> • Easy to implement and measure. • Market forces result in a good balance between fuel types. • Allows for demand-responsive control. • Verifiable from utility bills. 	<ul style="list-style-type: none"> • May not reflect impact to national grid for demand, as extra PV generation can be more valuable for reducing demand with on-site storage than exporting to the grid. • Requires net-metering agreements such that exported electricity can offset energy and nonenergy charges. • Highly volatile energy rates make for difficult tracking over time. 	<ul style="list-style-type: none"> • Offsetting monthly service and infrastructure charges require going beyond ZEB. • Net metering is not well established, often with capacity limits and at buyback rates lower than retail rates.
Emis- sions ZEB	<ul style="list-style-type: none"> • Better model for green power. • Accounts for nonenergy differences between fuel types (pollution, greenhouse gases). • Easier ZEB to reach. 		<ul style="list-style-type: none"> • Need appropriate emission factors.

Figura 1.7

Ad oggi manca una definizione univoca con cui determinare il target ZEB, obiettivo ambizioso ma possibile a patto di limitare i consumi energetici dell'edificio [kWh/m^2] e di sfruttare al massimo la produzione da fonti rinnovabili. In letteratura è possibile trovare diversi esempi di edifici ZEB o nZEB (near Zero Energy Building) come riportato in Tabella 1.2:

	[1.10]	[1.11] A	[1.11] B	[1.12]	[1.13]	[1.14]	[1.15]
ENERGIA TERMICA [$\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{y})$]							
heating demand	20.97	16.2	14.7	13.7	13.89	26.3	25
DHW demand	22.13	14.2	14.1	14.4	13.60	29.3	25
cooling demand					16.03	13.6	30
ENERGIA ELETTRICA [$\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{y})$]							
electric consumption HVAC system	5.5						
electric consumption of lighting	7.01	7	7			7.3	
electric consumption of appliances	15.77	22.5	22.5	22.6		18.8	
fan and pumps		6.5	6.5			7.9	
light + domestic appliances							20

Tabella 1.2

A seconda della definizione scelta le strategie per raggiungere il target ZEB sono diverse. Ad esempio la quantità d'energia primaria consumata e prodotta dall'edificio dipende dai fattori di conversione PEI (Primary Energy Indicator) che si assumono.

Generalmente un edificio ZEB ha un carico complessivo inferiore a $90\text{-}110$ [$\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{y})$] [1.9]. Tuttavia in base alla direttiva EPBD [1.16] il consumo massimo di un edificio NZEB può essere di circa 220 [$\text{kWh}/(\text{m}^2 \cdot \text{y})$].

CAPITOLO 2

2.1- IL CICLO IDEALE DI CARNOT:

La pompa di calore è utilizzata per trasferisce il calore da un sistema (sorgente fredda) ad un altro a temperatura maggiore del precedente (pozzo caldo). Tale sistema è considerato una forma di energia rinnovabile in quanto la quantità di energia termica prodotta è molto maggiore (3-4 o anche 5 volte a seconda del COP) dell'elettricità utilizzata per alimentare il compressore e questo permette di ridurre i consumi.

Il ciclo di riferimento di queste macchine è quello inverso di Carnot in corrispondenza del quale si hanno i rendimenti termodinamici massimi (Figura 2.1).

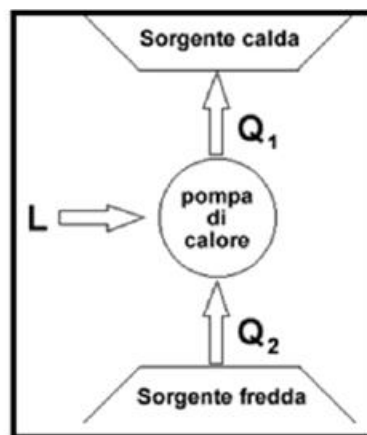


Figura 2.1

La macchina ideale di Carnot trasferisce calore tra due sorgenti mantenuti ad una temperatura costante e diversa tra loro (il calore è trasferito dal corpo caldo al corpo freddo). La macchina è costituita da un cilindro chiuso ed un pistone. All'interno è contenuto del gas ideale che può scambiare calore con l'esterno solo attraverso il fondo del cilindro.

Questo ciclo termodinamico è composto da 4 processi (ideali) reversibili come illustrato in Figura 2.2:

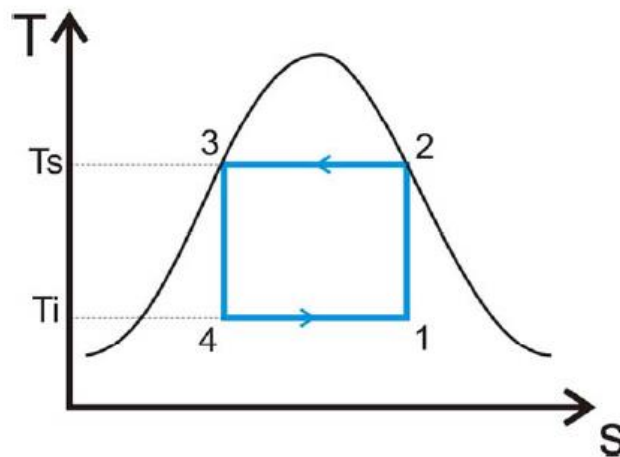


Figura 2.2

- 1-2 compressione adiabatica reversibile (isoentropica): il gas viene riscaldato da T_i a T_s senza trasferimento di calore
- 2-3 compressione isoterma: il gas viene compresso mantenendo costante la temperatura, pertanto cederà alla sorgente fredda la quantità di calore generata in questa fase
- 3-4 espansione adiabatica reversibile (isoentropica): il gas espande in modo adiabatico, cioè senza trasferimento di calore raffreddandosi fino a ritornare alla temperatura T_i
- 4-1 espansione isoterma: il gas assorbe una certa quantità di calore dalla sorgente calda aumentando il volume (la pressione diminuisce) e mantenendo costante la temperatura.

Il ciclo di Carnot (e quindi anche il suo inverso) è puramente teorico. Nella realtà si è costretti ad utilizzare altri cicli, con coefficienti prestazionali minori dal punto di vista termodinamico.

2.2- IL FUNZIONAMENTO DELLE POMPE DI CALORE A COMPRESSIONE:

Le pompe di calore possono essere classificate:

- Per taglia dell'impianto: piccoli impianti fino a 30 kW; grandi impianti per taglie superiori
- Per tipo di impiego: solo riscaldamento invernale (con eventuale produzione di acqua calda sanitaria) o macchina reversibile (con inversione lato fluido refrigerante o lato idronico)
- Per il fluido vettore impiegato all'utenza (acqua e/o ad espansione diretta)
- Per il tipo di sorgente: aria, acqua (di falda o superficiale) o terreno
-

Il ciclo di una pompa di calore a compressione può essere così rappresentato:

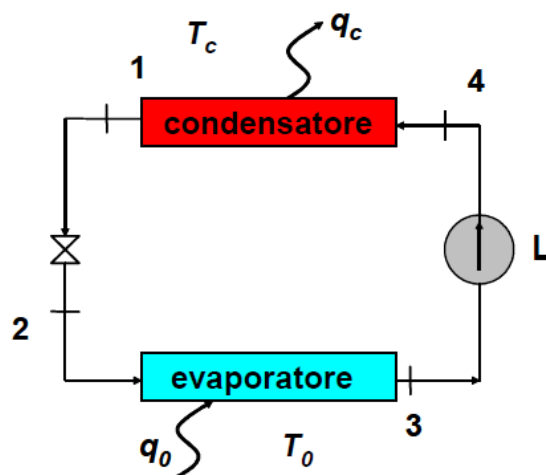


Figura 2.3

Il ciclo è composto da 4 componenti principali: il compressore, l'evaporatore, la valvola di laminazione e il condensatore. Si possono quindi individuare un ramo ad alta pressione ed un ramo a bassa pressione. Quest'ultimo inizia a valle della valvola di laminazione e termina all'aspirazione del compressore. Il compressore infatti riscalda ulteriormente il fluido e ne

aumenta la pressione. La valvola di laminazione invece è composta da un ugello di piccole dimensioni in modo da diminuire la temperatura del fluido per dissipazione d'energia.

Quindi il condensatore è il scambiatore di calore ad alta temperatura e pressione; mentre l'evaporatore è quello a bassa temperatura e pressione.

All'interno del ciclo la compressione è solitamente assunta adiabatica con richiesta di lavoro elettrico dall'esterno, la laminazione isoentalpica, l'evaporazione e la condensazione isobare e isoterme. Se queste quattro trasformazioni sono inoltre ipotizzate reversibili si ottiene il ciclo inverso di Carnot (ciclo di riferimento per le pompe di calore).

Le irreversibilità all'interno del ciclo sono rappresentate dalle: perdite per attrito lungo gli scambiatori e lungo le tubazioni, perdite nella compressione (η_{is}), differenze di temperatura tra fluido condensante e serbatoio caldo e tra fluido evaporante e sorgente fredda (non presenti nel ciclo ideale di Carnot, nel quale le trasformazioni al condensatore e all'evaporatore sono reversibili).

I coefficienti di effetto utile per il caso di riscaldamento e di raffrescamento risultano rispettivamente pari a:

$$COP = \frac{q_c}{P_{el}} \quad (2.1)$$

$$EER = \frac{q_0}{P_{el}} \quad (2.2)$$

Questi coefficienti non sono dei rendimenti essendo dei rapporti tra la potenza termica ed elettrica. Pertanto generalmente assumono valori maggiori dell'unità.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

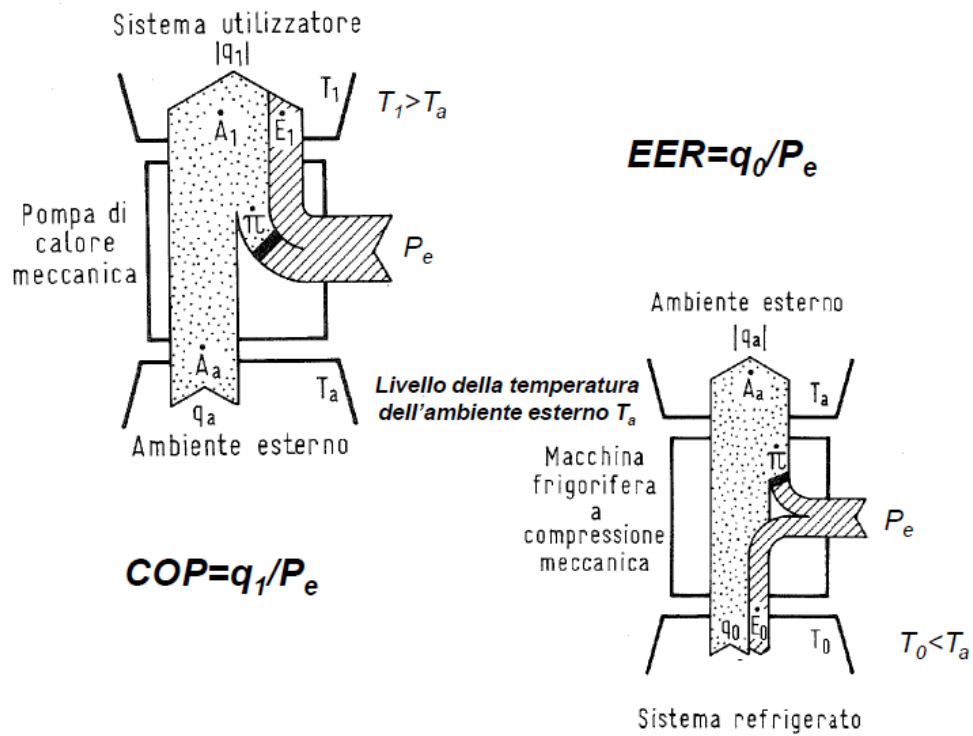


Figura 2.4

I massimi valori di COP e EER si ottengono in corrispondenza dei limiti di Carnot (ciclo ideale) per cui risulta che:

$$COP = \frac{T_c}{(T_c - T_0)} \quad (2.3)$$

$$EER = \frac{T_0}{(T_c - T_0)} \quad (2.4)$$

dove T_c è la temperatura di condensazione e T_0 è quella di evaporazione.

L'espressione (2.3) dimostra che quando la temperatura di condensazione è prossima a quella di evaporazione si hanno le prestazioni migliori in termini di efficienza della macchina.

Per questo motivo le pompe di calore sono utilizzate con terminali d'impianto a bassa temperatura (sistemi radianti), che permettono di ridurre la T_c .

Analogo discorso può essere fatto anche per il caso di raffrescamento estivo (2.4), dove si fa in modo di alzare il più possibile la temperatura di evaporazione.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Affinché il fluido refrigerante che fluisce all'interno della pompa di calore evapori o condensi è necessaria un'opportuna differenza di temperatura con la sorgente fredda all'evaporatore e con il serbatoio caldo al condensatore come mostrato in Figura 2.5:

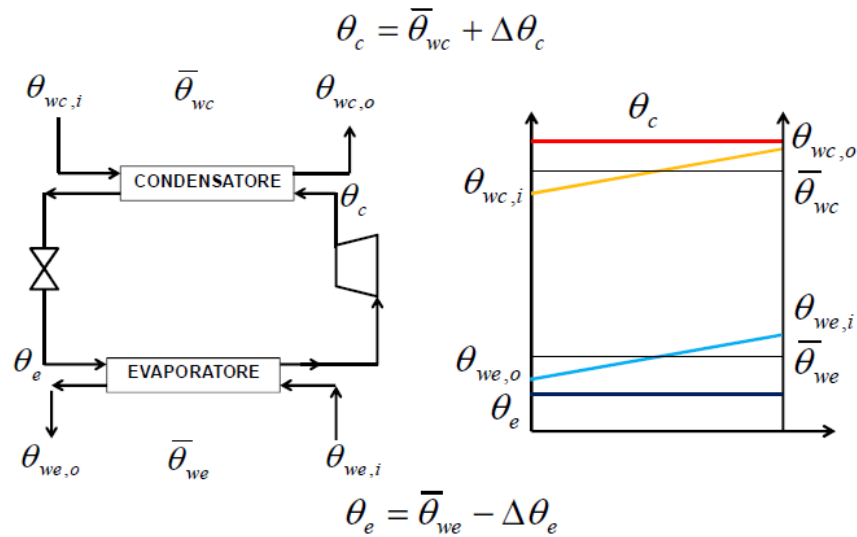


Figura 2.5

Per analisi preliminari si può supporre che:

- Nel caso di evaporazione in acqua $\Delta\theta_e = 5\text{ }^\circ\text{C}$
- Nel caso di evaporazione in aria $\Delta\theta_e = 10\text{ }^\circ\text{C}$
- Nel caso di condensazione in acqua $\Delta\theta_c = 5\text{ }^\circ\text{C}$
- Nel caso di condensazione in aria $\Delta\theta_c = 15\text{ }^\circ\text{C}$

I valori massimi di COP si ottengono in corrispondenza della minor differenza di temperatura tra serbatoio caldo e sorgente fredda, come dimostrano le espressioni (2.3) e (2.4):

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

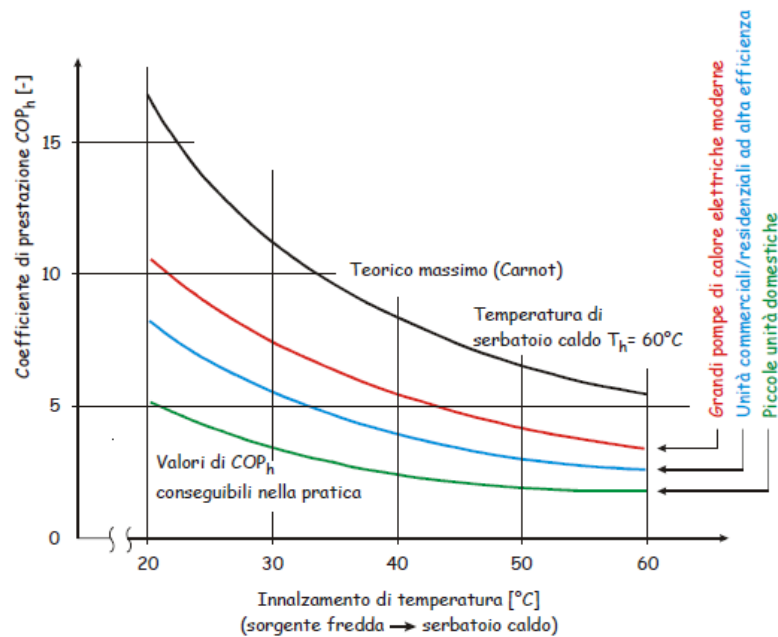


Figura 2.6

Gli andamenti riportati in Figura 2.6 si riferiscono ad una temperatura del serbatoio caldo pari a 60 $^{\circ}C$. Si potrebbe dimostrare che riducendo di 1 $^{\circ}C$ la sorgente fredda o incrementando di 1 $^{\circ}C$ il serbatoio caldo il COP in entrambi i casi diminuisce ma non assume lo stesso valore. Partendo da un differenza di temperatura tra serbatoio caldo e sorgente fredda pari a 40 $^{\circ}C$ l'efficienza cala maggiormente nel caso di riduzione della temperatura della sorgente fredda.

2.3- LA CONVENIENZA DELLE POMPE DI CALORE RISPETTO ALLA CALDAIA:

Le pompe di calore sono considerate una fonte d'energia rinnovabile per il condizionamento degli edifici. Il confronto con i sistemi tradizionali può essere fatto in termini di:

- Consumi d'energia primaria
- Costi
- Emissioni di CO_2 in ambiente.

Per valutare la convenienza (o meno) di una pompa di calore rispetto alla caldaia dal punto di vista del consumo energetico si definisce il fattore d'energia primaria:

$$f_{ep} = \left(\frac{\text{energia primaria}}{\text{energia finale}} \right) = \left(\frac{\text{energia utile} + \text{perdite}}{\text{energia utile}} \right) = \frac{EP}{EF} \quad (2.5)$$

In Italia se si utilizza energia termica (caldaia) si ha $(f_{ep}) = 1$. Cioè i kWh_t d'energia finale effettivamente bruciati nella caldaia coincidono con i kWh_p d'energia primaria consumati dalla stessa.

Invece se si utilizza energia elettrica le perdite non sono trascurabili. In Italia il rendimento medio del parco di generazione dell'energia elettrica è assunto pari a $\eta_{el} = 0,46$. Pertanto:

$$f_{ep} = EP/EF = 1/0,46 = 2,17 [kWh_p/kWh_e] \quad (2.6)$$

Il COP è $[kWh_t/kWh_e]$. Quindi poiché $1kWh_t = 1kWh_p$ e $1kWh_e = 2,17kWh_p$ la pompa di calore risulta conveniente rispetto alla caldaia se ha $COP \geq 2,17$.

La convenienza ottenuta in termini di consumo generalmente non garantisce anche un risparmio economico. Infatti nel nostro Paese il costo del kWh_t è mediamente inferiore del kWh_e prelevato dalla rete.

Pertanto potrebbe risultare interessante l'integrazione della pompa di calore con il fotovoltaico in modo da garantire una parziale copertura elettrica per l'alimentazione del compressore e degli oneri di pompaggio, particolarmente elevati quando si ha acqua di falda o superficiale a

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

causa delle elevate portate d'acqua richieste per rispettare i vincoli imposti dalla normativa sui ΔT tra prelievo e re-immissione nel bacino.

Per poter fare un confronto in termini di emissioni di CO_2 in atmosfera [2.1] tra la pompa di calore e la caldaia per il metano si deve considerare:

- $PCI = 9,45 kWh_t/m^3$ a $15^\circ C$ ed 1 atm
- Emissione di anidride carbonica per combustione completa = $\beta_{CO_2} = 1,86 kg_{CO_2}/m^3$

mentre per i consumi elettrici il riferimento per le emissioni è α_{CO_2} , parametro che varia da paese a paese.

Pertanto si ha che:

$$COP_{h,lim} = \frac{\alpha_{CO_2} * PCI * \eta_{t,caldaia}}{\beta_{CO_2}} = \frac{0,53 * 9,45 * 1}{1,86} = 2,7 \quad (2.7)$$

Quindi in termini d'impatto ambientale la pompa di calore è conveniente rispetto alla caldaia solo se il COP è maggiore di 2,7

2.4- LE POMPE DI CALORE GEOTERMICHE:

In questo caso il terreno costituisce la sorgente fredda/serbatoio caldo mentre il fluido vettore che circola nei condotti di distribuzione dell'edificio rappresenta il serbatoio caldo/sorgente fredda. Gli andamenti della temperatura del terreno al variare della profondità possono essere così rappresentati:

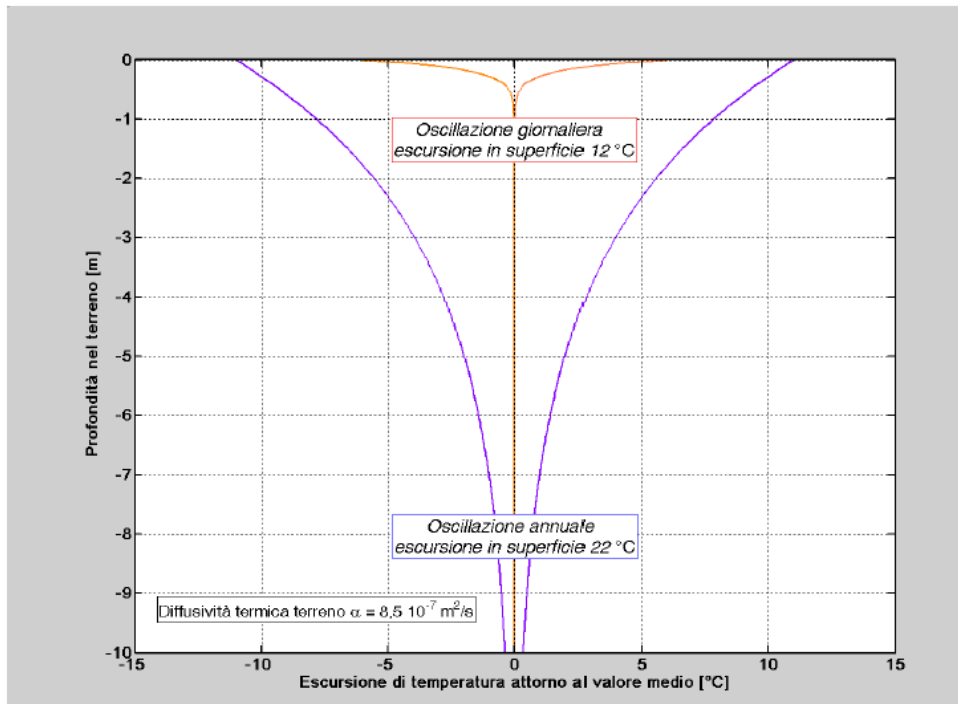


Figura 2.7

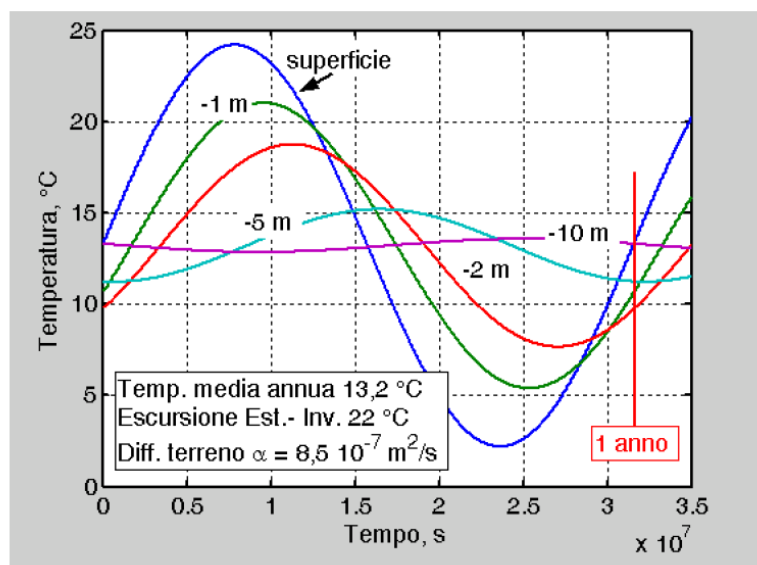


Figura 2.8

Dalle Figure 2.7-2.8 si osserva che, per il terreno considerato (diffusività termica fissata), l'oscillazione giornaliera della temperatura superficiale dell'aria ambiente non è più percepita già alla profondità di 1 m. L'oscillazione annuale invece viene completamente smorzata ad una profondità di 10 m. Quindi la temperatura del terreno misurata ad una profondità di almeno 10 m è costante durante l'anno e di fatto corrisponde alla temperatura media annuale dell'aria ambiente per il sito considerato. Ciò è dovuto alla elevata capacità di accumulo del terreno che consente lo smorzamento delle fluttuazioni di temperatura. Questo è un grande vantaggio in termini d'efficienza delle pompe di calore geotermiche. Infatti in inverno il terreno a 10 m di profondità presenta una temperatura più elevata rispetto a quella dell'aria mentre in estate ha una temperatura più bassa. Pertanto si parla di temperatura neutra del terreno.

Per esprimere analiticamente l'andamento della temperatura nel sottosuolo alle diverse profondità si può adottare un metodo semplificato (nella normativa UNI 11466 si trova un'espressione più precisa) dove il terreno viene assunto infinitamente esteso nel verso delle x positive, di materiale omogeneo e limitato superiormente dalla superficie avente coordinata $x=0$ [2.1]. In tali ipotesi è possibile scrivere l'equazione di Fourier:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.8)$$

α = diffusività termica del terreno

Per risolvere l'equazione (2.8) è necessario conoscere la temperatura superficiale, il cui andamento può essere approssimato ad una sinusoide:

$$T_s = T_0 + A \sin(\omega\tau) \quad (2.9)$$

con A pari all'ampiezza media della temperatura superficiale avente valore medio T_0 , periodo τ_0 e pulsazione $\omega = 2\pi/\tau_0$

Risolvendo l'equazione (2.8) con (2.9) si ottiene che a regime la temperatura del suolo ad una certa profondità x ed in un certo istante di tempo τ è espressa come:

$$T = T_0 + A * e^{-\gamma x} * \sin(\omega\tau - \gamma * x) \quad (2.10)$$

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

dove:

- $\gamma = \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}$ è la costante di smorzamento
- $e^{-\gamma x}$ è il fattore di smorzamento

Da (2.10) si deduce che ampiezza e sfasamento, a parità di diffusività termica, diminuiscono all'aumentare della profondità x .

Quindi nelle sonde verticali si dispone di una temperatura costante del terreno durante l'anno; mentre nelle sonde orizzontali la temperatura varia a causa della minor profondità.

Nella Figura 2.9 sono riportate le diverse tipologie delle pompe di calore geotermiche:

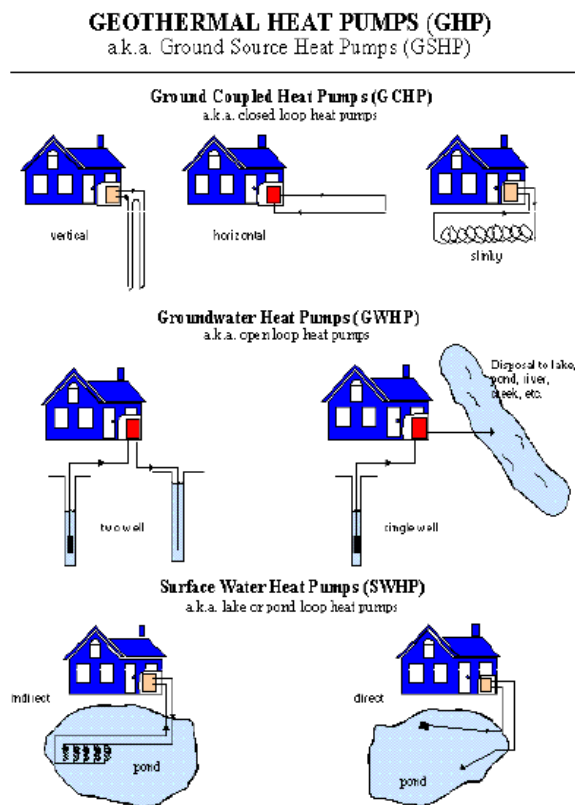


Figura 2.9

Per ora considereremo solo le GCHP a circuito chiuso; tipologia di pompa di calore geotermica con meno vincoli normativi e per questo molto interessante, anche se l'impiego di una sorgente ad acqua di falda consente di incrementare lo scambio termico a terreno e quindi le prestazioni energetiche del sistema. L'accoppiamento con la sorgente in quest'ultimo caso può essere realizzato mediante un circuito chiuso (fluido termovettore che circola nelle tubazioni annegate nell'acqua di un bacino o nel terreno) o aperto (si pesca direttamente dall'acqua di falda o dal bacino superficiale)

Un impianto GCHP per il condizionamento degli edifici è composto da tre componenti principali: la sonda geotermica per lo scambio di calore con il terreno, la pompa di calore e l'impianto di distribuzione che permette di riscaldare o raffreddare l'edificio (Figura 2.10).

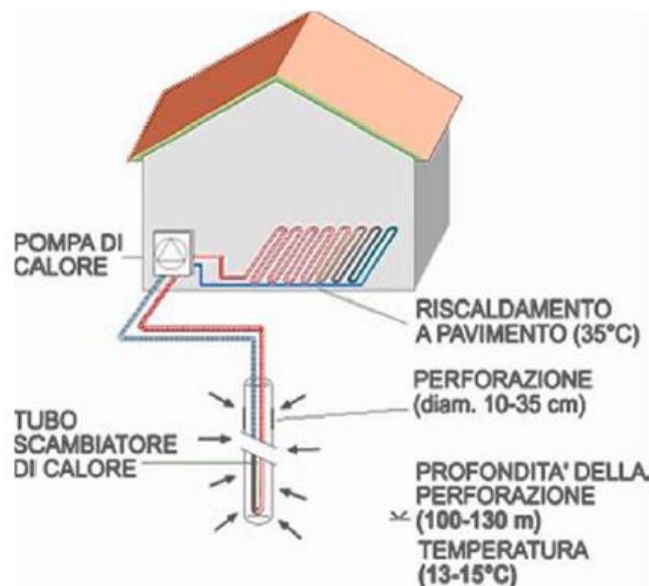


Figura 2.10

Le sonde geotermiche possono essere orizzontali, a spirale o verticali. Tipicamente si lavora con sonde verticali poiché:

- Sono quelle meno dipendenti dalle oscillazioni della temperatura superficiale dell'aria
- A parità di scambio termico con il terreno consentono di ridurre notevolmente la superficie necessaria per l'alloggiamento dei tubi.
- Richiedono complessivamente una minor lunghezza del tubo. Pertanto si avranno minori richieste di pompaggio ed efficienze maggiori.

Le sonde orizzontali però consentono di abbassare i costi d'installazione (dato che i tubi vengono interrati ad una profondità generalmente inferiore di 2m) e, in presenza di carichi termici sbilanciati tra estate e inverno, permettono di limitare la deriva termica del terreno in quanto lo scambio termico tra le sonde ed il suolo è piccolo rispetto a quello sulla superficie del terreno dovuto ai contributi della radiazione e dell'aria.

Ci possono essere diverse tipologie di sonde verticali:

- A "U"
- A doppia "U"
- A tubi concentrici
- A pozzo permanente

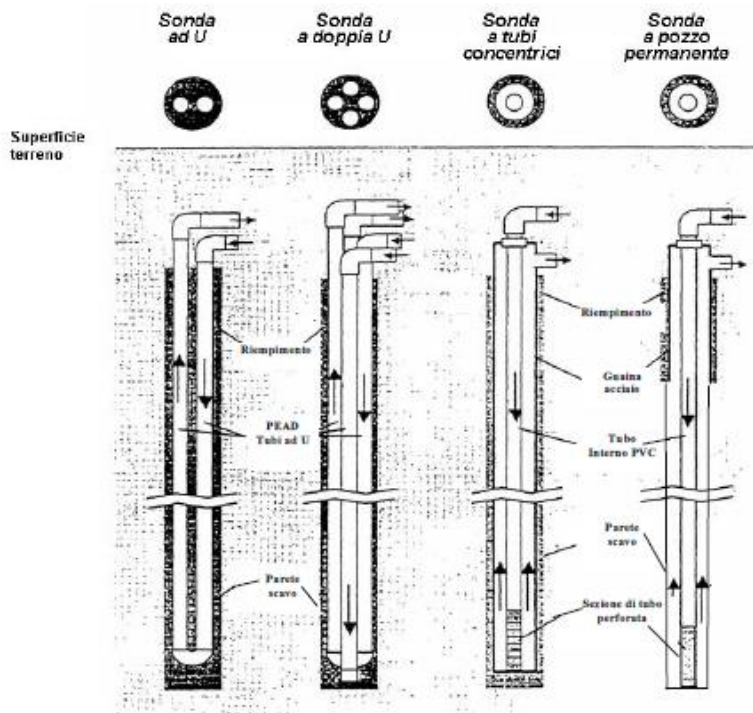


Figura 2.11

Il fluido che circola all'interno delle sonde generalmente è acqua o acqua con materiale antigelo. Tipicamente le sonde verticali, poiché molto lunghe, sono collegate in parallelo in modo da limitare le perdite di carico. I collettori orizzontali sono interrati ad una profondità opportuna per evitare danneggiamenti e, quando il fluido termovettore è acqua, per escludere pericoli di congelamento nella stagione fredda. Per evitare interferenza termica tra le sonde il passo è tra 4,5-8 m.

Lo scambio di calore che avviene con il terreno risulta influenzato particolarmente dalla:

- Lunghezza e dal numero delle sonde
- Conduttività termica del terreno
- Conduttività del materiale di riempimento della sonda che ha lo scopo di assicurare un buon contatto termico con il terreno circostante e di impedire l'inquinamento delle eventuali falde acquifere. I materiali di riempimento sono generalmente: bentonite, miscela bentonite-cemento o miscela bentonite-calcestruzzo

L'eventuale presenza di acqua di falda modifica lo scambio termico con il terreno (essendo un flusso in movimento) come mostrato nella Figura 2.12:

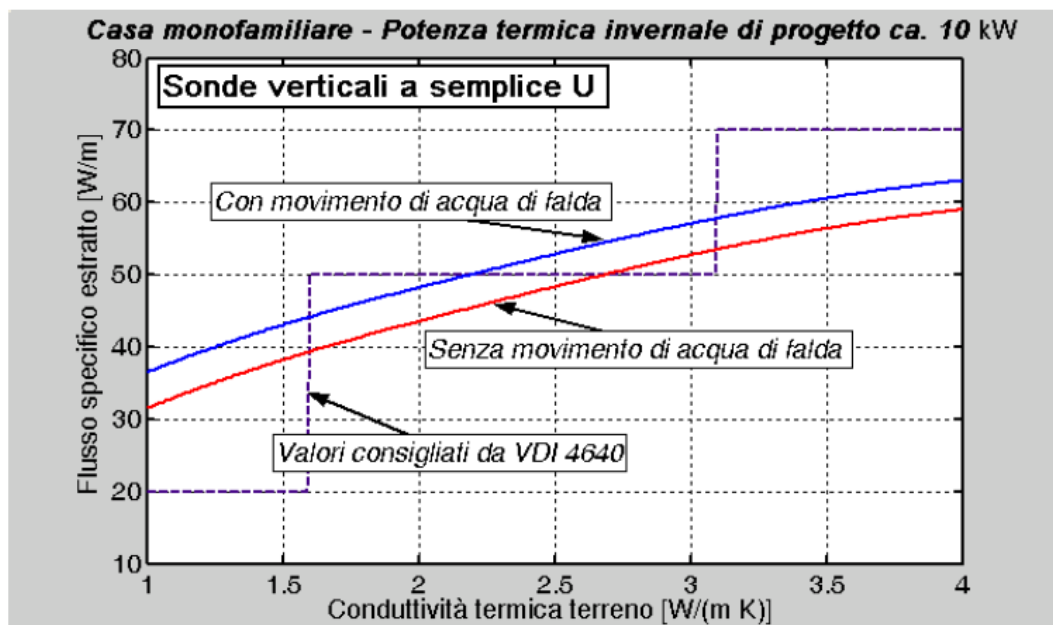


Figura 2.12

Un altro tipo di sonde che può essere applicato nelle GCHP è rappresentato dai pali energetici (Figura 2.13):



Figura 2.13

In questo caso si utilizzano le fondamenta dell'edificio per scambiare calore con il terreno. Questo consente di risparmiare nei costi di realizzazione della sonda. Tuttavia si hanno delle criticità. In particolare si deve evitare che la temperatura superficiale delle sonde scenda al di sotto dei 0 °C per evitare congelamento dell'acqua contenuta all'interno e di conseguenza effetti dannosi sulla tenuta strutturale delle fondamenta stesse!

Per applicazioni di solo riscaldamento, si possono utilizzare anche pompe di calore:

- Con fluido termovettore a cambiamento di fase (al posto dell'acqua) come ad esempio CO_2 con il vantaggio di non richiedere delle pompe di circolazione dal momento che funzionano per gravità (per questo motivo non possono funzionare in estate)
- Ad espansione diretta. In questo caso l'evaporazione del fluido avviene direttamente a contatto con il terreno e pertanto la profondità delle sonde (in questo caso fatte in rame con un rivestimento in materiale plastico per evitare corrosione) è di circa 1 m.

Non avendo un fluido intermedio questa pompa di calore presenta dei COP più elevati rispetto alle pompe tradizionali.

2.5- I VANTAGGI DELLE POMPE GEOTERMICHE RISPETTO ALLE POMPE AD ARIA:

Le pompe di calore ad aria presentano diversi problemi:

- Formazione di ghiaccio nelle alette dell'evaporatore quando le temperature dell'aria sono vicine allo 0 °C (l'evaporatore ha una temperatura minore dell'aria). Questo problema è maggiormente sentito nei climi dove l'aria ha un elevato contenuto di umidità (Pianura Padana). Il ghiaccio comporta ostruzione nelle alette e pertanto va eliminato. Le principali tecniche utilizzate sono l'inversione temporanea del ciclo o l'utilizzo di resistenze elettriche. Entrambi queste soluzioni richiedono un maggior consumo di energia elettrica e quindi portano ad un calo nell'efficienza.
- Possibile rumorosità causata dall'aria, soprattutto nel caso di elevate potenze.
- Il COP è fortemente dipendente dalla temperatura dell'aria esterna e quando quest'ultima diminuisce, si riduce anche la temperatura di evaporazione e quindi il COP cala. Pertanto il calore fornito dalla pompa di calore tende ad essere minore in corrispondenza delle temperature esterne minime, cioè quando l'edificio avrà la maggior richiesta termica! Ciò richiede generalmente l'installazione di un sistema integrativo (caldaie) predisposto ad entrare in funzione quando le temperature esterne calano al di sotto di un determinato valore (pari alla temperatura di cut-off nel caso di un funzionamento alternato o alla temperatura bivalente nel caso di un funzionamento in parallelo con la caldaia integrativa).

Un confronto tra la pompa di calore geotermica e quella ad aria viene fatto in [2.2] dove si sono ottenuti i risultati seguenti:

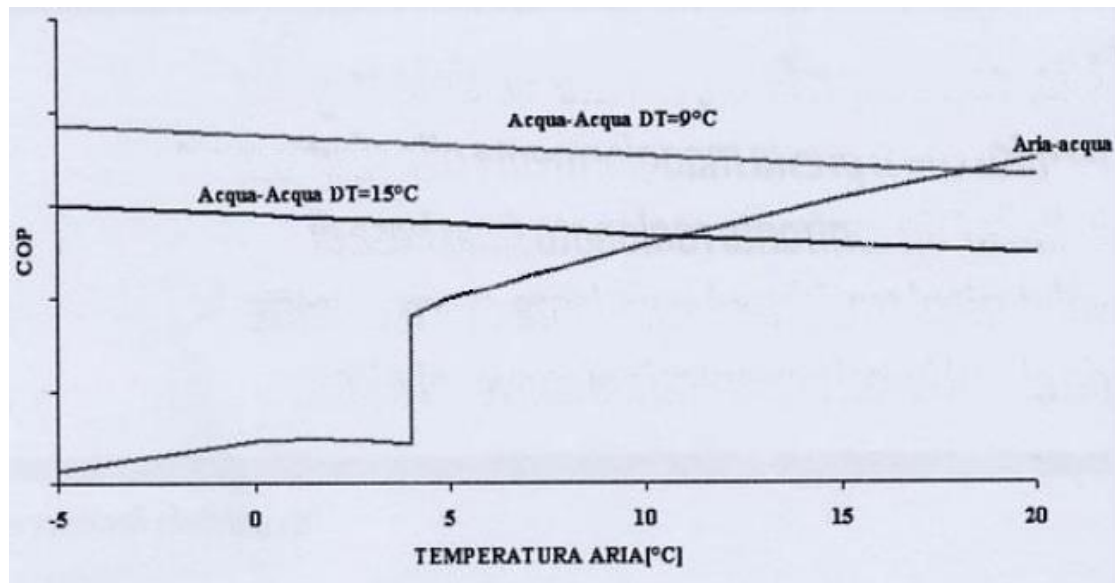


Figura 2.14

Dalla Figura 2.14 si nota che il COP delle pompe di calore geotermiche diminuisce all'aumentare della temperatura esterna. Ciò è dovuto ad un funzionamento più parzializzato della pompa di calore a causa di una minor richiesta termica dell'edificio. Inoltre all'aumentare del DT, cioè della differenza di temperatura tra la sorgente termica e la temperatura di evaporazione, il COP del GSHP cala in modo vistoso. È sconsigliabile quindi sottodimensionare il numero di sonde della pompa di calore geotermica.

Nello studio [2.2] il confronto è stato fatto sul residenziale, nel caso di solo riscaldamento ed ipotizzando che l'energia spesa dagli ausiliari (ventilatori per macchine aria-acqua; pompe di circolazione per macchine acqua-acqua) nelle diverse tipologie di pompe di calore fosse sempre la stessa. Quello che varia è quindi solamente il consumo del compressore. Questo studio è stato ripreso anche in [2.3].

2.6- IL PROBLEMA DELLA DERIVA TERMICA:

Una delle principali criticità nell'utilizzo della pompa di calore geotermica è dato dal fenomeno della deriva termica, causato da un sbilanciamento tra i carichi invernali ed estivi richiesti dall'edificio. Consideriamo ad esempio l'installazione di una pompa di calore in un clima molto rigido [2.3]. In questo caso la macchina funzionerà solamente durante la stagione di riscaldamento (free-cooling in estate). Questa modalità operativa è sconsigliata poiché la macchina preleva solamente energia termica dal terreno e la ricarica naturale (data dalla radiazione solare e dal trasferimento di calore dal suolo più distante a quello più vicino alle sonde) che avviene nella stagione estiva risulta non sufficiente per ripristinare la situazione iniziale. Quindi nel lungo periodo la temperatura del terreno, e quindi anche quella del fluido termovettore in uscita dalle sonde, cala e il COP diminuisce dato che il compressore dovrà fornire più energia per garantire la copertura del fabbisogno termico.

Una possibile soluzione a questo problema consiste nel prevedere un'ulteriore sorgente per la pompa di calore da impiegare al posto del terreno. In particolare i sistemi SAHP (Solar Assisted Heat Pump) utilizzano, in alternativa al terreno, dei pannelli solari per riscaldare il fluido termovettore ed indirizzarlo all'evaporatore della pompa di calore:

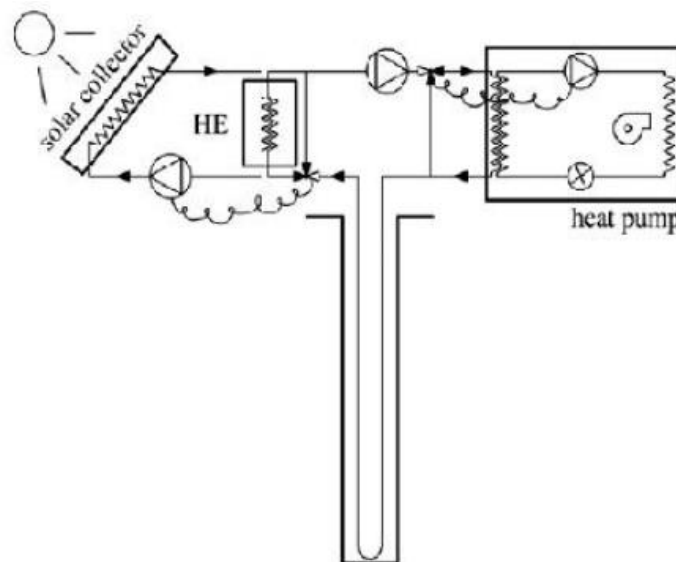


Figura 2.15

In un sistema SAHP sono possibili 3 modalità di funzionamento:

- In presenza di radiazione solare e di richiesta di calore da parte dell'utenza una valvola a tre vie garantisce la circolazione del fluido termovettore nello scambiatore HE, mentre un'altra valvola garantisce che questo fluido vada direttamente nell'evaporatore della pompa di calore, passando successivamente per le sonde geotermiche.
- In presenza di radiazione solare ma con la pompa di calore spenta la valvola a tre vie fa in modo che il fluido by-passi l'evaporatore della pompa di calore in modo da rigettare calore al terreno e ricaricarlo.
- Quando la radiazione solare è insufficiente a riscaldare il fluido, la pompa del collettore solare si arresta e il fluido acquisisce calore dal terreno.

In questi sistemi si ricorre spesso a serbatoi di accumulo in modo da contenere le fluttuazioni di temperatura provocate dall'assenza della radiazione o dalla non contemporaneità fra disponibilità e richiesta di energia termica.

2.7- IL METODO ASHRAE PER IL DIMENSIONAMENTO DELLE SONDE GEOTERMICHE VERTICALI:

In regime stazionario si può scrivere che:

$$q = P_{th,scambiata} = \frac{L}{R} (T_{terreno} - T_{fluido_{term}}) \quad (2.11)$$

con L = lunghezza della sonda ; $T_{terreno}$ = temperatura media del terreno prima di installare le sonde ; T_{fluido} = temperatura media del fluido termovettore ; R = resistenza termica del terreno per unità di lunghezza di sonda [$m \cdot K/W$].

Nella realtà però non si è mai in regime stazionario poiché il carico richiesto dall'edificio e la temperatura del terreno variano continuamente nel tempo. Pertanto è necessario adottare un metodo che permette di dimensionare la sonda in condizioni non stazionarie. Prendendo in considerazione quello proposto dall'ASHRAE si ha che:

$$L_c = \frac{q_a * R_{ga} + (q_{lc} - W_c) * (R_b + PLF_m * R_{gm} + R_{gd} * F_{sc})}{T_g - [(T_{wi} + T_{wo})/2]_c - T_p} \quad (2.12)$$

$$L_h = \frac{q_a * R_{ga} + (q_{lh} - W_h) * (R_b + PLF_m * R_{gm} + R_{gd} * F_{sc})}{T_g - [(T_{wi} + T_{wo})/2]_h - T_p} \quad (2.13)$$

con:

(L_c, L_h) = lunghezza totale minima delle sonde rispettivamente in estate ed in inverno

T_g = temperatura del terreno in assenza delle sonde

T_{wi} = temperatura del fluido termovettore all'ingresso della sonda

T_{wo} = temperatura del fluido termovettore all'uscita della sonda

T_p = valore tabulato della penalty temperature per tener conto dell'interferenza tra le sonde

q_a = flusso termico scambiato in un anno [W]. Per convezione il generico q_i è positivo in inverno e negativo in estate

(R_{ga}, R_{gm}, R_{gd}) = resistenze termiche equivalenti del terreno per metro di sonda in $[(m * K)/W]$ riferite rispettivamente all'impulso annuale, mensile e giornaliero. Quindi il regime non stazionario può essere considerato come una sovrapposizione di tre impulsi (annuale, mensile e giornaliero).

(q_{lh}, q_{lc}) = carichi di picco (quindi di progetto) rispettivamente della stagione di riscaldamento e di raffrescamento

(W_c, W_h) = potenze elettriche assorbite dal compressore rispettivamente in inverno ed in estate in corrispondenza del carico di progetto

R_b = resistenza equivalente della sonda, cioè tra il fluido termovettore e la superficie esterna del foro. L'inerzia termica della sonda è molto minore rispetto al terreno; pertanto si definisce solo un valore di resistenza.

F_{sc} = fattore di perdite termiche tra il tubo di mandata e di ritorno delle sonde

PLF_m = fattore di perdita (parzializzazione mensile)

$$L_h = (n_{sonde} * L_{1sonda})_h \quad (2.14)$$

$$L_c = (n_{sonde} * L_{1sonda})_c \quad (2.15)$$

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{\lambda_s} \quad (2.16)$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{\lambda_s} \quad (2.17)$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{\lambda_s} \quad (2.18)$$

con: λ_s = conduttività del terreno ; $G_i = G_i(F_0)$

$$F_0 = \frac{4 * \alpha * \tau}{d_b^2} , \tau = \text{peridodo di tempo considerato (annuale, menile, gioranliero)} \quad (2.19)$$

F_0 è un parametro adimensionale

Tipicamente L_h e L_c assumono valori diversi. In generale sono possibili due scelte:

- Si dimensiona il GSHP prendendo il massimo delle L_i
- Si dimensiona il GSHP prendendo il minimo delle L_i . In questo caso è necessario prevedere un sistema integrativo.

Una delle complicazioni per il dimensionamento del campo sonde può essere la non conoscenza delle proprietà termo-fisiche del terreno. A rigore per progetti con potenze termiche superiori a 30 kW [2.2] è necessario effettuare il Ground Response Test (GRT) al fine di determinare le grandezze di scambio incognite del sottosuolo.

Il GRT viene realizzato mediante una sonda pilota alimentata da una fissata portata d'acqua. Tramite la misura della temperatura di ritorno del fluido termovettore si può valutare l'entità dello scambio termico e quindi le proprietà della sonda e del terreno (conducibilità termica...).

La durata del test, tipicamente 50-70 ore, non può essere inferiore a:

$$t_M = \frac{5r^2}{\alpha} \quad (2.20)$$

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

con:

r = raggio della perforazione ;

α = diffusività termica pari a $(\lambda/\rho c_p)$; λ = conduttività termica

Le prime ore vengono escluse dall'analisi in quanto necessarie al flusso termico per stabilizzarsi all'interno della sonda.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

CAPITOLO 3

In questo capitolo si analizza i regolamenti validi nel Veneto per la realizzazione degli impianti geotermici. Nel complesso il quadro normativo mira alla tutela dell'ambiente, con l'intento di evitare l'inquinamento del sottosuolo.

La regione Veneto, con il piano di tutela delle acque, ha incaricato le province di rilasciare l'autorizzazione per la realizzazione di sistemi di scambio termico con il sottosuolo che non prevedono movimento di acqua di falda.

3.1- IL NUOVO REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI VICENZA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:

Il nuovo regolamento [3.1] risulta diviso in cinque parti e garantisce la tutela della risorsa potabile nel territorio vicentino.

Gli impianti costituiti da sonde geotermiche verticali vengono distinti in 4 categorie in base alla potenza termica complessiva della pompa di calore:

- Categoria 1: impianti con $P \leq 30 \text{ kW}$
- Categoria 2: impianti con $30 \text{ kW} < P \leq 50 \text{ kW}$
- Categoria 3: impianti con $50 \text{ kW} < P \leq 100 \text{ kW}$
- Categoria 4: impianti con $P > 100 \text{ kW}$

Gli impianti costituiti da sonde geotermiche orizzontali e pali energetici sono sempre considerati di categoria 1, a prescindere dalla potenza termica complessiva.

Per poter procedere all'installazione delle sonde geotermiche verticali è necessario presentare alla provincia l'apposita richiesta di autorizzazione, includendo l'eventuale relazione tecnica o geologica richiesta. La relazione tecnica contiene i principali dati di progetto e le caratteristiche costruttive dell'impianto (numero e caratteristiche delle sonde...) mentre nella relazione geologica si riportano i caratteri litologici, stratigrafici, strutturali, idrogeologici,

geomorfologici e di pericolosità geologica del territorio dove avviene l'installazione. Inoltre per scavi di profondità superiori ai 30 m devono essere rispettati opportuni obblighi di comunicazione (L.464/1984).

Per poter individuare la corretta modalità di realizzazione degli impianti geotermici, sia in termini di efficienza che di tutela del sottosuolo, il territorio provinciale viene suddiviso nelle seguenti aree (Figura 3.1):

- Aree di pianura, acquifero freatico (colore verde), collinari e montuose (colore blu): in queste zone è ammesso l'utilizzo di tecnologie di perforazione tradizionali.
- Aree di pianura, acquiferi multistrato (colore giallo), aree carsiche (colore arancione): in queste zone le perforazioni dovranno prevedere l'utilizzo di opportuni rivestimenti in fase di avanzamento
- Aree di massima tutela (colore rosso) corrispondenti alle zone con la minor profondità della falda acquifera da tutelare. In queste aree le perforazioni dovranno prevedere l'utilizzo di un rivestimento opportuno in fase di avanzamento. Inoltre, ai fini della massima tutela della risorsa idrica, viene fatto divieto di installare sonde geotermiche oltre la profondità del tetto degli acquiferi pregiati (Tabella 3.1). Nelle altre zone (colore arancione, giallo, blu e verde) non ci sono limiti di profondità.

Rif PTA: Tabella 3.2.2 - Acquifero multifalde della pianura veneta, profondità delle falde da sottoporre a tutela della provincia di Vicenza

Comune	Profondità (m dal p.c.)
Bressanvido	50 - 60
Caldogno	70 - 150
Dueville	70 - 150
Lonigo	40 - 110
Monticello Conte Otto	100 - 190
Orgiano	20 - 70
Sandrigo	70 - 150
Tezze sul Brenta	60 - 80
Vicenza	50 - 240
Villaverla	50 - 150

Tabella 3.1

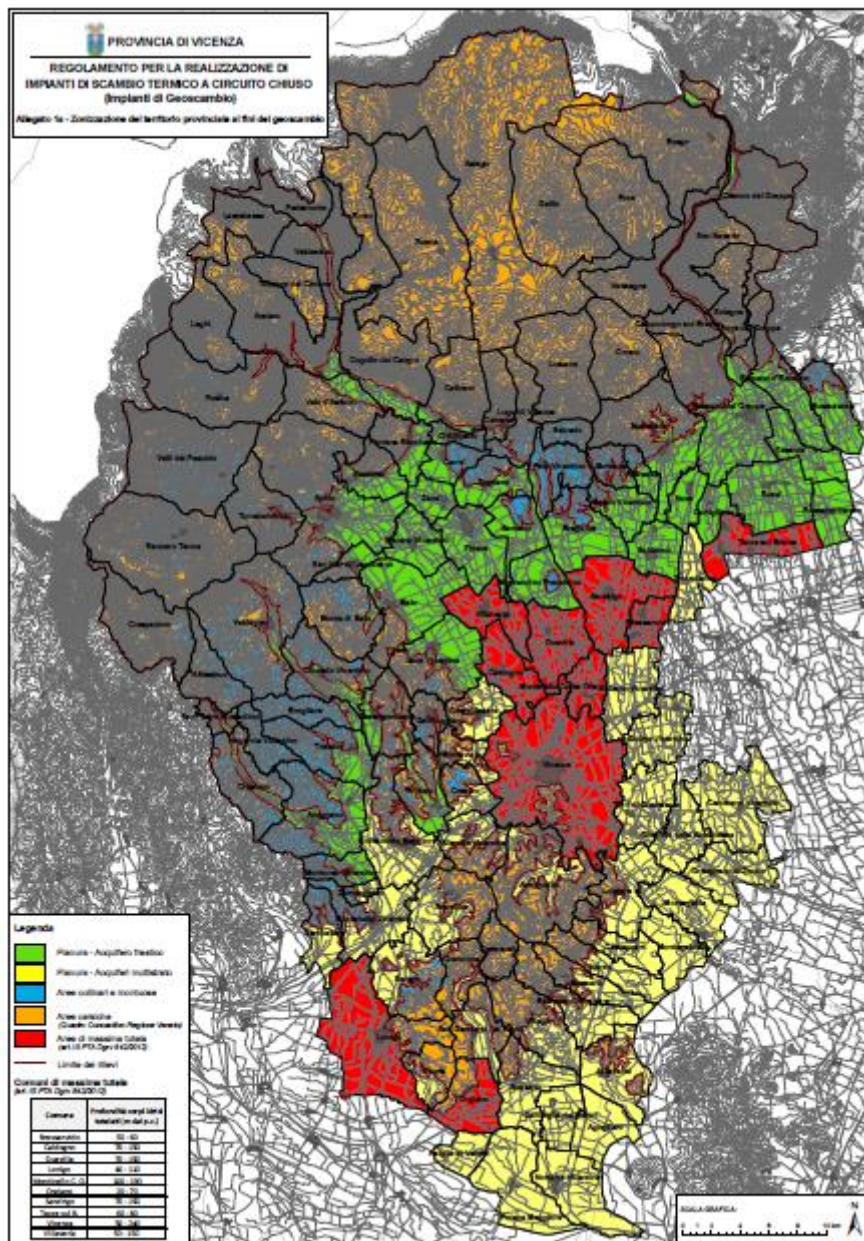


Figura 3.1

È vietata la realizzazione di sonde geotermiche verticali nelle vicinanze di un'opera di approvvigionamento idrico pubblico, sia essa un pozzo o una sorgente, così come definita dall'art. 94 del Decreto Legislativo 3 aprile 2006, salvo diversa disposizione regionale. Le distanze a cui applicare tale divieto possono variare a seconda della situazione locale di rischio della zona idrica.

Inoltre è vietata la realizzazione di sistemi geotermici ad espansione diretta che prevedono l'installazione dell'evaporatore o del condensatore della pompa di calore direttamente nel terreno a causa dell'elevato rischio di perdite del liquido refrigerante nel sottosuolo. Il fluido

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

termovettore all'interno del circuito di scambio termico deve essere costituito da sola acqua o acqua addizionata con glicole.

I titolari di impianti esistenti alla data di approvazione del presente regolamento devono trasmettere alla Provincia tutte le informazioni richieste.

Ai fini del controllo sulla corretta realizzazione degli impianti all'autorità competente devono essere garantiti l'accesso e l'ispezionabilità dell'impianto.

Infine il test di risposta termica TRT è necessario nel caso d'impianti di categoria 3 o 4 ed è condotto con una sonda pilota al fine di rilevare le proprietà termo-fisiche del terreno, evitando quindi sovradimensionamenti che incrementerebbero inutilmente il costo dell'opera o sottodimensionamenti che porterebbero ad un mal funzionamento dell'impianto.

3.2- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI VERONA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:

Ai fini del presente regolamento [3.2] gli impianti geotermici costituiti da sonde verticali sono classificati in due categorie, a seconda della potenza termica complessiva:

- Categoria 1 per impianti con potenza termica inferiore a 50 kW
- Categoria 2 per impianti con potenza termica pari o superiore a 50 kW. Per questi sistemi viene richiesta la realizzazione di un test di risposta termica (Ground Response Test). La provincia inoltre si riserva di chiedere il GRT e l'analisi di impatto termico nel sottosuolo anche per impianti con potenze termiche inferiori.

Gli impianti con sonde orizzontali sono sempre considerati di categoria 1, indipendentemente dalla potenza.

Le perforazioni per l'alloggio delle sonde geotermiche sono eseguite avendo cura di non mettere in comunicazione idraulica le diverse falde attraversate, al fine di evitare fenomeni di interscambio tra di esse. Inoltre il fluido da impiegare per la perforazione deve essere in generale acqua o aria. Eventuali additivi (biodegradabili o bentonite) possono essere utilizzati solo su espressa indicazione del geologo, motivandone l'uso in relazione alla tipologia di terreni interessati dalla perforazione.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Il foro di ciascuna sonda deve essere completamente impermeabilizzato su tutta la sua lunghezza in modo da non alterare la qualità dell'eventuale acqua sotterranea.

Per sonde con profondità maggiore di 30 m si deve inviare la documentazione di cui l'art. 1 della Legge n. 464/1984 al Servizio Geologico d'Italia.

La realizzazione di sonde geotermiche è vietata:

- Nelle vicinanze di un'opera di approvvigionamento idrico pubblico, sia essa un pozzo o una sorgente
- All'interno delle zone di protezione, individuate dal Piano di Tutela della Acque

È inoltre vietata la realizzazione di sistemi geotermici ad espansione diretta a causa dell'elevato rischio di perdite del liquido refrigerante nel sottosuolo.

Infine alla domanda di autorizzazione per la realizzazione di un impianto GSHP a circuito chiuso deve essere allegata:

- La relazione tecnica generale che contiene i principali dati di progetto, le caratteristiche costruttive dell'impianto e la tipologia dell'edificio servito (residenziale, commerciale o industriale)
- La relazione geologica contenente una descrizione dettagliata dei principali elementi presenti nell'intorno dell'opera prevista. Inoltre deve essere ricostruita la geometria degli acquiferi presenti fino alla profondità interessata dall'intervento e l'assetto idrogeologico dell'area.

3.3- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI PADOVA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:

Il presente regolamento [3.3] fa riferimento alla realizzazione di impianti con collettori orizzontali e sonde geotermiche a circuito chiuso. L'installazione di questi impianti è vietata:

- Entro 30 m a valle e 200 m a monte dalle sorgenti utilizzate per scopi idropotabili pubbliche o private
- Entro un raggio di 200 m dagli impianti di approvvigionamento idropotabile pubblico
- Nelle aree di tutela individuate nel P.T.A. DGRV n 94 del 24/07/2007.

L'estensione delle zone di divieto sopra definite possono variare in relazione alla situazione locale di rischio della risorsa.

Inoltre è vietato:

- Perforare pozzi che intercettino falde in pressione
- Installare le sonde con una distanza minore di 6 m l'una dall'altra per evitare possibili interferenze

Gli scavi devono rispettare le distanze legali dal limite di proprietà, salvo dichiarazione di assenso da parte del proprietario dell'immobile confinante.

Per poter installare le sonde geotermiche verticali è necessario presentare alla provincia:

- Un'autorizzazione con la relazione geologica annessa se le sonde hanno una profondità inferiore o uguale a 30 m
- Un'autorizzazione di tipo diverso dal caso precedente con la relazione geologica annessa se le sonde hanno una profondità superiore a 30 m. In questo caso nella relazione deve essere descritta anche la geometria degli acquiferi presenti fino alla profondità interessata dalle opere, indicando le caratteristiche delle singole falde individuate (falda libera, falda confinata..), i loro rapporti ed il regime di alimentazione.

Le perforazioni devono essere eseguite con tecnologie e procedure adeguate per evitare la messa in comunicazione delle falde sovrapposte. Durante la perforazione deve essere evitata qualsiasi conseguenza negativa per il suolo e sottosuolo. L'acqua di perforazione deve essere

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

possibilmente senza additivi e, qualora risultassero necessari, devono essere completamente biodegradabili.

Come fluido termovettore è obbligatorio l'utilizzo di acqua pura, eventualmente addizionata con glicole, o di fluidi equivalenti dal punto di vista dell'impatto ambientale.

3.4- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI ROVIGO PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:

Il presente regolamento riguarda la realizzazione di impianti GSHP a circuito chiuso [3.4].

Gli impianti geotermici con sonde verticali sono distinti in due categorie a seconda della potenza termica complessiva:

- Impianti di categoria A con potenze inferiori a 50 kW
- Impianti di categoria B con potenze superiori o uguali a 50 kW

È vietata la realizzazione di sistemi geotermici ad espansione diretta.

Alla domanda di autorizzazione alla realizzazione delle sonde geotermiche deve essere allegata:

- Una relazione tecnica descrittiva generale dove vengono riportati i principali dati di progetto, le caratteristiche costruttive dell'impianto e la tipologia dell'edificio servito (residenziale, commerciale o industriale)
- Una relazione geologica e idrogeologica con una dettagliata descrizione dei principali elementi presenti nell'intorno dell'opera prevista. Nel caso di impianti di categoria B deve essere ricostruita la superficie piezometrica della falda interessata dal sistema di sonde geotermiche e il suo andamento stagionale. Inoltre deve essere riportato il risultato del GRT. Inoltre per impianti con potenza maggiore di 100 kW deve essere eseguito uno studio sull'impatto del GSHP nel sottosuolo, simulandone gli effetti per un periodo di almeno 15 anni.

Le perforazioni per le sonde geotermiche devono essere eseguite senza mettere in comunicazione idraulica le diverse falde attraversate. Il fluido di perforazione da impiegare deve essere costituito da una soluzione acquosa di polimeri biodegradabili o bentonite.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Inoltre ciascuna sonda deve essere impermeabilizzata su tutta la superficie in modo da non alterare la qualità dell'acqua sotterranea. Il fluido utilizzato all'interno del circuito di scambio termico deve essere costituito da acqua potabile o da glicole propilenico ad uso alimentare per ridurre il rischio di contaminazione nel caso di fuoriuscite accidentali. Possono essere utilizzati anche altri fluidi termovettori purché previsti di opportuna scheda di sicurezza.

3.5- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI TREVISO PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:

Il presente regolamento [3.5] fa riferimento alla realizzazione di impianti GSHP a circuito chiuso. Gli impianti geotermici con sonde verticali sono distinti in due categorie, a seconda della potenza termica complessiva:

- Impianti di categoria A con potenze inferiori a 30 kW
- Impianti di categoria B con potenze superiori o uguali a 30 kW

Gli impianti costituiti da sonde geotermiche orizzontali sono sempre considerati di categoria A, a prescindere dalla potenza termica.

La realizzazione di sonde geotermiche è vietata:

- Entro un raggio di 100 m da pozzi o sorgenti di acqua potabile
- Nelle vicinanze di un'opera di approvvigionamento idrico pubblico, sia essa un pozzo o una sorgente

Alla domanda di autorizzazione per la realizzazione delle sonde geotermiche deve essere allegata:

- Una relazione descrittiva generale dove vengono riportati i principali dati di progetto, le caratteristiche costruttive dell'impianto e la tipologia dell'edificio servito (residenziale, commerciale o industriale).
- Per i casi previsti una relazione geologica con una dettagliata descrizione dei principali elementi presenti nell'intorno dell'opera prevista. Deve essere ricostruita la superficie piezometrica della falda interessata dal sistema di sonde geotermiche ed il suo

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

andamento stagionale. Inoltre per gli impianti di categoria B deve essere analizzato l'impatto del GSHP sulla temperatura delle acque di falda.

Le perforazioni per l'installazione delle sonde geotermiche devono essere eseguite con la tecnica del rivestimento in avanzamento in modo da non mettere in comunicazione idraulica le diverse falde attraversate. Inoltre il foro di ciascuna sonda deve essere impermeabilizzato in modo da non alterare la qualità dell'eventuale acqua sotterranea.

Il fluido di perforazione da impiegare deve in generale essere acqua o aria. Eventuali additivi (polimeri biodegradabili) possono essere utilizzati solo su espressa indicazione del Direttore dei Lavori.

Il fluido utilizzato all'interno del circuito di scambio termico deve essere a basso impatto ambientale, non tossico e preferibilmente biodegradabile in modo da ridurre il rischio di contaminazione nel caso in cui dovessero verificarsi fuoriuscite accidentali.

3.6- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI VENEZIA PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:

In base a [3.6] gli impianti geotermici sono distinti in due categorie, a seconda della potenza termica complessiva:

- Impianti di categoria 1 con potenze inferiori a 30 kW
- Impianti di categoria 2 con potenze superiori o uguali a 30 kW

Gli impianti costituiti da sonde geotermiche orizzontali sono sempre considerati di categoria 1. Per gli impianti di categoria 2 è richiesto un test di risposta termica (Ground Response Test). Inoltre per potenze termiche pari o superiori a 100 kW è richiesta anche una simulazione dell'impatto termico del GSHP nel sottosuolo per un periodo non inferiore a 15 anni

La provincia si riserva di chiedere il GRT e l'analisi di impatto nel sottosuolo anche per impianti con potenze termiche inferiori nel caso di particolari condizioni al contorno.

Le perforazioni per le sonde geotermiche sono eseguite senza mettere in comunicazione idraulica le diverse falde attraversate. Il fluido di perforazione deve essere in generale acqua o aria. Eventuali additivi (polimeri biodegradabili o bentonite) possono essere utilizzati solo su

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

espressa indicazione della Direzione Lavori, motivandone l'uso in relazione alla tipologia dei terreni interessati dalla perforazione.

Per sonde con profondità maggiore di 30 m si deve inviare al Servizio Geologico d'Italia la documentazione prevista dall'art. 1 della legge n.464/1984.

Il foro di ciascuna sonda deve essere impermeabilizzato in modo da non alterare la qualità dell'eventuale acqua sotterranea. Il fluido utilizzato all'interno delle sonde deve essere acqua pura o con glicole atossico biodegradabile.

La realizzazione di sonde geotermiche è vietata:

- Nelle vicinanze di un'opera di approvvigionamento idrico pubblico, sia esso un pozzo o una sorgente
- All'interno delle zone di protezione individuate dal Piano di Tutela delle acque.

È inoltre vietata la realizzazione di sistemi geotermici ad espansione diretta.

Alla domanda di autorizzazione per la realizzazione delle sonde geotermiche vengono allegati una relazione tecnica generale e una relazione geologica nella quale devono essere ricostruite la geometria degli acquiferi presenti fino alla profondità interessata dall'intervento e l'assetto idrogeologico generale dell'area.

Il fluido utilizzato all'interno del circuito di scambio termico delle sonde dovrà essere costituito da sola acqua. Non è ammesso l'utilizzo di additivi anticongelanti

3.7- IL REGOLAMENTO DELLA PROVINCIA DI BELLUNO PER LA REALIZZAZIONE DI IMPIANTI GEOTERMICI:

Il presente regolamento [3.7] definisce la realizzazione degli impianti GSHP a circuito chiuso, distinti nelle seguenti categorie in funzione della potenza termica complessiva:

- Impianti di categoria A con potenze inferiori a 35 kW
- Impianti di categoria B con potenze superiori o uguali a 35 kW

Gli impianti con collettori orizzontali sono sempre considerati di categoria A, indipendentemente dalla potenza termica.

La realizzazione delle sonde geotermiche è vietata:

- Nelle zone di massima tutela
- Entro un raggio di 200 m dal punto di captazione delle acque superficiali o sotterranee destinate al consumo umano
- Nelle aree soggette a movimenti del sottosuolo tali da poter danneggiare il sistema di scambio geotermico.
- Nei siti contaminati per i quali ai sensi del D. Lgs 152/2006 siano superate le CSC (Concentrazioni di Soglia di Contaminazione)
- In presenza di falde artesiane

Alla domanda di autorizzazione deve essere allegata una relazione tecnica dove si definiscono le caratteristiche dell'impianto. Inoltre nei casi previsti si deve stipulare anche una relazione geologica dove viene ricostruita la geometria degli acquiferi presenti fino alla profondità interessata dall'intervento.

Per gli impianti di categoria B o per gli impianti di qualsiasi potenza se posti ad una quota superiore agli 800 m s.l.m. è raccomandata l'esecuzione del GRT (Ground Response Test).

Le perforazioni per l'installazione delle sonde geotermiche devono essere eseguite senza mettere in comunicazione idraulica le diverse falde attraversate. Il fluido di perforazione da impiegare deve essere acqua o aria. Eventuali additivi (a base di polimeri biodegradabili) sono utilizzati solo su espressa indicazione del Direttore dei Lavori.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Ciascun foro contenente la sonda geotermica deve essere cementato con continuità su tutta la sua lunghezza per non alterare la qualità dell'eventuale acqua sotterranea.

Il fluido utilizzato all'interno del circuito di scambio termico deve essere costituito preferibilmente da sola acqua per evitare il rischio di contaminazione nel caso in cui dovessero verificarsi fuoriuscite accidentali. L'eventuale ricorso a miscele di acqua e glicole deve essere espressamente motivato nella relazione tecnica.

CAPITOLO 4

4.1- IL TRADIZIONALE SISTEMA TARIFFARIO DELL'ENERGIA ELETTRICA PER LE UTENZE DOMESTICHE:

Il tradizionale sistema tariffario dell'energia elettrica per le utenze domestiche in bassa tensione è strutturato in modo da:

- Agevolare il consumo elettrico ritenuto essenziale, riducendo il costo dell'energia per gli utenti meno abbienti
- Penalizzare i livelli più elevati di consumo energetico

Questa struttura tariffaria ha scoraggiato molto l'utilizzo dell'energia elettrica per il riscaldamento degli edifici.

La bolletta per gli utenti domestici in maggior tutela è composta dalle voci seguenti: servizi di vendita, servizi di rete (oneri generali, tariffe di trasporto, distribuzione e misura) e imposte (IVA e accise).

4.2- LA TARIFFA SPERIMENTALE D1:

La D1 è una tariffa sperimentale in vigore dal 1 luglio 2014 rivolta ai soli utenti domestici che utilizzano pompe di calore elettriche come unico sistema di riscaldamento per le proprie abitazioni di residenza. In presenza di condizioni climatiche molto rigide è possibile installare dei sistemi integrativi, purché basati sull'utilizzo di fonti rinnovabili (ad esempio stufe a pellet..). Inoltre la tariffa sperimentale può essere estesa anche a tutti gli utenti che hanno già una pompa di calore funzionante se quest'ultima è stata installata a partire dal 2008 e se possiede i requisiti prestazionali minimi, definiti nel decreto del 19 febbraio 2007 o, in alternativa, se rispetta i criteri di ammissibilità del decreto del 28 dicembre 2012.

La D1 non ha la crescita progressiva del costo del kWh rispetto ai consumi complessivi annui, come invece accade con le “normali” tariffe. Il prezzo dell’energia risulta pari a [4.1]:

Componenti della tariffa	Unità di misura	Prezzo
Quota fissa	€/anno	20,1123
Corrispettivo di potenza impegnata	€/kW/anno	15,9964
Prezzo dell’energia utilizzata	€/kWh	0,017300

Figura 4.1: prezzo dell’energia con la tariffa D1

L’importo complessivo si calcola sommando le componenti della tariffa dopo averle moltiplicate per i fattori corrispondenti. Ai prezzi della Figura 4.1 vanno aggiunte le componenti A, UC e MCT generali, i corrispettivi per l’energia reattiva e le imposte.

Con la D1 si possono ridurre significativamente i costi dell’energia elettrica, in particolare per gli utenti con alti livelli di consumo annuali che sono quelli più penalizzati dalla struttura tariffaria progressiva dato che le bollette crescono in modo più che proporzionale con l’incremento dei consumi.

L’applicazione alla tariffa D1 è limitata solamente ad alcune categorie di utenti, definiti nell’articolo 2, comma 2, lettera a del TIT (Testo integrato delle disposizioni per l’erogazione dei servizi di trasporto e distribuzione dell’energia elettrica) [4.2]. Ad esempio non possono rientrare nella sperimentazione le pompe di calore utilizzate come impianto di riscaldamento centralizzato dei condomini, quelle utilizzate per riscaldare ambienti di lavoro o commerciali e le piccole pompe di calore aria/acqua in grado di produrre solo ACS.

La sperimentazione della tariffa termina il 31 dicembre 2015. Infatti dal 1 gennaio 2016 si prevede una revisione delle tariffe di rete. Poiché le valutazioni di convenienza economica vengono fatte nell’arco dell’intera vita tecnica della pompa di calore domestica (circa 15 anni) la scadenza della sperimentazione pone il problema di riuscire a garantire agli investitori le “condizioni di certezza” necessarie.

4.3- LE TARIFFE ELETTRICHE ENEL PER LE UTENZE DOMESTICHE E NON DOMESTICHE NEL MERCATO DI MAGGIOR TUTELA:

Nel mercato di maggior tutela le tariffe ENEL per le utenze domestiche sono mono-orarie o biorarie e distinte in D1, D2 e D3. Per le utenze non domestiche (come i condomini) e le piccole imprese in BT con meno di 50 dipendenti e con un fatturato annuo (o un totale di bilancio) inferiore o pari a 10 milioni di euro le tariffe sono tri-orarie, distinte a seconda della potenza richiesta dall'edificio in: BTA1, BTA2, BTA3, BTA4, BTA5 e BTA6.

Le aliquote delle componenti tariffarie A e UC relative ai consumi in kWh sono fissate con criteri diversi a seconda della tariffa [4.1]:

- Nella D2 vengono definite quattro diverse aliquote (c€/kWh), crescenti al crescere del consumo;
- Nella D3 viene definita un'unica aliquota, indipendente dal livello di consumo, pari alla quarta e più alta aliquota associata alla tariffa D2;
- Nelle BTA viene definita un'unica aliquota, indipendente dal livello di consumo, il cui valore è leggermente inferiore a quello della D3.
- Nella D1 le aliquote delle componenti A e UC, per quanto riguarda la quota variabile proporzionale ai consumi, assumono un valore fisso, indipendente dai consumi, intermedio tra quelli applicati al primo ed all'ultimo scaglione della D2.

Le D1, D2, D3 sono tutte tariffe con struttura trinomia, costituite da una quota fissa annua (c€/anno), una quota proporzionale alla potenza impegnata (c€/kW) e una quota proporzionale ai consumi (c€/kWh). Le tariffe quindi si differenziano per il diverso valore delle quote. La Figura 4.2 mostra i coefficienti moltiplicativi relativi ai consumi: si osserva che per le tariffe D2 e D3 tali coefficienti sono crescenti con una struttura progressiva a scaglioni; mentre nella D1 e BTA sono costanti.

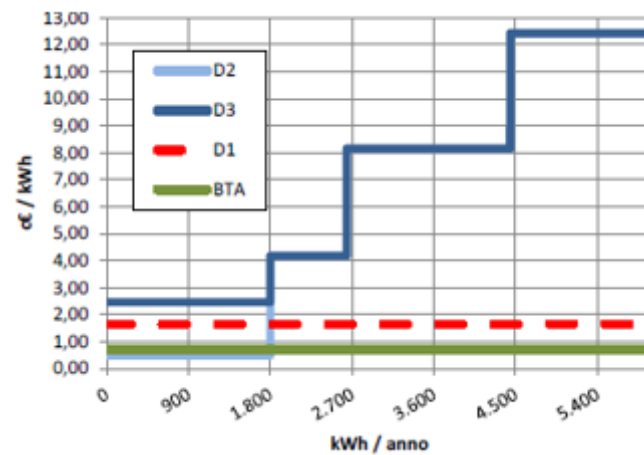


Figura 4.2: Coefficienti relativi alla parte variabile delle tariffe di rete (valori relativi al primo trimestre 2014 assumendo tariffa monoraria)

In assenza della tariffa D1 un utente domestico che vuole utilizzare una pompa di calore come sistema di riscaldamento individuale si troverebbe di fronte due alternative:

- Allacciare la pompa di calore all'unico contatore di casa e pagare tutti i consumi con la tariffa D3
- Installare un secondo contatore dedicato ai soli consumi della pompa di calore, per i quali viene applicata la tariffa BTA; mentre per gli altri consumi elettrici dell'abitazione viene applicata la tariffa D2 (supponendo che per gli altri consumi sia sufficiente una potenza non superiore a 3 kW)

Riportiamo i valori delle diverse tariffe domestiche, degli oneri di sistema (componenti A e MCT) e delle ulteriori componenti (UC) nella Tabella 4.1 (valori aggiornati al primo trimestre del 2014):

Confronto tariffe

	Tariffe di rete (1)	Componenti A e MCT (2)	Altre componenti UC (3)	TOTALE	
Tariffa applicabile ai clienti in sperimentazione pompa di calore					
cent€/ punto prel./anno	2.265,97	2.785,00	-	5.050,97	
cent€/ kW/anno	1.557,960	-	-	1.557,96	
cent€/ kWh	1,7750	6,6322	0,0750	8,4822	
Tariffa D2*					
cent€/ punto prel./anno	612,000	-	-	612,00	
cent€/ kW/anno	595,700	-	-	595,70	
cent€/kWh					
<i>Scaglioni di consumo (kWh/anno)</i>					
da	a				
0	1800	0,6130	3,3072	0,0720	3,9922
1801	2640	4,3100	4,9502	0,0850	9,3452
2641	4440	8,2920	7,1612	0,1030	15,5562
oltre	4440	12,5590	7,1612	0,1030	19,8232
Tariffa D3*					
cent€/ punto prel./anno	2.265,970	-	-	2.265,97	
cent€/ kW/anno	1.581,380	-	-	1.581,38	
cent€/ kWh					
<i>Scaglioni di consumo (kWh/anno)</i>					
da	a				
0	1800	2,5970	7,1612	0,1030	9,8612
1801	2640	4,3100	7,1612	0,1030	11,5742
2641	4440	8,2920	7,1612	0,1030	15,5562
oltre	4440	12,5590	7,1612	0,1030	19,8232

(1) include le componenti UC3 e UC6

(2) A2,A3,A4,A5,As,AE e MCT

(3) componenti UC4 e UC7

Tabella 4.1: le quote fisse delle tariffe non tengono conto dei servizi di vendita

In conclusione, mentre le tariffe D2 e D3 sono progressive all'aumentare dei consumi, la D1 ha un prezzo costante del kWh_e e pertanto risulta sicuramente vantaggiosa per gli utenti che hanno un elevato consumo elettrico annuo.

Per gli utenti che hanno basse richieste d'energia elettrica dalla rete, ad esempio grazie all'installazione di un impianto fotovoltaico, potrebbe non risultare conveniente aderire alla tariffa D1 (Figura 4.2)!

Nelle utenze domestiche la tariffa BTA si applica solamente ai consumi delle pompe di calore. In generale (utenze domestiche e non) a seconda della potenza si distingue tra: BTA1 per potenze fino a 1,5 kW ; BTA2 per potenze da 1,5 kW fino a 3 kW ; BTA3 per potenze da 3 kW fino a 6 kW ; BTA4 per potenze da 6 kW fino a 10 kW ; BTA 5 per potenze da 10 kW fino a 15 kW ; BTA6 per potenze disponibili superiori a 16,5 kW.

La tariffa D3 si applica nei contratti stipulati per le abitazioni domestiche di residenza oltre a 3 kW e per quelle di non residenza.

La tariffa D1 si applica agli utenti domestici che hanno deciso di riscaldare la propria casa utilizzando esclusivamente pompe di calore e che rispettano i seguenti requisiti:

- Devono essere clienti titolari di utenze elettriche cosiddette domestiche. Non possono avere accesso alla D1 né i condomini né gli utenti del terziario;
- Devono avere un contatore elettronico telegestito e devono già avere un contratto di fornitura elettrica;
- Devono utilizzare la pompa di calore per il riscaldamento della propria abitazione di residenza anagrafica (non è possibile richiedere la tariffa D1 per le seconde case)
- Non è ammessa l'integrazione della pompa di calore con una caldaia;
- La pompa di calore deve essere elettrica e deve rispettare determinati requisiti prestazionali minimi, gli stessi che vengono richiesti per accedere all'ecobonus per la riqualificazione energetica. Ciò significa che chi ha usufruito degli incentivi del 65% può richiedere la D1;
- La tariffa D1 può essere estesa anche per chi ha già installato una pompa di calore se quest'ultima è entrata in funzione dopo il 1 gennaio 2008 e se rispetta i requisiti prestazionali minimi. Per installazioni precedenti non è possibile richiedere la D1.

4.4- LE TARIFFE ELETTRICHE ENEL NEL MERCATO LIBERO:

Nel mercato libero le attuali tariffe elettriche ENEL per le utenze non domestiche in bassa tensione sono [4.1]:

- Luce tutto facile: possono aderire a questa offerta tutti i possessori di partita IVA che utilizzano forniture di energia elettrica in bassa tensione ed i clienti con fornitura “usi diversi da abitazione” in possesso di codice fiscale.
- Senza orari luce: possono aderire le stesse tipologie d’utenze viste per la tariffa precedente. La tariffa non è applicabile per le forniture della pubblica illuminazione
- Anno sicuro: possono aderire all’offerta gli stessi clienti della tariffa “Luce tutto facile”
- Energia flessibile: l’adesione è analoga alla tariffa precedente
- Energia pura: l’adesione è analoga alla tariffa precedente
- Condominio luce flessibile: possono aderire all’offerta solamente i condomini che utilizzano forniture di energia elettrica alimentate in bassa tensione.

Nel mercato libero le offerte possono variare solamente nelle componenti dei servizi di vendita poiché le altre quote sono stabilite dall’autorità e sono uguali per tutti i fornitori.

Oltre al mercato di maggior tutela ed al mercato libero esiste anche un mercato di salvaguardia, del quale possono far parte tutti i clienti non domestici che soddisfano almeno una delle seguenti condizioni:

- Fatturato annuo \geq 10 milioni di euro
- Più di 50 dipendenti
- Almeno una fornitura in media tensione

In questo mercato le tariffe vengono stabilite con gare d’appalto.

Nel mercato di salvaguardia l’ENEL attualmente distribuisce l’energia elettrica nelle regioni del Veneto, Emilia Romagna, Sardegna, Campania, Abruzzo, Calabria e Sicilia.

4.5- LE TARIFFE ELETRICHE ENEL UTILIZZATE NEL CASO STUDIO:

In questo lavoro si sono considerati due tipi di edifici:

- Un condominio: si applica la tariffa BTA6 del mercato di maggior tutela. La tariffa nel mercato libero “Condominio luce flessibile” non viene considerata avendo un costo del kWh che segue l’andamento del prezzo del petrolio e del tasso di scambio euro-dollaro.
- Un grande ufficio: avendo più di 50 dipendenti non è possibile utilizzare la tariffa BTA6. Si esce pertanto dal mercato di maggior tutela e si è costretti a considerare le tariffe del mercato libero. In particolare quelle che possono essere utilizzate in questo caso sono: “Anno sicuro” e “Senza orari luce” (“Luce tutto facile” è applicabile per utenze fino a 15 kW; “Energia pura” è applicabile nel caso di imprese con consumi superiori a 1 GWh/anno; “Energia flessibile” invece ha un costo del kWh che segue l’andamento del prezzo del petrolio e del tasso di scambio euro-dollaro)

Riportiamo in Tabella 4.2 i costi delle diverse tariffe, al netto d’imposte ed IVA:

Tariffa	[€/anno]	[€/ kW/anno]	[€/kWh]	
BTA6	235.7	31.86	0.171592 0.174189 0.154479	F1 F2 F3
Senza orari luce	235.696	31.8626	0.168856	
Anno sicuro	235.696	31.8626	0.169856 0.149856	F1' F2'

Tabella 4.2: F1 = lunedì-venerdì dalle 8:00 alle 19:00 ; F2 = lunedì-venerdì dalle 7:00 alle 8:00 e dalle 19:00 alle 23:00 + sabato dalle 7:00 alle 23:00 ; F3 = altri periodi dell’anno non inclusi nelle fasce F1,F2 ; F1’ = lunedì-venerdì dalle 8:00 alle 20:00 ; F2’ = altri periodi dell’anno esclusi dalla fascia F1’

CAPITOLO 5

5.1- IL METODO CaRM PER LE SONDE A U O A DOPPIA U:

Negli ultimi anni molti software sono stati sviluppati nel tentativo di simulare il comportamento delle sonde geotermiche [5.1]. Gran parte di questi modelli però non sono adatti per la simulazione nel breve periodo (ora per ora), nelle quali è necessario tener conto delle capacità termiche del fluido termovettore e del materiale di riempimento delle sonde.

Il metodo CaRM (Capacity Resistance Model) risolve il problema del trasferimento del calore in condizioni di stato non stazionarie sfruttando l'analogia tra il flusso di calore e la corrente elettrica. Pertanto vengono definite opportune resistenze e capacità termiche.

Le caratteristiche e le equazioni principali di questo modello, sviluppato dal Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università di Padova, sono riportate più sotto. Per maggiori dettagli si possono consultare gli articoli elencati nella bibliografia.

Modellazione del terreno:

Nel caso di conduzione del calore attraverso un tubo cilindrico la resistenza termica è definita dalla seguente espressione:

$$R_{12} = \frac{1}{2\pi * L * \lambda} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (5.1)$$

dove L è la lunghezza del cilindro ; λ è la conduttività termica del tubo ; (r_1 e r_2) rispettivamente il raggio interno ed esterno del tubo

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_{12}} \quad (5.2)$$

T_1 = temperatura della superficie 1 ; T_2 = temperatura della superficie 2

(5.2) vale nel caso di un solido privo di capacità termica. Se quest'ultima ipotesi non è rispettata l'espressione diventa:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

$$q = \rho * c * V * \frac{dT}{d\tau} = C_{th} * \frac{dT}{d\tau} \quad (5.3)$$

Considerando un volume di controllo su ciascun nodo (i) tra la superficie 1 e 2 si può scrivere:

$$\frac{T(i-1) - T(i)}{R(i-1, i)} + \frac{T(i+1) - T(i)}{R(i, i+1)} = \frac{\rho(i) * c(i) * V(i)}{\Delta\tau} [T(i) - T(i)_{-\Delta\tau}] \quad (5.4)$$

In generale si ipotizza che lo scambio di calore tra la sonda ed il terreno avvenga solamente per conduzione. Ciò è vero in assenza di acqua di falda oppure quando quest'ultima ha una velocità sufficientemente bassa. In caso contrario, per non commettere errori di calcolo grossolani, si deve considerare anche lo scambio per convezione. In generale la presenza di acqua di falda incrementa la conduttività termica equivalente del terreno.

Nel modello “tradizionale” del CaRM vengono trascurati:

- Le capacità termiche del fluido termovettore e del materiale di riempimento della sonda, entrambe molto più piccole rispetto a quella del terreno.
- Gli scambi di calore tra la parte terminale della sonda, posta a maggior profondità, e il terreno sottostante.
- Gli scambi di calore tra l'ambiente superficiale esterno ed i primi metri della sonda e/o del terreno a minor profondità.

La capacità termica equivalente del terreno può essere determinata grazie al TRT (Thermal Response Test).

Dopo una certa distanza dalla sonda definita come r_{max} , dipendente sia dalla diffusività termica del terreno che dalla durata della simulazione, la temperatura del suolo è supposta coincidente con quella del terreno indisturbato.

Sia il suolo che la sonda vengono divisi in m strati al variare della profondità. Il terreno inoltre viene suddiviso in n regioni anulari (ognuna delle quali costituisce un nodo termico) all'aumentare della distanza dall'asse della sonda (Figure 5.1 e 5.2).

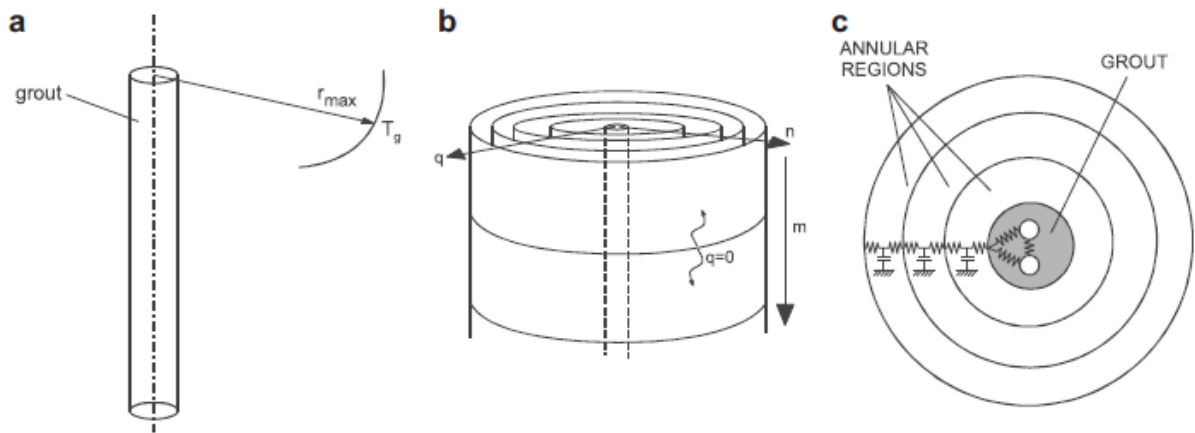


Figura 5.1: sfruttando la simmetria radiale e l'analogia elettrica ciascuna porzione del terreno può essere rappresentata da un nodo avente una certa temperatura, una capacità termica e due resistenze termiche che lo collegano radialmente ai nodi adiacenti

Il calore trasferito verticalmente tra due regioni viene trascurato per ipotesi di simmetria cilindrica della sonda, pertanto si considerano solamente gli scambi di calore che avvengono in direzione radiale. Quindi la temperatura in ciascun nodo varia in funzione del tempo e del raggio.

Per il j -esimo strato del terreno e per la i -esima regione anulare si può scrivere che:

$$\frac{T(j, i - 1) - T(j, i)}{R(j, i - 1)} + \frac{T(j, i + 1) - T(j, i)}{R(j, i)} = C(j, i) * \frac{T(j, i) - T_{-\Delta\tau}(j, i)}{\Delta\tau} \quad (5.5)$$

con $C(j, i)$ capacità termica e $R(j, i)$ resistenza termica tra due regioni anulari adiacenti ; T = temperatura media nell'istante di tempo considerato.

$$C(j, i) = \rho * c * \pi * [(r(i))^2 - (r(i - 1))^2] * \Delta z(j) \quad (5.6)$$

con ρ e c rispettivamente densità e calore specifico dello strato di terreno considerato. La capacità termica dell' i -esima regione anulare è concentrata nel raggio baricentrico $r_m(i)$:

$$r_m(i) = \sqrt{\frac{r^2(i) + r^2(i-1)}{2}} \quad (5.7)$$

Modellazione del fluido termovettore:

Il coefficiente di scambio termico convettivo del fluido termovettore α varia con il numero di Reynolds. Il bilancio termico all'interno di ciascun tubo per il j-esimo strato può essere scritto nel modo seguente:

$$m_w * c_{pw} * [T_{w,in}(j) - T_{w,out}(j)] = 2\pi * r_i * \alpha * \Delta z(j) * [T_w(j) - T_p(j)] \quad (5.9)$$

con T_w temperatura media del fluido all'interno del tubo ; T_p temperatura media della superficie interna del tubo (ottenuta mediante un'integrazione)

In direzione assiale si applicano le equazioni di continuità.

Modellazione del campo di sonde:

Per la simulazione del campo di sonde si definiscono delle superfici adiabatiche poste ad una distanza pari a $d/2$ dalla sonda (d è la distanza tra due sonde consecutive). Finché il raggio medio $r_m(i) \leq d/2$ la resistenza e la capacità termica vengono calcolate utilizzando le formule precedentemente scritte. Per raggi superiori a tale limite invece si utilizzano le espressioni seguenti:

$$R(j, i)_{corrected} = R(j, i) * \frac{2\pi}{a} \quad (5.10)$$

$$C(i, j)_{corrected} = C(i, j) * \frac{a}{2\pi} \quad (5.11)$$

con a grandezza calcolata in modo diverso a seconda del tipo di sonda.

In generale l'intero modello prevede la risoluzione della seguente matrice:

$$[A]\{X\} = \{B\}$$

con A matrice dei coefficienti ; X vettore delle temperature incognite ; B vettore dei termini noti. Il sistema di equazioni lineari può essere risolto usando l'inversa della matrice A . La matrice viene risolta "passo-passo" (step by step) determinando tutte le incognite X per ogni regione anulare (nodo termico) del dominio.

Ogni tipologia di sonda ha il proprio sistema di equazioni lineari.

I dati in ingresso necessari per poter utilizzare il metodo CaRM sono:

- Le caratteristiche di ciascun strato del terreno: spessore, conduttività termica, calore specifico, densità, temperatura indisturbata del terreno
- Le proprietà del fluido circolante all'interno dei tubi: portata, calore specifico, densità, viscosità, conduttività termica
- Le caratteristiche della sonda: tipo di sonda, diametro esterno, dimensioni del tubo, resistenza termica tra tubo e tubo e tra ciascun tubo e la superficie esterna della sonda
- Campo di sonde: distanza tra le sonde e loro tipologia
- Modalità operativa: durata della simulazione, temperatura del fluido in ogni istante di tempo, stato della pompa di calore (accesa o spenta) e la connessione tra le sonde
- Discretizzazione delle variabili: passo temporale delle simulazioni e mesh del dominio

Gli output forniti dal CaRM sono:

- La temperatura di ritorno del fluido termovettore dalla sonda
- Le temperature in ciascun nodo termico $T(j,1), \dots, T(j,n)$ e conseguentemente il flusso di calore in ciascun strato $q(1), \dots, q(n)$

In [5.1] viene fatto anche un confronto tra i risultati ottenuti con il CaRM e quelli calcolati con il "ground response test". In generale si osserva che il numero n delle regioni anulari influisce maggiormente nei risultati della simulazione rispetto al numero m degli strati verticali.

5.2- IL METODO CaRM "MODIFICATO":

In [5.2] è proposto un miglioramento del metodo CaRM in modo da considerare anche le capacità termiche del fluido termovettore e del materiale di riempimento delle sonde. L'unica capacità che viene trascurata in questo caso è quella del tubo posto all'interno della sonda, generalmente minore delle precedenti.

In questo modo è possibile utilizzare il metodo CaRM anche nelle simulazioni con brevi passi temporali, nelle quali la risposta alle sollecitazioni dipende proprio dalla capacità termica della sonda.

Il materiale di riempimento della sonda viene diviso in due parti:

- “Core” = zona centrale tra i tubi
- “Shell” = zona tra i tubi e la superficie esterna della sonda

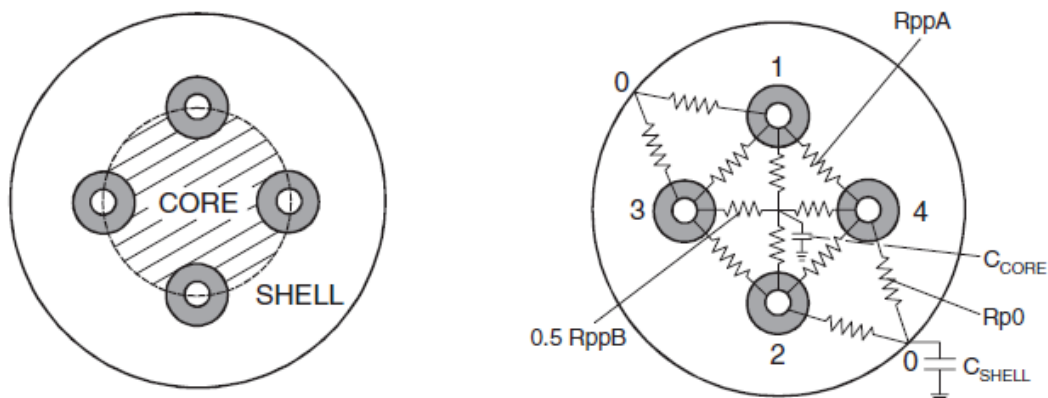


Figura 5.3: R_{ppA} , R_{ppB} , R_{p0} possono essere calcolate con l'utilizzo di formule disponibili in letteratura

Si assume una distribuzione della temperatura uniforme sia nel “core” che nel “shell”. L'errore che ne segue è piccolo grazie alla limitata estensione delle regioni coinvolte.

Pertanto, rispetto al modello tradizionale, si è aggiunto il “core” e l'equazione del bilancio termico nel muro esterno della sonda viene modificata per tener conto della capacità termica della sonda.

Le equazioni all'interno del “core” dipendono dal tipo della sonda mentre per le capacità termiche si usano le formule seguenti:

$$C_{core}(j) = \rho_{mat_{riemp}} * c_{mat_{riemp}} * \Delta z(j) * \left\{ \pi * L_{s,p}^2 - n_{pipes} * \left[\frac{L_{s,p}^2}{2} * (2\delta - \sin 2\delta) + \frac{r_{p,0}^2}{2} * (\pi - \delta - \sin \delta) \right] \right\} \quad (5.12)$$

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

$$C_{shell}(j) = \rho_{mat_riemp} * c_{mat_riemp} * \Delta Z(j) * \left\{ \pi(r_b^2 - L_{s,p}^2) + n_{pipes} \left[\frac{L_{s,p}^2}{2} (2\delta - \sin 2\delta) + \frac{r_{p,0}^2}{2} (\pi - \delta - \sin\delta) \right] - n_{pipes} * \pi * r_{p,0}^2 \right\} \quad (5.13)$$

con $L_{s,p}$ pari a metà della distanza tra i tubi opposti nella sonda, $r_{p,0}$ il raggio esterno del tubo, r_b il raggio della sonda, n_{pipes} il numero dei tubi dello scambiatore di calore (4 nel caso di sonde a doppia U), δ angolo che serve a determinare l'effettiva superficie del "core" e dello "shell".

La capacità termica totale del materiale di riempimento della sonda sarà data dalla somma di (5.12) e (5.13).

La (5.9) deve essere modificata per poter considerare la capacità termica del fluido termovettore e diventa:

$$m_w * c_w * [T_{w,in}(j) - T_{w,out}(j)] - 2\pi * r_{p,i} * \alpha * \Delta Z(j) * [T_w(j) - T_p(j)] = \rho_w * c_w * \pi * r_{p,i}^2 * \Delta Z(j) * \frac{T_w(j) - T_{w,-\Delta\tau}(j)}{\Delta\tau} \quad (5.14)$$

Il flusso di calore trasmesso dal singolo tubo alla sonda è calcolato mediante:

$$q = \rho_w * c_w * \pi * r_{p,i}^2 * L * \frac{T_w - T_{w-\Delta\tau}}{\frac{L}{v_w}} \quad (5.15)$$

con L lunghezza del tubo ; v_w velocità del fluido (il loro rapporto è il tempo impiegato dal fluido per percorrere il tubo).

Considerando sia lo scambio di calore assiale che radiale, la (5.5) diventa:

$$\frac{T(j, i-1) - T(j, i)}{R_r(j, i-1)} + \frac{T(j, i+1) - T(j, i)}{R_r(j, i)} + \frac{T(j-1, i) - T(j, i)}{0,5 * R_z(j-1, i) + 0,5 R_z(j, i)} + \frac{T(j+1, i) - T(j, i)}{0,5 * R_z(j+1, i) + 0,5 * R_z(j, i)} = C(j, i) * \frac{T(j, i) - T_{-\Delta\tau}(j, i)}{\Delta\tau} \quad (5.16)$$

con:

$$- R_r(j, i) = \frac{1}{2\pi \Delta z_b(j) \lambda(j)} * \ln\left(\frac{r_m(i)}{r_m(i-1)}\right) \quad (5.17)$$

$$- R_z(j, i) = \frac{\Delta z_b(j)}{\lambda(j)} * \frac{1}{\pi * [r^2(i) - r^2(i-1)]} \quad (5.18)$$

La mesh è più fine vicino alla sonda e poi all'aumentare della distanza più grossolana. Questo permette di contenere l'errore di calcolo senza incrementare troppo i tempi necessari al computer per risolvere il problema.

In generale si osserva che, per avere una simulazione corretta, è necessario che il passo temporale della simulazione risulti inferiore alla costante di tempo del sistema che si sta studiando.

Nelle simulazioni con intervalli di tempo molto brevi è inoltre opportuno considerare anche la capacità termica del fluido contenuto nei condotti orizzontali di collegamento tra le sonde, generalmente molto estesi.

È possibile suddividere il dominio in tre zone:

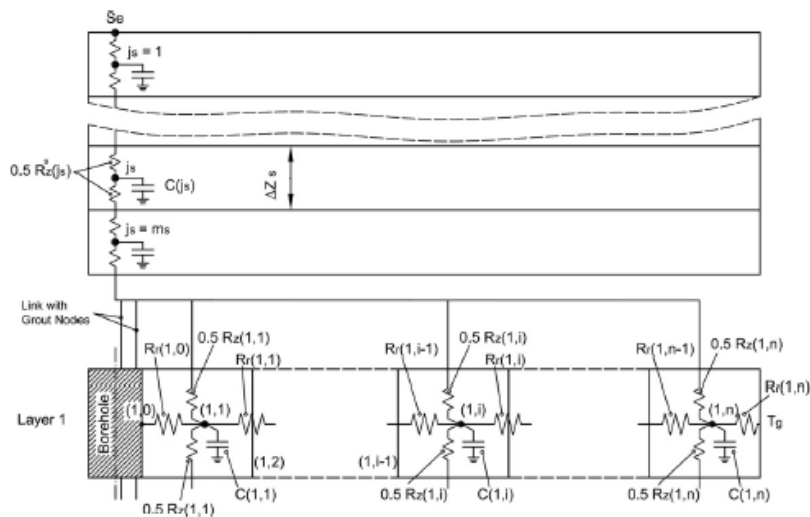


Figura 5.4a : surface zone + borehole zone

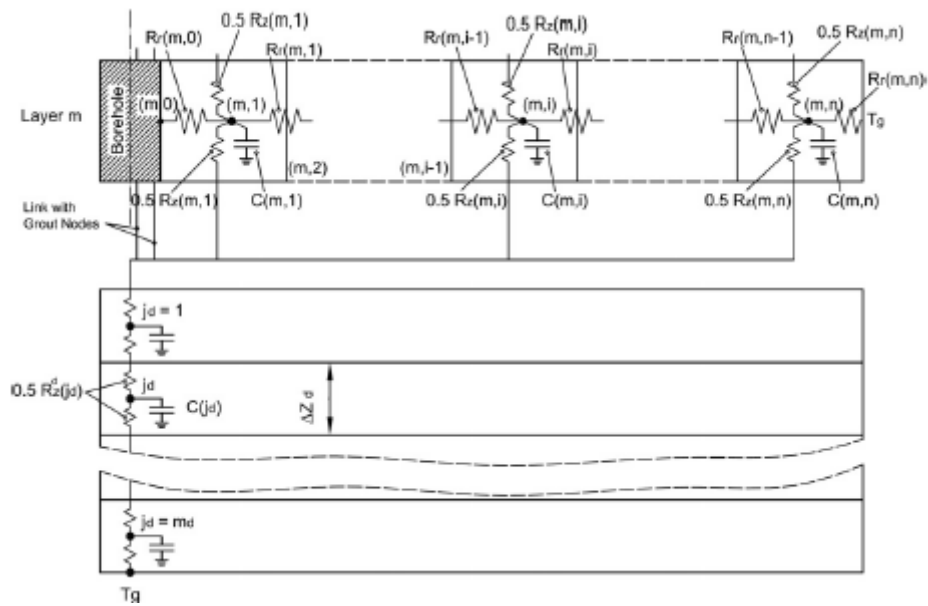


Figura 5.4b : borehole zone + deep zone

La modellazione del terreno sarà diversa a seconda della zona:

- La zona della sonda è divisa in m strati, ciascuno dei quali è suddiviso in n regioni anulari.
- La surface zone e deep zone vengono divise rispettivamente in m_s e m_d strati con capacità termiche concentrate nel baricentro di ciascun strato. Infatti si ipotizza che il calore sia trasferito solamente lungo la direzione assiale (modelli 1D).

Il calore entrante nella surface zone dipende dalle interazioni con l'ambiente esterno ed in particolare è dato:

- Dal calore trasferito per convezione con l'aria esterna.
- Dalla radiazione solare incidente.
- Dallo scambio di calore radiante con il cielo. La temperatura del cielo può essere calcolata ad esempio mediante la correlazione di Swinbank:

$$T_{sky} = 0,0552 * T_e^{1,5} \quad (5.19)$$

con T_e temperatura dell'aria esterna

Se si varia la mesh si osserva che cambiando il numero degli strati della surface zone e della deep zone non si hanno variazioni importanti nei risultati.

5.3- LA PENALTY TEMPERATURE:

Determina come le sonde interagiscono con il terreno circostante dopo un certo periodo di tempo. Maggiore è lo squilibrio tra i carichi termici e frigorifici richiesti dall'edificio nell'arco dell'anno più la penalty temperature diventa importante poiché permette di confrontare le diverse disposizioni delle sonde geotermiche nel terreno, mantenendo invariati gli altri parametri (tipologia, geometria e lunghezza delle sonde ecc..)

La T_p , per una data distribuzione di sonde verticali, è pari alla differenza tra il disturbo termico medio originato dall'intero campo di sonde e quello prodotto dalla singola sonda, assumendo la stessa lunghezza totale e lo stesso flusso di calore scambiato.

Adottando un modello ILS (Infinite Line Source), come proposto da Kavanaugh e Rafferty [5.3], si determina il calore scambiato tra il terreno ed un BHE di forma cilindrica nell'arco di 10 anni (E_{stored}). Il raggio interno di questo cilindro è pari a metà della distanza tra due sonde mentre il raggio esterno è pari al valore massimo che gli autori convenzionalmente assumono pari a 10 m. In questo modo la penalty temperature può essere calcolata mediante:

$$T_{p1} = \frac{E_{stored}}{\rho * c * B^2 * L} \quad (5.17)$$

$$T_p = \frac{NB_4 + 0,5NB_3 + 0,25NB_2 + 0,1*NB_1}{NB_1 + NB_2 + NB_3 + NB_4} * T_{p1} \quad (5.18)$$

con $B^2 = \text{area } B*B$ con al centro un BHE circondato da altri 4; $NB_i =$ numero di sonde circondate da altre i adiacenti (4,3,2,1). L invece è la lunghezza della sonda verticale determinata nel modo seguente:

$$L = \frac{Q * \{R_b + (1/2\pi\lambda) * g_s[r_b^2/(4at), BHEgeometry]\}}{T_f - T_\infty - T_p} \quad (5.19)$$

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

con $g_s = g$ -function ; $Q =$ portata di calore scambiato, data dalla sovrapposizione di 3 impulsi termici, rispettivamente di durata oraria, mensile e annuale, T_∞ è la temperatura indisturbata del terreno ; T_f è la temperatura media del fluido termovettore ; T_p è la penalty temperature (a sua volta dipendente da diversi fattori, come la disposizione geometrica delle sonde, le proprietà termo-fisiche del terreno...)

Per estendere l'analisi all'intero campo di sonde si utilizza il principio di sovrapposizione degli effetti (5.18).

Come riportato nell'articolo [5.4] sono stati sviluppati molti approcci numerici ed analitici per determinare la penalty temperature, ognuno con i propri vantaggi e svantaggi ma tutti validi per le analisi nel lungo periodo (mesi o anni), dove ha senso simulare gli effetti della deriva termica.

5.4- INFLUENZA DELL'ACQUA DI FALDA SUL FUNZIONAMENTO DELLA GSHP:

Molti modelli analitici trascurano l'effetto che il movimento dell'acqua di falda ha sullo scambio termico tra le sonde ed il terreno oppure ne tengono conto semplicemente definendo una conducibilità termica equivalente del terreno. Tuttavia quest'ultima assunzione è accettabile solamente per basse velocità della falda.

Per poter dimensionare correttamente il campo geotermico bisogna tener conto anche dell'eventuale presenza d'acqua nel sottosuolo.

Dal punto di vista economico l'acqua di falda può essere vantaggiosa per due motivi principali:

- Aumenta la temperatura di evaporazione pertanto aumenta l'efficienza stagionale della pompa di calore (SCOP) e diminuisce i consumi. L'aumento della performance del GSHP può essere ritenuto pari alla differenza di temperatura tra la penalty temperature senza acqua di falda e la penalty temperature con acqua di falda.
- Diminuisce in termini assoluti la penalty temperature e quindi permette di ridurre la lunghezza dei BHE.

Tuttavia la presenza di acqua di falda pone molti vincoli normativi nella realizzazione dell'impianto GSHP, aumenta la complessità dei calcoli e quindi anche il tempo di risposta del computer.

Infatti il modello 2D è applicabile solo nel caso in cui si ha un dominio con simmetria radiale. In tale condizione le proprietà termiche del terreno sono costanti orizzontalmente, mentre variano con la profondità, quindi è possibile fare i conti solo su metà dominio. L'acqua di falda comporta generalmente un'asimmetria radiale e quindi la necessità di adottare modelli 3D.

5.5- USO DEL MODELLO CaRM NEL CASO STUDIO:

Il questo lavoro si suppone che non ci sia acqua di falda con velocità sufficiente ad alterare la simmetria radiale e che l'acqua contenuta nel terreno non subisca un cambiamento di fase a seguito dello scambio termico con le sonde.

Per tutti i casi studio si utilizzano sonde a doppia U. Una volta trovato il profilo di carico dell'edificio e la pompa di calore necessaria (vedi capitolo 6) si possono inserire i dati di input del modello CaRM nei file seguenti:

- INPUT_00: si inseriscono le efficienze e le potenze nominali della pompa di calore per la stagione di riscaldamento e di raffrescamento tenendo conto degli ausiliari. Inoltre devono essere definite le portate nominali lato edificio e lato sonde oltre alle temperature d'ingresso ed uscita all'evaporatore e al condensatore per entrambe le stagioni. Infine si inseriscono gli 8760 valori delle temperature di ritorno, delle portate lato edificio e delle potenze termiche richieste.
- Val_fis_2U_campo: si inseriscono il numero di stratificazioni del terreno sopra, sotto e lungo la lunghezza dello scambiatore. Per ogni strato devono essere definiti la conduttività termica, la densità, il calore specifico e la temperatura indisturbata del terreno. Vanno poi inseriti i parametri relativi alla sonda a doppia U: diametri, spessori, resistenze termiche e le caratteristiche del materiale di riempimento (conducibilità termica, densità e calore specifico). Infine si definisce: la profondità di posa riferita alla testa dello scambiatore, la resistenza termica superficiale, la temperatura media ambiente della località e la semi-ampiezza dell'oscillazione

- Val_tem_2U_campo: si inseriscono gli 8760 valori della radiazione globale sul piano orizzontale in $[W/m^2]$, del coefficiente d'assorbimento, dell'emissività del terreno, della temperatura dell'aria e del cielo.
- Val_ute_2U_campo: si inseriscono il numero delle regioni anulari, la portata totale lato sonda, la disposizione delle sonde nel terreno, la distanza media tra sonde adiacenti, il tipo di connessione tra i due tubi a U (serie o parallelo), il passo temporale e le proprietà del fluido termovettore (calore specifico, densità, viscosità cinematica e conduttività termica). La portata totale lato sonda è quella media tra la stagione di riscaldamento e di raffrescamento.

CAPITOLO 6

6.1- IL SOFTWARE TRNSYS:

Per le simulazioni dinamiche degli edifici si è utilizzato trnsys 16, un software diviso in due parti principali:

- TRNbuild
- Simualtion Studio

Le simulazioni hanno una durata di 2 anni. Tuttavia si considerano solamente i risultati dell'ultimo anno.

TRNbuild:

Permette la realizzazione del modello dell'edificio. Come dati di input devono essere definiti:

- Le diverse zone termiche, con le orientazioni cardinali, le dimensioni geometriche e le caratteristiche termiche delle strutture (muri, pavimenti, soffitto, tetto, finestre...).
- L'impianto di riscaldamento e di raffrescamento
- Le infiltrazioni
- L'eventuale sistema di ventilazione
- I carichi interni

In questo lavoro si sono adottati dei modelli semplificati; in particolare:

- Per il condominio si è considerata un'unica zona termica rappresentante la situazione media del singolo appartamento. Pertanto i consumi energetici andranno poi moltiplicati per il numero totale degli appartamenti.
- Per il caso ufficio si è considerata un'unica zona termica rappresentante la situazione media del singolo piano. Pertanto i consumi energetici andranno poi moltiplicati per il numero totale dei piani

Simulation studio:

Simula il modello realizzato in TRNbuild tramite l'utilizzo di diverse types che devono essere collegate in modo opportuno (Figure 6.1 e 6.2):

- Type 56a : permette di richiamare il modello realizzato in TRNbuild
- Type 15-3: permette la simulazione dei dati climatici
- Type 9a : permette di definire eventuali dati d'input richiamati nel Type 56a
- Type 65c : permette la visualizzazione dei risultati

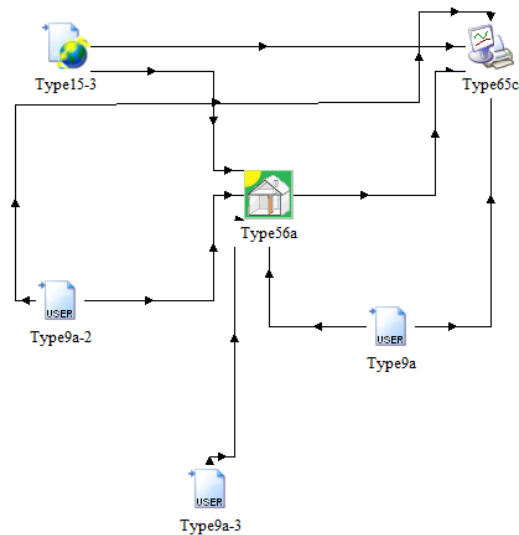


Figura 6.1: modello realizzato in simulation studio per il condominio

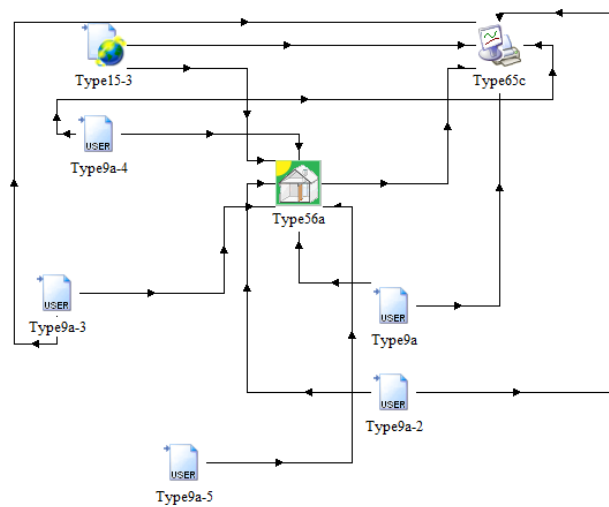


Figura 6.2: modello realizzato in simulation studio per il caso ufficio

Per avere un'idea sulla bontà dei risultati è possibile fare un confronto:

- Con i dati riportati in [6.1] in termini di $[kWh/(m^2y)]$ nel caso del condominio. Infatti da questo articolo si sono ricavati tutti i dati necessari per il modello realizzato in TRNbuild. Dal confronto emergono delle discrepanze. Infatti, a differenza di quanto fatto nelle simulazioni di trnsys, in [6.1] le caratteristiche strutturali dell'edificio vengono fatte variare a seconda della località e vengono considerati anche il carico latente per la deumidificazione in regime di raffrescamento e i consumi degli ausiliari (che per una pompa di calore acqua/acqua sono tra il 18% ed il 25%).
- I dati per realizzare il modello dell'ufficio sono stati ricavati dall'articolo [6.2]. In questo caso non è stato possibile fare un confronto diretto tra i risultati ottenuti dalle simulazioni (fatte per le località di Milano, Roma, Palermo) e quelli riportati nell'articolo (riferiti ad Oklahoma City).

6.2- L' ELABORAZIONE DEI RISULTATI FORNITI DA SIMULATION STUDIO:

Consideriamo inizialmente la simulazione relativa al condominio. Per ogni località si fanno 2 simulazioni: una con l'impianto di raffrescamento ed una senza il condizionamento estivo. In ogni caso i risultati ottenuti da simulation studio sono gli 8760 valori:

- Della temperatura, umidità relativa e umidità specifica interna all'edificio.
- Della temperatura, umidità relativa e umidità specifica dell'ambiente esterno.
- Del carico sensibile richiesto dall'edificio in $[kJ/h]$; diviso poi per 3600 per ottenere il valore in $[kW]$.
- Della radiazione totale sul piano orizzontale in $[kJ/h]$.

Trascurando il carico latente, la potenza sensibile coincide con quella totale richiesta dal condominio ora per ora. Per ogni località si considerano tre periodi annuali:

- Un periodo invernale dove viene acceso l'impianto di riscaldamento.
- Un periodo estivo dove viene acceso l'eventuale impianto di raffrescamento.
- I periodi delle mezze stagioni dove l'impianto di condizionamento è spento. La durata della primavera e dell'autunno è ipotizzata di un mese ciascuna.

Per poter scegliere e simulare la pompa di calore geotermica da abbinare all'edificio è necessario determinare:

- 1- La potenza termica e frigorifera totale richiesta dal condominio in [kW] ora per ora.
- 2- Il massimo valore orario della potenza termica e frigorifera totale richiesta dall'edificio.
- 3- La massima portata d'acqua lato utenza in estate e inverno, supponendo un $\Delta T_{acqua} = 5 [^{\circ}C]$ e un $c_{p,acqua} = 4,186 [kJ/kg * K]$ mediante la formula inversa di:

$$P_{max} = m_{w,max} * c_{p,w} * \Delta T_w \quad (6.1)$$

- 4- La portata d'acqua maggiore tra le portate massime calcolate nel punto 3.
- 5- Supponendo una temperatura di mandata dell'acqua lato utenza di $35 ^{\circ}C$ in regime di riscaldamento e di $7 ^{\circ}C$ in regime di raffrescamento (nelle mezze stagioni l'impianto è spento) si calcola ora per ora la temperatura di ritorno mediante le formule inverse di:

$$P_i = m_{w,max} * c_{p,w} * (T_{w,mi} - T_{w,ri}) \quad \text{in regime di riscaldamento} \quad (6.2)$$

$$P_i = m_{w,max} * c_{p,w} * (T_{w,ri} - T_{w,mi}) \quad \text{in regime di raffrescamento} \quad (6.3)$$

con : P_i valore della potenza totale richiesta dall'edificio nell'ora i ; $m_{w,max}$ la portata calcolata al punto 4 ; $T_{w,mi}$ temperatura di mandata dell'acqua all'edificio nell'ora i ; $T_{w,ri}$ temperatura di ritorno dell'acqua dall'edificio nell'ora i .

Consideriamo ora la simulazione fatta per il caso ufficio. Per ogni località i risultati ottenuti da simulation studio saranno gli 8760 valori:

- Della temperatura, umidità relativa e umidità specifica dell'ambiente riscaldato.
- Della temperatura e umidità relativa esterna ambiente.
- Della temperatura e umidità relativa d'immissione dell'aria proveniente dall'impianto di ventilazione.
- Del carico sensibile richiesto dall'edificio in [kJ/h]; diviso poi per 3600 per ottenere il valore in [kW].
- Della radiazione totale sul piano orizzontale in [kJ/h].

Per ogni località si considerano tre periodi annuali:

- Un periodo invernale dove viene acceso l'impianto di riscaldamento.
- Un periodo estivo dove viene acceso l'impianto di raffrescamento.
- I periodi delle mezze stagioni dove non si prevede l'accensione dell'impianto di condizionamento. La durata della primavera e dell'autunno è ipotizzata di un mese ciascuna.

Per determinare il carico richiesto per il trattamento dell'aria in estate si procede nel modo seguente:

- 1- Si determina l'entalpia dell'aria esterna e dell'aria in condizioni d'immissione nella zona termica in [J / kg_{as}]. Ciò è fatto con un programma di calcolo in excel. In generale l'entalpia dell'aria umida è data da:

$$h_a = c_{pa} * T_a + x * (r_0 + c_{pv} * T_a) \quad [kJ/kg_a] \quad (6.4)$$

con r_0 = calore latente di vapore di acqua a 0°C, pari a 2501 kJ/kg e

$$x = 0,622 * \frac{p_v}{p - p_v} = 0,622 * \frac{\varphi * p_s}{p - \varphi * p_s} \quad , \quad p = \sum_i p_i \quad (6.5)$$

- 2- Per ogni ora si calcola la differenza tra i valori delle entalpie calcolate nel punto 1 ($h_e - h_i$).
- 3- Ipotizzando una densità di persone pari a 0,11 [px/m²] e una portata d'aria ottimale in termini di confort di 40 [m³/(h * px)] si può determinare la portata d'aria m_a in [m³/h].
- 4- Ipotizzando una densità dell'aria di 1,2 [kg/m³] si determina il carico latente come:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

$$P_{lat} = (m_a * \rho) * (h_e - h_i) \frac{1}{3600 * 1000} [kW] \quad (6.4)$$

L'ufficio è chiuso al sabato ed alla domenica; mentre nei giorni feriali è aperto dalle 8:00 alle 18:00; periodo nel quale si suppone di aver il carico latente (6.4). Invece quando l'edificio è chiuso o se $(h_e - h_i) < 0$ non c'è bisogno di deumidificare, pertanto alla P_{lat} si assegna un valore nullo.

Nella stagione invernale la potenza necessaria per il trattamento dell'aria è espressa come:

$$P_{aria} = (m_a * \rho) * c_{pa} * (T_l - T_e) \frac{1}{3600 * 1000} [kW] \quad (6.5)$$

con: $c_{p,a} = 1005 [j/kg * K]$; T_l = temperatura d'immissione

L'aria viene trattata solamente durante l'orario d'apertura dell'ufficio. Se si ottiene una $P_{aria} < 0$ si pone $P_{aria} = 0$.

La potenza totale richiesta dall'edificio è calcolata ora per ora come somma del carico sensibile e di quello latente.

Per scegliere la pompa di calore geotermica da abbinare all'ufficio si procede in modo analogo a quanto visto per il condominio.

6.3- IL DIMENSIONAMENTO DEL CAMPO GEOTERMICO:

Scelta la pompa di calore da accoppiare all'edificio il numero delle sonde geotermiche viene determinato mediante il metodo ASHRAE fissando:

- Una profondità di ciascuna sonda pari a 100 m.
- I carichi di picco richiesti dall'edificio in inverno ed in estate.
- I fabbisogni energetici mensili dell'edificio in kWh (sensibili + latenti).
- Le caratteristiche della pompa di calore. In particolare: COP, EER, temperature all'ingresso e all'uscita della sonda del fluido termovettore.
- Le caratteristiche geometriche e termiche delle tubazioni e del materiale di riempimento della sonda.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

- La densità, il calore specifico e la conducibilità termica equivalente del suolo.

In questo caso non si prevedono sistemi integrativi alla pompa di calore, quindi la lunghezza totale di progetto sarà pari al massimo tra L_h e L_c . La disposizione delle sode nel terreno è realizzata al fine di minimizzare l'area complessivamente occupata dal GCHP.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

CAPITOLO 7

I principali miglioramenti fatti nelle pompe di calore geotermiche [1.6] riguardano la modalità di regolazione, cioè come la macchina si adatta al carico variabile richiesto dall'edificio.

I sistemi di controllo più moderni permettono di lavorare all'evaporatore con portate variabili garantendo comunque una buona stabilità della macchina grazie agli organi di regolazione elettronici. In questi nuovi impianti, conosciuti con l'acronimo VRF = Variable Primary Flow, la portata minima richiesta dall'evaporatore è assicurata da un tubo di by-pass. I principali vantaggi rispetto al controllo tradizionale sono:

- Le minori spese di pompaggio.
- L'incremento dell'efficienza. Infatti variando la portata si possono mantenere delle differenze di temperatura costanti negli scambiatori.

7.1- LE MODALITÀ DI REGOLAZIONE DEL GSHP NEL CASO STUDIO:

Caso ufficio articolo [6.2]:

In questo caso vengono confrontati i consumi di un GSHP tradizionale con un sistema ibrido pompa di calore geotermica + torre refrigerante evaporativa (il carico è sbilanciato in raffrescamento essendo l'edificio situato ad Oklahoma). In quest'ultimo caso la regolazione dell'intero sistema prevede l'accensione della torre solamente quando la temperatura del fluido all'ingresso della pompa di calore supera il set-point estivo.

A seconda della stagione, invernale o estiva, vengono fissati due set-point diversi, generalmente costanti ma possono essere anche variabili con:

- Il carico termico richiesto dall'edificio (LD-reset)
- La temperatura esterna (OA-reset)
- La temperatura di bulbo bagnato (WB-reset)

L'utilizzo di set-point non costanti permette di ottimizzare le performance del GSHP ibrido e quindi di ridurre i consumi energetici. Vengono pertanto fatte diverse simulazioni:

- 1- Si ipotizzano inizialmente 3 casi con le temperature di set-point costanti e pari a 23,9 °C, 26,7 °C e 29,4 °C per il raffrescamento mentre per il riscaldamento si prende -0,6 °C per tutti i tre i casi.
- 2- Si fissano poi 3 diversi andamenti dell' OA-reset in base ad un opportuno shedule. Si ottengono così 3 andamenti della temperatura del fluido termovettore al variare di quella esterna:

Simulation scenarios with OA-reset cooling setpoint control.

Case No.	Outdoor-Hi	Outdoor-Low	Cooling-Hi	Cooling-Low
OA-1	29,4°C	12,8°C	23,9°C	15,6°C
OA-2	29,4°C	12,8°C	26,7°C	15,6°C
OA-3	29,4°C	12,8°C	29,4°C	15,6°C

Figura 7.1

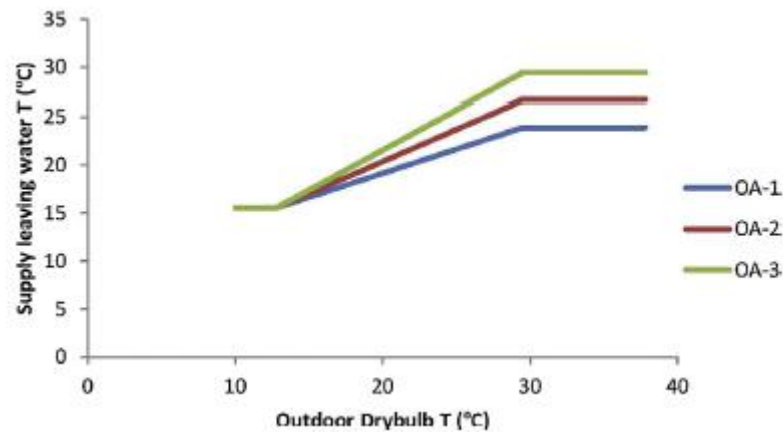


Figura 7.2

- 3- Analogamente si fissano tre casi per il WB-reset fissando lo shedule su tre diversi valori di ΔT tra la temperatura di bulbo bagnato esterna e quella di set-point del fluido termovettore:

Simulation scenarios with wet-bulb reset cooling control.

Case No.	ΔT
WB-1	0,6°C
WB-2	2,8°C
WB-3	5,6°C

Figura 7.3

- 4- Con il controllo LD si fissano tre diversi range di temperatura in cui far lavorare la pompa a velocità variabile della torre evaporativa. La velocità viene fatta variare a seconda del carico della torre, pertanto vengono fissati la velocità minima ed il carico minimo:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Case No.	MAX-RESET-T	MIN-RESET-T
LD-1	23,9°C	15,6°C
LD-2	26,7°C	15,6°C
LD-3	29,4°C	15,6°C

Figura 7.4

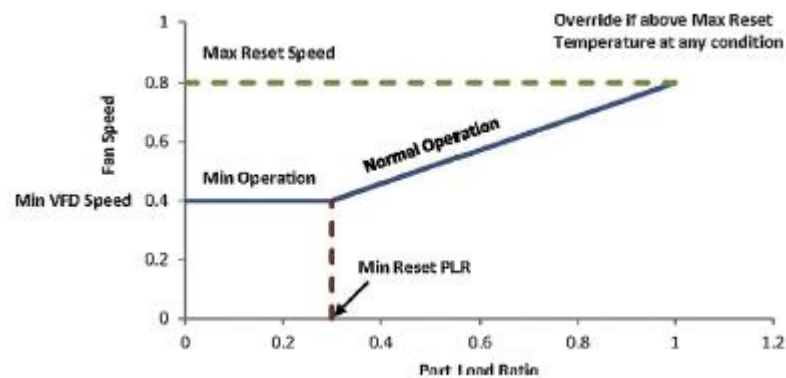


Figura 7.5

Dai risultati riportati in [6.1] al primo anno di simulazione si ha che il secondo e terzo caso delle simulazioni di tipo 1 (set-point costanti) portano ad una riduzione dei consumi del HVAC rispettivamente pari a 12,7% e 12,3% rispetto al primo caso con temperatura di set-point di 23,9 °C per la stagione di raffrescamento. Per le simulazioni di tipo 2 (OA-reset) la soluzione più conveniente dal punto di vista energetico è OA-3 mentre per le simulazioni di tipo 3 (WB-reset) la soluzione migliore è WB-3. Infine per le simulazioni di tipo 4 il caso ottimale è LD-3.

Al primo anno di simulazione il “normale” GSHP consuma di meno rispetto al sistema ibrido indipendentemente dalla modalità di regolazione scelta. Tuttavia quest’ultimo risulta migliore per quanto riguarda lo sbilanciamento del carico termico soprattutto nei casi OA-2, OA-3, WB-2 e WB-3. Questo consente nel lungo periodo di incrementare il confort all’interno dell’edificio e di ridurre i consumi energetici.

Caso condominio articolo [6.1]:

Gli autori non definiscono alcuna modalità di regolazione particolare per il GSHP ma confrontano i consumi d’energia primaria, le emissioni di CO₂ e il costo economico dei seguenti sistemi di climatizzazione:

- Sistema tradizionale (caldaia + condizionatore estivo).
- Pompa di calore aria-aria.
- Pompa di calore aria-acqua.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

- GSHP (Ground Source water to water Heat Pump).
- GWHP (Ground-Water source water to water Heat Pump).

Il carico termico da soddisfare è rappresentato da un condominio ed è variabile a seconda della località. Si considerano tre città italiane: Milano, Roma e Palermo.

Dovendo trovare l'ottimo di una funzione multi-obiettivo si utilizza il criterio di Pareto.

Dai risultati riportati nell'articolo il GSHP comporta sia una richiesta di energia primaria che delle emissioni di CO_2 minori rispetto al sistema tradizionale, indipendentemente dalla località. Risultati ancora migliori si ottengono se si installa una GWHP. Tuttavia la spesa economica è maggiore rispetto al sistema caldaia + condizionatore. Dai risultati si conclude che il GSHP potrebbe essere un punto ottimale di Pareto (non è detto che ci sia una fonte d'acqua da poter utilizzare per il GWHP). Inoltre in climi più miti come Roma e Palermo si osserva una maggior competitività della pompa di calore ad aria; mentre nei climi rigidi (Milano) tale sistema deve essere generalmente integrato con accumuli termici.

Modalità di regolazione nella simulazione:

Si analizzano quattro tipi di regolazione dell'impianto geotermico:

- 1- Comportamento on-off della pompa di calore (un'ora accesa ed un'ora spenta).
- 2- Impianto GSHP funzionante solo nelle ore diurne (dalle 8:00 alle 19:00 compresi).
- 3- Impianto GSHP funzionante solo nelle ore notturne (dalle 20:00 alle 7:00 compresi).
- 4- Impianto GSHP funzionante solamente quando l'edificio richiede potenza.

Le modalità di controllo 1, 2 e 3 richiedono un opportuno serbatoio d'accumulo. Infatti l'energia complessivamente prodotta dal GSHP deve essere tale da soddisfare l'intero carico termico richiesto dall'edificio giorno per giorno.

7.2- LA RICERCA E LE APPLICAZIONI DEI PCM (PHASE CHANGE MATERIALS):

I PCM [7.1] sono materiali di origine naturale o artificiale, miscelati o puri, i cui punti di fusione possono essere fissati a temperature opportune in modo da poter essere sfruttati come accumulatori d'energia latente.

In campo edile l'accumulo di calore latente può servire per ridurre i consumi energetici necessari per la climatizzazione degli ambienti: quando la temperatura supera un certo valore di soglia (giorno) il PCM diventa liquido e accumula calore che viene sottratto all'ambiente; quando la temperatura scende (notte) si ha la solidificazione del PCM e cessione di calore.

I materiali a cambiamento di fase più utilizzati per questi scopi sono quelli organici (paraffine e acidi grassi). In alternativa vengono usati materiali inorganici (sali idrati) o materiali eutettici. Ad oggi la diffusione dei PCM nel campo edilizio è limitata dal pericolo di infiammabilità (soprattutto per la paraffina) e da un funzionamento non ottimale nel caso di periodi caldi e molto lunghi.

I PCM possono essere utilizzati anche come materiale di riempimento per le sonde geotermiche delle pompe di calore al fine di incrementare la performance termica del BHE (Borehole Heat Exchanger). In questo caso come PCM si possono usare [7.2]:

- Oli di rifiuti animali
- Miscele di acidi laurici e caprilici
- Miscela di acqua con paraffina micro-incapsulata nel terreno

Dai risultati di [7.2] si osserva che l'utilizzo dei PCM permette di ridurre la distanza tra le sonde.

Tuttavia l'uso di questi materiali porta ad un incremento dei costi e complica i calcoli per la determinazione del coefficiente di scambio termico conduttivo a causa del loro comportamento non lineare durante il cambiamento di fase. Le classiche funzioni di trasferimento non possono più essere utilizzate, quindi si utilizzano degli appositi algoritmi numerici [7.3]. Un metodo spesso utilizzato è quello della "capacità effettiva" (effective capacity method), basato su relazioni entalpiche con il vantaggio di poter scrivere una sola relazione valida per l'intero dominio, senza quindi la necessità di definire delle condizioni al contorno al cambiamento di fase.

Nel caso in cui come materiale di riempimento della sonda si utilizzi acqua e paraffina micro-incapsulata (materiale PCM) miscelata con il terreno [7.4] l'acqua è utilizzata per avere le giuste performance termiche durante la stagione di riscaldamento invernale; mentre la paraffina micro-incapsulata serve per la stagione di raffrescamento estivo.

In [7.4] viene utilizzato un approccio numerico semplificato 2D, analizzando il problema della conduzione del calore in un solido equivalente di miscela fissata. In questo modo il PCM è considerato come un semplice mezzo poroso composto da due fasi dello stesso materiale (solido e liquido).

Nelle Figure 7.6 e 7.7 si riportano i risultati ottenuti in [7.4]. Con la sigla G_GHE si indica la curva delle temperature medie lungo la superficie del GHE nel corso dell'anno nel caso tradizionale (senza l'uso di PCM) e con PCM_GHE l'analoga curva con l'applicazione del PCM.

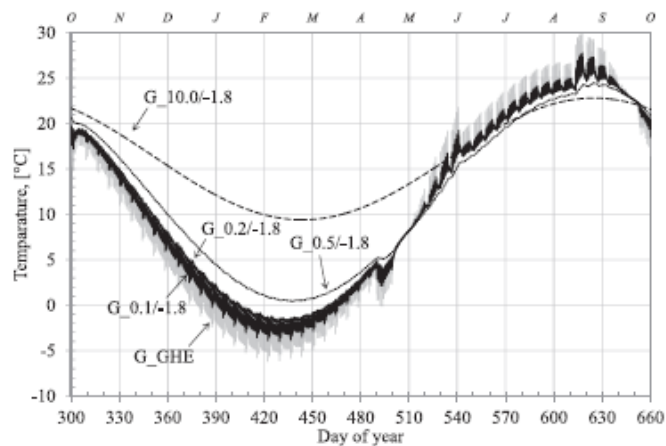


Figura 7.6

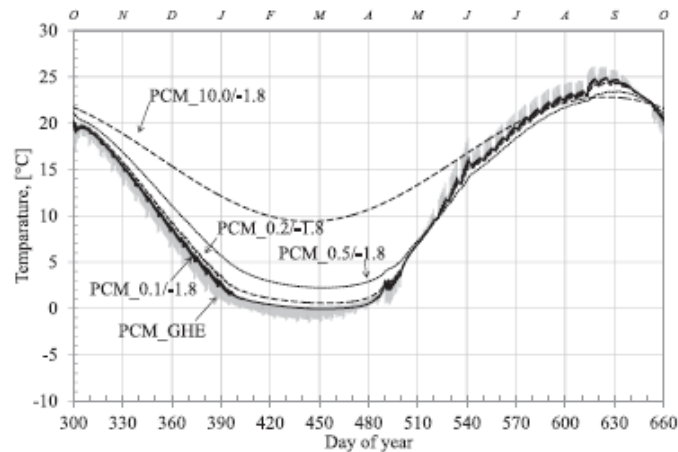


Figura 7.7

Le altre temperature presenti nelle Figure 7.6 e 7.7 sono per i punti posti alla profondità media della sonda e per una distanza di 0,1 m ; 0,2 m ; 0,5 m ; 10 m dal GHE. Nel caso “tradizionale” le temperature sono minori in inverno, maggiori in estate e con oscillazioni giornaliere più marcate rispetto al caso con i PCM. Pertanto l’uso dei materiali a cambiamento di fase incrementa i coefficienti di performance della pompa di calore poiché riduce le oscillazioni di temperatura del fluido termovettore. Inoltre si osserva che all’aumentare della distanza dal GHE le oscillazioni di temperatura nel terreno sono minori nel caso con PCM. Quindi, nel caso di riscaldamento invernale, la temperatura del terreno vicino alle sonde sarà maggiore. Infatti scegliendo il giusto PCM è possibile avere una parziale compensazione dell’energia prelevata dal terreno durante il periodo di riscaldamento con il calore latente ceduto successivamente al terreno quando la macchina è ferma. Altro vantaggio importante nell’utilizzo dei materiali a cambiamento di fase è la possibilità di assorbire i “shock termici” derivanti da incrementi improvvisi della potenza termica richiesta dall’edificio.

Analoghe conclusioni sono state ottenute anche in [7.5].

Nello studio fatto in [A.1] l’utilizzo dei PCM porta ad un incremento della potenza termica ottenuta dal GHE del 33,6% in inverno (calore) e del 19,6% in estate (potenza frigorifera). Pertanto, a parità di potenza, il numero delle sonde (o la loro lunghezza) è minore.

Anche in [A.2] i risultati mostrano mediamente degli incrementi di performance della pompa di calore grazie all’uso dei PCM anche se in primavera ed in autunno si registrano delle efficienze minori. Ciò a causa della minor conduttività termica dei materiali a cambiamento di

fase che rallentano in questi periodi dell'anno il recupero termico del terreno rispetto alla soluzione tradizionale.

In conclusione l'utilizzo dei PCM come materiale di riempimento delle sonde geotermiche è generalmente vantaggioso. La loro applicazione è limitata dal costo.

Infine i materiali a cambiamento di fase possono essere utilizzati anche nei serbatoi d'accumulo TES (Thermal Energy Storage). In questo caso si possono avere dei vantaggi economici poiché il costo dell'energia elettrica cala dato che si riducono i picchi di carico [7.6]. Tuttavia si ha un incremento dei costi iniziali del serbatoio. La Tabella 7.1 riassume i principali vantaggi e svantaggi dei vari tipi di PCM:

	Organic	Inorganic	Eutectic
Pros	<ul style="list-style-type: none"> • Low Cost (120Euro/kWh)(Ribberink, 2009) • Self nucleating • Chemically inert and stable • No phase segregation • Recyclable • Available in large temperature range 	<ul style="list-style-type: none"> • Moderate cost (130 Euro/kWh) (Julin, 2008)(Ure, 2008) • High volumetric storage density (180-300 MJ/m³) • Higher thermal conductivity (0.6W/m-K) • Non flammable • Low volume change 	<ul style="list-style-type: none"> • Sharp melting point • High volumetric storage density
Cons	<ul style="list-style-type: none"> • Flammable • Low thermal conductivity (0.2W/m-K) • Low volumetric storage density (90-200 MJ/m³) 	<ul style="list-style-type: none"> • Subcooling • Phase segregation • Corrosion of containment material 	<ul style="list-style-type: none"> • Limited availability

Tabella 7.1

Inoltre i materiali non eutettici hanno una temperatura variabile per il cambiamento di fase e generalmente la temperatura di fusione e quella di condensazione differiscono tra loro (effetto d'isteresi). Ciò causa un'oscillazione di temperatura nella carica e scarica dell'energia termica. Invece la bassa conduttività termica tipica dei PCM organici comporta delle performance minori del sistema TES e può portare addirittura a non avere più sovrapposizione tra la potenza termica generata e quella richiesta dall'edificio.

RISULTATI

Ciascuna simulazione ha una durata di 10 anni. Si analizzano quattro tipi di regolazione dell'impianto geotermico:

- Tipo 1: comportamento on-off della pompa di calore (un'ora accesa ed un'ora spenta).
- Tipo 2: impianto GSHP funzionante solo nelle ore diurne (dalle 8:00 alle 19:00 compresi).
- Tipo 3: impianto GSHP funzionante solo nelle ore notturne (dalle 20:00 alle 7:00 compresi).
- Tipo 4: impianto GSHP funzionante solamente quando l'edificio richiede potenza.

Iniziamo con il caso ufficio, per il quale si ha che:

	muro esterno	Tetto	finestra	pavimento	muri interni
U [W/(m*K)]	0.25	0.13	1.48	0.35	1.6
persone/m ²	0.11				
carichi interni	26.9	W/m ²	(esclusa attività delle persone)		
carico interno per persona	58	W/m ²	(=1 met)		
Area 1 piano	900	m ²			
h piano	3	m			
n piani	2				
ricambio d'aria	40	m ³ /(ora*persona)			
orario d'apertura	8:00-17:00	lunedì-venerdì			

Tabella R.1: per maggiori informazioni vedere l'articolo [6.2] salvo modifiche descritte nel capitolo 6

	num sonde	Lsonda [m]	Ltot [m]	L tot prog [m]	L spec %
Milano	15	100	1500	1499	99.93
Palermo	20	100	2000	2051	102.55
Roma	18	100	1800	1823	101.28

Tabella R.2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Nelle figure successive vengono riportati, per ciascuna località e per ogni regime di funzionamento, gli andamenti:

- Dell'efficienza della pompa di calore.
- Delle temperature d'ingresso e d'uscita dal campo sonde del fluido termovettore (che corrispondono rispettivamente alle temperature d'uscita e d'ingresso del fluido termovettore dalla pompa di calore).

ANALISI ENERGETICA:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano-15sonde:

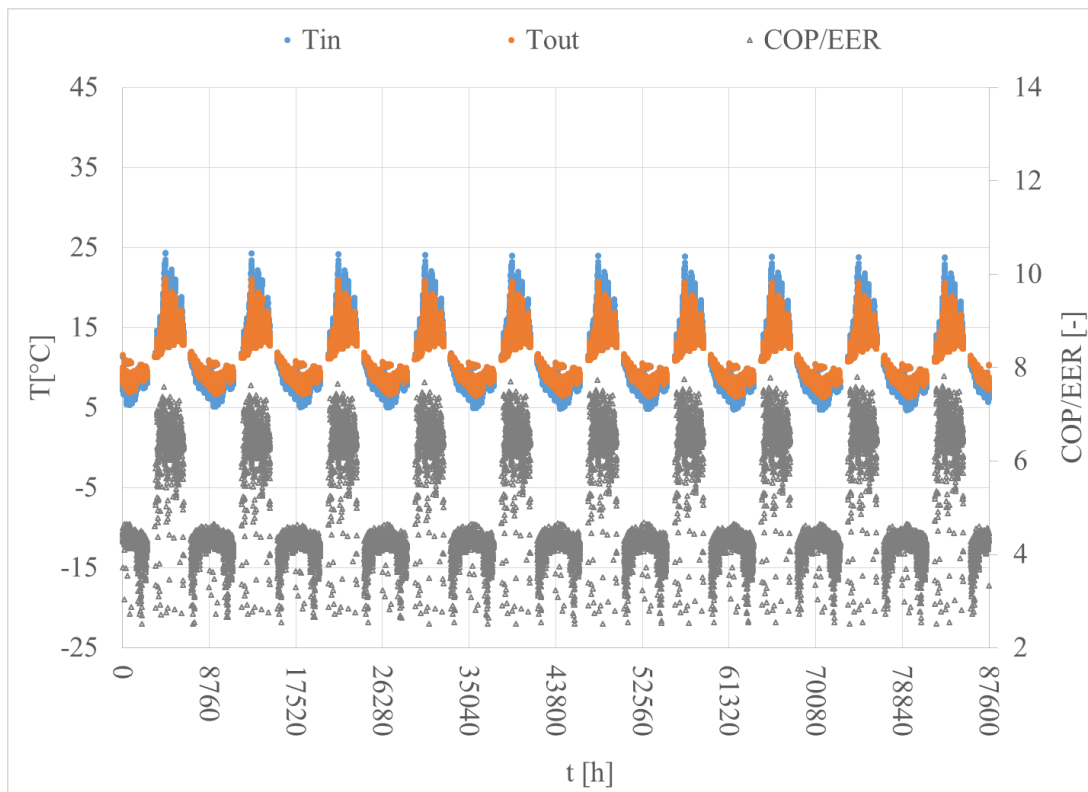


Figura R.1: Regolazione di tipo 4

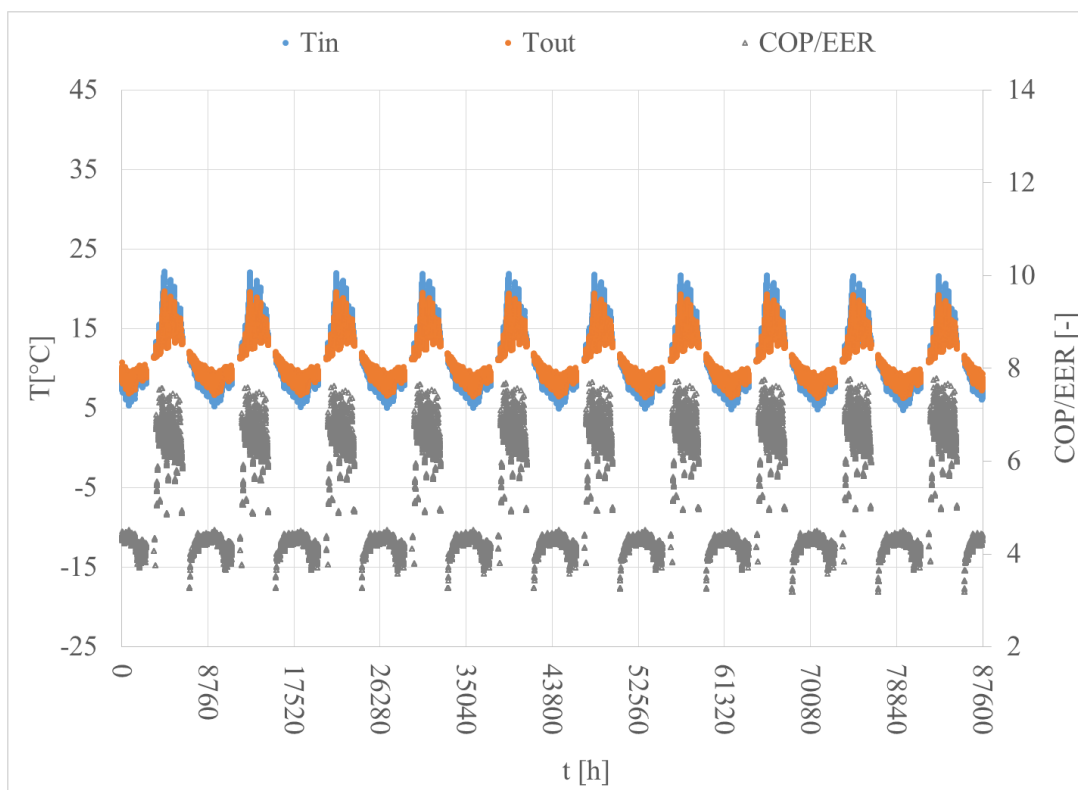


Figura R.2: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

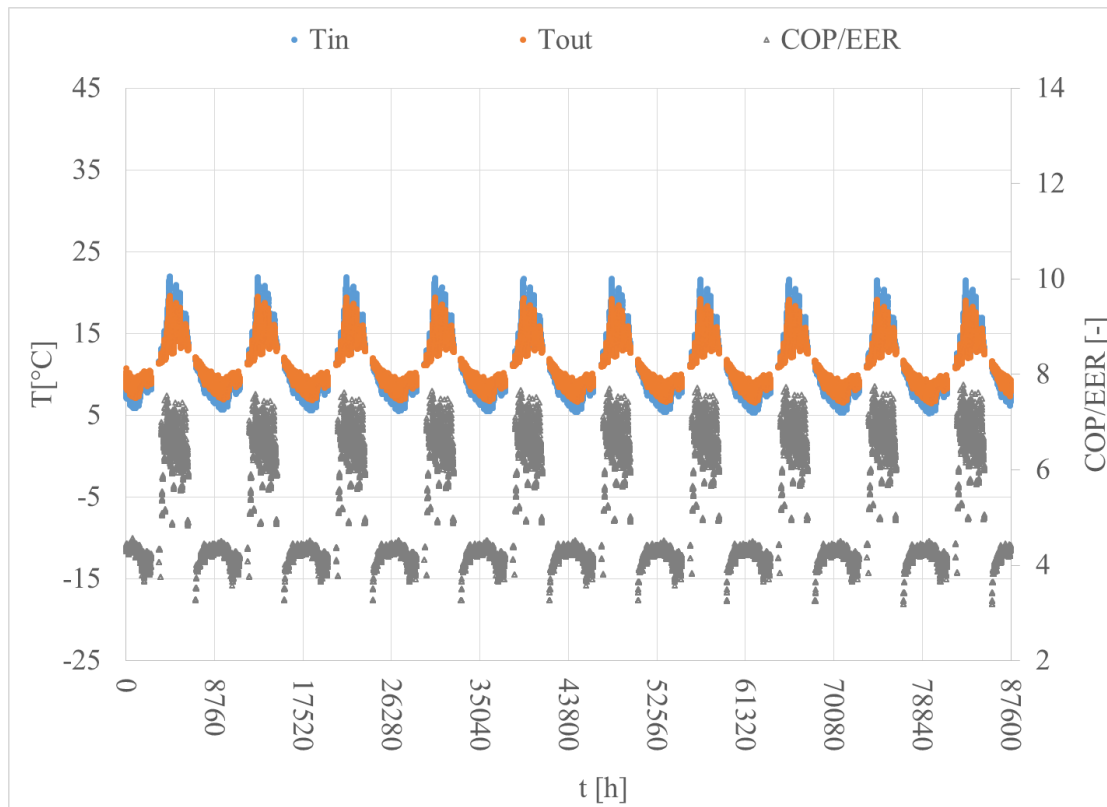


Figura R.3: Regolazione di tipo 3

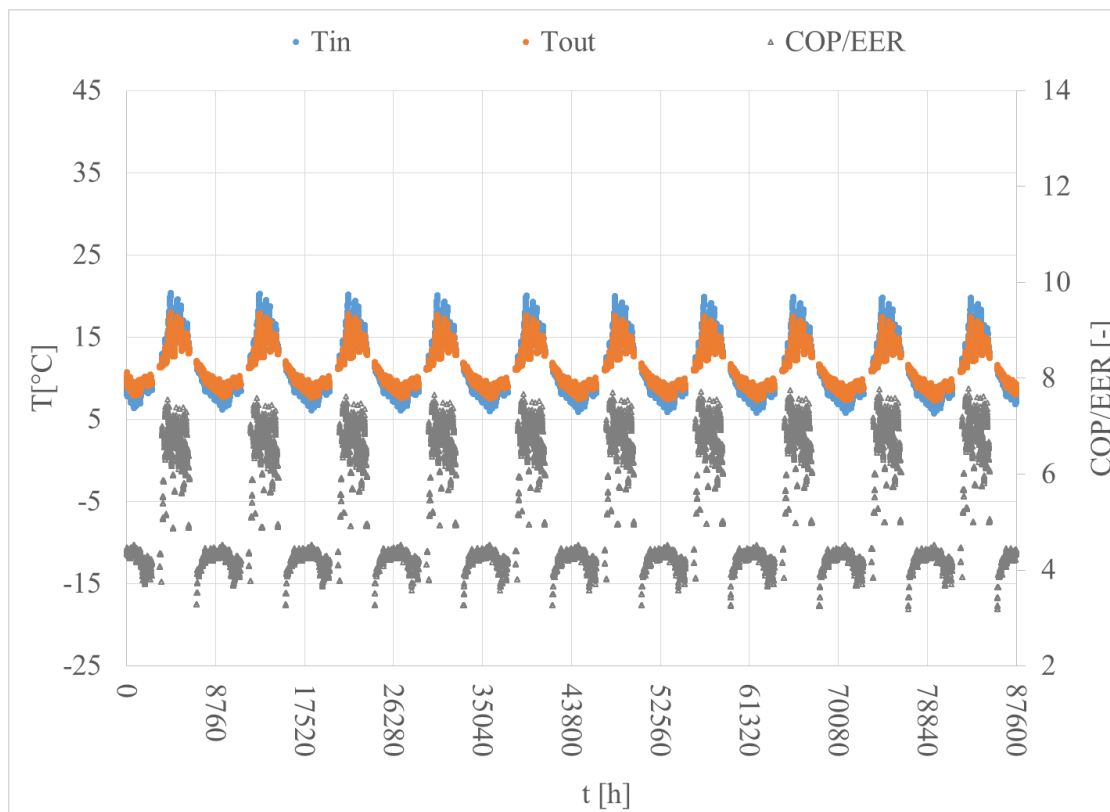


Figura R.4: Regolazione di tipo 1

Palermo-20sonde:

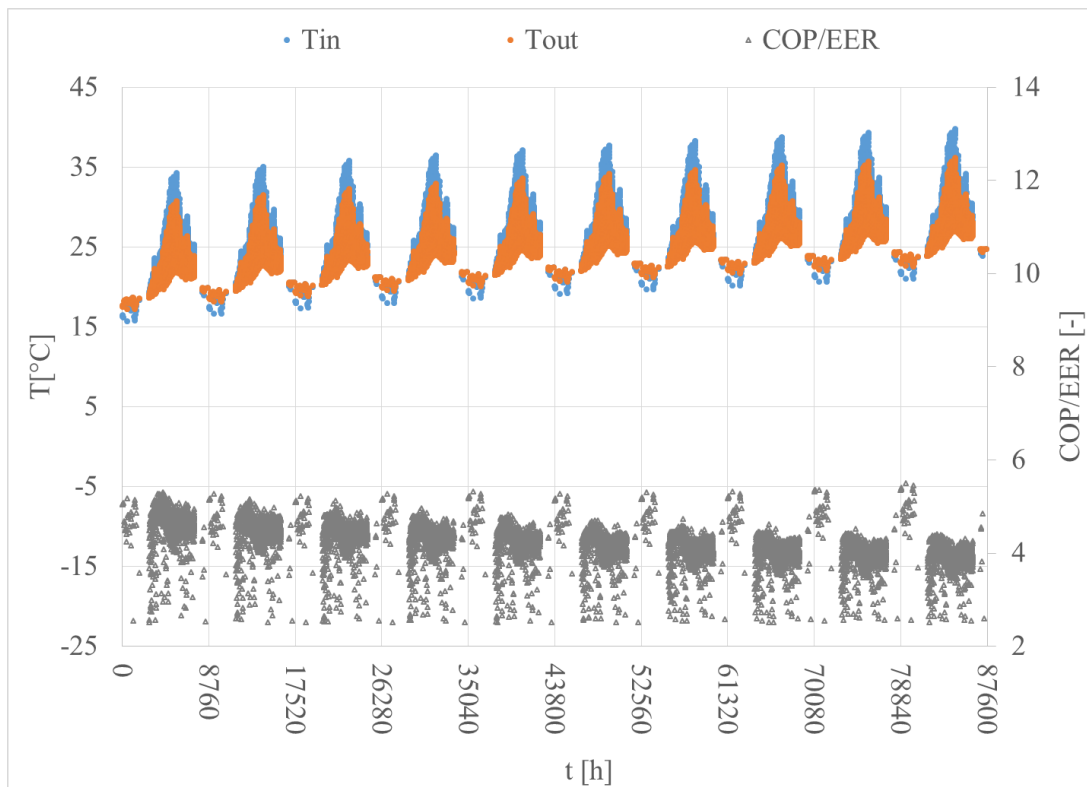


Figura R.5: Regolazione di tipo 4

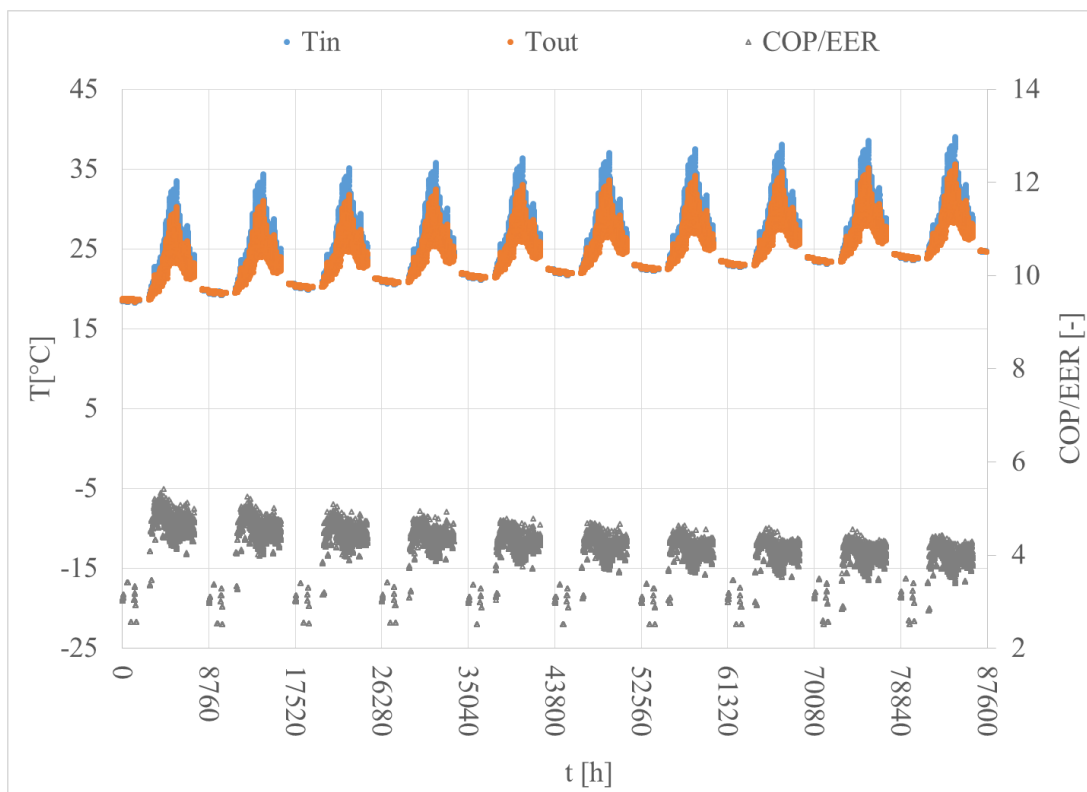


Figura R.6: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

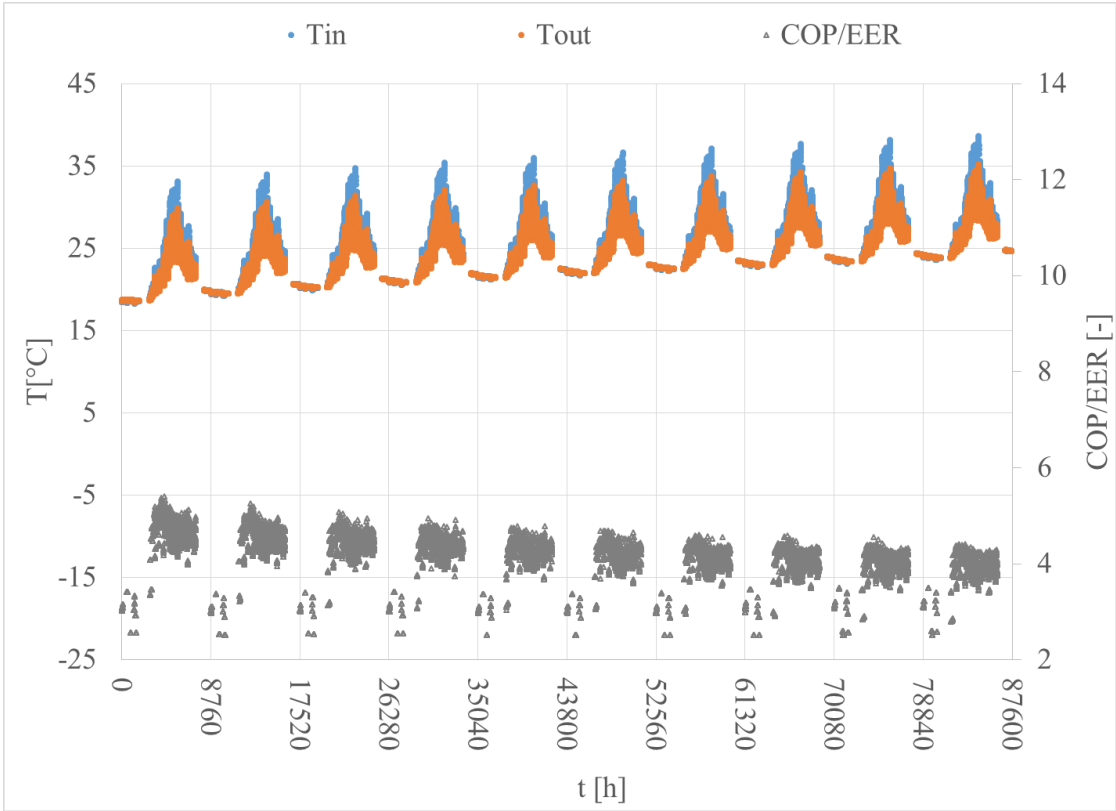


Figura R.7: Regolazione di tipo 3

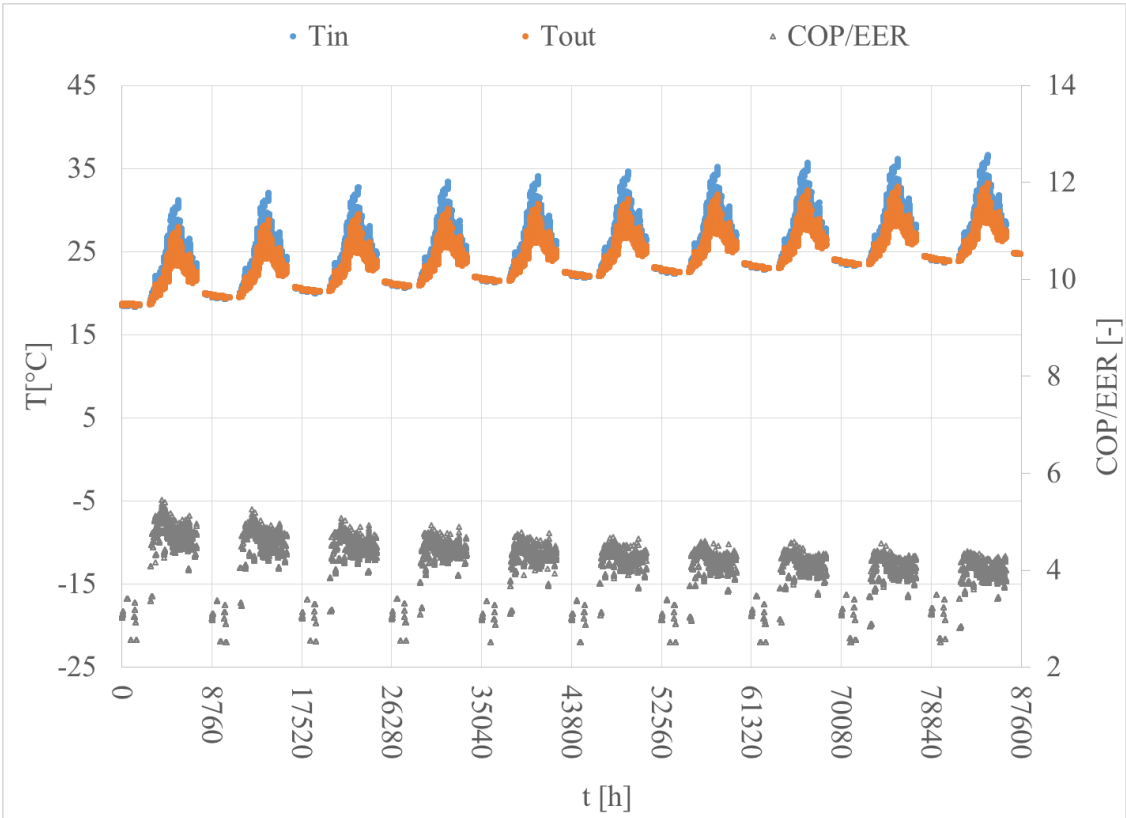


Figura R.8: Regolazione di tipo 1

Roma-18 sonde:

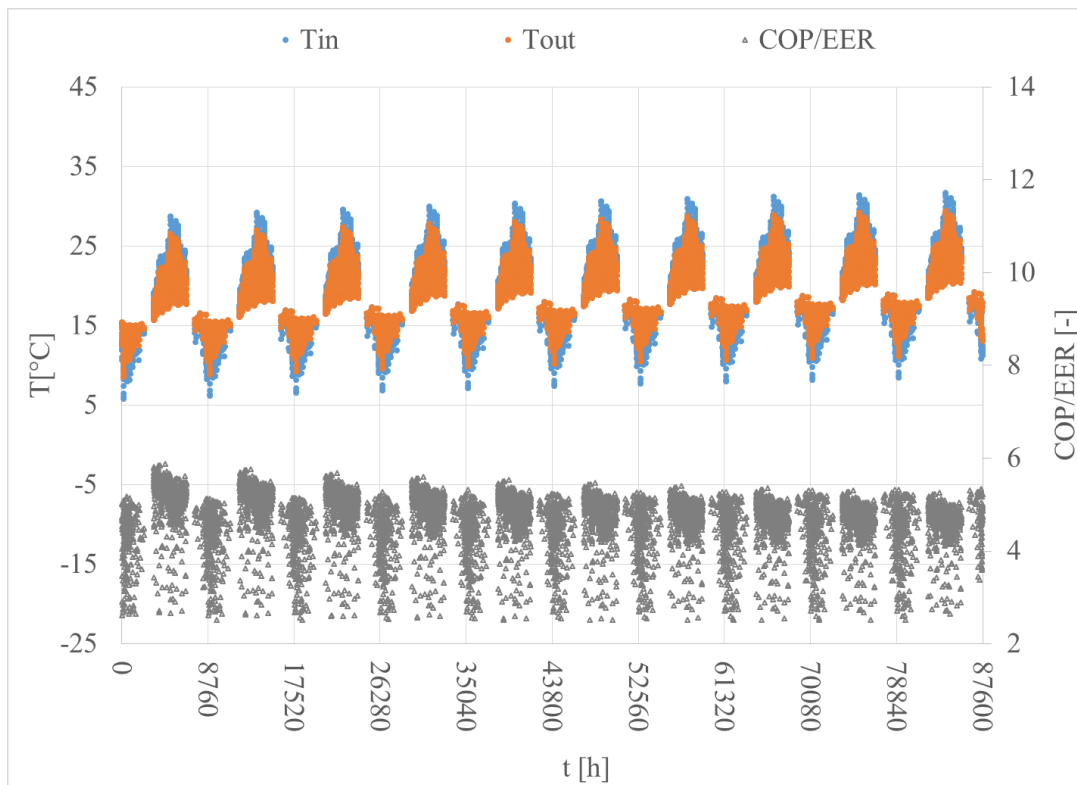


Figura R.9: Regolazione di tipo 4

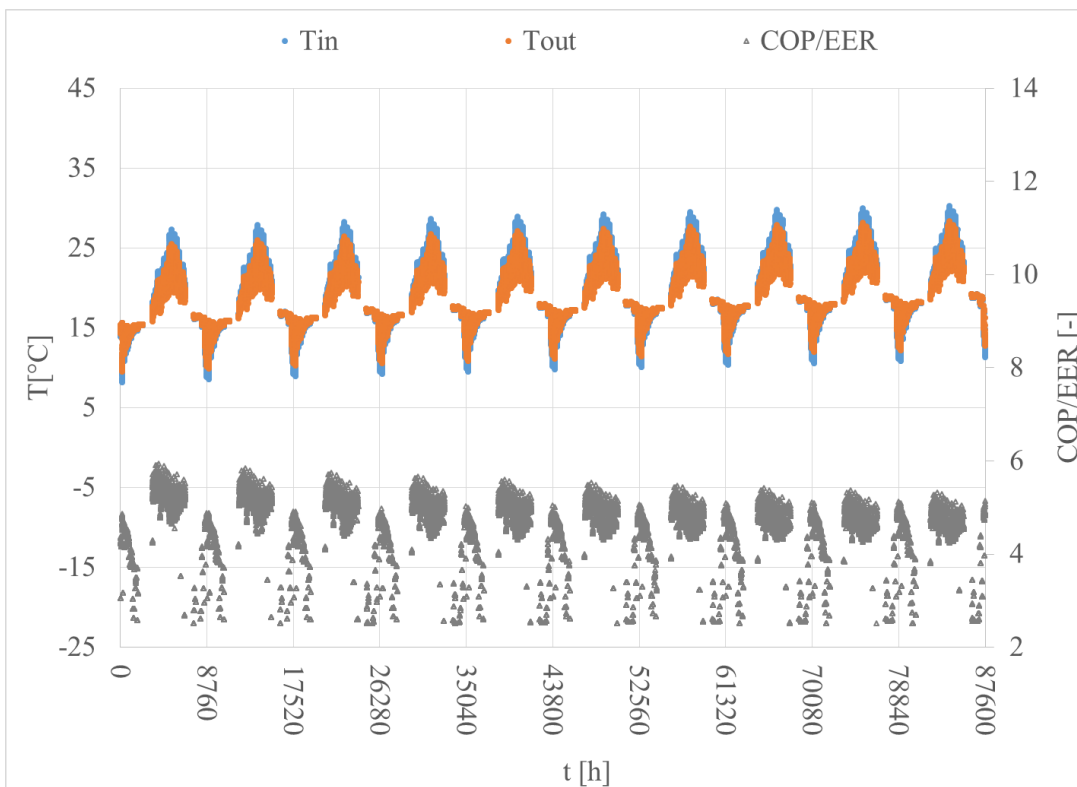


Figura R.10: Regolazione di tipo 2

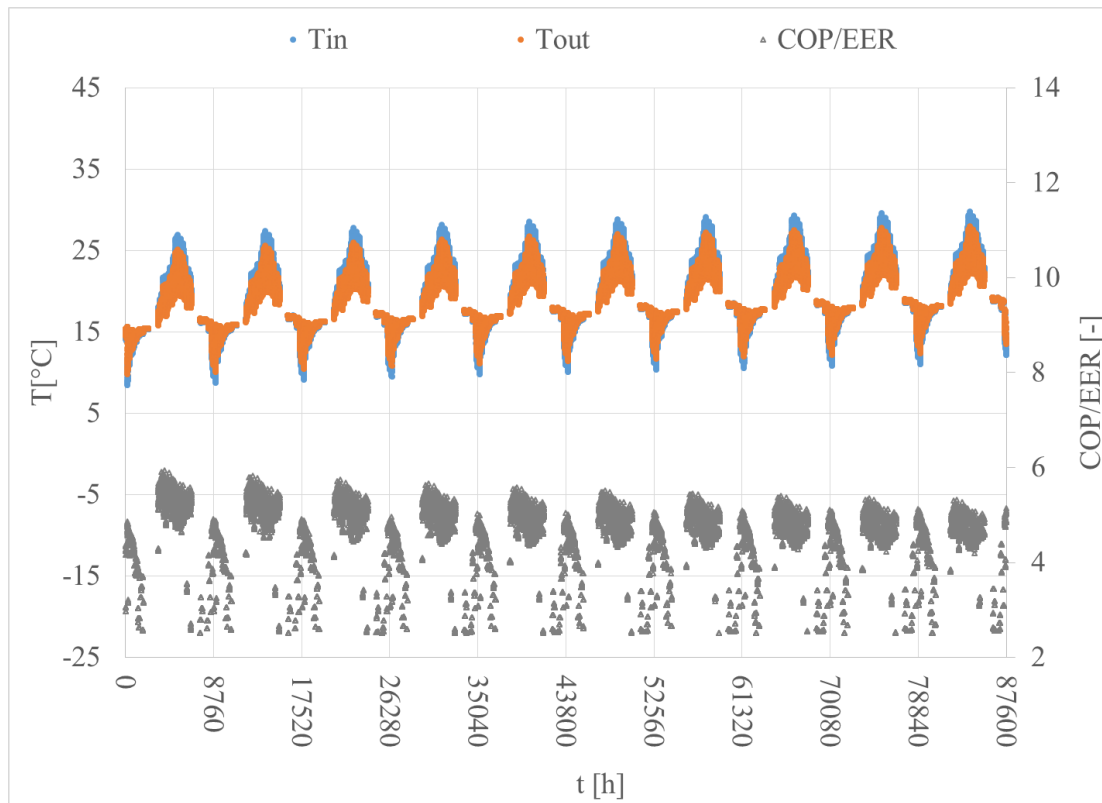


Figura R.11: Regolazione di tipo 3

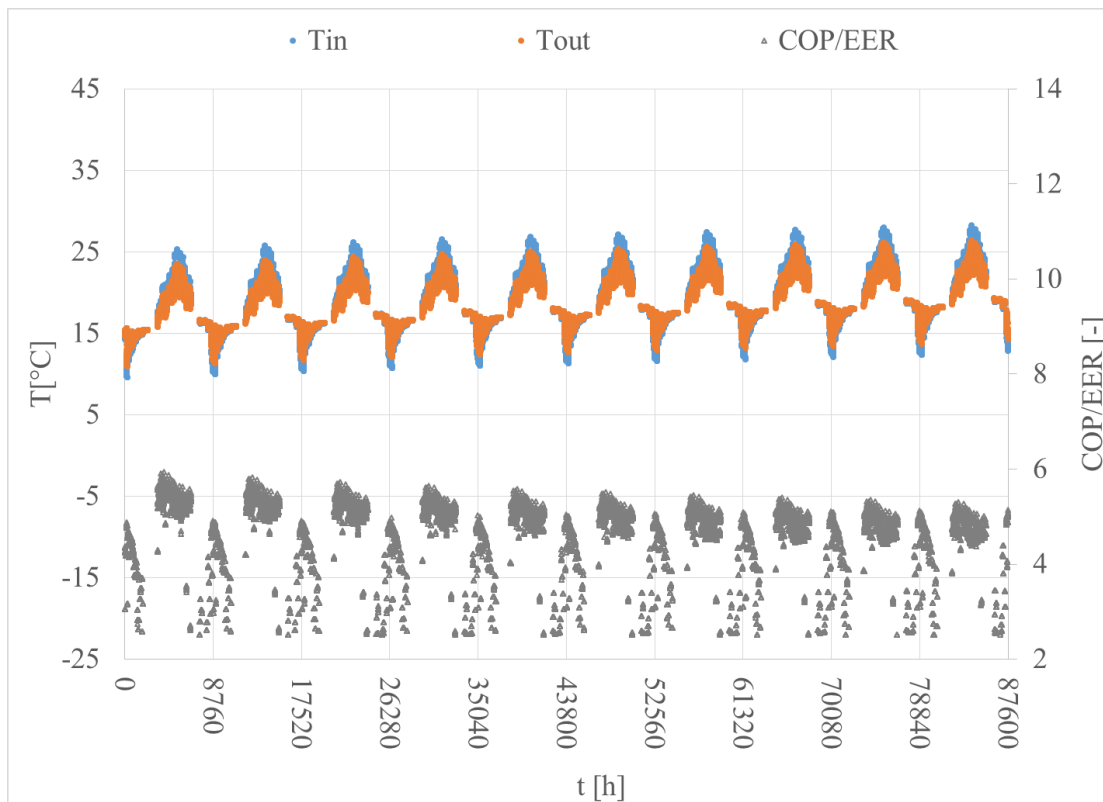


Figura R.12: Regolazione di tipo 1

Milano-12 sonde:

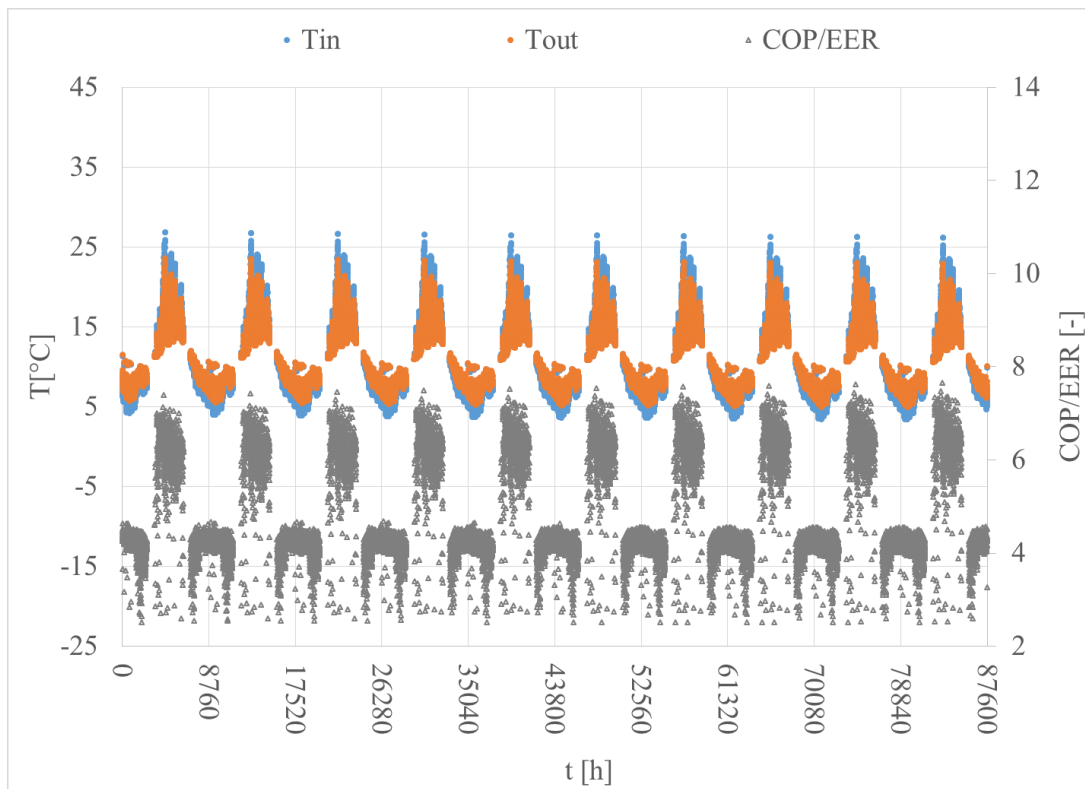


Figura R.13: Regolazione di tipo 4

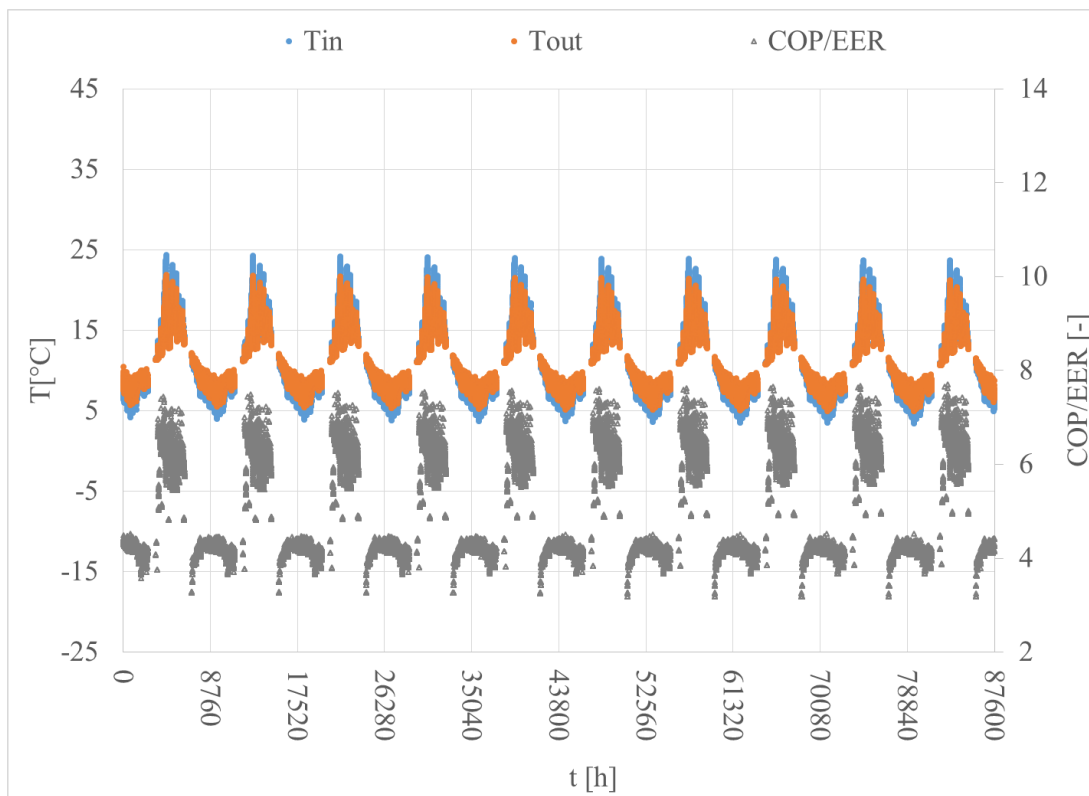


Figura R.14: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

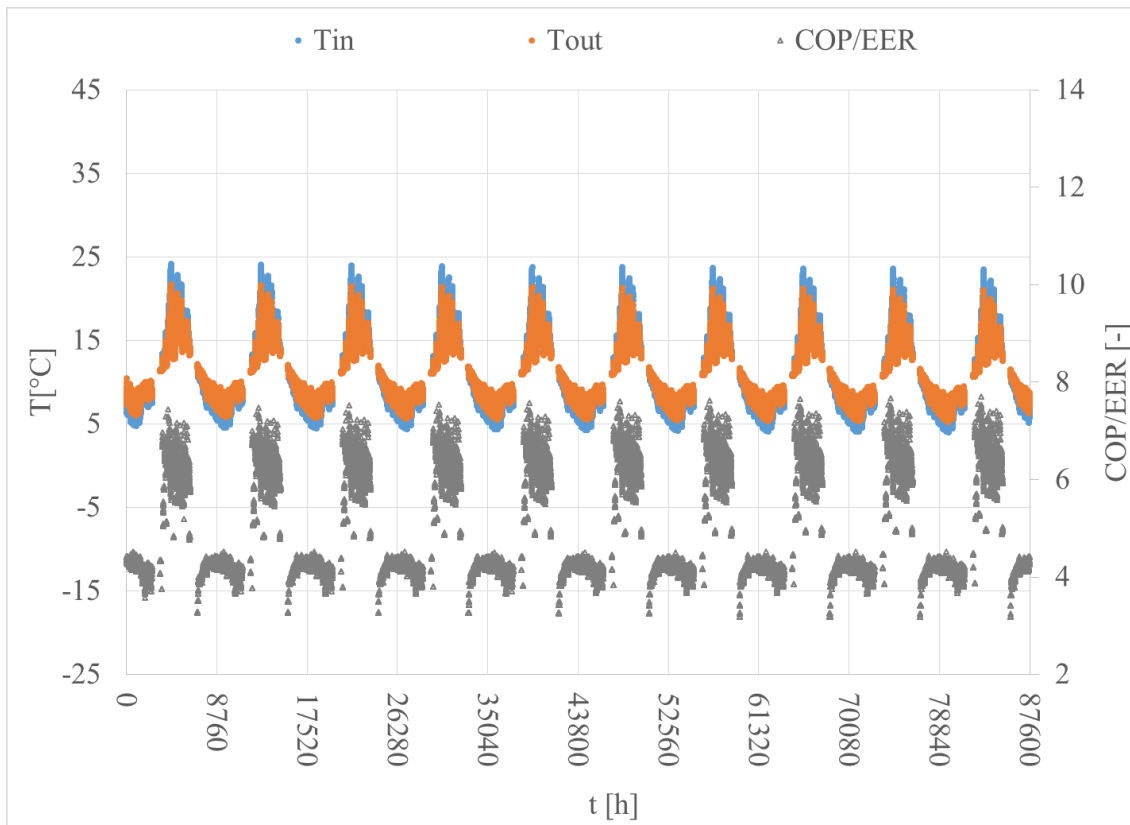


Figura R.15: Regolazione di tipo 3

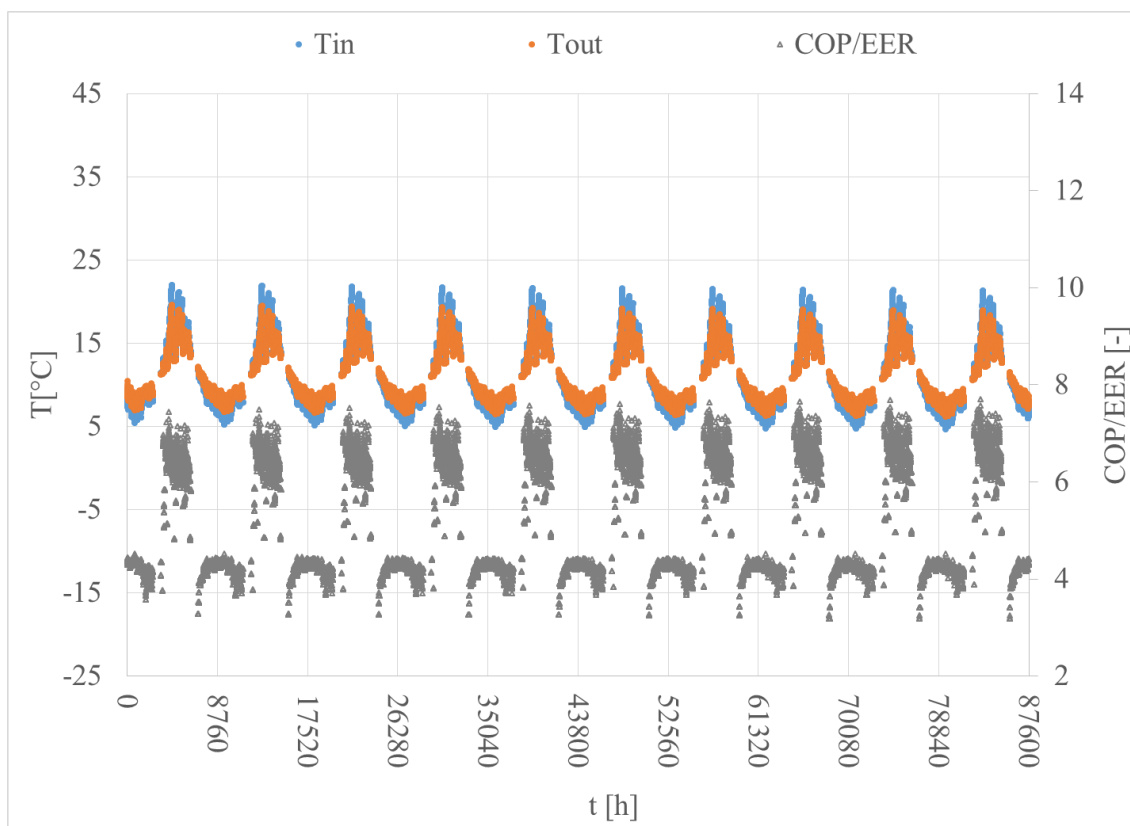


Figura R.16: Regolazione di tipo 1

Milano-15sonde:

Durante il periodo di simulazione le temperature hanno un andamento decrescente nel tempo, pertanto si conclude che il profilo di carico è sbilanciato in riscaldamento (la temperatura del terreno è anch'essa decrescente nel tempo). La temperatura minima invernale delle sonde è di poco superiore ai 4 °C; quindi come fluido termovettore si potrebbe usare acqua pura. Tuttavia è consigliabile l'utilizzo di miscele acqua-glicole per evitare problemi di congelamento durante l'intera vita tecnica della pompa di calore (15 anni).

Dalla Figura R.2, rispetto la Figura R.1, si possono notare delle temperature d'ingresso sonda minori in estate (da 25°C a circa 23-22°C) e maggiori in inverno. Di conseguenza EER e COP sono leggermente maggiori.

Gli andamenti riportati nella Figure R.3 sono analoghi al caso diurno. Tuttavia il funzionamento notturno è generalmente la regolazione più vantaggiosa dal punto di vista economico, grazie ad un costo del kWh_e minore durante la notte.

Dalla Figura R.4 si osserva una temperatura minima invernale superiore rispetto alle altre modalità di funzionamento del GSHP, pertanto anche i COP sono più elevati. Tuttavia è ancora consigliabile l'utilizzo di miscele acqua e glicole come fluido termovettore.

Palermo -20 sonde:

Le temperature del fluido termovettore arrivano anche a 40 °C nell'ultimo anno di simulazione, pertanto probabilmente l'installazione del GSHP non è conveniente rispetto alla pompa di calore ad aria. Dalla Figura R.5 si osserva che il carico è fortemente sbilanciato in raffrescamento. La temperatura del terreno cresce nel tempo, pertanto il COP aumenta. Infatti in inverno si può usufruire di una sorgente termica con una temperatura via via maggiore. Invece, a causa di una crescente temperatura del serbatoio termico, l'EER ha un andamento decrescente nel tempo.

Per i motivi sopra esposti non ha senso ridurre il numero delle sonde. Al contrario se si aumenta il numero dei BHE:

- Si riduce il fenomeno della deriva termica (aumenta lo sfasamento del fenomeno).
- Aumentano i costi d'installazione.

Le temperature minime invernali riportate in Figura R.5 sono maggiori di 15°C, pertanto per Palermo è possibile usare acqua pura come fluido termovettore.

Dalla Figura R.6, rispetto la Figura R.5, si osserva un andamento analogo dell'EER mentre il COP è minore (i valori puntuali minori di 2 non sono visualizzati nel grafico). Il calo dell'efficienza in regime di riscaldamento è dovuto ad una parzializzazione eccessiva del carico invernale; già per sua "natura" modesto e concentrato in poche ore della giornata. Considerazioni del tutto analoghe possono essere fatte per il funzionamento notturno e on/off. Inoltre dalla Figura R.8 si osserva una diminuzione delle temperature estive del fluido termovettore di circa 3°C rispetto a quanto riportato nella Figura R.5.

In conclusione per Palermo non è detto che il funzionamento notturno della pompa di calore sia conveniente. Infatti il costo minore del kWh_e potrebbe essere più che compensato da dei consumi molto modesti in termini quantitativi e da COP molto più bassi rispetto ad un funzionamento del GSHP contemporaneo con le esigenze dell'edificio

Roma-18 sonde:

Dalla Figura R.9 si osserva che il carico è sbilanciato in raffrescamento. Come fluido termovettore è possibile l'impiego di acqua pura, dato che la temperatura minima è circa 5 °C per il primo anno e poi cresce.

Dalla Figura R.10, rispetto la Figura R.9, si possono notare delle temperature d'ingresso sonda minori in estate e maggiori in inverno. Analoghe considerazioni possono essere fatte anche per la regolazione notturna e on/off della pompa di calore.

Milano-12sonde:

Dall'andamento delle temperature e dai valori di EER della Figura R.1 si osserva che il campo geotermico è sovradimensionato per il caso di Milano. Se si riduce il numero delle sonde del 10% (14 sonde invece di 15) non si osservano sostanziali modifiche nei risultati; pertanto si rifanno le simulazioni utilizzando 12 sonde.

Dalla Figura R.13 si osserva un calo maggiore delle temperature del fluido, che pertanto risultano maggiori in estate e minori in inverno rispetto al caso ASHRAE. Infatti se il numero delle sonde diminuisce, a parità di carico termico richiesto dall'edificio, aumenta l'effetto della deriva termica e l'efficienza cala. Analoghe considerazioni possono essere fatte anche per le altre modalità di regolazione.

ANALISI ECONOMICA:

La convenienza tra le diverse tariffe elettriche è valutata, per ogni località, al netto delle imposte e dell'IVA. Quest'ultime invece sono considerate quando si fa il confronto con l'impianto tradizionale. Per il caso ufficio l'analisi economica è fatta confrontando i costi totali del GSHP con quelli di una pompa di calore aria-acqua. L'efficienza della pompa geotermica è valutata ora per ora mediante il software CaRM mentre per la PDC aria-acqua si valutano l'SCOP e l'SEER mediante le normative UNI 11300 e EN 14825. Per determinare le efficienze stagionali della pompa di calore è necessario conoscere le temperature orarie della località di riferimento e le prestazioni dichiarate dai costruttori.

CALCOLO SCOP:

Per ogni valore della temperatura dell'aria esterna (bin) devono essere valutati:

- 1- Il fattore di carico climatico PLR (Partial Load Ratio):

$$PLR = \frac{T_e - 16}{T_{des} - 16} \quad (R. 1)$$

con $T_{des} = -22$ °C in climi freddi ; -10 °C in climi miti ; 2 °C in climi caldi

- 2- La potenza termica richiesta dall'edificio:

$$P_{th,ed} = PLR * P_{nom} \quad (R. 2)$$

- 3- Il fattore di carico della pompa di calore CR (Capacity Ratio). Il costruttore generalmente fornisce i valori del COP e/o della potenza termica erogata a pieno carico ($COP_{100\%}$; $P_{th,PDC100\%}$) per le seguenti temperature dell'aria esterna: -10 °C, -7 °C, $+2$ °C, $+7$ °C, $+12$ °C. Per gli altri valori della T_e si procede per interpolazione. Pertanto il CR può essere calcolato mediante:

$$CR = \frac{P_{th,ed}}{P_{th,PDC100\%}} \quad (R. 3)$$

- 4- Il fattore correttivo del COP determinato dalla relazione seguente:

$$f = \frac{CR}{0.1 + 0.9 * CR} \quad (R. 4)$$

se la regolazione della pompa di calore è di tipo on/off. Nel caso di inverter invece si ha che:

$$f = \frac{4 * CR}{0.1 + 3.6 * CR} \quad CR < 0.25 \quad (R. 5)$$

$f = 1$ se $CR \geq 0.25$

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

5- Il COP a carico parziale:

$$COP_{PL} = f * COP_{100\%} \quad (R. 6)$$

6- Il fabbisogno energetico annuale dell'edificio durante la stagione di riscaldamento:

$$E_{th,ed} = \sum_{i=T_{e,min}}^{16} (P_{th,ed} * ore_{T_{e,i}})_i \quad (R. 7)$$

7- L'energia elettrica annuale assorbita dal compressore della pompa di calore durante la stagione di riscaldamento:

$$E_{el,PDC} = \sum_{i=T_{e,min}}^{16} \left(\frac{P_{th,ed}}{COP_{PL}} * ore_{T_{e,i}} \right)_i \quad (R. 8)$$

È ora possibile calcolare l'SCOP mediante:

$$SCOP = \frac{E_{th,ed}}{E_{el,PDC}} \quad (R. 9)$$

CALCOLO SEER:

Per determinare l'SEER devono essere noti la potenza nominale (aria a 35°C) e l'EER a pieno carico per $T_e = 35^\circ\text{C}, 30^\circ\text{C}, 25^\circ\text{C}, 20^\circ\text{C}$ ($EER_{100\%}$). Al variare della temperatura dell'aria esterna (bin) devono essere valutati:

1- Il fattore di carico climatico PLR (Partial Load Ratio):

$$PLR = \frac{T_e - 16}{T_{des} - 16} \quad (R. 10)$$

2- Il CR:

$$CR = \frac{PLR}{PLR * 0.9 + 0.1} \quad (R. 11)$$

3- La potenza frigorifera richiesta dall'edificio:

$$P_{col,ed} = PLR * P_{nom} \quad (R. 12)$$

4- L'EER massimo previsto nel ciclo ideale di Carnot:

$$EER_{max} = \frac{T_0 + 273.15}{T_c - T_0} \quad (R. 13)$$

con T_0 = temperatura all'evaporatore e T_c = temperatura al condensatore

5- Il rendimento di secondo principio:

$$\eta_{II} = \frac{EER_{100\%}}{EER_{max}} \quad (R. 14)$$

quando $T_e \neq 35^\circ\text{C}, 30^\circ\text{C}, 25^\circ\text{C}, 20^\circ\text{C}$ si procede per interpolazione. Per $15^\circ\text{C} \leq T_e \leq 20^\circ\text{C}$ e $35^\circ\text{C} \leq T_e \leq 40^\circ\text{C}$ i valori di η_{II} si assumono costanti.

6- L'EER a pieno carico:

$$EER_{100\%} = \eta_{II} * EER_{max} \quad (R. 15)$$

7- L'EER a carico parziale:

$$EER_{PL} = CR * EER_{100\%} \quad (R. 16)$$

8- Il fabbisogno energetico annuale dell'edificio durante la stagione di raffrescamento:

$$E_{col,ed} = \sum_{i=16}^{i=T_{e,max}} (P_{col,ed} * ore_{T_{e,i}})_i \quad (R. 17)$$

9- L'energia elettrica annuale assorbita dal compressore della pompa di calore durante la stagione di raffrescamento:

$$E_{el,PDC} = \sum_{i=16}^{i=T_{e,max}} \left(\frac{P_{col,ed}}{EER_{PL}} * ore_{T_{e,i}} \right)_i \quad (R. 18)$$

È ora possibile calcolare l'SEER mediante:

$$SEER = \frac{E_{col,ed}}{E_{el,PDC}} \quad (R. 19)$$

Nelle figure seguenti si indica con "SOL" la tariffa senza orari luce e con "AS" la tariffa anno sicuro. Inoltre si utilizzano:

- "SOL EC" e "AS EC": per indicare il costo rispettivamente della tariffa senza orari luce e anno sicuro nella modalità di regolazione più conveniente del GSHP dal punto di vista economico.
- "normale" per indicare il funzionamento contemporaneo del GSHP rispetto al carico termico richiesto dall'edificio.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano-15 sonde:

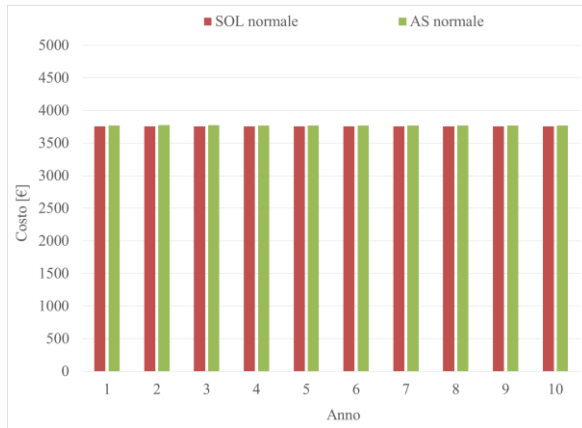


Figura R.17a: costo tariffe regolazione di tipo 4

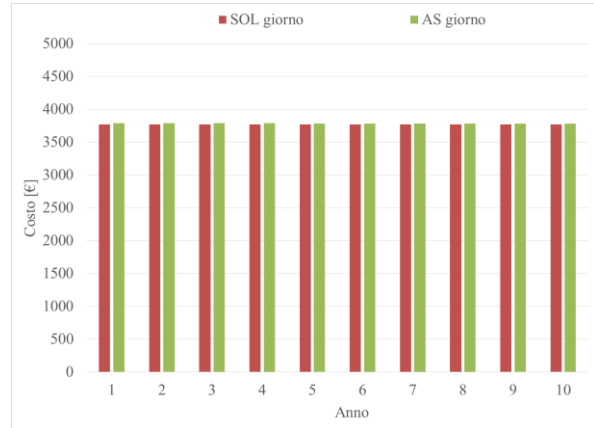


Figura R.17b: costo tariffe regolazione di tipo 2

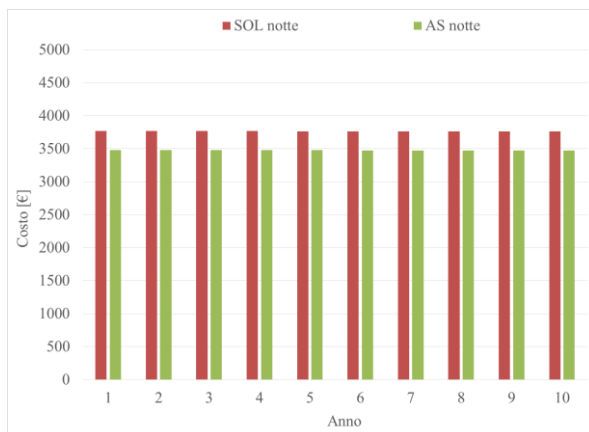


Figura R.17c: costo tariffe regolazione di tipo 3

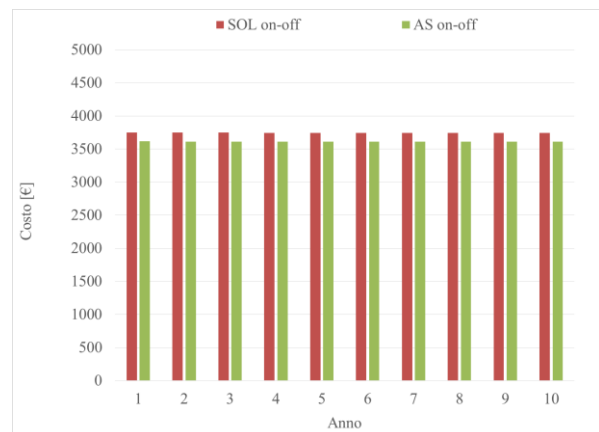


Figura R.17d: costo tariffe regolazione di tipo 1

Palermo-20 sonde:

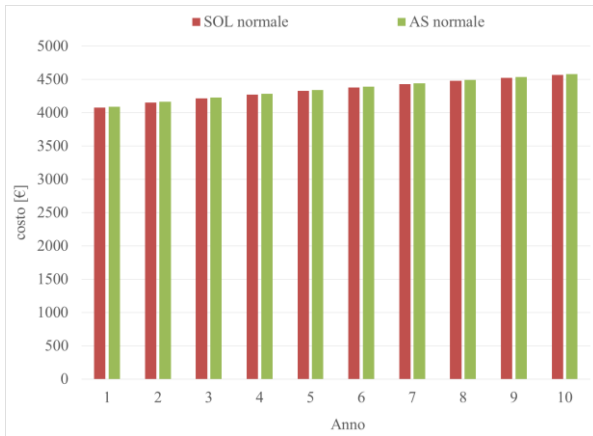


Figura R.18a: costo tariffe regolazione di tipo 4

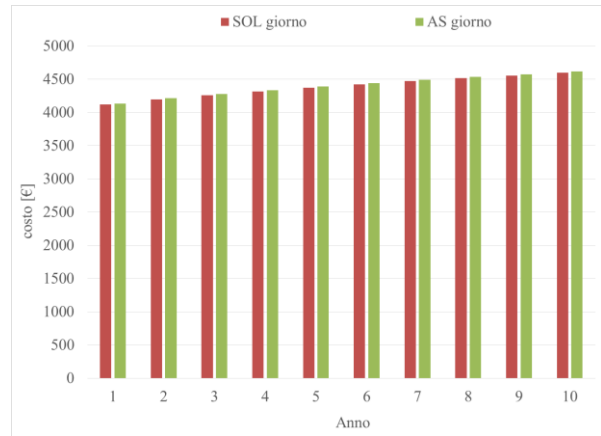


Figura R.18b: costo tariffe regolazione di tipo 2

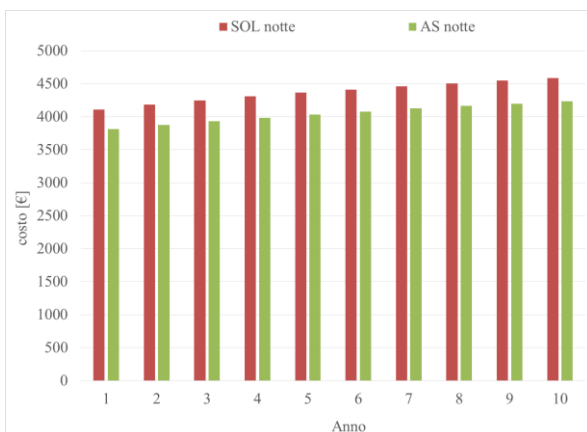


Figura R.18c: costo tariffe regolazione di tipo 3

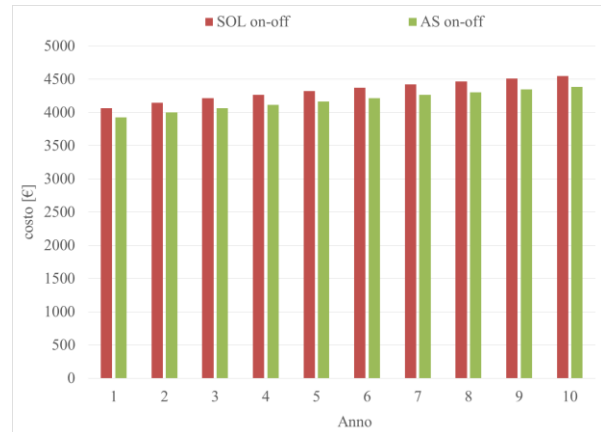


Figure R.18d: costo tariffe regolazione di tipo 1

Roma-18 sonde:

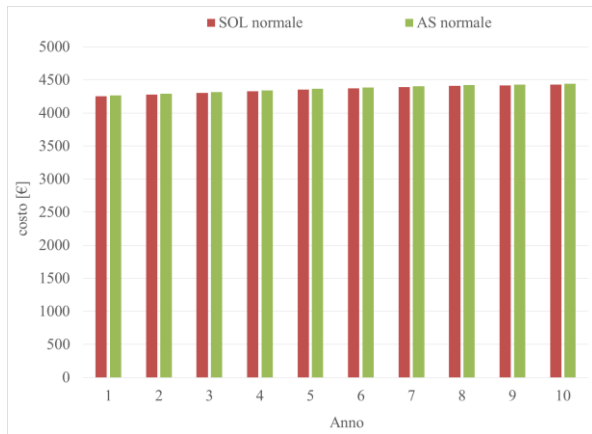


Figura R.19a: costo tariffe regolazione di tipo 4

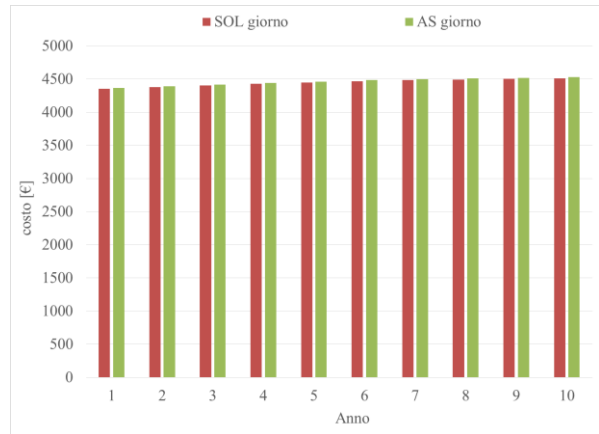


Figura R.19b: costo tariffe regolazione di tipo 2

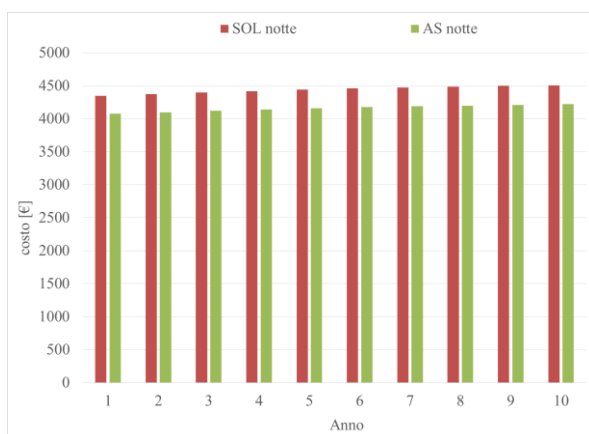


Figura R.19c: costo tariffe regolazione di tipo 3

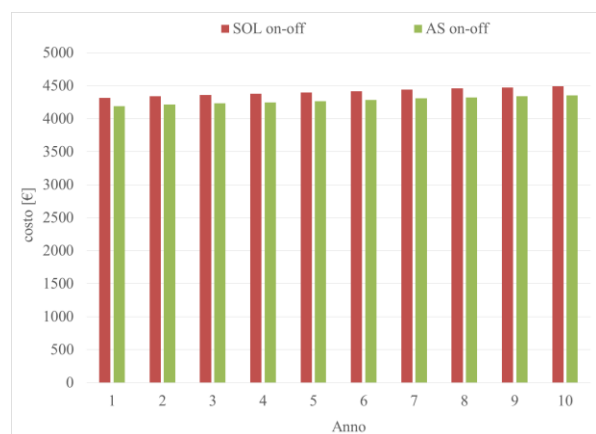


Figura R.19d: costo tariffe regolazione di tipo 1

Milano-12 sonde:

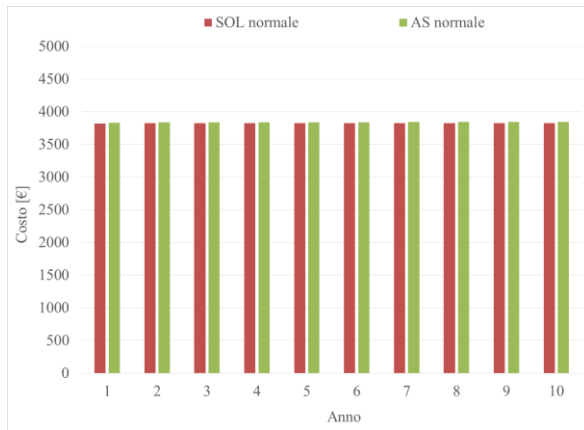


Figura R.20a: costo tariffe regolazione di tipo 4

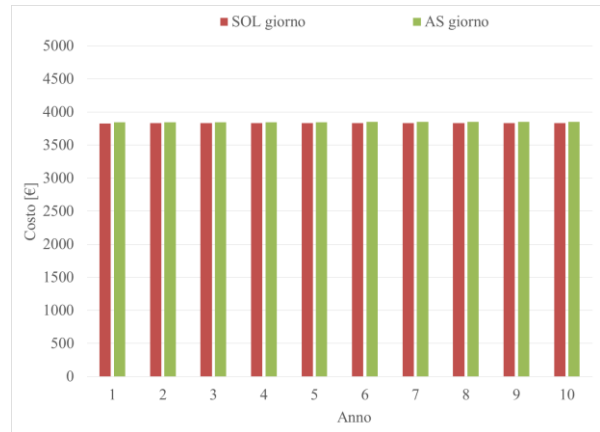


Figura R.20b: costo tariffe regolazione di tipo 2

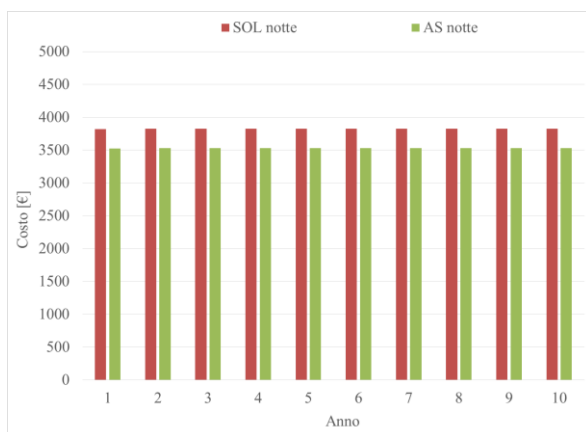


Figura R.20c: costo tariffe regolazione di tipo 3

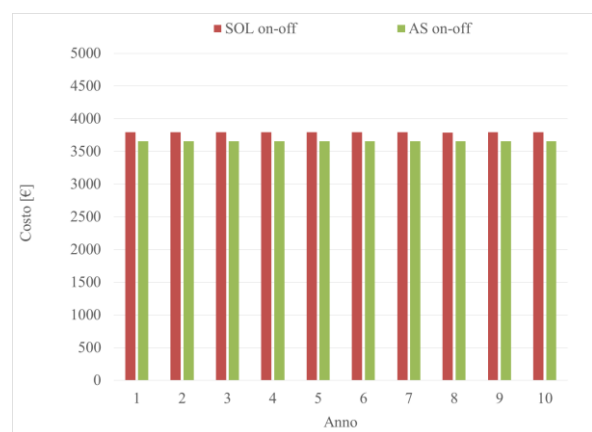


Figura R.20d: costo tariffe regolazione di tipo 1

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Confronto dei costi d'esercizio tra il GSHP e l'impianto tradizionale (PDC aria-acqua):

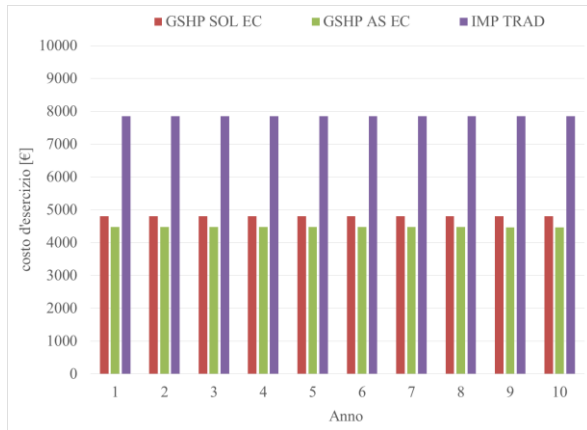


Figura R.21: Milano 15 sonde

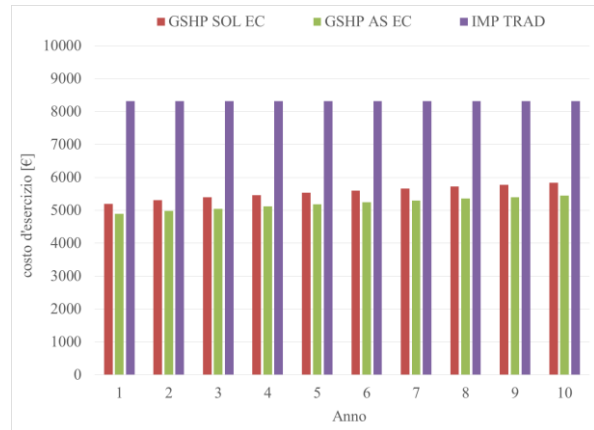


Figura R.22: Palermo 20 sonde

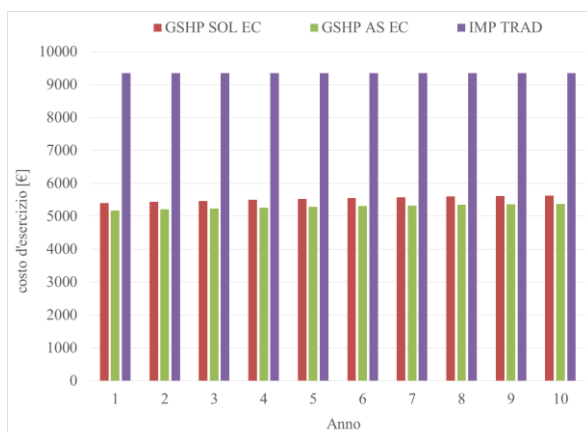


Figura R.23: Roma 18 sonde

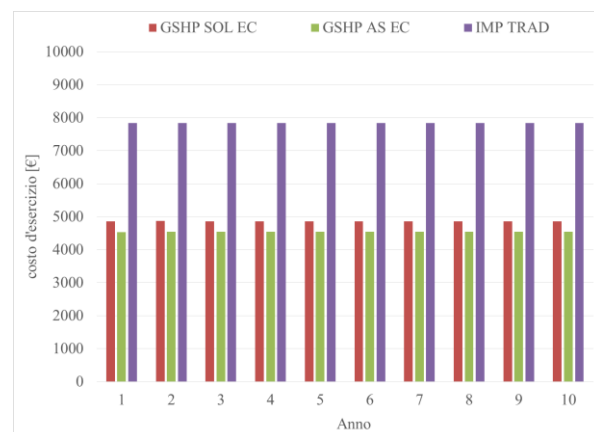


Figura R.24: Milano 12 sonde

Dall'applicazione delle normative UNI 11300 e EN 14825 si ottengono i seguenti valori di SCOP e SEER per la PDC aria-acqua:

	SCOP [-]	SEER [-]
Milano	3.18	2.98
Palermo	2.7	3.15
Roma	2.95	3.17

Tabella R.3

Dalla Tabella R.3 si nota che l'SCOP è minore nel caso di Palermo. Infatti per questa località il fabbisogno termico durante la stagione di riscaldamento è molto basso e la pompa di calore, che deve soddisfare anche l'elevato carico termico estivo, risulta di gran lunga sovradimensionata per la climatizzazione invernale. Pertanto il fattore di parzializzazione e l'efficienza della PDC risulteranno inferiori rispetto alle altre località.

Milano-15 sonde:

Dalle Figure R.17a,b,c,d si osserva che nel caso di funzionamento notturno o intermittente della pompa di calore conviene la tariffa "anno sicuro"; mentre nelle altre modalità operative non c'è differenza tra le due tariffe considerate. Inoltre si ottiene che, facendo lavorare la pompa di calore solo di notte, si ha la massima convenienza economica. Infine dalla Figura R.21 si conclude che per Milano la pompa di calore geotermica ha dei costi d'esercizio più bassi rispetto alla PDC aria-acqua.

Palermo-20 sonde:

Dalle Figure R.18a,b,c,d si osserva che la tariffa più conveniente è anno sicuro per le modalità operative on-off e notturna; altrimenti non c'è sostanziale differenza tra le due tariffe considerate. La massima convenienza economica è ottenuta facendo funzionare la pompa di calore di notte sebbene presenti dei COP inferiori rispetto alla Figura R.5. Dal confronto con la PDC aria-acqua (Figura R.22) si conclude che il GSHP ha dei costi d'esercizio inferiori rispetto al sistema tradizionale considerato.

Roma – 18 sonde:

Dalle Figure R.18a,b,c,d e dalla Figura R.23 si possono trarre conclusioni analoghe alla località di Milano.

Milano-12 sonde:

Dalle Figure R.20a,b,c,d e dalla Figura R.24 si osservano andamenti analoghi al caso ASHRAE. Quindi se si installano 12 sonde invece di 15 si ottengono dei risultati analoghi ma, poiché la deriva termica è maggiore, il costo delle tariffe elettriche è più elevato mentre i costi d'installazione sono minori avendo ridotto il numero dei BHE.

Si conclude che, per l'ufficio considerato, i costi operativi del GSHP risultano sempre minori della PDC aria-acqua.

CONFRONTO ENERGETICO:

Per poter fare un confronto energetico tra le diverse modalità di regolazione è necessario determinare i parametri seguenti:

- $(T_{win,min}, T_{win,max})$ di ogni anno.
- L'energia elettrica consumata anno per anno.
- Il COP e l'EER medio stagionale di ogni anno calcolati come:

$$sCOP = \left(\frac{\text{Energia fornita pdc}}{\text{Energia elettrica}} \right)_{risc} \quad (R. 20)$$

$$sEER = \left(\frac{\text{Energia fornita pdc}}{\text{Energia elettrica}} \right)_{raf} \quad (R. 21)$$

- I profili dell'efficienza della pompa di calore, delle temperature d'ingresso e d'uscita lato sonde del fluido termovettore per la settimana più fredda (25-31 gennaio) e più calda (8-14 luglio) di ogni anno. In particolare si riportano i profili relativi al 5° anno di simulazione.

Questi parametri vengono riportati nelle Figure seguenti:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano- 15 sonde:

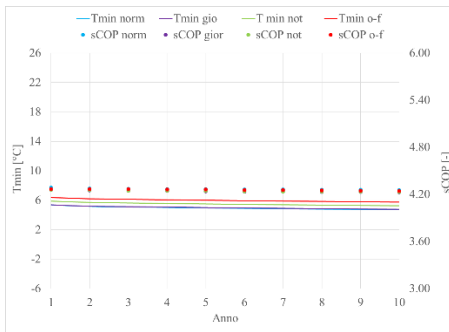


Figura R.25a

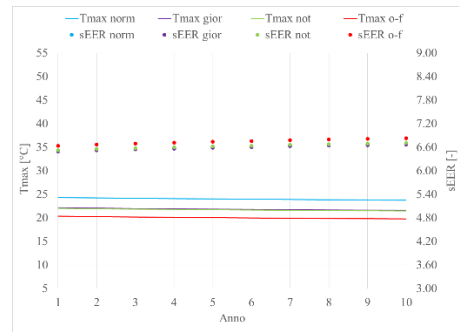


Figura R.25b

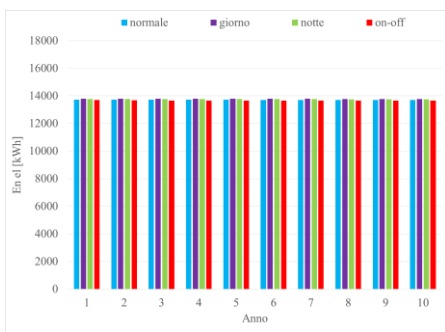


Figura R.25c

Palermo- 20 sonde:

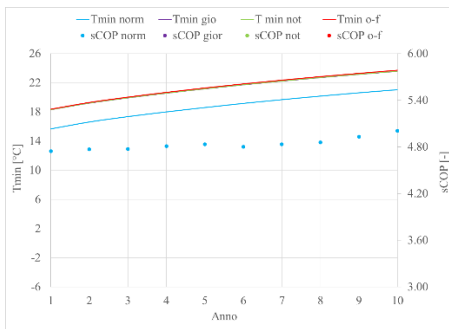


Figura R.26a

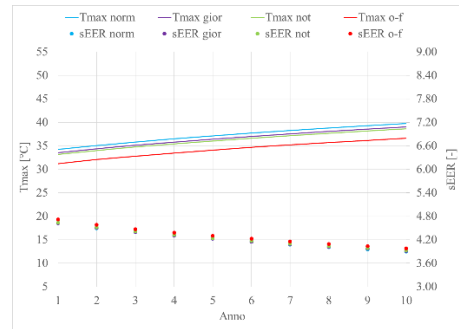


Figura R.26b

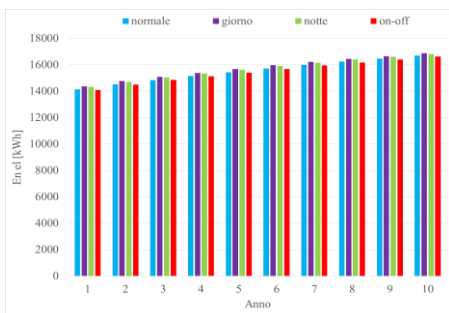


Figura R.26c

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Roma- 18sonde:

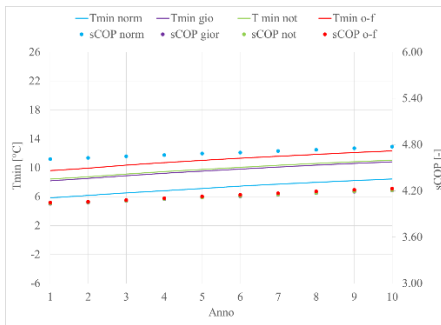


Figura R.27a

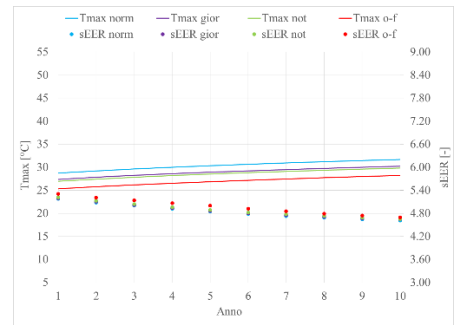


Figura R.27b

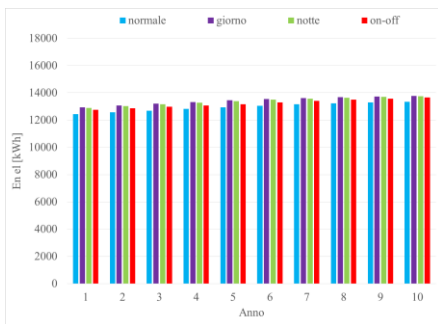


Figura R.27c

Milano- 12 sonde:

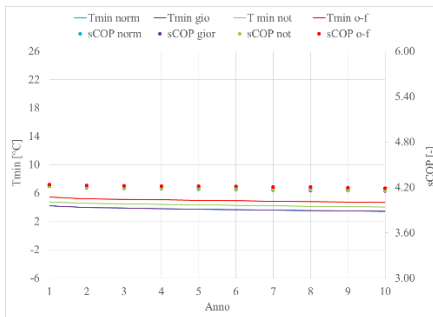


Figura R.28a

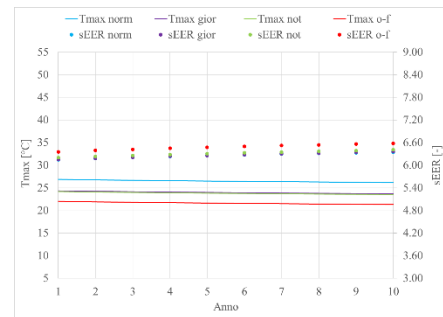


Figura R.28b

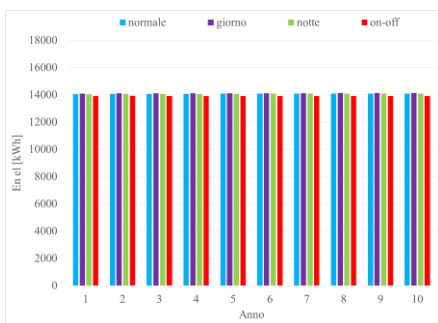


Figura R.28c

Milano- 15 sonde:

Dalla Figura R.25a,b,c si osserva che l' sCOP cala nel tempo mentre l' sEER cresce. L'energia elettrica consumata dalla pompa di calore tende a diminuire nel tempo, quindi la diminuzione del COP è più che compensata dall'aumento dell'EER.

Sia la temperatura minima che quella massima hanno un andamento decrescente nel tempo a causa del carico termico richiesto dall'edificio, che risulta sbilanciato in riscaldamento.

Il funzionamento più conveniente dal punto di vista energetico è quello on-off. Infatti con questa modalità le efficienze sono maggiori e l'energia assorbita dal compressore è minima.

Palermo – 20 sonde:

Dalla Figura R.26a,b,c si osserva che il COP medio tende ad aumentare nel tempo mentre l'EER medio cala. L'energia elettrica consumata dalla pompa di calore aumenta nel tempo, quindi la diminuzione dell'EER non è compensata dall'aumento del COP.

Sia la temperatura minima che quella massima del fluido termovettore hanno un andamento crescente nel tempo a causa del carico termico richiesto dall'edificio risulta sbilanciato in raffrescamento. Dalla Figura R.26a si osserva che gli sCOP della regolazione diurna, notturna e on-off sono minori di 3 e pertanto non vengono visualizzati nel grafico.

Tuttavia anche per Palermo il funzionamento più conveniente dal punto di vista energetico è quello on-off (tipo 1) poiché ha gli sEER maggiori. Infatti il carico invernale è basso, pertanto influisce poco sui consumi annuali della pompa di calore.

Roma – 18 sonde:

Dalla Figura R.27 si osserva che il COP medio aumenta nel tempo mentre l'EER medio cala. L'energia elettrica consumata dalla pompa di calore aumenta nel tempo, quindi la diminuzione dell'EER non è compensata dall'aumento del COP.

Sia la temperatura minima che quella massima hanno un andamento crescente nel tempo a causa del carico termico richiesto dall'edificio che risulta sbilanciato in raffrescamento.

Il funzionamento diurno, notturno ed intermittente del GSHP non sono energeticamente convenienti dato che incrementano l'energia elettrica consumata dalla pompa di calore.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano – 12 sonde:

Rispetto al caso ASHRAE il COP e l'EER sono più bassi pertanto la potenza elettrica consumata dalla pompa di calore è maggiore. Infatti la configurazione con 12 sonde ha delle temperature massime e minime del fluido termovettore rispettivamente maggiori e minori del caso con 15 sonde.

Nelle Figure seguenti si riportano i profili di temperatura del fluido termovettore nella settimana più calda e più fredda dell'ultimo anno di simulazione, al variare della modalità di regolazione della pompa di calore:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano- 15 sonde:

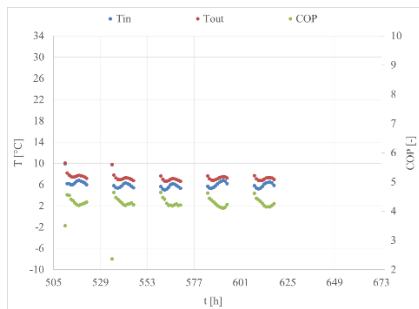


Figura R.29a: normale

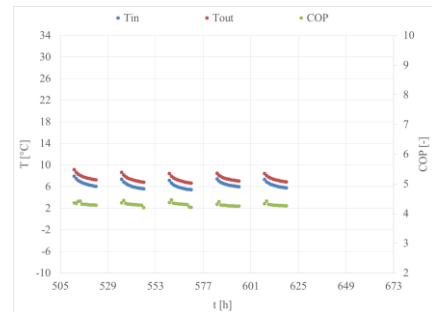


Figura R.29b: giorno

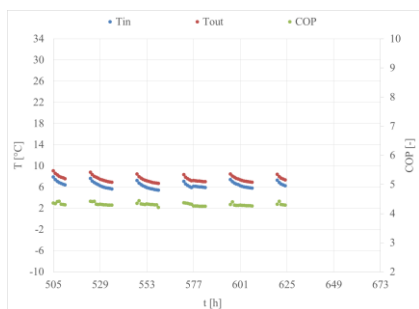


Figura R.29c: notte

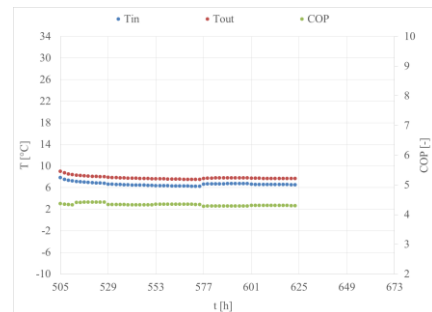


Figura R.29d: on-off

Palermo- 20 sonde:

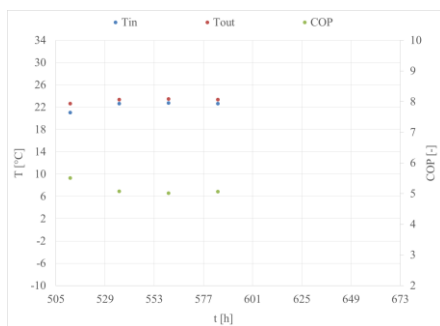


Figura R.30a: normale

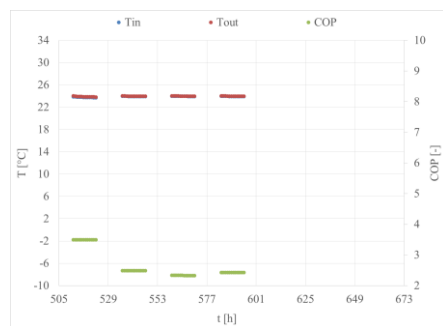


Figura R.30b: giorno

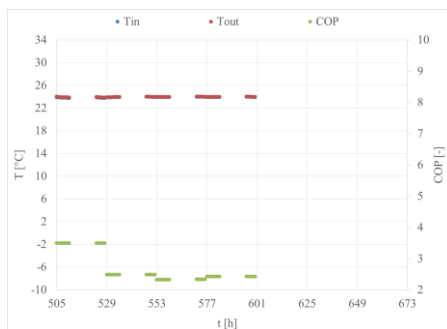


Figura R.30c: notte

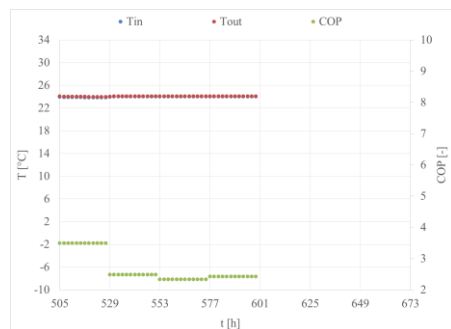


Figura R.30d: on-off

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Roma- 18 sonde:

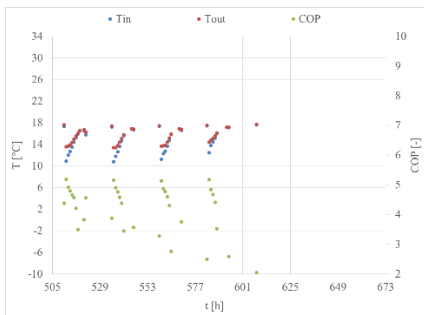


Figura R.31a: normale

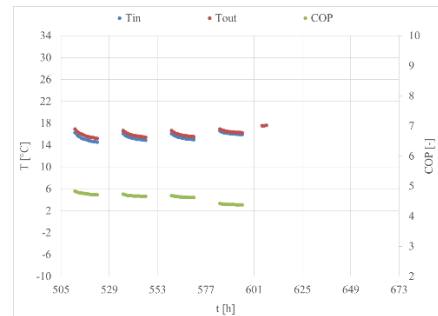


Figura R.31b: giorno

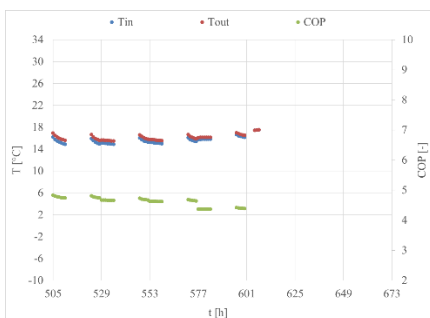


Figura R.31c: notte

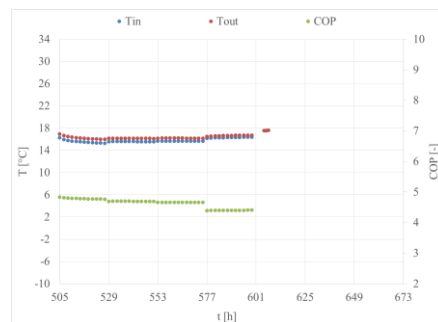


Figura R.31d: on-off

Milano- 12 sonde:

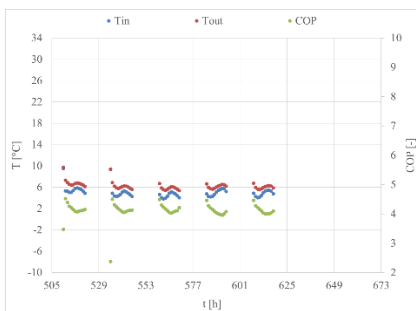


Figura R.32a: normale

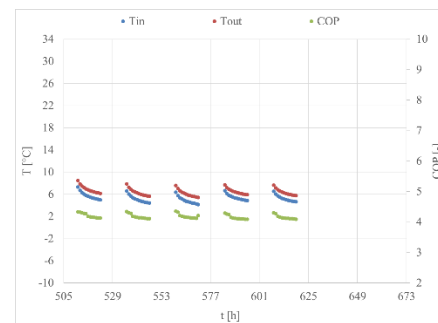


Figura R.32b: giorno

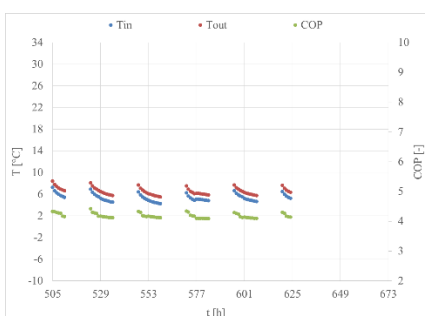


Figura R.32c: notte

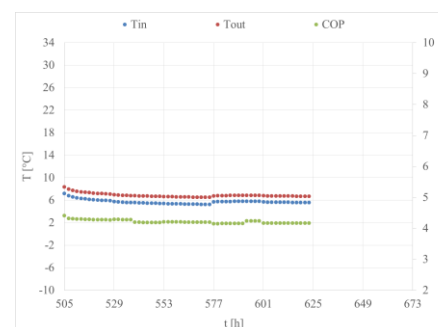


Figura R.32d: on-off

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano- 15 sonde:

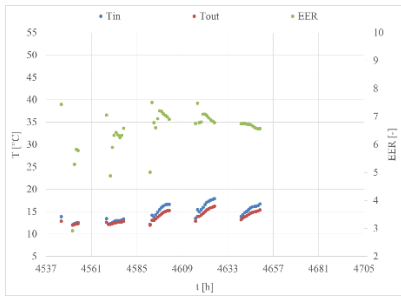


Figura R.33a: normale

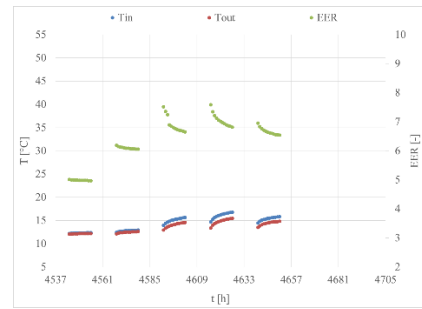


Figura R.33b: giorno

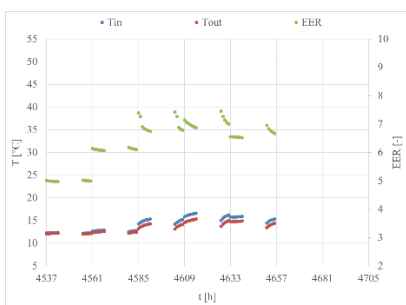


Figura R.33c: notte

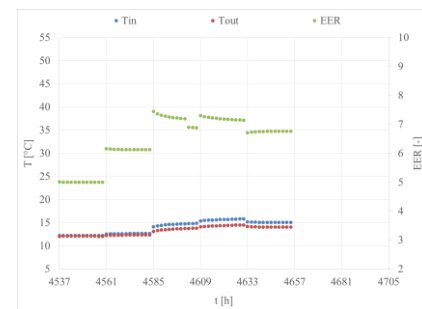


Figura R.33d: on-off

Palermo- 20 sonde:

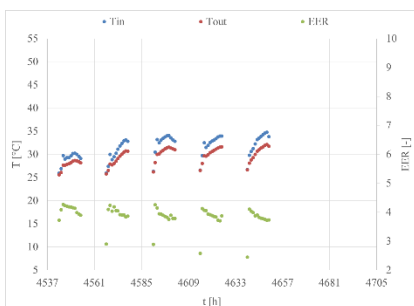


Figura R.34a: normale

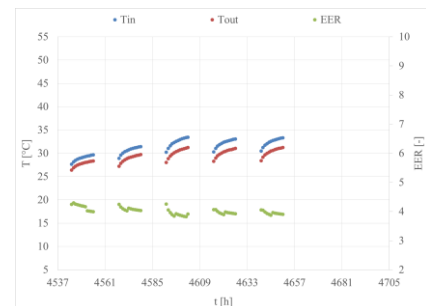


Figura R.34b: giorno

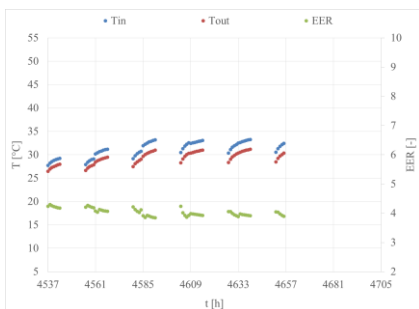


Figura R.34c: notte

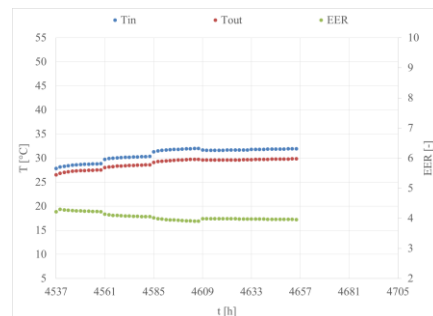


Figura R.34d: on-off

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Roma- 18 sonde:

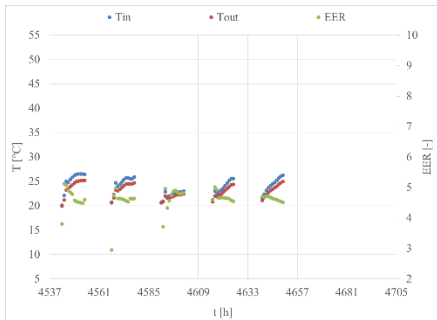


Figura R.35a: normale

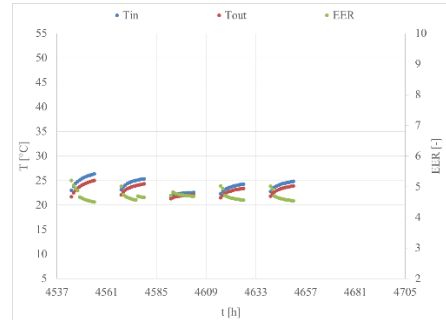


Figura R.35b: giorno

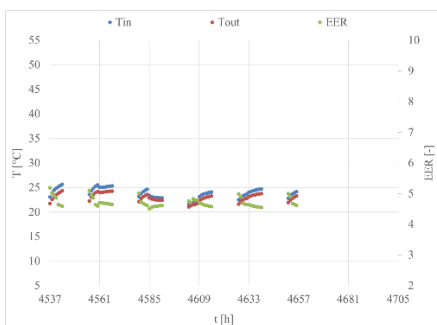


Figura R.35c: notte

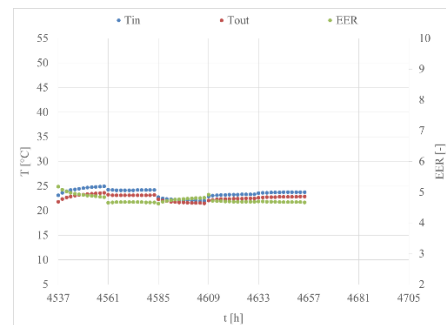


Figura R.35d: on-off

Milano- 12 sonde:

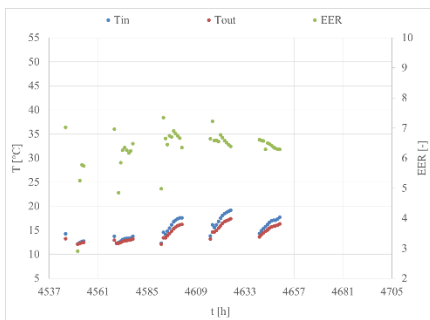


Figura R.36a: normale

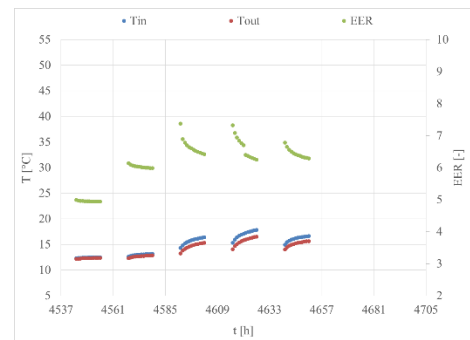


Figura R.36b: giorno

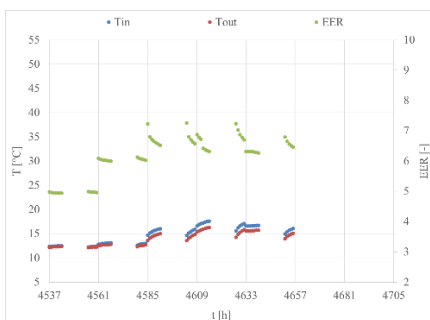


Figura R.36c: notte

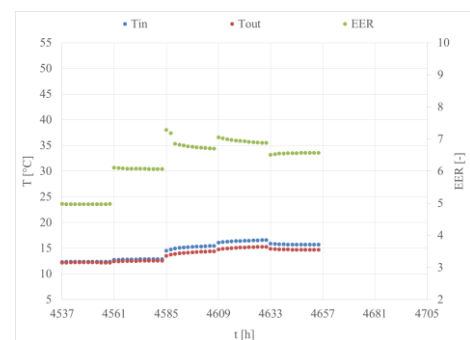


Figura R.36d: on-off

Dalle Figure R. 29,30,31,32 si osserva che, nella settimana più fredda dell'anno:

- A Milano: la regolazione on-off della pompa di calore ha delle temperature del fluido termovettore più costanti e un funzionamento del GSHP più distribuito nel tempo rispetto alle altre modalità operative. I minimi valori del COP e delle temperature d'ingresso del fluido termovettore sono ottenute nel funzionamento contemporaneo della pompa di calore con il carico termico richiesto dall'edificio.
Se il campo geotermico è costituito da 12 sonde le temperature del fluido termovettore e i COP sono generalmente minori rispetto al caso ASHRAE.
- A Palermo: Nelle modalità di regolazione diurna, notturna e intermittente della pompa di calore non si notano sostanziali variazioni del COP e della temperatura del fluido termovettore. Dalla Figura R.30a invece si osserva che nel funzionamento contemporaneo del GSHP rispetto al carico termico richiesto dall'edificio la pompa di calore funziona raramente ma con efficienze maggiori rispetto alle altre modalità operative.
- A Roma: La regolazione diurna, notturna ed on/off consentono di ottenere dei COP mediamente più elevati rispetto al funzionamento contemporaneo del GSHP con il carico termico richiesto dall'edificio. Quindi la parzializzazione del carico termico è conveniente al contrario di quanto visto per Palermo.

Nella settimana più calda dell'anno (Figure R.33,34,35,36):

- A Milano: la regolazione on-off della pompa di calore ha delle temperature del fluido termovettore più costanti e un funzionamento del GSHP più distribuito nel tempo rispetto alle altre modalità operative.
Se il campo geotermico è costituito da 12 sonde i valori di EER sono più bassi rispetto al caso ASHRAE.
- A Palermo: al contrario del COP l'EER è circa costante al variare della regolazione del GSHP e ha i valori minimi nel funzionamento contemporaneo della pompa di calore con il carico richiesto dall'edificio
- A Roma: Rispetto al funzionamento contemporaneo con il carico richiesto dall'edificio le altre modalità di funzionamento hanno degli EER mediamente maggiori.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Si è finito di analizzare il caso ufficio. Per il condominio vengono considerati due casi per ciascuna località:

- Cooling-on: si ipotizza la presenza di un impianto di raffrescamento estivo (oltre all'impianto di riscaldamento obbligatorio per legge).
- Cooling-off: si ipotizza che gli appartamenti siano sprovvisti di un impianto di raffrescamento estivo.

Le caratteristiche principali dell'edificio sono riportate nella Tabella R.4:

	muro esterno	Tetto	finestra	pavimento	muri interni
U [W/(m*K)]	0.32	0.28	1.41	0.32	1.6
persone/m ²	0.07				
carichi interni totali	1059.43	kJ/h	(cost da normativa per ogni app)		
Area tot	1162	m ²			
h piano	3	m			
N piani	3				
ntot appartamenti	15				

Tabella R.4: per maggiori informazioni vedere l'articolo [6.1]

COOLING-ON:

Dal dimensionamento ASHRAE:

	num sonde	Lsonda [m]	Ltot [m]	Ltot prog [m]	Lspecific %
Milano	12	100	1200	1204	100.33
Palermo	5	100	500	554	110.8
Roma	3	100	300	355	118.33

Tabella R.5

ANALISI ENERGETICA:

Milano-12sonde:

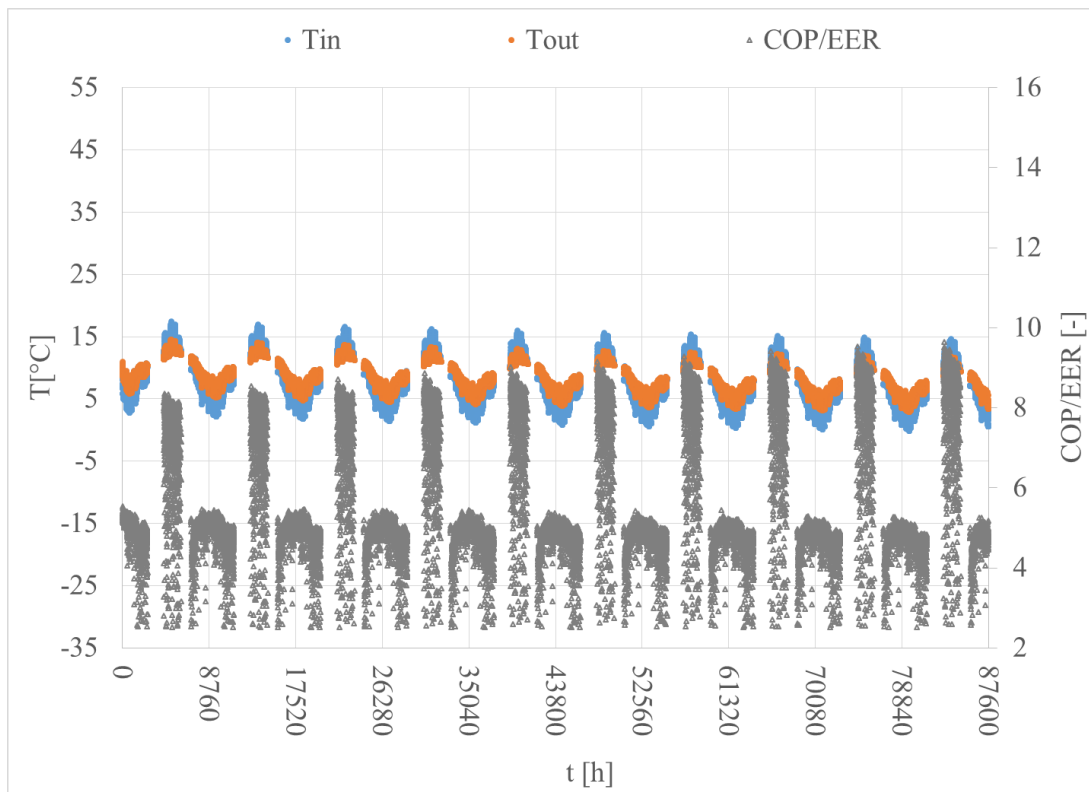


Figura R.37: Regolazione di tipo 4

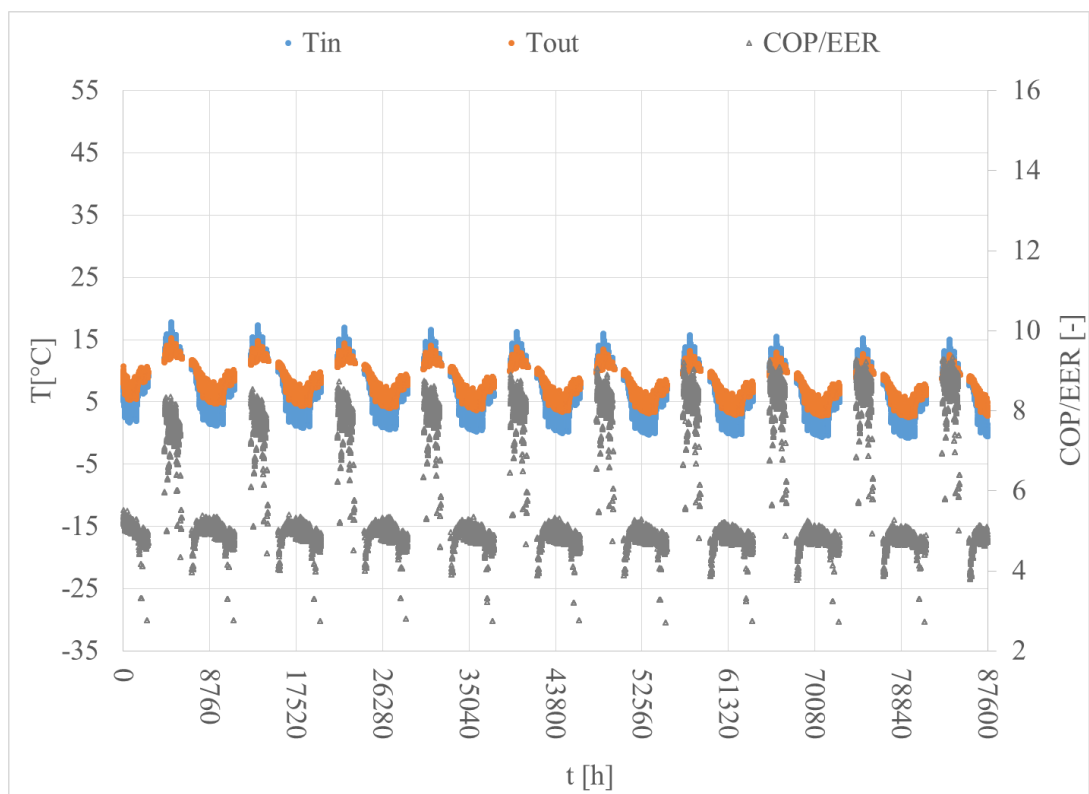


Figura R.38: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

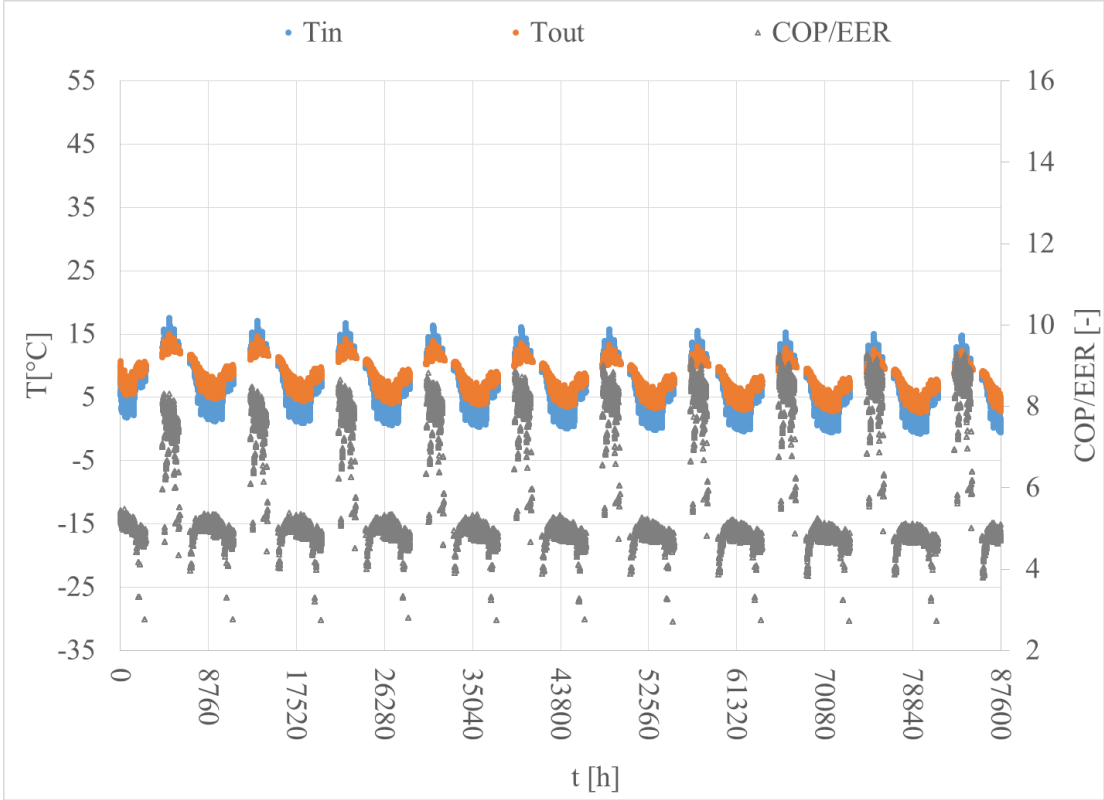


Figura R.39: Regolazione di tipo 3

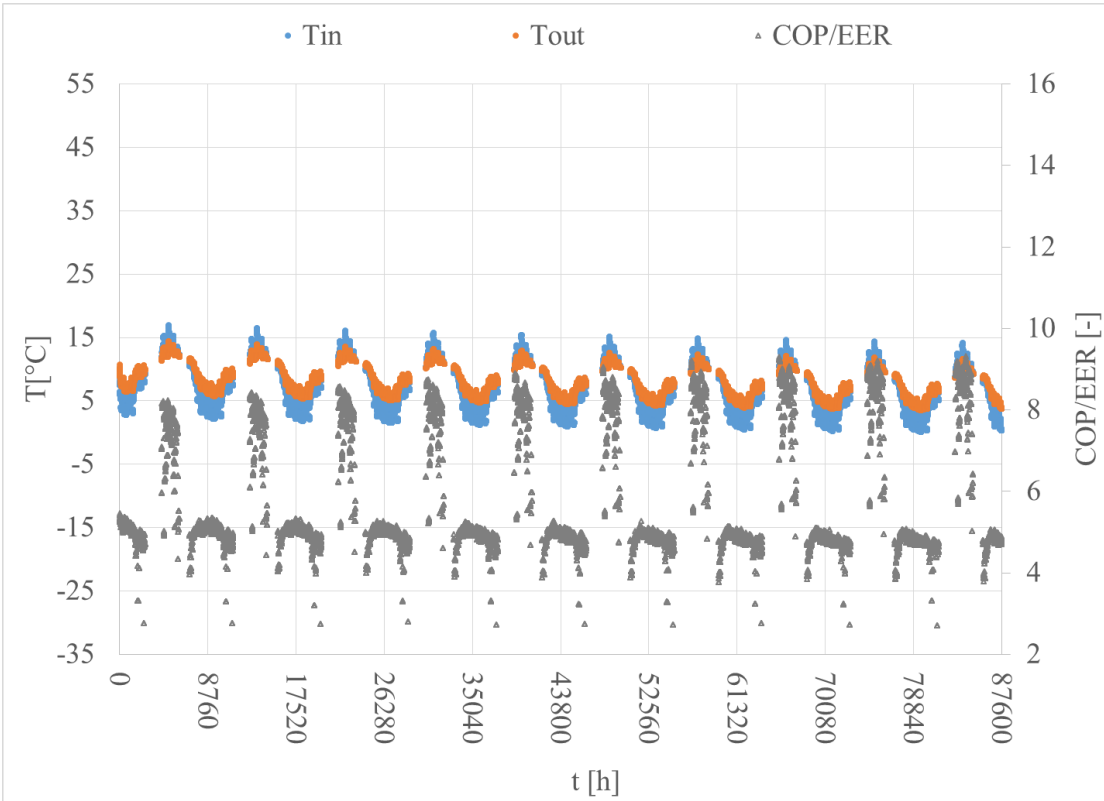


Figura R.40: Regolazione di tipo 1

Palermo-5sonde:

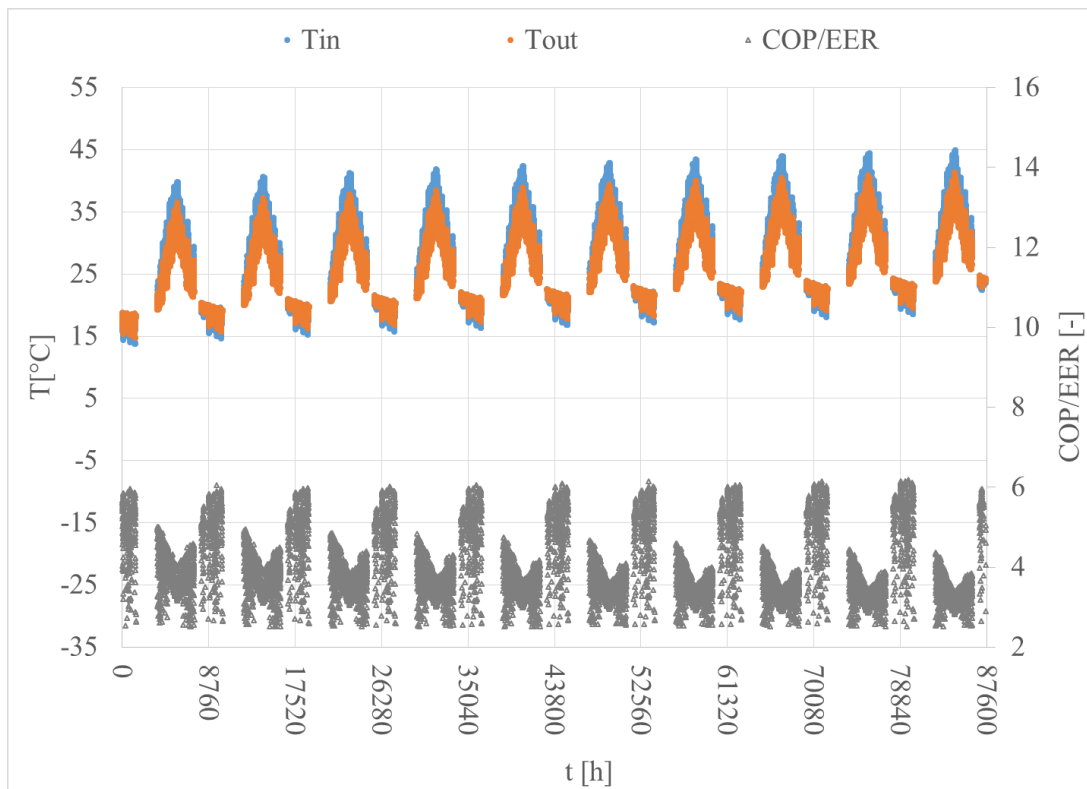


Figura R.41: Regolazione di tipo 4

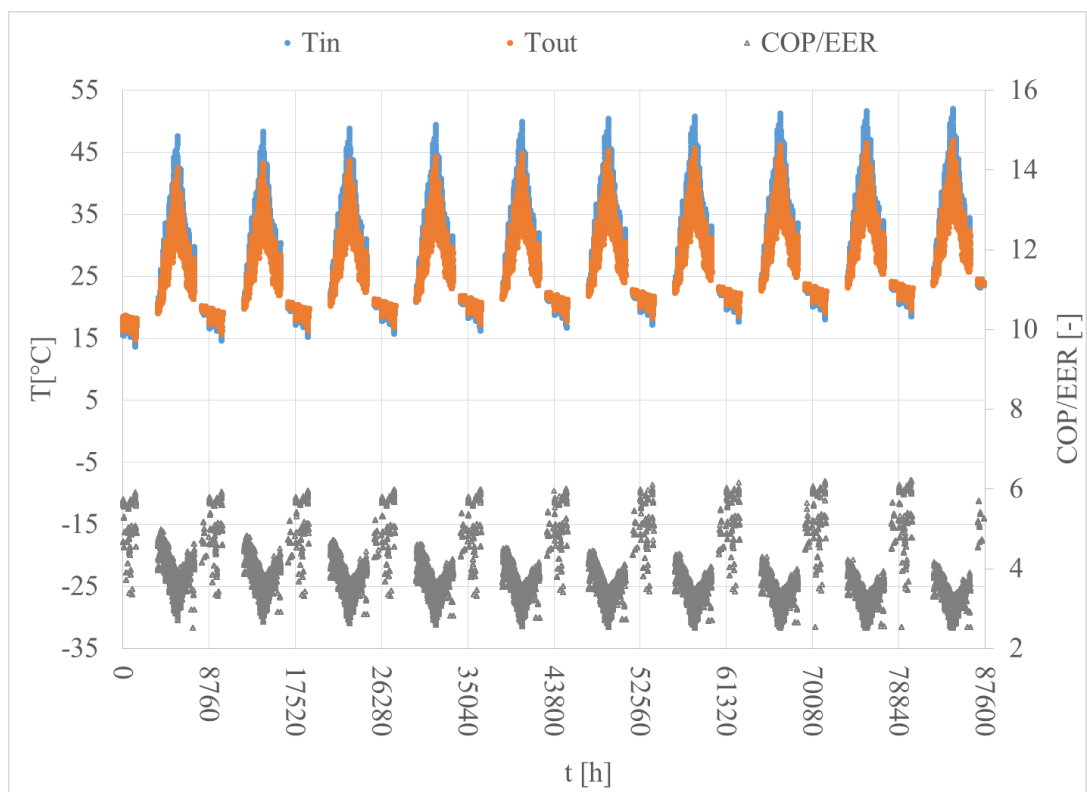


Figura R.42: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

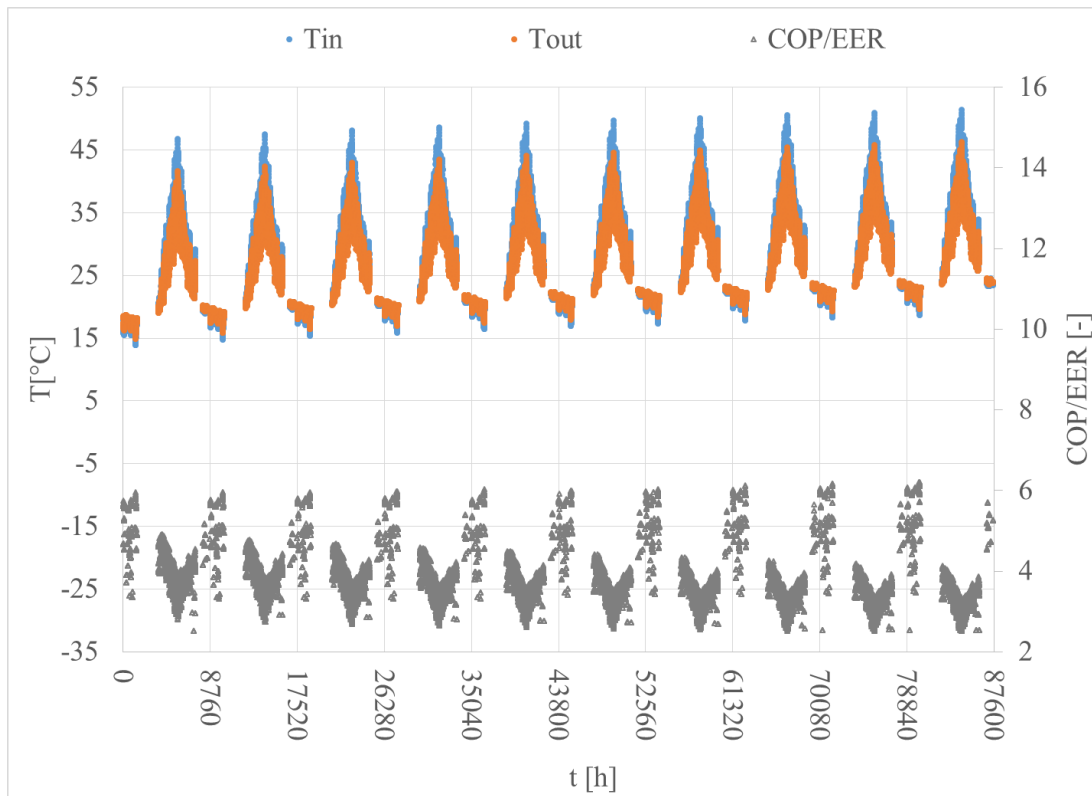


Figura R.43: Regolazione di tipo 3

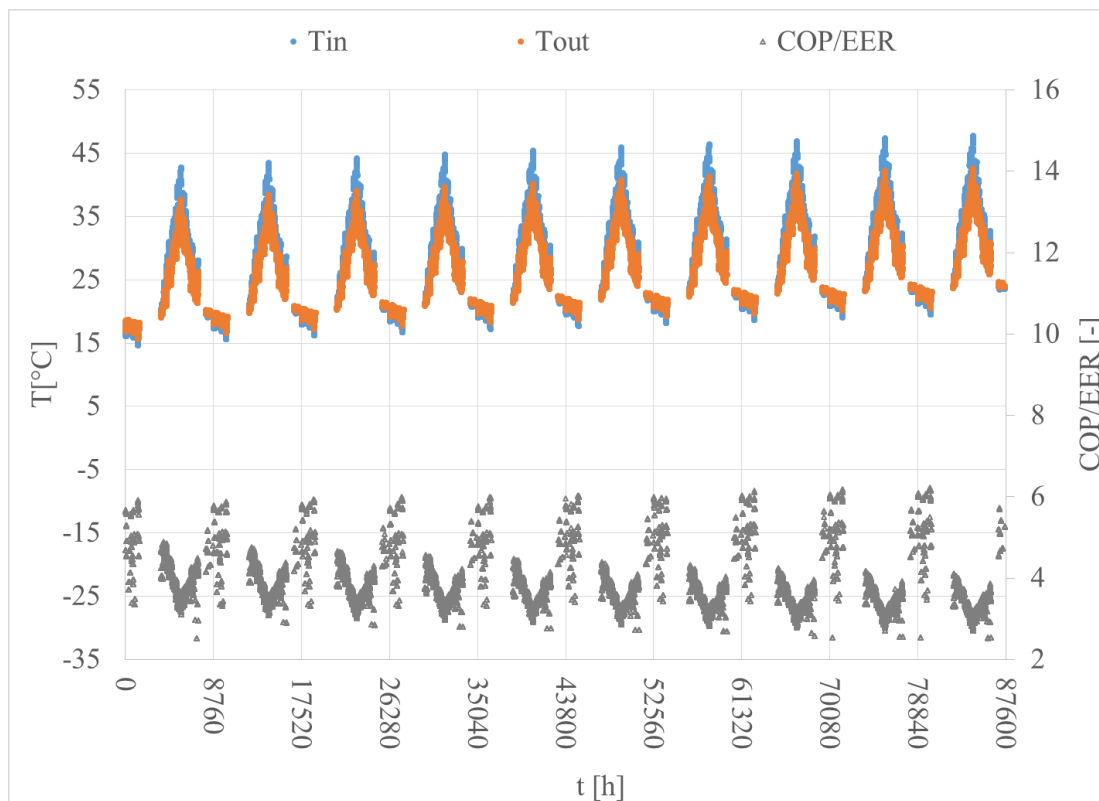


Figura R.44: Regolazione di tipo 1

Roma-3sonde:

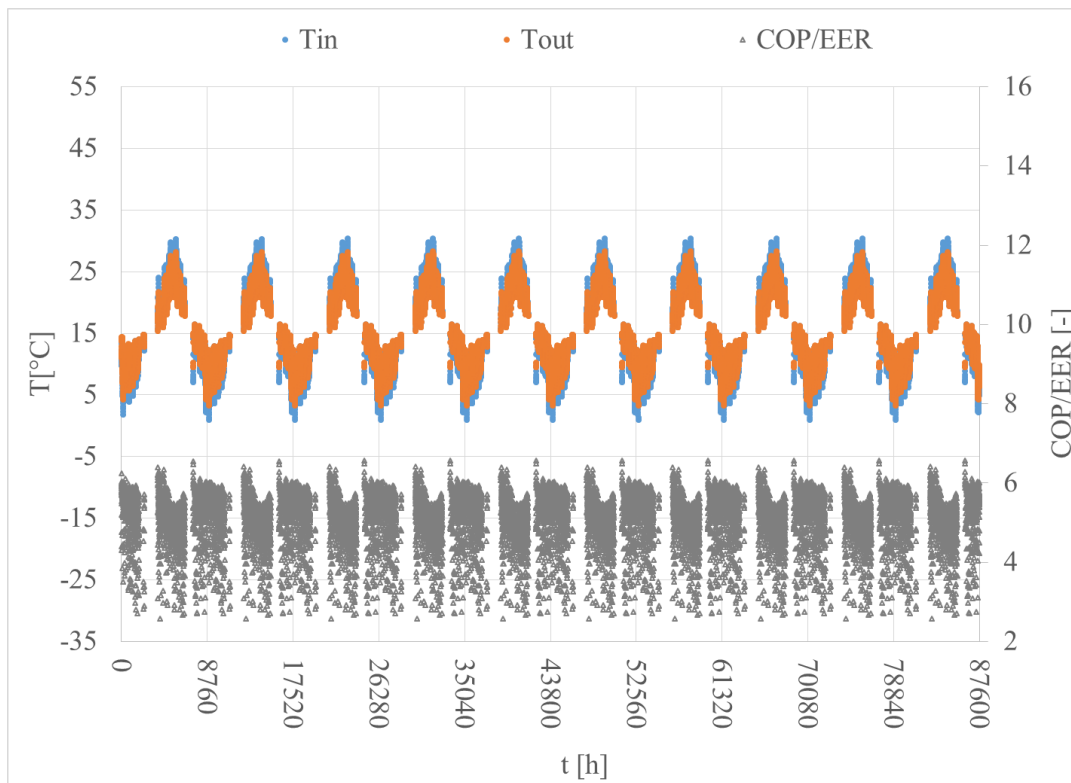


Figura R.45: Regolazione di tipo 4

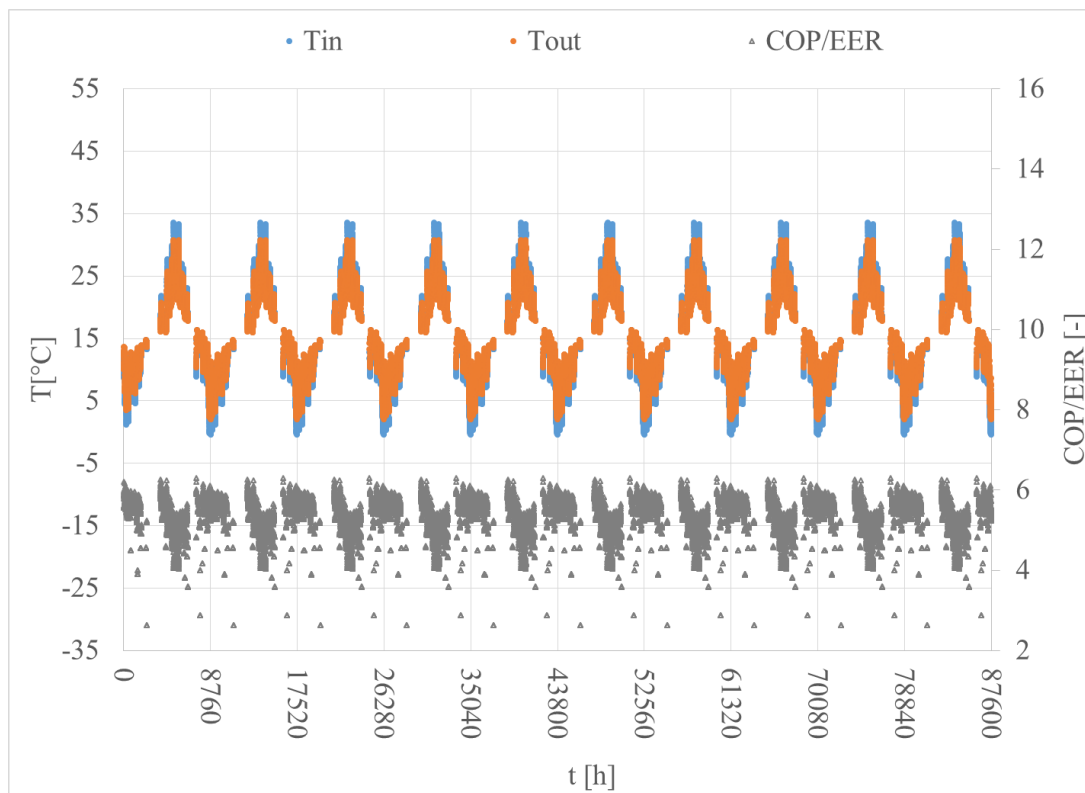


Figura R.46: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

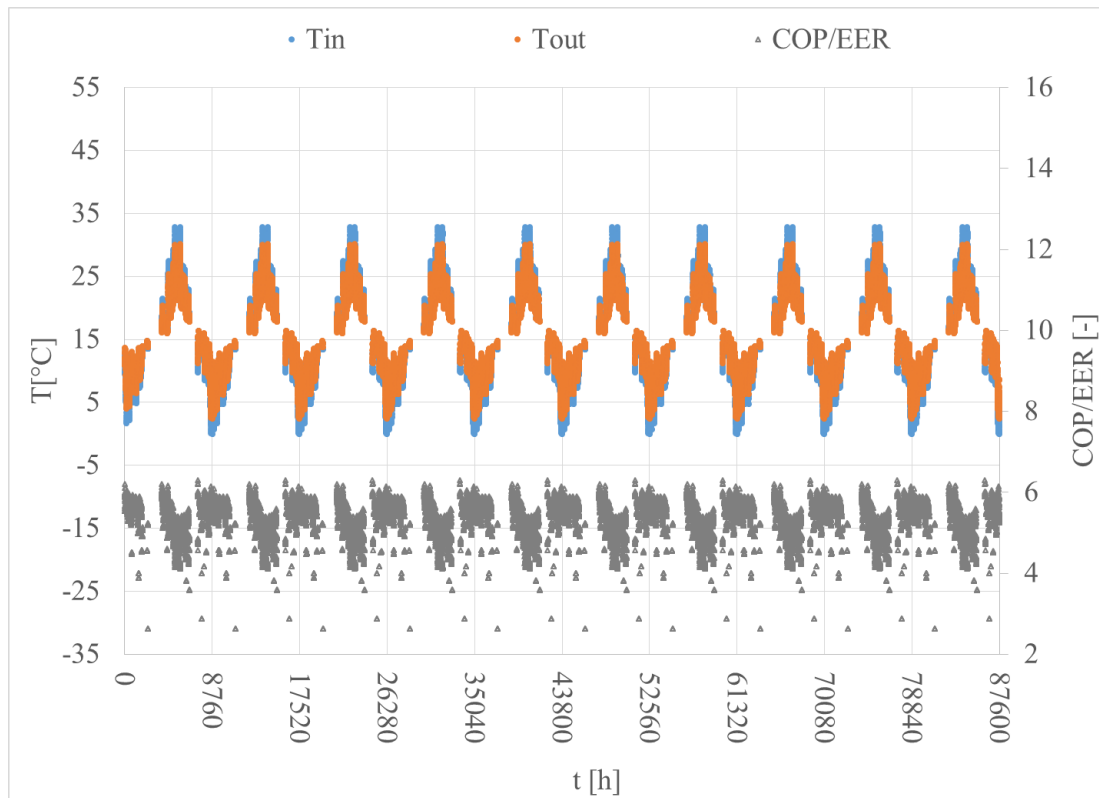


Figura R.47: Regolazione di tipo 3

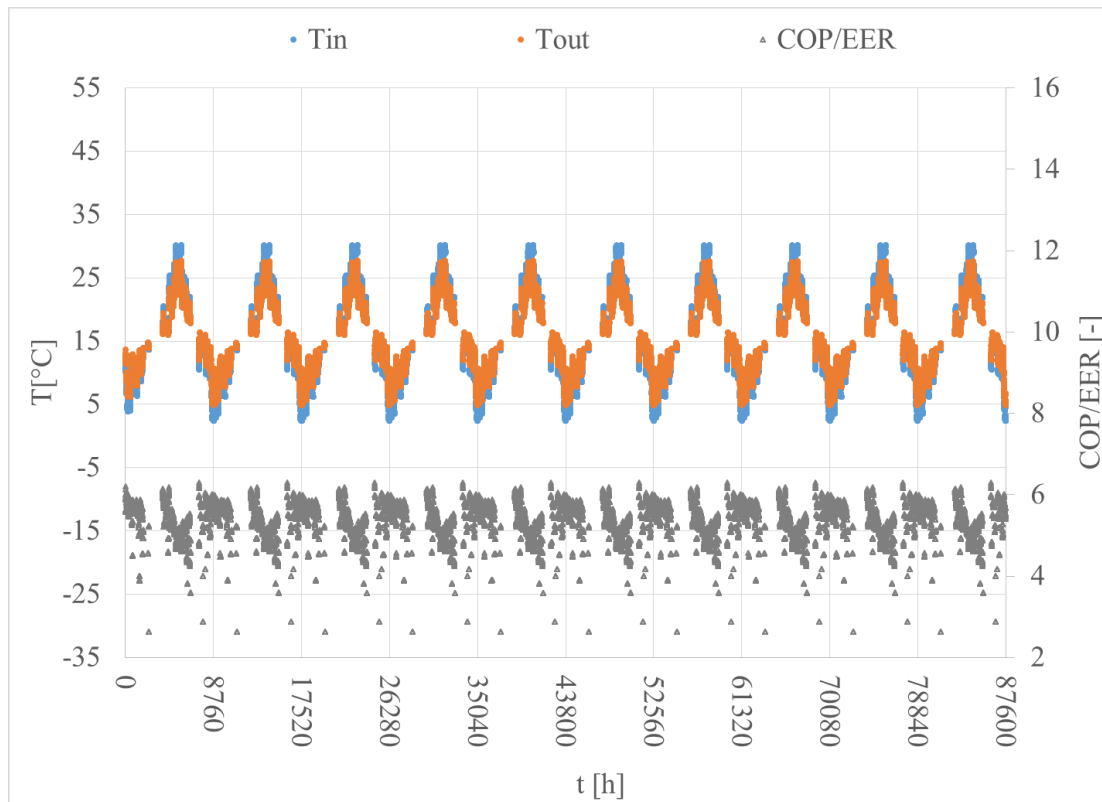


Figura R.48: Regolazione di tipo 1

Milano-12sonde:

Dalla Figura R.37 si osserva che il carico è sbilanciato in riscaldamento. Infatti l'EER cresce nel tempo mentre la temperatura minima del fluido termovettore cala. I valori raggiunti dall'EER sono molto elevati, pertanto si conclude che il GSHP è sovradimensionato per il raffrescamento. Come fluido termovettore si utilizzano miscele di acqua e glicole per evitare problemi di congelamento. Gli andamenti della Figura R.38, 39, 40 sono analoghi alla Figura R.37.

Palermo-5sonde:

Dalla Figura R.41 si osserva che il carico è sbilanciato in raffrescamento. Infatti il COP invernale cresce nel tempo mentre l'EER cala a causa del continuo incremento della temperatura del terreno. Le temperature minime del fluido termovettore sono tali da consentire l'uso di acqua pura; mentre le temperature massime raggiunte dal fluido nelle stagioni di raffrescamento rischiano di compromettere la convenienza del GSHP rispetto alla pompa di calore ad aria.

Dalle Figure R.42,43,44 si osservano che le temperature massime raggiunte dal fluido termovettore in estate sono maggiori rispetto alla Figura R.41 mentre, di conseguenza, gli EER sono minori.

Roma-3sonde:

Dalla Figura R.45 si osserva che la deriva termica è contenuta, pertanto COP ed EER rimangono quasi inalterati durante il periodo di simulazione. A causa dei bassi valori della temperatura minima è necessario l'uso di miscele acqua-glicole come fluido termovettore.

Le Figure R.46 e R.47 presentano delle efficienze minori rispetto alla Figura R.45 poiché le temperature del fluido sono maggiori in estate e minori in inverno.

Nel funzionamento intermittente invece gli andamenti sono molto simili alla Figura R.45.

ANALISI ECONOMICA:

Nel caso condominiale i costi totali del GSHP vengono confrontati con quelli di un impianto tradizionale caldaia + condizionatore aria-aria con $\eta_{tot,cal}$ di 0.8 e EER_{a-a} di 2.7. Il costo del gas e dell'elettricità è ipotizzato costante durante la simulazione. Il confronto della tariffa BTA6 al variare della modalità di funzionamento del GSHP (Figure R.49a,b,c) è fatto al netto di imposte ed IVA. Quest'ultime invece sono considerate nella Figure R.50a,b,c

I risultati sono:

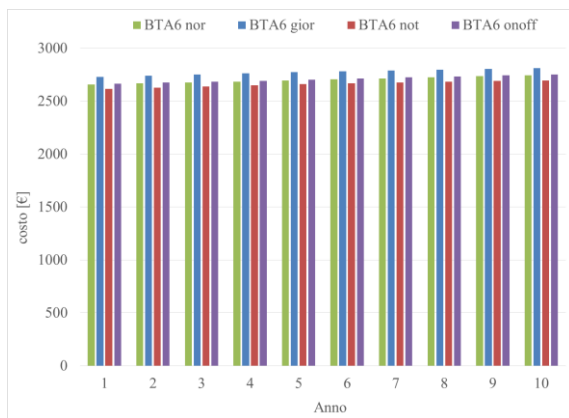


Figura R.49a: costo tariffa BTA6 Milano 12 sonde

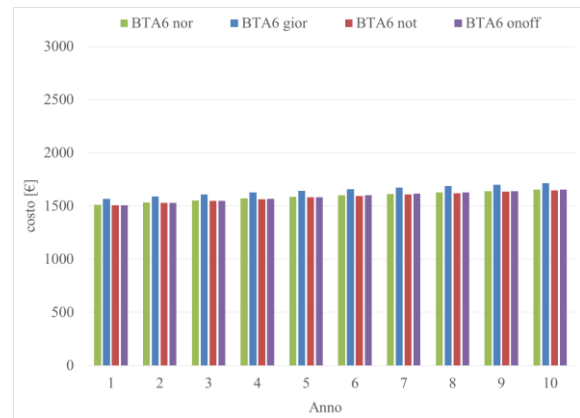


Figura R.49b: costo tariffa BTA6 Palermo 5 sonde

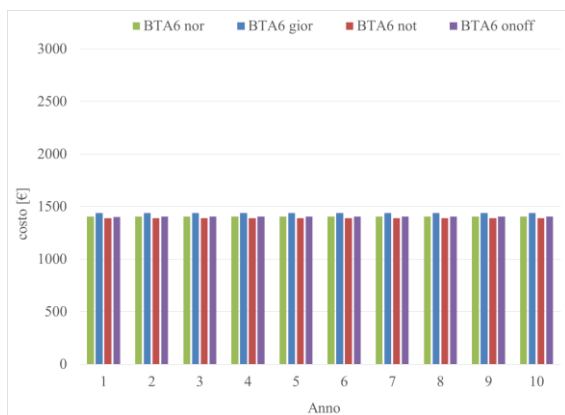


Figura R.49c: costo tariffa BTA6 Roma 3 sonde

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Il confronto tra il GHSP e l'impianto tradizionale caldaia + condizionatore aria-aria è riportato nelle figure seguenti:

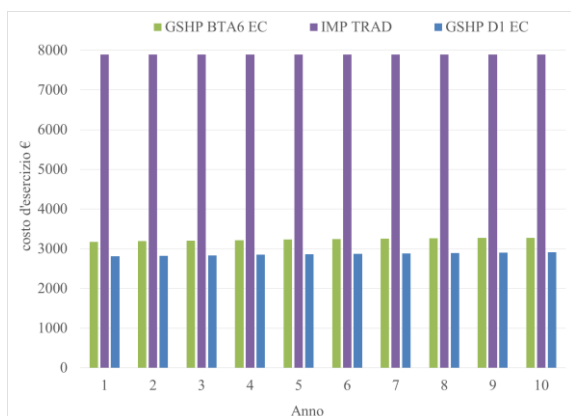


Figura 50a: costo d'esercizio Milano 12 sonde

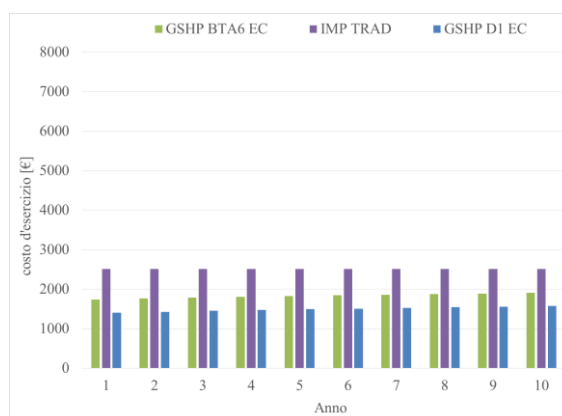


Figura 50b: costo d'esercizio Palermo 5 sonde



Figura 50c: costo d'esercizio Roma 3 sonde

Milano-12 sonde:

Dalla Figura 49a si osserva che il minimo costo della tariffa BTA6 è ottenuto con la regolazione notturna della pompa di calore mentre dalla Figura 50a si conclude che a Milano i costi operativi del GSHP sono minori rispetto all'impianto tradizionale per la climatizzazione del condominio.

Palermo-5 sonde:

Dalla Figura 49b si osserva che il massimo risparmio economico è ottenuto con il funzionamento notturno del GHSP, mentre dalla Figura 50b si osserva che la pompa di calore geotermica ha dei costi operativi inferiori rispetto all'impianto tradizionale.

Roma-3 sonde:

Dalla Figura 49c si osserva che il massimo risparmio economico lo si ha con la regolazione notturna della pompa di calore, mentre dalla Figura 50c si conclude che i costi operativi del GSHP sono minori rispetto all'impianto tradizionale

Nelle Figure R.50a,b,c si sono riportati anche i costi operativi del GSHP ipotizzando di poter utilizzare la tariffa D1, attualmente non applicabile né ai condomini né agli uffici.

CONFRONTO ENERGETICO:

Milano- 12 sonde:

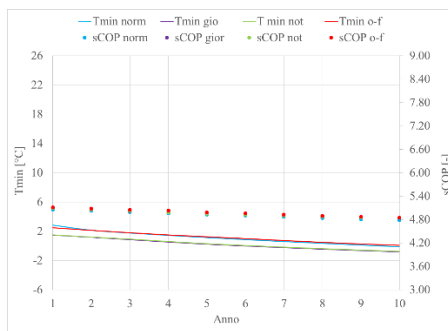


Figura R.51a

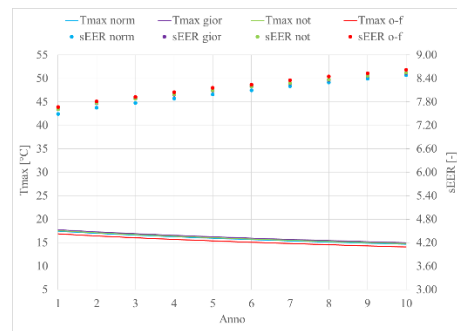


Figura R.51b

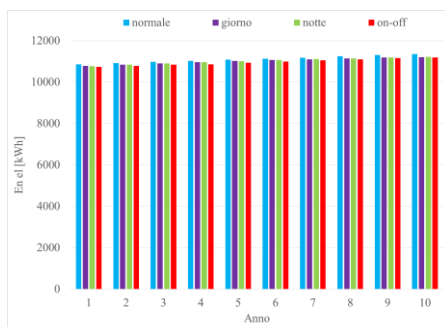


Figura R.51c

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Palermo- 5 sonde:

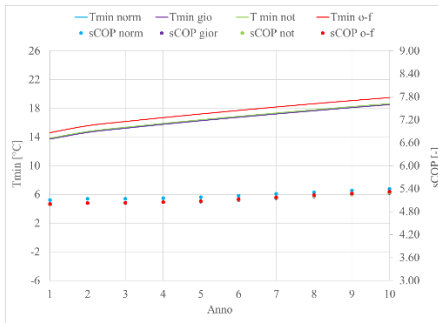


Figura R.52a

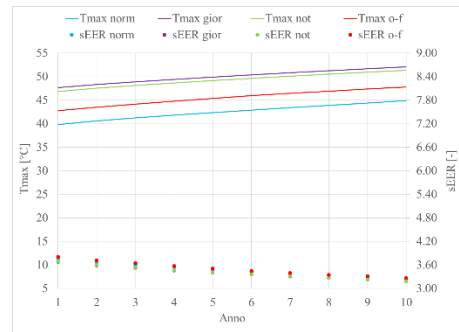


Figura R.52b

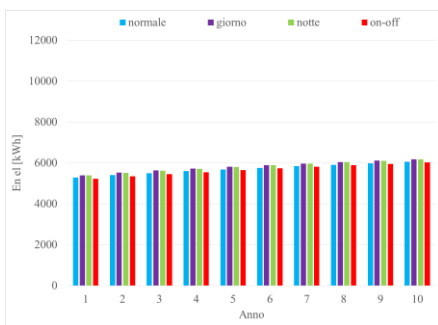


Figura R.52c

Roma- 3 sonde:

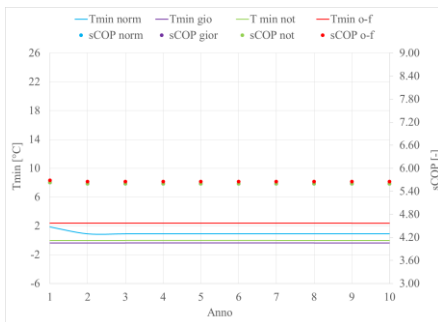


Figura R.53a

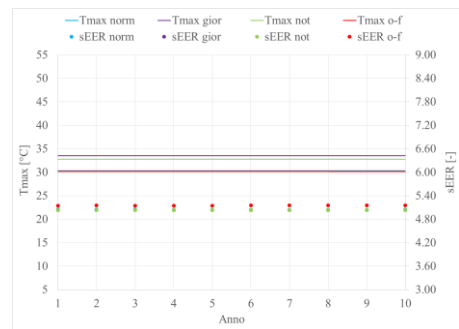


Figura R.53b

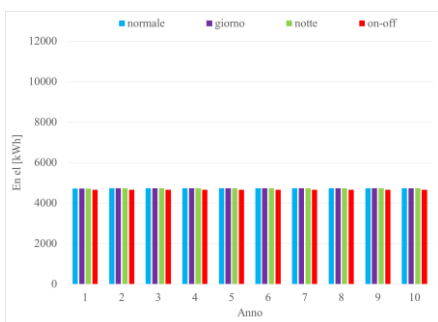


Figura R.53c

Milano- 12sonde:

Dalle Figure R.51 si osserva che il COP medio cala nel tempo mentre l'EER medio aumenta. L'energia elettrica consumata dalla pompa di calore cresce nel tempo, quindi la diminuzione del COP non è compensata dall'aumento dell'EER.

La temperatura minima e massima del fluido termovettore hanno un andamento decrescente nel tempo, a causa del carico termico richiesto dall'edificio che è sbilanciato in riscaldamento.

La regolazione on-off è il funzionamento più conveniente della pompa di calore dal punto di vista energetico poiché i consumi elettrici del compressore sono minori rispetto alle altre modalità operative del GSHP.

Palermo- 5sonde:

Dalle Figure R.52 si osserva che il COP medio aumenta nel tempo mentre l'EER medio cala. L'energia elettrica consumata dalla pompa di calore cresce nel tempo, quindi la diminuzione dell'EER non è compensata dall'aumento dell'COP. La temperatura del fluido termovettore è crescente nel tempo a causa del carico termico richiesto dall'edificio che risulta sbilanciato in raffrescamento.

La regolazione on-off è anche in questo caso la più conveniente dal punto di vista energetico.

Roma- 3sonde:

Dalle Figure R.53 si osserva che le efficienze stagionali e le temperature massime e minime del fluido termovettore sono quasi costanti nel tempo. Conseguentemente anche l'energia elettrica consumata dal GSHP è all'incirca sempre la stessa. Pertanto si conclude che la deriva termica è limitata.

Il funzionamento on-off della pompa di calore presenta dei COP e degli EER maggiori rispetto alle altre modalità di regolazione. Pertanto i consumi elettrici del compressore sono minori rispetto alle altre modalità operative del GSHP.

Nelle figure seguenti si riportano i profili di temperatura del fluido termovettore e dell'efficienza della pompa di calore nella settimana più calda e più fredda del 10 anno di simulazione, al variare della modalità di regolazione del GSHP:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano- 12 sonde:

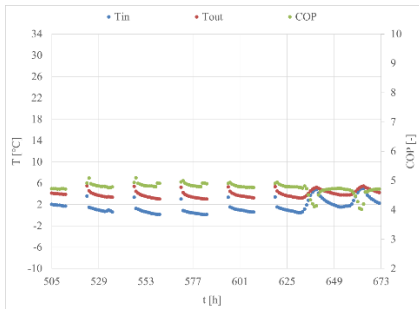


Figura R.54a: normale

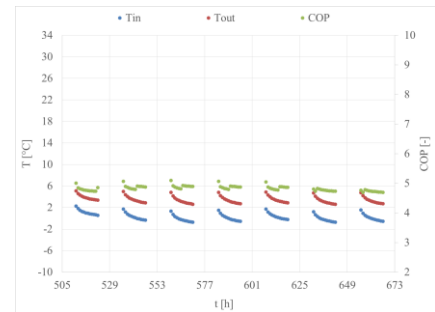


Figura R.54b: giorno

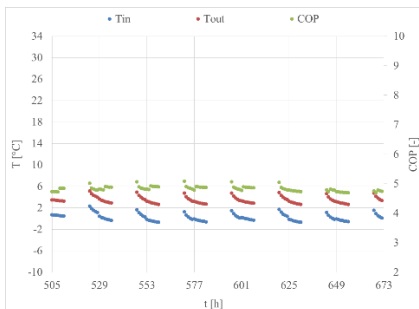


Figura R.54c: notte

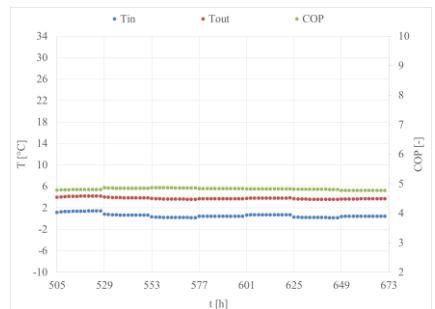


Figura R.54d: on-off

Palermo- 5 sonde:

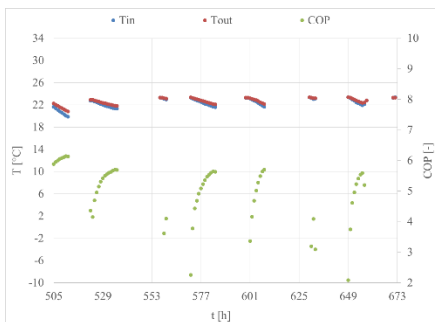


Figura R.55a: normale

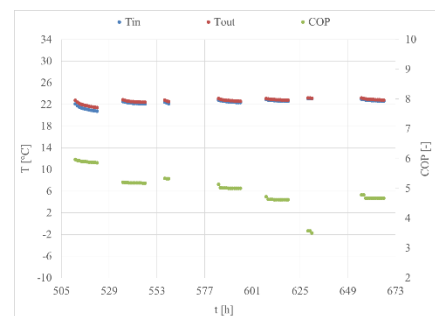


Figura R.55b: giorno

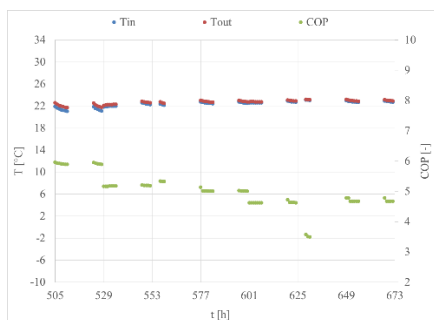


Figura R.55c: notte

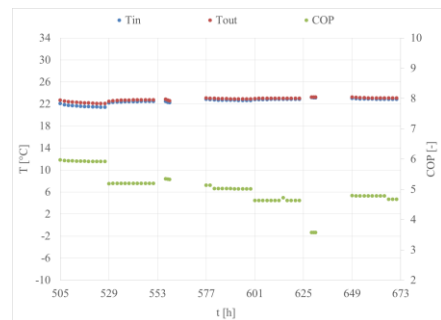


Figura R.55d: on-off

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Roma- 3 sonde:

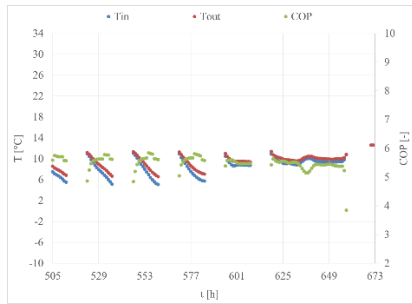


Figura R.56a: normale

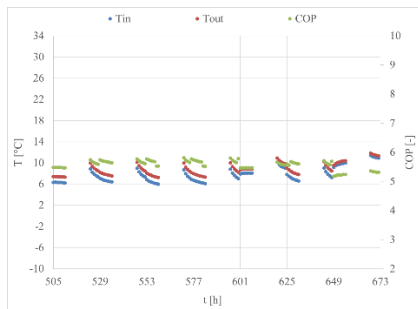


Figura R.56c: notte

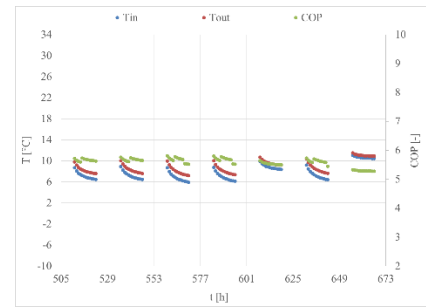


Figura R.56b: giorno

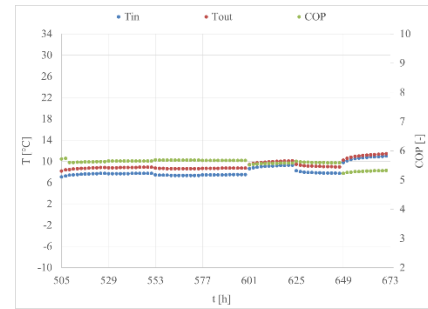


Figura R.56d: on-off

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano- 12 sonde:

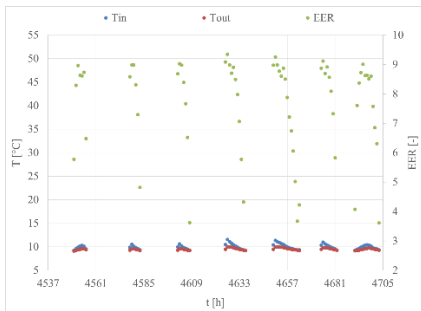


Figura R.57a: normale

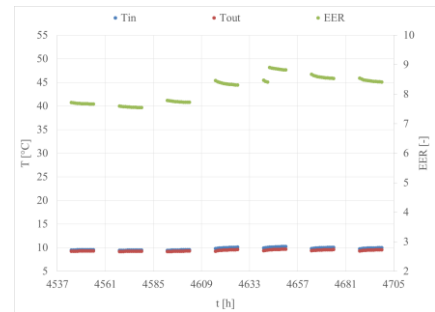


Figura R.57b: giorno

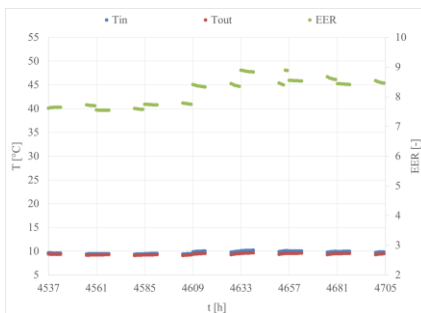


Figura R.57c: notte

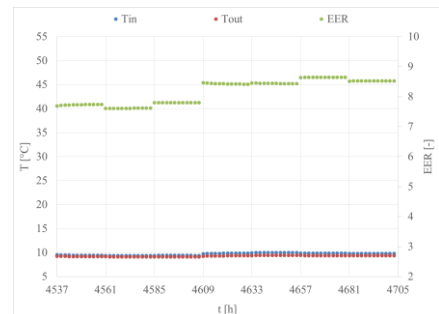


Figura R.57d: on-off

Palermo- 5 sonde:

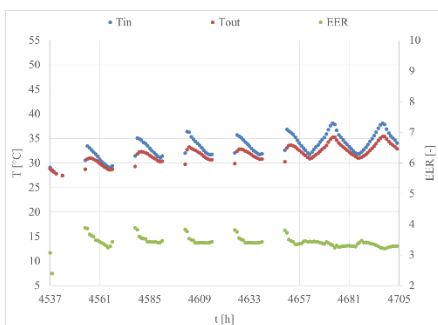


Figura R.58a: normale

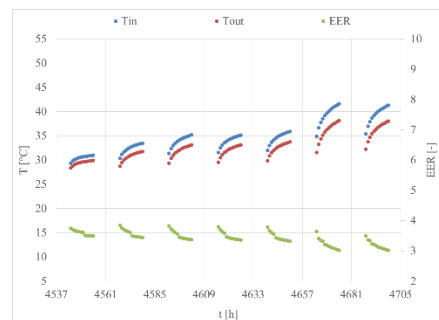


Figura R.58b: giorno

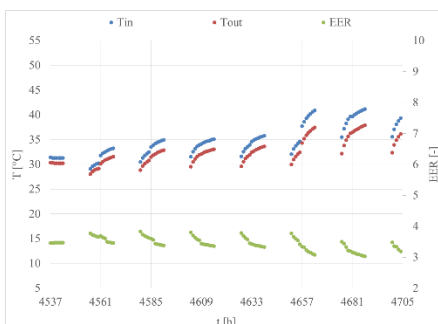


Figura R.58c: notte

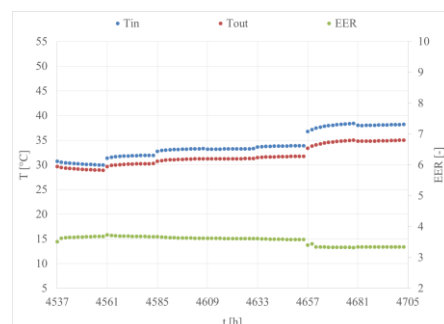


Figura R.58d: on-off

Roma- 3 sonde:

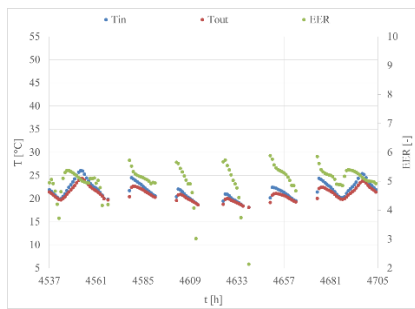


Figura R.59a: normale

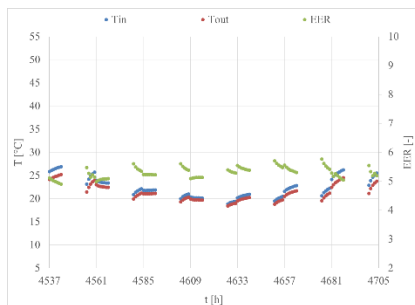


Figura R.59c: notte

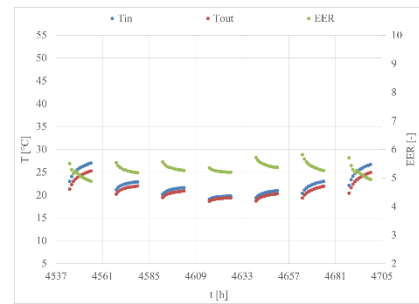


Figura R.59b: giorno

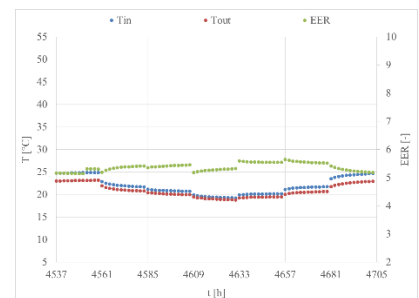


Figura R.59d: on-off

Dalle Figure R.54,55,56 si osserva che, nella settimana più fredda dell'anno:

- A Milano: il comportamento on-off della pompa di calore ha delle temperature del fluido termovettore più costanti ed un funzionamento del GSHP più distribuito nel tempo rispetto alle altre modalità operative.
- A Palermo: Al contrario del caso ufficio la parzializzazione del carico termico nelle modalità diurne, notturne e on/off del GSHP non comporta riduzioni del COP.
- A Roma: la regolazione on/off del GHSP ha delle efficienze mediamente superiori rispetto alle altre modalità operative della pompa di calore geotermica.

Dalle Figure R.57,58,59 si osserva che, nella settimana più calda dell'anno:

- A Milano: le efficienze sono meno oscillanti se si assume un funzionamento diurno, notturno o intermittente della pompa di calore geotermica.
- A Palermo: il funzionamento diurno e notturno del GHSP non è conveniente in termini di efficienza. L'EER massimo è ottenuto con la modalità di regolazione on/off.
- A Roma: mediante la regolazione on/off della pompa di calore si ottiene un funzionamento più continuativo del GSHP.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

COOLING-OFF:

Il campo geotermico viene dimensionato secondo il metodo ASHRAE. Si ottiene che:

	num_sonde	Lsond [m]	Ltot [m]	Ltot prog [m]	Lspecifica %
Milano	12	100	1200	1254	104.5
Palermo	1	100	100	70	70.00
Roma	4	100	400	395	98.75

Tabella R.6

ANALISI ENERGETICA:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano-12sonde:

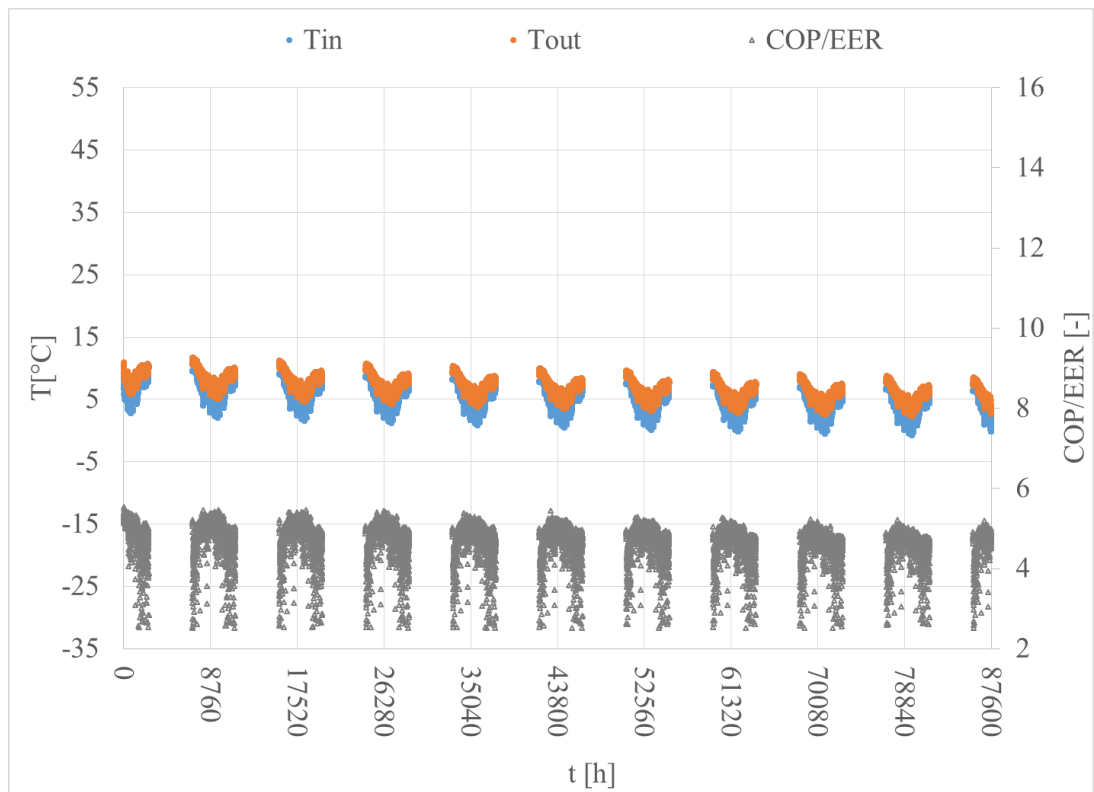


Figura R.60: Regolazione di tipo 4

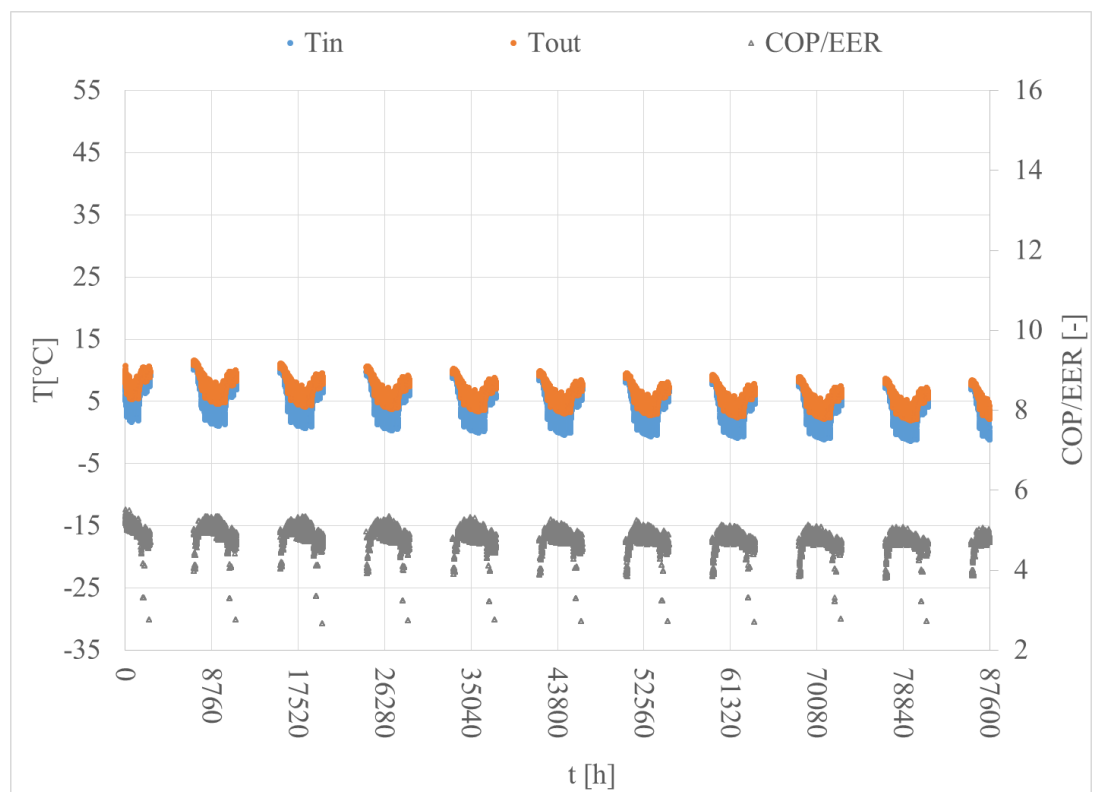


Figura R.61: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

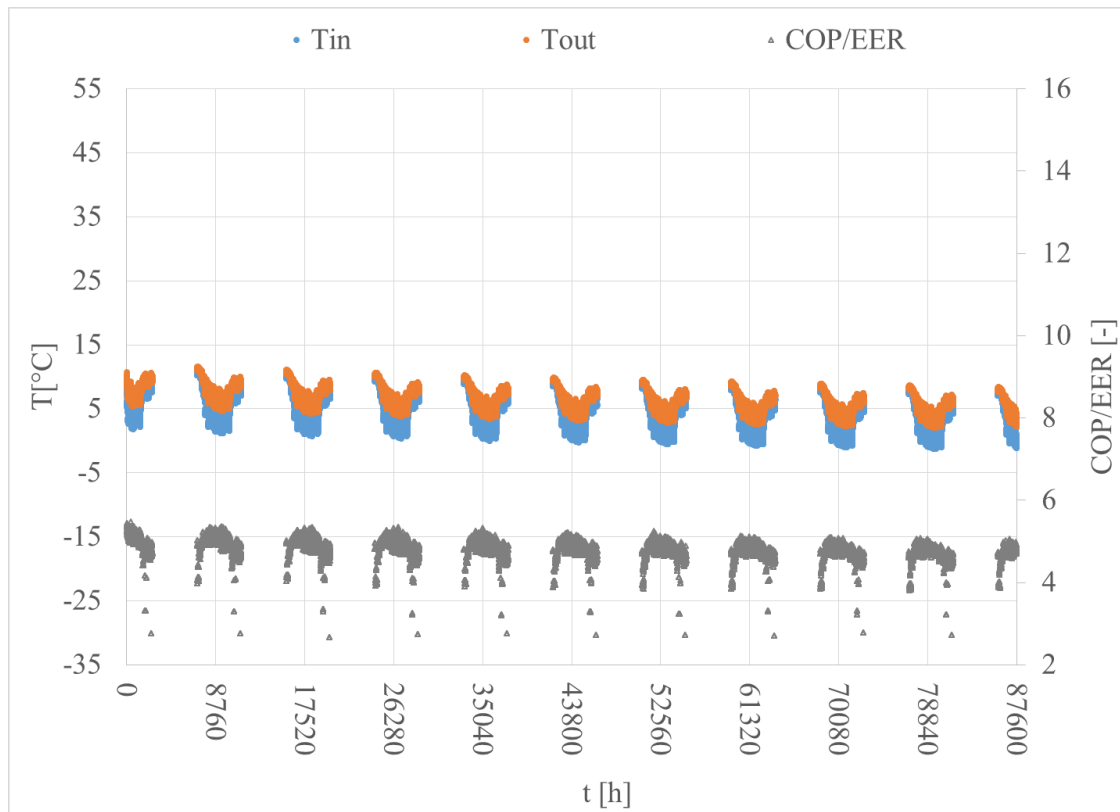


Figura R.62: Regolazione di tipo 3

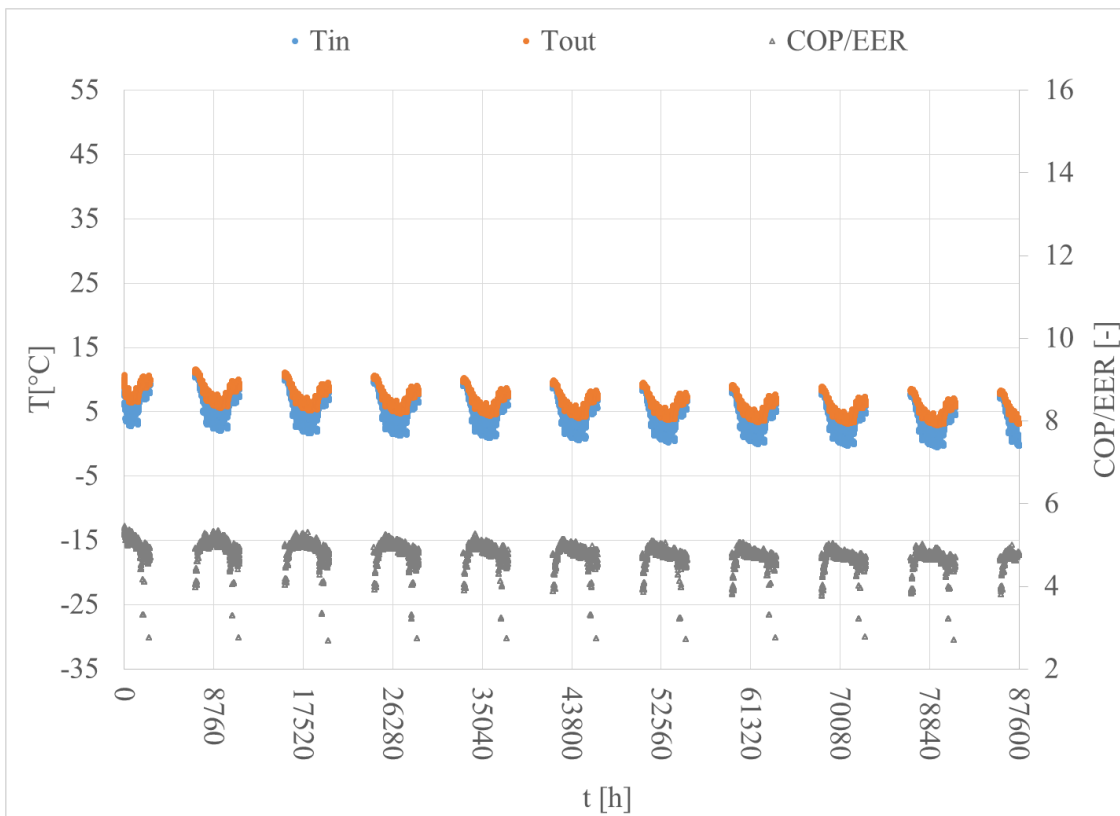


Figura R.63: Regolazione di tipo 1

Roma- 4sonde:

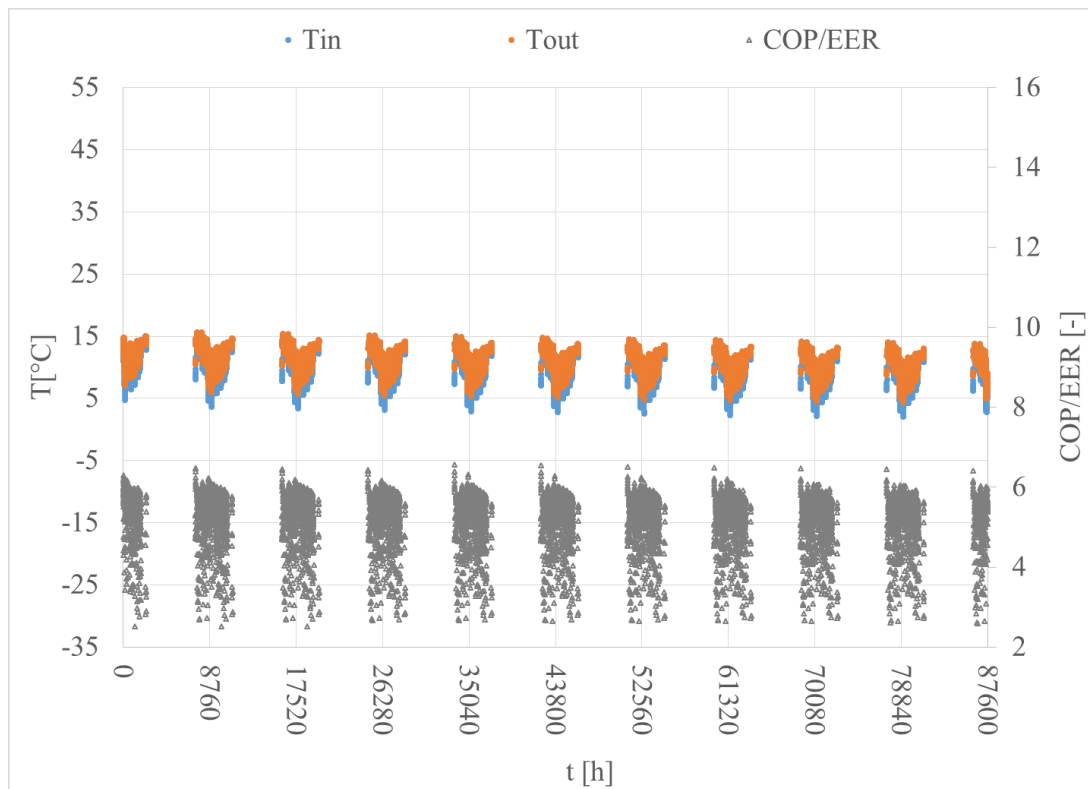


Figura R.64: Regolazione di tipo 4

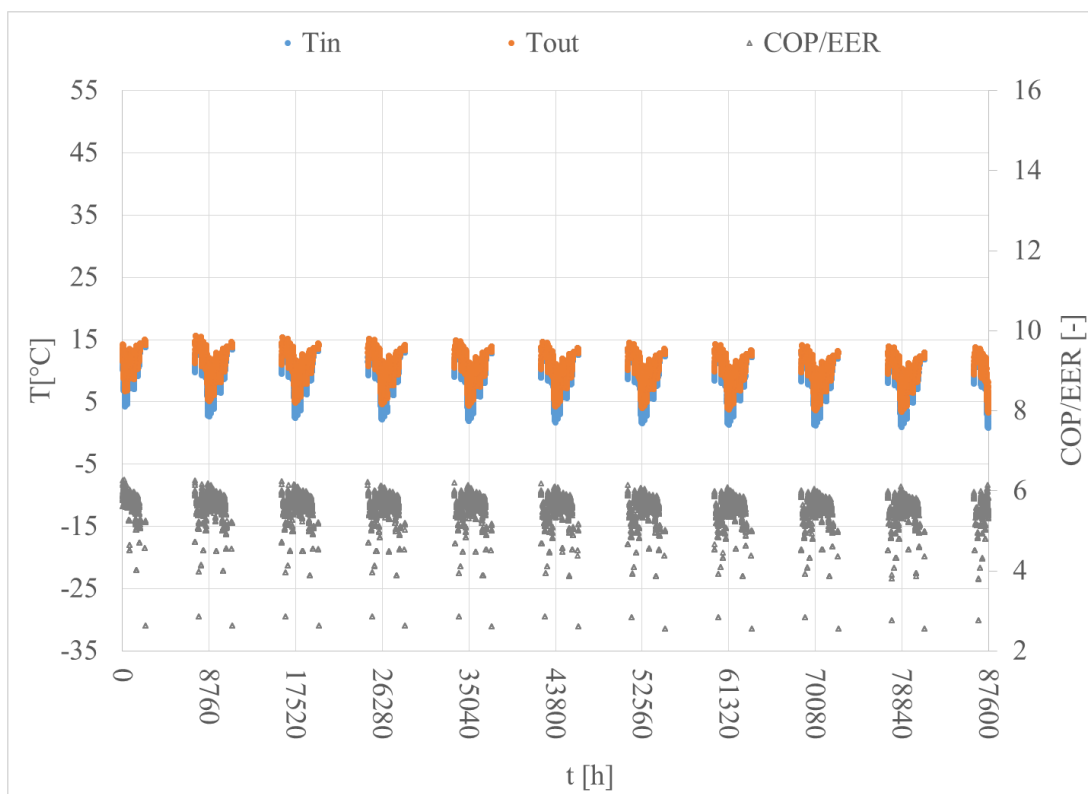


Figura R.65: Regolazione di tipo 2

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

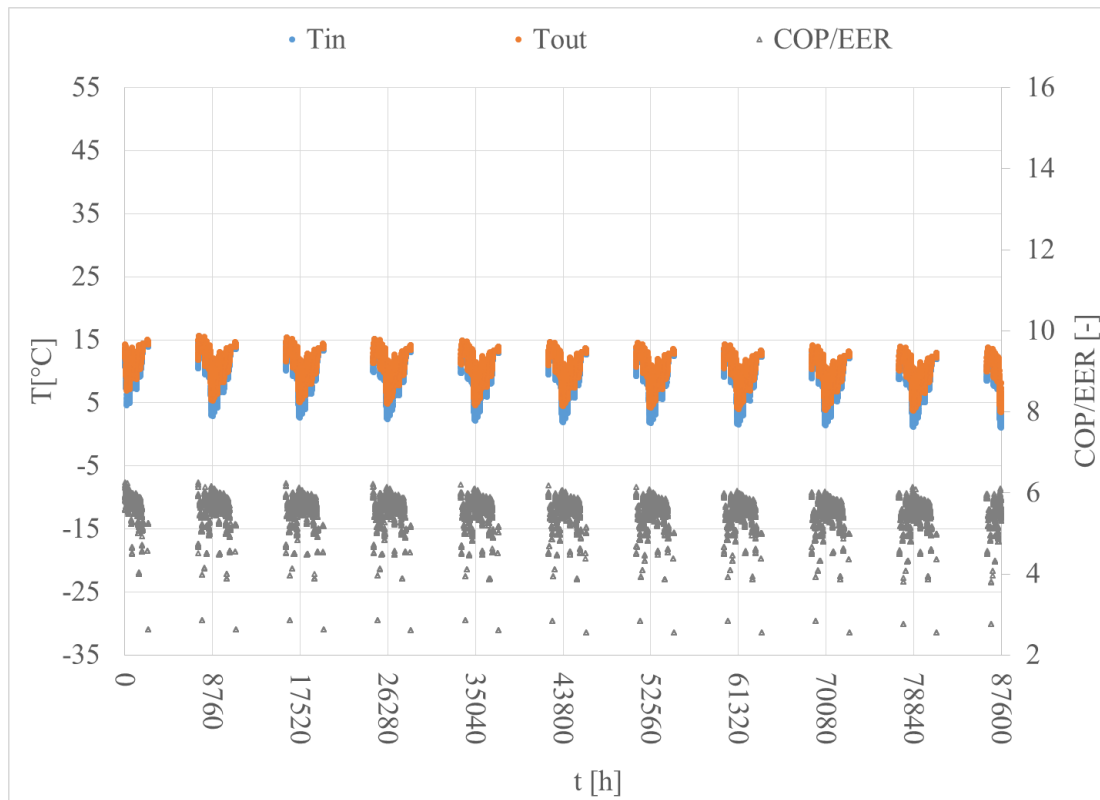


Figura R.66: Regolazione di tipo 3

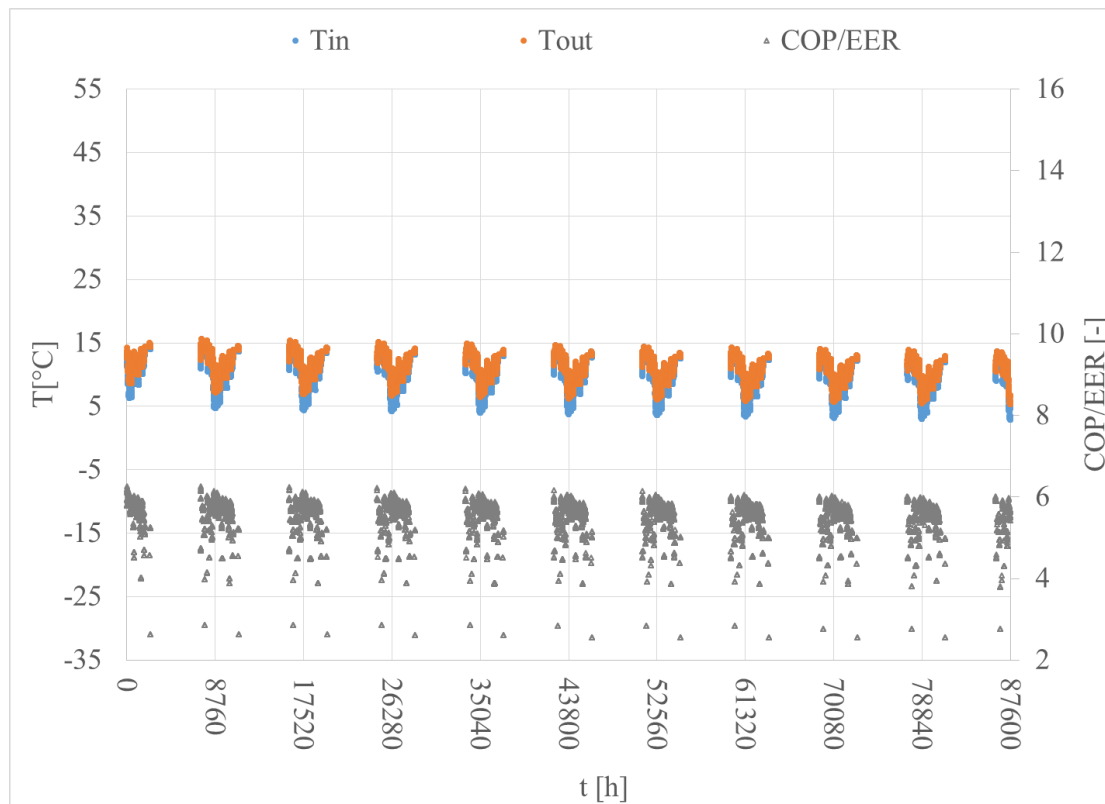


Figura R.67: Regolazione di tipo 1

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano- 12sonde:

Dalla Figura R.60 si osserva che si deve utilizzare miscele di acqua e glicole come fluido termovettore. Poiché in estate la pompa di calore è sempre spenta il carico è sbilanciato in riscaldamento e il COP cala nel tempo.

Dalle Figure R.61,62,63 si osserva che l'andamento delle efficienze e delle temperature del fluido nelle regolazioni diurne, notturne e on-off sono analoghe alla Figura R.60.

Palermo: Non si sono fatte le simulazioni relative al caso di Palermo poiché non sono significative. Infatti dal dimensionamento ASHRAE si ottiene un campo geotermico composto da una sola sonda.

Roma- 4sonde:

In estate la pompa di calore è sempre spenta quindi il carico è sbilanciato in riscaldamento. Dalla Figura R.64 si osserva che il fluido termovettore deve essere una miscela di acqua e glicole. L'efficienza è circa costante durante il periodo di simulazione; infatti il carico è meno sbilanciato rispetto al caso di Milano.

Nella regolazione diurna e notturna del GSHP i valori delle temperature del fluido e dei COP sono minori rispetto alla Figura R.64. Invece nella Figura R.67 gli andamenti sono analoghi alla Figura R.64.

ANALISI ECONOMICA:

Si procede in modo analogo al caso del cooling-on ma ora l'impianto tradizionale che si considera per il confronto con il GHSP è costituito solamente dalla caldaia:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

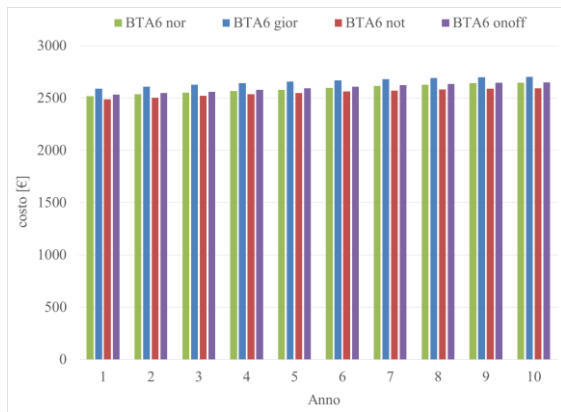


Figura R.68a: costo tariffa BTA6 Milano 12 sonde

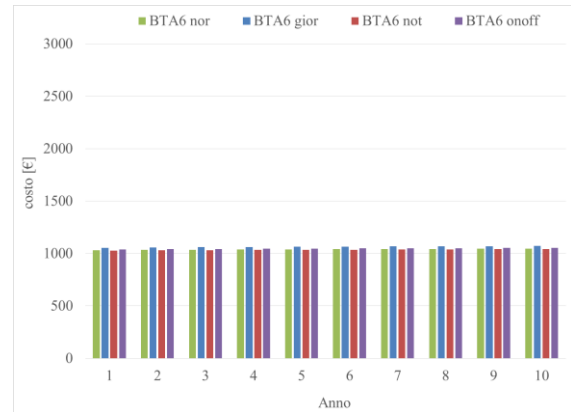


Figura R.68b: costo tariffa BTA6 Roma 4 sonde

Il confronto tra il GHSP e la caldaia è riportato nelle figure seguenti:

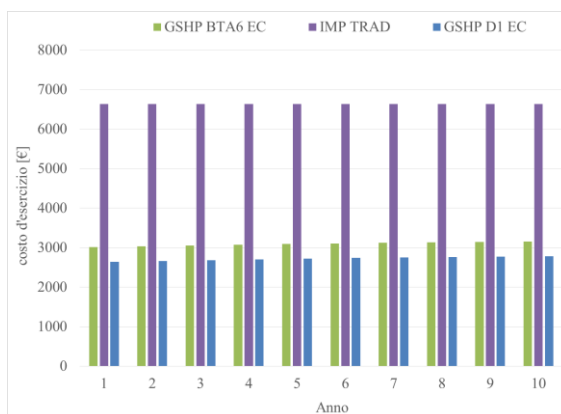


Figura 69a: costo d'esercizio Milano 12 sonde



Figura 69b: costo d'esercizio Roma 4 sonde

Milano- 12sonde:

Gli andamenti sono analoghi al caso del cooling-on.

Palermo: Non si sono fatte le simulazioni poiché non sono significative.

Roma- 4sonde:

Gli andamenti sono del tutto analoghi al caso del cooling-on.

CONFRONTO ENERGETICO:

Milano- 12 sonde:

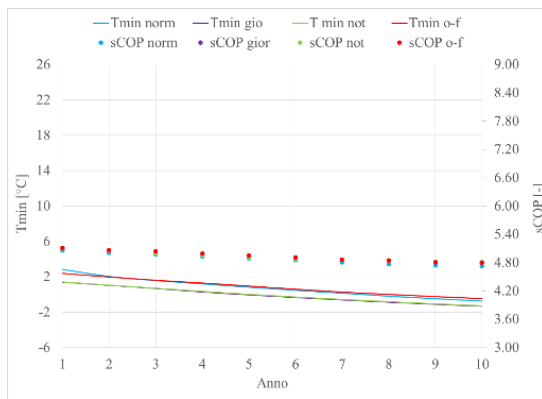


Figura R.70a

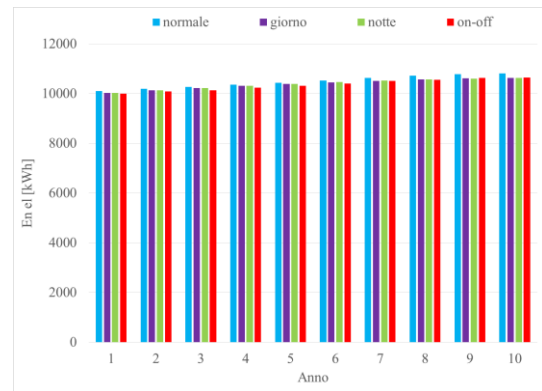


Figura R.70b

Roma- 4 sonde:

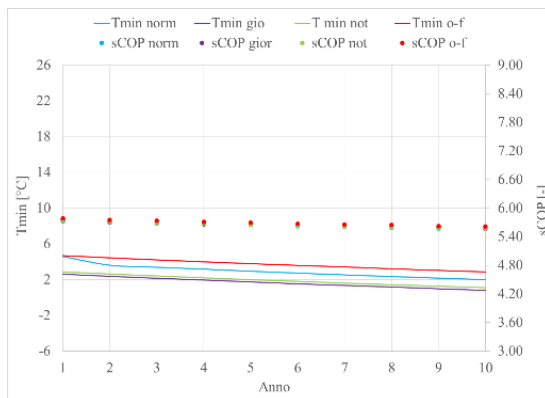


Figura R.71a

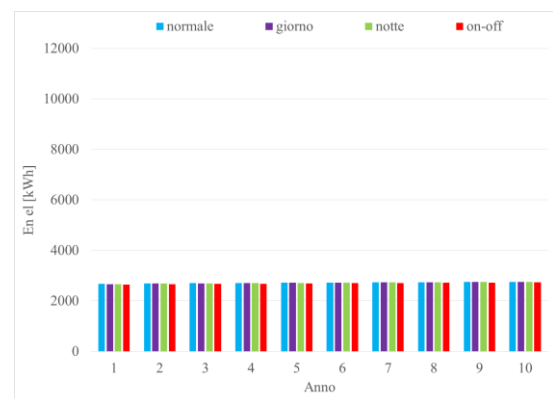


Figura R.71b

Milano- 12 sonde:

Dalla Figura R.70 si osserva che il COP medio cala mentre l'energia elettrica consumata dalla pompa di calore aumenta nel tempo. I consumi annuali del compressore sono minori rispetto alla Figura R.51c poiché la pompa di calore funziona solamente in inverno.

La temperatura del fluido termovettore diminuisce nel tempo a causa del carico termico richiesto dall'edificio che è sbilanciato in riscaldamento.

Il funzionamento più conveniente dal punto di vista energetico è quello on-off.

Roma- 4 sonde:

Dalla Figura R.71 si osserva che il COP medio cala mentre l'energia elettrica consumata dalla pompa di calore aumenta nel tempo. I consumi annuali del compressore sono minori rispetto alla Figura R.53c poiché la pompa di calore funziona solamente in inverno.

La temperatura del fluido termovettore diminuisce nel tempo a causa del carico termico dell'edificio che è sbilanciato in riscaldamento.

Il funzionamento più conveniente dal punto di vista energetico è quello on-off.

Quindi la regolazione on-off permette di minimizzare i consumi elettrici del compressore in tutti i casi analizzati. Tuttavia, a causa dell'andamento giornaliero del prezzo dell'energia elettrica, risulta più competitivo il funzionamento notturno del GSHP.

Nelle figure seguenti si riportano i profili di temperatura del fluido termovettore e dell'efficienza della pompa di calore nella settimana più fredda del 10 anno di simulazione, al variare della modalità di regolazione del GSHP:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Milano- 12 sonde:

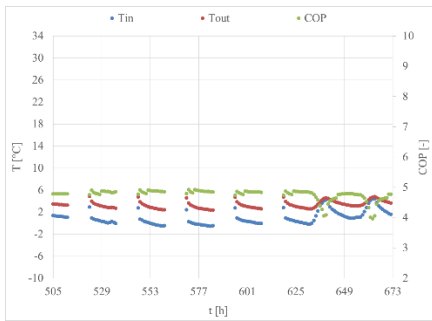


Figura R.72a: normale

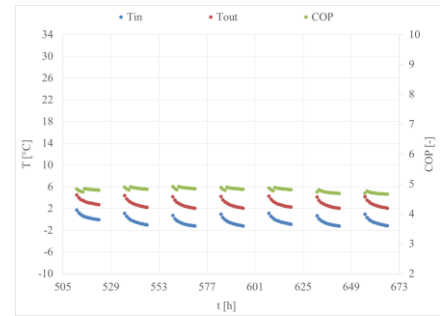


Figura R.72b: giorno

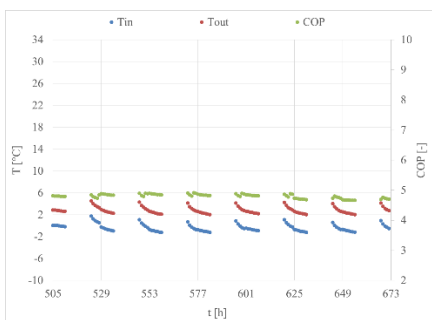


Figura R.72c: notte

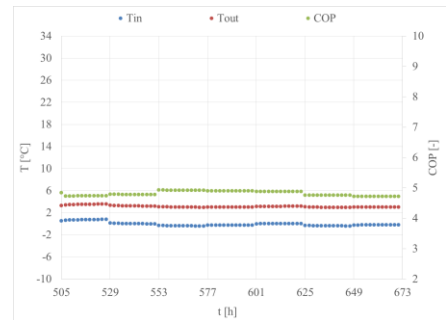


Figura R.72d: on-off

Roma- 4 sonde:

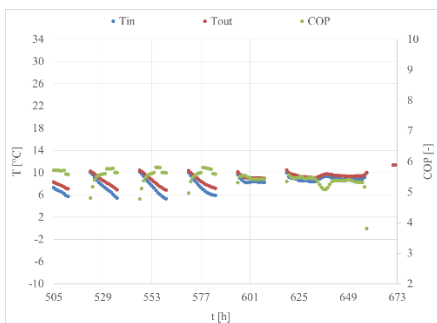


Figura R.73a: normale

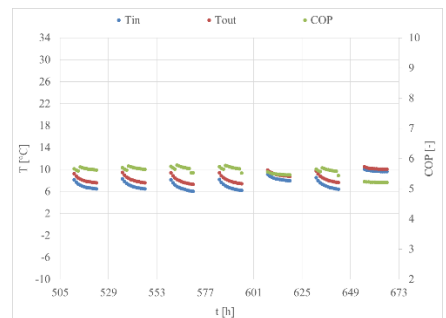


Figura R.73b: giorno

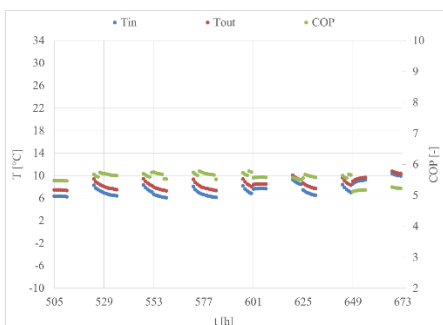


Figura R.73c: notte

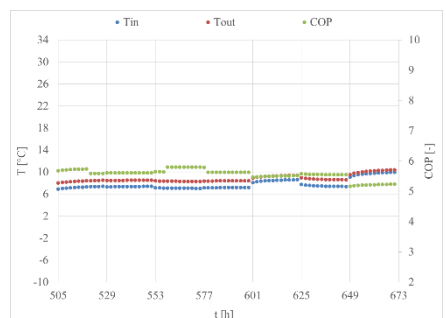


Figura R.73d: on-off

Dalle Figure R.72,73 si osserva che, nella settimana più fredda dell'anno:

- A Milano: le temperature del fluido termovettore ed i COP sono leggermente minori rispetto al caso del cooling-on poiché il carico è più sbilanciato.
- A Roma: a differenza del caso con cooling-on il numero delle sonde è maggiore ma il carico è più sbilanciato, pertanto le temperature del fluido ed i COP sono circa gli stessi delle Figure R.59.

Per la settimana più calda dell'anno non ha senso riportare gli andamenti poiché la pompa di calore è sempre spenta.

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

CONCLUSIONI

Per il caso ufficio si osserva che la tariffa elettrica “anno sicuro” risulta generalmente più conveniente rispetto alla “senza orari luce”. Inoltre il carico termico a Milano è quello più bilanciato, pertanto il numero delle sonde è minimo per questa località.

Per il condominio invece, nel caso di cooling-on (climatizzazione sia invernale che estiva) il carico più sbilanciato è a Milano, località per la quale si ha il numero massimo di sonde.

In generale il funzionamento notturno della pompa di calore è economicamente più vantaggioso rispetto alle altre modalità di regolazione. Tuttavia il risparmio è piccolo, dunque con le attuali tariffe ha poco senso far funzionare il GSHP solamente di notte poiché implica il dimensionamento di un opportuno serbatoio di accumulo e complica inutilmente l’impianto. Il GSHP ha delle efficienze maggiori rispetto all’impianto tradizionale, pertanto i costi operativi della pompa di calore geotermica sono inferiori rispetto agli altri sistemi considerati.

I costi iniziali dei diversi impianti di climatizzazione vengono calcolati trascurando il fabbisogno di ACS, i costi di montaggio, di manutenzione e d’installazione (tranne quelli relativi alle sonde geotermiche). Si ipotizza un costo di: $300 \text{ €/kW}_t + \text{IVA}$ per la sola pompa geotermica + 40 €/metro per l’installazione delle sonde [C.1], 400 €/kW_t [C.1] per la PDC aria-acqua, 500 €/kW_t per il condizionatore aria-aria [C.1]. Il sistema aria-aria ha un costo maggiore delle PDC aria-acqua e acqua-acqua perché in questo caso l’impianto non è centralizzato ma soddisfa le richieste termiche del singolo appartamento.

L’installazione di un nuovo impianto di condizionamento non beneficia né delle agevolazioni previste dal conto termico né delle detrazioni fiscali, pari al 65% fino al 31/12/15. Infatti entrambe si applicano solamente nel caso di sostituzione di un vecchio impianto con uno nuovo allo scopo di incrementare la performance energetica dell’edificio. Pertanto si considerano le agevolazioni previste dai certificati bianchi (o Titoli d’Efficienza Energetica TEE).

I TEE [C.2] rappresentano l’energia risparmiata in TEP (Tonnellate Equivalenti di Petrolio) e sono monetizzabili cedendoli sul mercato organizzato dal GME (Gestore dei Mercati Energetici) o tramite accordi bilaterali tra i soggetti obbligati (acquirenti) e volontari (venditori). I TEE generalmente vengono riconosciuti per 5 anni (8 anni per interventi

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

sull'involucro edilizio; 10 anni per la cogenerazione ad alto rendimento CAR). Il prezzo dei titoli d'efficienza energetica varia con l'andamento della domanda e dell'offerta nel mercato. Tuttavia si può considerare un valore medio (attuale) di 105 €/TEE.

Il risparmio totale, o risparmio netto integrale, raggiunto al termine del quinto anno, viene calcolato con la formula seguente:

$$RNI = RL * a * \tau = RN * \tau \quad (C.1)$$

Il risparmio lordo RL può essere calcolato in tre modi a seconda del tipo di progetto (standard, analitico e consuntivo).

Nel caso di pompe di calore geotermiche si fa riferimento alla scheda analitica 26T [C.3], caratterizzata dai seguenti parametri:

- a (coefficiente di addizionalità) = 1
- τ (coefficiente di durabilità) = 2,65
- vita tecnica della pompa di calore = 15 anni

Per i progetti analitici il risparmio netto integrale deve essere almeno pari a 40 tep.

Pertanto per i casi analizzati la differenza tra i costi iniziali del GSHP e dell'impianto tradizionale è pari a:

	diff costi iniz [€]
uff MIL 15	54022
uff Mil 12	42022
cond on Mil 12	38179
cond off Mil 12	60679
uff Pal 20	72968
cond on Pal 5	6894
uff Rom 18	56690
cond on Rom 3	-1795
cond off Rom 4	24705

Tabella C.2

I costi iniziali del GSHP sono generalmente molto elevati a causa dell'elevato costo richiesto per l'installazione delle sonde. Pertanto quando il numero delle sonde è basso il costo iniziale della pompa di calore geotermica può essere inferiore dell'impianto tradizionale come dimostra il caso condominiale di Roma. I costi operativi del GSHP sono risultati sempre minori rispetto agli altri impianti, come riportato nella tabella seguente:

	risp 10 anni [€]	risp 10 anni D1 [€]
uff MIL 15	33745	33745
uff Mil 12	33040	33040
cond on Mil 12	46550	50235
cond off Mil 12	35454	39180
uff Pal 20	31159	31159
cond on Pal 5	10117	14008
uff Rom 18	40637	40637
cond on Rom 3	21083	24325
cond off Rom 4	11009	14361

Tabella C.3

Nella Tabella C.3 si riportano anche i risparmi al termine del 10 anno di simulazione ipotizzando di poter utilizzare la tariffa D1 sia nei GSHP che nelle PDC aria-acqua. Il risparmio viene calcolato come:

$$risp = \sum_{i=1}^{10} (costo\ op_{GSHP} - costo\ op_{IMP\ TRAD})_i \quad (C.2)$$

Facendo la differenza tra i valori riportati nelle Tabelle C.2 e C.3 è possibile valutare la convenienza economica della pompa di calore geotermica dopo 10 anni:

	diff costi iniz [€]	risp 10 anni [€]	conviene	trit [anni]	risp 10 anni D1 [€]	incr risp D1 %	conviene D1	trit [anni]
uff MIL 15	54022	33745	no	16	33745	0	no	16
uff Mil 12	42022	33040	no	13	33040	0	no	13
cond on Mil 12	38179	46550	si	9	50235	7.92	si	8
cond off Mil 12	60679	35454	no	18	39180	10.51	no	16
uff Pal 20	72968	31159	no	24	31159	0	no	24
cond on Pal 5	6894	10117	si	7	14008	38.46	si	5
uff Rom 18	56690	40637	no	14	40637	0	no	14
cond on Rom 3	-1795	21083	si		24325	15.38	si	
cond off Rom 4	24705	11009	no	23	14361	30.45	no	18

Tabella C.4

Dalla Tabella C.4 si osserva che, per il caso ufficio, il tempo di ritorno del GSHP è maggiore di 10 anni (la vita tecnica di una pompa di calore è di 15 anni). Nel condominio invece, nel caso di cooling-on, la pompa di calore geotermica è molto più competitiva ed il tempo di ritorno è minore di 10 anni. Eccezionale è il caso condominiale di Roma dove i costi iniziali del GSHP sono minori rispetto all'impianto caldaia + split grazie al limitato numero di sonde geotermiche. Infatti per questa località la temperatura del terreno è circa 4°C maggiore rispetto al caso di Milano, pertanto il ΔT tra il fluido termovettore e la sorgente termica aumenta e conseguentemente diminuisce la lunghezza totale di progetto delle sonde (formule 2.12 e 2.13). Tuttavia se si fa solamente la climatizzazione invernale (cooling-off) la caldaia a condensazione è molto più conveniente rispetto alla pompa di calore geotermica. Se si applica la tariffa D1 il tempo di ritorno del GSHP cala poiché il risparmio annuale aumenta. In particolare si osserva che in questi casi la D1 è tanto più vantaggiosa tanto più bassi sono i consumi elettrici della pompa di calore (al contrario delle utenze domestiche). Infatti la D1 ha un costo della componente fissa e di potenza molto meno oneroso rispetto la BTA6 mentre il prezzo del kWh_e è simile tra le due tariffe.

Pertanto si conclude che, se il numero delle sonde è elevato o se l'impianto funziona solo in inverno, la pompa di calore geotermica è poco competitiva per la climatizzazione degli edifici. Tuttavia le efficienze medie stagionali del GSHP sono minori di 2,7 solo nel caso dell'ufficio a Palermo con la pompa di calore funzionante in modalità diurna, notturna e on-off. Perciò, in termini di risparmio d'energia primaria e d'emissioni di CO_2 in atmosfera, il GSHP è quasi sempre conveniente rispetto alla caldaia (equazioni 3.6 e 3.7).

APPENDICE

A.1- LE FORMULE PER IL TRASFERIMENTO DEL CALORE CON I PCM:

Al fine di poter simulare le prestazioni delle sonde geotermiche che utilizzano i PCM come materiale di riempimento si devono inserire nel software tutte le formule analitiche necessarie.

Pertanto per il generico PCM bisogna considerare che (Zhang 1995) [A.1]:

$$T_m = \left[\frac{1}{T_i} - R * \frac{\ln x_i}{H_i} \right]^{-1} \quad (A.1)$$

$$L_m = T_m \sum_{i=1}^n \left[x_i \frac{H_i}{T_i} + x_i (c_{p,l}^i - c_{p,s}^i) \ln \frac{T_m}{T_i} \right] \quad (A.2)$$

Dove (A.1) determina la temperatura di fusione e (A.2) il calore di fusione della generica miscela binaria che costituisce il PCM una volta definiti:

x_i = % /100 del componente “i” nella miscela ; T_i = temperatura di fusione del componente “i”;

$(c_{p,l}^i ; c_{p,s}^i)$ = calore specifico rispettivamente della fase liquida e solida del componente “i”

Se si adotta un modello semplificato 1D, dove il materiale di riempimento della sonda viene considerato incompressibile e con proprietà costanti durante il trasferimento del calore, possiamo scrivere che (Zhang e Ren 1993):

$$\alpha \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) + \frac{q_v}{\rho c} = \frac{\partial T_s}{\partial t}, \quad r_1 \leq r \leq r_2 \quad (A.3)$$

$$\alpha \left(\frac{\partial^2 T_L}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_L}{\partial r} \right) + \frac{q_v}{\rho c} = \frac{\partial T_L}{\partial t}, \quad 0 \leq r \leq r_1 \quad (A.4)$$

Il tubo ha inizialmente temperatura T_i , maggiore della temperatura di fusione del PCM. La superficie a $x = r_2$ (Figura A.2) è invece a $T = T_0$, minore della temperatura di fusione. L’energia che si genera attraverso il tubo ad U ha un flusso per unità di volume costante e pari a q_v .

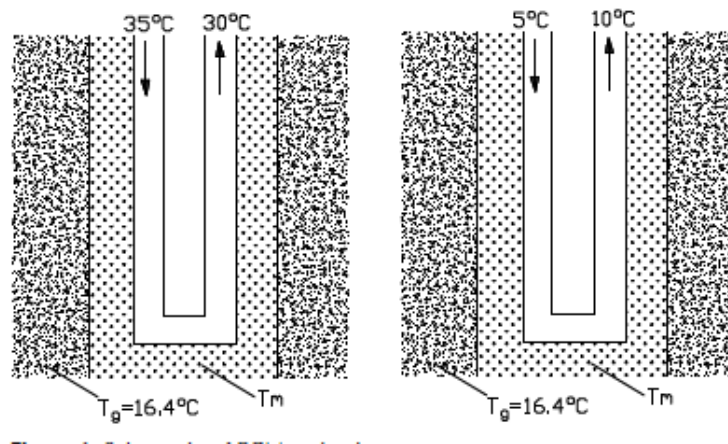


Figura A.1

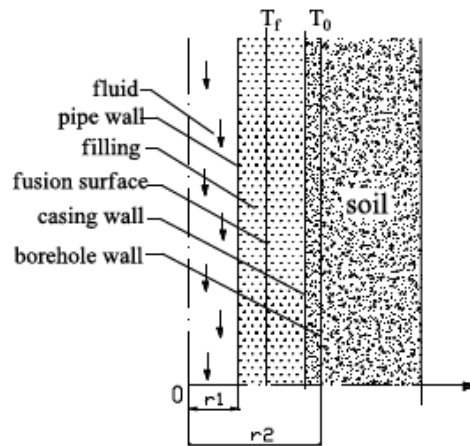


Figura A.2

Nelle formule (A.3) e (A.4) α è la diffusività termica, ρ è la densità, (T_s e T_L) le temperature rispettivamente della fase solida e liquida, q_v il flusso di generazione di calore per unità di volume (quando al pompa di calore è ferma q_v è nullo), (r_1 e r_2) i raggi rispettivamente del tubo ad U e della sonda, c il calore specifico e t il tempo di solidificazione. Le condizioni al contorno delle equazioni (A.3) e (A.4) sono:

$$T_s(r_2, t) = T_0 \quad T_s(r_1, t) = T_f \quad T_L(r_1, t) = T_f \quad \frac{\partial T_L(0, t)}{\partial r} = 0$$

mentre le condizioni iniziali sono:

$$r_i(0) = 0 \quad T_L(r, 0) = T_i$$

Inoltre si può scrivere che:

$$\lambda \frac{\partial T_s(r_i, t)}{\partial r} - \lambda \frac{\partial T_L(r_i, t)}{\partial r} = \rho L \frac{dr_i}{dt} \quad (A.5)$$

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

con T_f la temperatura di fusione, T_0 la temperatura della parete della sonda, λ la conduttività termica e L il calore latente di fusione.

Le equazioni (A.3), (A.4) e (A.5), tenendo conto delle condizioni al contorno e di quelle iniziali, possono essere scritte anche in forma adimensionale. In questo modo il fenomeno della trasmissione del calore risulta governato da due parametri: la generazione dell'energia β ed il numero di Stefan Ste :

$$\beta = \frac{q_v R^2}{\lambda(T_f - T_0)} \quad (A.6)$$

$$Ste = \frac{c(T_f - T_0)}{L} \quad (A.7)$$

con R = raggio della sonda.

Per risolvere le equazioni (A.3), (A.4) e (A.5) si utilizza un modello approssimato quasi stazionario (accurato solo se $Ste \leq 0.1$) in modo da determinare: quanto tempo impiega il PCM a cambiare di fase e la distribuzione delle temperature (T_S , T_L).

Inoltre, quando la pompa di calore è spenta, è possibile calcolare il “tempo di ripristino” del PCM mediante:

$$t = \frac{\tau * R^2}{a * Ste} = \frac{\tau * \rho * L * R^2}{\lambda(T_f - T_L)} \quad (A.8)$$

con T_f = temperatura di fusione

In [A.2] si utilizza il software COMSOL per determinare la conduzione del calore nella sonda, considerando il PCM come un solido equivalente di miscela fissata. Pertanto l'equazione da risolvere, per determinare la distribuzione della temperatura nel terreno e nella superficie del GHE, è:

$$\rho_{eq} c_{eq} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla (\lambda_{eq} \nabla T) \quad (A.9)$$

con ρ_{eq} , c_{eq} e λ_{eq} rispettivamente densità, calore specifico e conduttività del calore medi della miscela utilizzata. Sono proprietà medie poiché fanno riferimento ad una quantità media della frazione liquida e solida del PCM e pertanto possono essere calcolate nel modo seguente:

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

$$\rho_{eq} = \left(1 - \sum_{i=1}^n r_i\right) \rho_G + \sum_{i=1}^n r_i * (1 - H_i(T)) * \rho_i^S + \sum_{i=1}^n r_i * \rho_i^L H_i(T) \quad (A.10)$$

$$\lambda_{eq} = \left(1 - \sum_{i=1}^n r_i\right) \lambda_G + \sum_{i=1}^n r_i * (1 - H_i(T)) * \lambda_i^S + \sum_{i=1}^n r_i * \lambda_i^L H_i(T) \quad (A.11)$$

$$c_{eq} = \left(1 - \sum_{i=1}^n r_i\right) c_G + \sum_{i=1}^n r_i (1 - H_i(T)) * (c_i^S + h_i^{SL} * D_i(T)) + \sum_{i=1}^n r_i * H_i(T) * (c_i^L + h_i^{SL} * D_i(T)) \quad (A.12)$$

con: h^{SL} calore latente di fusione, $D_i(T)$ impulso di Dirac in $[K^{-1}]$ di ogni componente del PCM, L fase liquida, S fase solida, $H_i(T)$ frazione volumetrica della fase liquida di ogni componente nel PCM (valore compreso tra 0 e 1), r_i rapporto di massa tra ogni componente del PCM ed il terreno G (la matrice solida che compone il materiale di riempimento delle sonde è in questo caso composta da terreno e da PCM). Il PCM è costituito da acqua e paraffina quindi $n=2$.

Le condizioni iniziali sono determinate supponendo:

- Un'attività nulla della sonda.
- Una temperatura all'interno del dominio (Figura A.3) uniforme, pari alla temperatura media annuale della località considerata.

Come condizioni al contorno invece si assume:

- Terreno in condizioni indisturbate al di sotto del dominio.
- Condizioni adiabatiche a destra e sinistra del dominio.

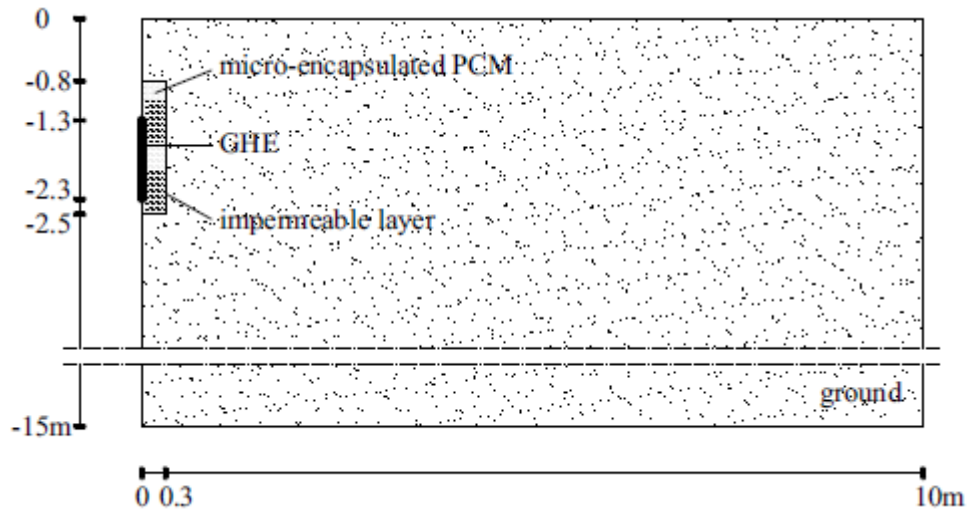


Figura A.3: Semi-dominio della simulazione fatta in [A.2]

Da [A.3] la quantità di calore accumulabile in un sistema LHS (Latent Heat Storage) con PCM è:

$$Q = m[C_{sp} * (T_m - T_i) + \alpha_m * \Delta h_m + C_{lp} * (T_f - T_m)] \quad (A.13)$$

con: m = massa del PCM ; C_{sp} = calore specifico medio tra la temperatura iniziale T_i e di fusione T_m ; α_m = frazione liquida del PCM ; Δh_m = calore latente di fusione per unità di massa ; C_{lp} = calore specifico medio tra la temperatura finale T_f e di fusione T_m

Nell'interfaccia solida-liquida del PCM si può scrivere l'equazione di Stefan (1989):

$$\lambda * \rho * \left(\frac{ds(t)}{dt} \right) = k_s * \left(\frac{\delta T_s}{\delta t} \right) - k_l * \left(\frac{\delta T_l}{\delta t} \right) \quad (A.14)$$

con: λ = calore latente di fusione ; ρ = densità ; s = solido ; l = liquido ; (k_s, k_l) = conduttività termica della fase solida e liquida

Se sono valide le seguenti ipotesi:

- Il trasferimento del calore avviene solamente per conduzione
- Il PCM è omogeneo, isotropo e con proprietà termofisiche indipendenti dalla temperatura ma diverse al variare dello stato fisico (solido o liquido).

l'equazione (A.14) può essere risolta mediante (A.15):

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

$$\frac{\delta H}{\delta t} = \nabla(k_k(\nabla T)) \quad (A.15)$$

con: H = entalpia volumetrica totale ; k_k = conduttività termica della fase k del PCM

indipendentemente dal cambiamento di fase (fusione o solidificazione) del PCM.

H è la somma del calore sensibile e latente:

$$H(T) = h(T) + \rho_l * f(T) * \lambda \quad (A.16)$$

Con:

$$- h(T) = \int_{T_m}^T \rho_k * c_k dT \quad (A.17)$$

h = contributo sensibile dell'entalpia volumetrica H ; c_k = calore specifico della fase k del PCM

- $f(T) = 0$ in fase solida ; 1 in fase liquida ; $0 < f < 1$ durante il cambiamento di fase. Il valore di f viene calcolato in modo iterativo in ogni nodo del dominio, mediante:

$$h_p = h_p^0 + \alpha R * [h_E - 4h_p + h_W + h_N + h_S] + \rho_l * \lambda * [f_p^0 - f_p^k] \quad (A.18)$$

$$Q = -\alpha R(h_E + h_W + h_p + h_N + h_S) = h_p^0 + \rho_l * \lambda * [f_p^0 - f_p^k] \quad (A.19)$$

$$f_p^{k+1} = \frac{\alpha R(h_E + h_W + h_N + h_S) + h_p^0}{\rho_l * \lambda + f_p^0} \quad (A.20)$$

α = diffusività termica ; (W, E, P, N, S) = nodo del dominio a: ovest, est, centro, nord e sud ; $R = \frac{dt}{dx^2}$, dx = lunghezza del volume di controllo ; (h_p^0, f_p^0) = si riferiscono all'istante di tempo precedente ; Q = quantità di calore scambiato con il PCM

Dalle equazioni (A.16), (A.17) la (A.15) può essere riscritta come:

$$\frac{\delta h}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta x} \left(\alpha * \frac{\delta h}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left(\alpha * \frac{\delta h}{\delta y} \right) - \rho_l * \lambda * \frac{\delta f}{\delta t} \quad (A.21)$$

$$\frac{\delta h_f}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta x} \left(\alpha_f * \frac{\delta h_f}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left(\alpha_f * \frac{\delta h_f}{\delta y} \right) \quad (A.22)$$

f = frazione liquida

Le equazioni (A.21) e (A.22) vengono poi risolte integrandole nei volumi di controllo infinitesimi che costituiscono il dominio.

Da [A.4] inoltre si ha che:

$$\frac{\delta H}{\delta \tau} = \text{div} \left(\frac{\lambda_{PCM}}{\rho_{PCM}} * \text{grad}(T_{PCM}) \right) + U_{PCM} * A_{PCM} * T_{PCM} \quad (\text{A. 23})$$

con: H = entalpia specifica ; div = divergenza ; λ_{PCM} = conduttività termica del PCM ; U_{PCM} = coefficiente di trasferimento del calore del PCM ; A_{PCM} = area occupata dal PCM

La soluzione esatta per il trasferimento del calore durante il cambiamento di fase del PCM in coordinate cilindriche (BHE) è data dalla relazione di Paterson (1996) [A.5], che esprime la conduzione del calore tramite una funzione esponenziale del tipo $E_i \left(\frac{-r^2}{4\alpha t} \right)$.

In questo modo le temperature della fase solida e liquida del PCM sono determinate dalle formule seguenti:

$$T_s(r, t) = T_m + \frac{Q}{4\pi k_s} \left[E_i \left(\frac{-r^2}{4\alpha_s t} \right) - E_i(-\lambda_m^2) \right] \quad (\text{A. 24})$$

$$T_l(r, t) = T_i - \frac{T_i - T_m}{E_i \left(\frac{-\lambda_m^2 * \alpha_s}{\alpha_l} \right)} * E_i \left(\frac{-r^2}{4\alpha_l t} \right) \quad (\text{A. 25})$$

con: Q = intensità di calore in [W/m] ; T_m = temperatura di fusione ; T_i = temperatura della fase liquida in caso di solidificazione del PCM o della fase solida in caso di fusione del PCM ; α = diffusività termica ; k = conduttività termica ; r = direzione della coordinata cilindrica ; λ = frazione liquida (numero adimensionale per la soluzione del problema di Neumann)

La costante λ_m è determinata da:

$$\frac{Q}{4\pi} * e^{-\lambda_m^2} + \frac{k_s * (T_m - T_i)}{E_i \left(\frac{-\lambda_m^2 * \alpha_l}{\alpha_s} \right)} e^{\frac{-\lambda_m^2 * \alpha_l}{\alpha_s}} = \lambda_m^2 * \alpha_l * \rho * L \quad (\text{A. 26})$$

nel caso di solidificazione del PCM

$$-\frac{Q}{4\pi} * e^{-\lambda_m^2} + \frac{k_l * (T_i - T_m)}{E_i \left(\frac{-\lambda_m^2 * \alpha_s}{\alpha_l} \right)} e^{\frac{-\lambda_m^2 * \alpha_s}{\alpha_l}} = \lambda_m^2 * \alpha_s * \rho * L \quad (\text{A. 27})$$

nel caso di fusione del PCM con L = calore latente.

Infine in [A.6] si definiscono i seguenti parametri adimensionali:

$$- Ste = \frac{c_p * l * \Delta T}{\lambda} \quad (A. 28)$$

con: c_p = calore specifico ; l = lunghezza ; ΔT = differenza di temperatura ; λ = calore latente di fusione

Ste rappresenta il rapporto tra la capacità termica della fase liquida ed il calore latente.

$$- \tau = \frac{k * t}{\rho * c_p * l^2} = Fo \quad (A. 29)$$

con: k = conduttività termica ; t = tempo

τ è la costante di tempo del flusso di calore

$$- Ra = \frac{g * \beta * \Delta T * l^3}{\alpha * \nu} \quad (A. 30)$$

con: g = accelerazione di gravità ; β = coefficiente d'espansione volumetrico ; α = diffusività termica del PCM ; ν = viscosità dinamica

Se Ra è piccolo il calore trasferito per convezione può essere trascurato poiché è prevalente la conduzione.

BIBLIOGRAFIA

B.1- ELENCO FIGURE:

Figura 1.1 = World Energy Outlook 2014

Figura 1.2 = World Energy Outlook 2014

Figura 1.3 = World Energy Outlook 2014

Figura 1.4 = World Energy Outlook 2014

Figura 1.5 = World Energy Outlook 2014

Figura 1.6 = World Energy Outlook 2014

Figura 1.7 = “Zero Energy Buildings”: A critical look at the definition”, P. Torcellini, S. Pless, M. Deru, 2006

Figura 2.1 = Tesi di Laurea Magistrale “Analisi energetica di un accumulo termico a terreno a ricarica solare” – Visintin Andrea – Anno accademico 2013-2014 - Padova

Figura 2.2 = Tesi di Laurea Magistrale “Analisi energetica di un accumulo termico a terreno a ricarica solare” – Visintin Andrea – Anno accademico 2013-2014 - Padova

Figura 2.3 = slide M. De Carli – PDC

Figura 2.4 = slide D. Del Col – PDC geotermiche

Figura 2.5 = slide M. De Carli – PDC

Figura 2.6 = slide D. Del Col – PDC geotermiche

Figura 2.7 = slide M. De Carli – PDC

Figura 2.8 = slide M. De Carli – PDC

Figura 2.9 = slide M. De Carli - PDC

Figura 2.10 = Tesi di Laurea Magistrale “Analisi energetica di un accumulo termico a terreno a ricarica solare”, Visintin Andrea, Anno accademico 2013-2014 - Padova

Analisi energetica ed economica di sistemi a pompa di calore geotermica per la climatizzazione di edifici

Figura 2.11 = slide D. Del Col – PDC geotermiche

Figura 2.12 = slide D. Del Col – PDC geotermiche

Figura 2.13 = Tesi di laurea magistrale “Effetto del congelamento del terreno sulle prestazioni delle pompe di calore geotermiche” - Mariagrazia Chinellato 2012-2013 – Padova

Figura 2.14 = Tesi di laurea magistrale “Effetto del congelamento del terreno sulle prestazioni delle pompe di calore geotermiche” - Mariagrazia Chinellato 2012-2013 – Padova

Figura 2.15 = Tesi di laurea magistrale “Effetto del congelamento del terreno sulle prestazioni delle pompe di calore geotermiche”, Mariagrazia Chinellato, 2012-2013, Padova

Figura 3.1 = <http://www.provincia.vicenza.it/ente/consiglio/area-riservata-consiglio/consiglio-provinciale-19-marzo-2015-ore-17-00/punto-n-5-odg-regolamneto-per-realizzazione-di-impianti-di-geoscambio>

Figura 4.1 = www.enel.it

Figura 4.2 = Documento per la consultazione 52/2014/R/EEL, “Sperimentazione tariffaria rivolta ai clienti domestici che utilizzano pompe di calore elettriche come unico sistema di riscaldamento della propria abitazione di residenza: modalità attuative”, articolo 8 della deliberazione 19 dicembre 2013, 607/2013/R/eel

Figura 5.1 = “A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground - coupled heat exchangers”, M. De Carli ; M. Tonon ; A. Zarella ; R. Zecchin, 2009

Figura 5.2 = “A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground - coupled heat exchangers”, M. De Carli ; M. Tonon ; A. Zarella ; R. Zecchin, 2009

Figura 5.3 = “A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground - coupled heat exchangers”, M. De Carli ; M. Tonon ; A. Zarella ; R. Zecchin, 2009

Figura 5.4a = “Heat transfer analysis of short helical borehole heat exchangers”, A. Zarella ; M. De Carli, 2012

Figura 5.4b = “Heat transfer analysis of short helical borehole heat exchangers”, A. Zarella ; M. De Carli, 2012

Figura 7.1 = “Comparative study of control strategies for hybrid GSHP system in the cooling dominated climate”, S. Wang ; X. Liu ; S. Gates, 2014

Figura 7.2 = “Comparative study of control strategies for hybrid GSHP system in the cooling dominated climate”, S. Wang ; X. Liu ; S. Gates, 2014

Figura 7.3 = “Comparative study of control strategies for hybrid GSHP system in the cooling dominated climate”, S. Wang ; X. Liu ; S. Gates, 2014

Figura 7.4 = “Comparative study of control strategies for hybrid GSHP system in the cooling dominated climate”, S. Wang ; X. Liu ; S. Gates, 2014

Figura 7.5 = “Comparative study of control strategies for hybrid GSHP system in the cooling dominated climate”, S. Wang ; X. Liu ; S. Gates, 2014

Figura 7.6 = “Numerical analysis of a novel ground heat exchanger coupled with phase change materials”, M. Bottarelli ; NiM. Bortoloni ; Y. Su ; C. Yousif ; A. A. Aydin ; A. Georgiev, 2014

Figura 7.7 = “Numerical analysis of a novel ground heat exchanger coupled with phase change materials”, M. Bottarelli ; NiM. Bortoloni ; Y. Su ; C. Yousif ; A. A. Aydin ; A. Georgiev, 2014

Figura A.1 = “Analysis of Phase Change Materials (PCMs) Used for Borehole Fill Materials”, H. Lei ; N. Zhu, 2009

Figura A.2 = “Analysis of Phase Change Materials (PCMs) Used for Borehole Fill Materials”, H. Lei ; N. Zhu, 2009

B.2- ELENCO TABELLE:

Tabella 1.1: slide M. De Carli – Energy in buildings E&B

Tabella 3.1: <http://www.provincia.vicenza.it/ente/consiglio/area-riservata-consiglio/consiglio-provinciale-19-marzo-2015-ore-17-00/punto-n-5-odg-regolamneto-per-realizzazione-di-impianti-di-geoscambio>

Tabella 4.1 = Documento per la consultazione 52/2014/R/EEL, “Sperimentazione tariffaria rivolta ai clienti domestici che utilizzano pompe di calore elettriche come unico sistema di riscaldamento della propria abitazione di residenza: modalità attuative”, articolo 8 della deliberazione 19 dicembre 2013, 607/2013/R/eel

Tabella 7.1 = “Heat Transfer Aspects of Using Phase Change Material in Thermal Energy Applications”, J. Ning ; W. Chiu, 2011

Tabella C.1 = www.google.it

B.3- ELENCO TESTI / ARTICOLI:

[1.1] = World Energy Outlook 2014

[1.2] = <http://aspoitalia.blogspot.it/2011/02/gli-scenari-dellagenzia-internazionale.html>

[1.3] = World Energy Investment Outlook

[1.4] = Fabbisogni e risorse d'energia e potenzialità delle rinnovabili, Alberto Cavallini, Università di Padova

[1.5] = Commissione delle Comunità Europee – Comunicazione della Commissione al Consiglio Europeo ed al Parlamento Europeo: Tabella di marcia per le energie rinnovabili – Le energie rinnovabili nel 21° secolo: costruire un futuro più sostenibile, Bruxelles 10.1.2007. COM(2006) 848 definitivo

[1.6] = D.Lgs. n. 28, Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili, 2011

[1.7] = Tesi di laurea magistrale “Effetto del congelamento del terreno sulle prestazioni delle pompe di calore geotermiche”, Mariagrazia Chinellato, 2012-2013, Padova

[1.8] = “Zero Energy Buildings”: A critical look at the definition”, P. Torcellini, S. Pless, M. Deru, 2006

[1.9] = “How low should be the energy required by a nearly zero-Energy building? The load/generation energy balance of Mediterranean housing”, Marta J.N., Oliveira Panà, Miguel P. Rebelo, Susana M.L. Camelo, 2012

[1.10] = “Fulfillment of net-zero energy building (NZEB) with four metrics in a single family house with different heating alternatives”, A. Mohamed, A. Hasan, K. Sirèn, 2013

[1.11] = “Extra cost analyses of two apartment buildings for achieving nearly zero and low energy buildings”, E. Pikas, M. Thalfeldt, J. Kurnitski, R. Lias, 2015

[1.12] = “Zero Energy Building – A review of definitions and calculation methodologies”, A.J. Marszal, P. Heiselberg, J.S. Bourrelle, E. Musall, K. Voss, I. Sartori, A. Napolitano, 2010

[1.13] = “Zero energy balance and zero on-site CO₂ emission housing development in the Mediterranean climate”, A. Ferrante, M.T. Cascella, 2011

[1.14] = “Cost optimal and nearly zero (nZEB) energy performance calculations for residential buildings with REHVA definition for nZEB national implementation”, J. Kurnitski, A. Saari, T. Kalamees, M. Vuolle, J. Niemela, T. Tark, 2011

[1.15] = “Net zero Energy Buildings: Expensive or Investment?”, R.S. Adhikari, N. Aste, C. Del Pero, M. Manfren, 2012

[1.16] = “Relazione della commissione al Parlamento Europeo ed al consiglio: progressi realizzati dagli Stati membri in materia di edifici a energia quasi zero”, Bruxelles, 2013

[2.1] = Tesi di laurea magistrale “Analisi di un edificio climatizzato con un impianto GeoTABS”, Magro Elisa 2013-2014, Padova

[2.2] = AICARR JOURNAL N.15, “pompe di calore, Terra o aria?”, 2012

[2.3] = Tesi di laurea magistrale “Effetto del congelamento del terreno sulle prestazioni delle pompe di calore geotermiche”, Mariagrazia Chinellato 2012-2013, Padova

[3.1] = <http://www.provincia.vicenza.it/ente/consiglio/area-riservata-consiglio/consiglio-provinciale-19-marzo-2015-ore-17-00/punto-n-5-odg-regolamneto-per-realizzazione-di-impianti-di-geoscambio>

[3.2] = Regolamento provinciale di Verona per la realizzazione di sistemi di scambio termico con il sottosuolo che non prevedano movimentazione di acqua di falda

[3.3] = Regolamento per la realizzazione di impianti con collettori orizzontali e sonde geotermiche a circuito chiuso (S.G.C.C.)

[3.4] = Regolamento provinciale di Rovigo per la realizzazione di sistemi di scambio termico con il sottosuolo che non prevedano movimentazione di acqua di falda

[3.5] = Regolamento provinciale di Treviso per la realizzazione di sistemi di scambio termico con il sottosuolo che non prevedano movimentazione di acqua di falda

[3.6] = Regolamento provinciale di Venezia per la realizzazione di sistemi di scambio termico con il sottosuolo che non prevedano movimentazione di acqua di falda

[3.7] = Regolamento provinciale di Belluno per la realizzazione di sistemi di scambio termico con il sottosuolo che non prevedano movimentazione di acqua di falda

[4.1] = www.enel.it

[4.2] = Documento per la consultazione 52/2014/R/EEL, “Sperimentazione tariffaria rivolta ai clienti domestici che utilizzano pompe di calore elettriche come unico sistema di riscaldamento della propria abitazione di residenza: modalità attuative”, articolo 8 della deliberazione 19 dicembre 2013, 607/2013/R/eel

[5.1] = “A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground - coupled heat exchangers”, M. De Carli ; M. Tonon ; A. Zarrella ; R. Zecchin, 2009

[5.2] = “Short time step analysis of vertical ground coupled heat exchangers: the approach of CaRM”, A. Zarrella ; M. Scarpa ; M. De Carli

[5.3] = “Design of borehole heat exchangers for ground-source heat pumps: a literature review, methodology comparison and analysis on the penalty temperature”, A. Capozza ; M. De Carli ; A. Zarrella, 2012

[5.4] = “Investigation on the influence of aquifers on the ground temperature in ground-source heat pump operation”, A. Capozza ; M. De Carli ; A. Zarrella, 2013

[6.1] = “Cost optimal analysis of heat pump technology adoption in residential reference buildings”, N. Aste ; R.S. Adhikari ; M. Manfren, 2013

[6.2] = “Comparative study of control strategies for hybrid GSHP system in the cooling dominated climate”, S. Wang ; X. Liu ; S. Gates, 2014

[7.1] = https://it.wikipedia.org/wiki/Materiali_a_cambiamento_di_fase_per_l'edilizia

[7.2] = “Analytical and Experimental Study of Phase Change Materials Used As Backfill Material for Borehole Heat Exchangers”, LeiHaiYan 2011

[7.3] = “Modelling a radiant floor system with Phase Change Material (PCM) integrated into a building simulation tool: Analysis of a case study of a floor heating system coupled to a heat pump”, J. Mazo ; M. Delgado; J. M. Marin ; B. Zalba, 2011

[7.4] = “Numerical analysis of a novel ground heat exchanger coupled with phase change materials”, M. Bottarelli ; M. Bortoloni ; Y. Su ; C. Yousif ; A. A. Aydin ; A. Georgiev, 2014

[7.5] = “Heat Transfer Analysis of Centric Borehole Heat Exchanger with Different Backfill Materials”, H. Y. Lei ; C. S. Dai, 2005

[7.6] = “Optimisation of Phase Change Material thermal energy storage with a ground source heat pump”, P. McKenna ; P. F. Donad

[C.1] = <http://www.qualenergia.it/articoli/20150422-pompe-di-calore-quando-convengono-e-quanto-fanno-risparmiare>

[C.2] = www.google.it

[C.3] = “Installazione di sistemi centralizzati per la climatizzazione invernale ed estiva di edifici ad uso civile”

[A.1] = “Analysis of Phase Change Materials (PCMs) Used for Borehole Fill Materials”, H. Lei ; N. Zhu, 2009

[A.2] = “Numerical analysis of a novel ground heat exchanger coupled with phase change materials”, M. Bottarelli ; M. Bortoloni ; Y. Su ; C. Yousif ; A. A. Aydin ; A. Georgiev, 2014

[A.3] = “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications”, A. Sharma, V.V. Tyagi, C.R. Chen, D. Buddhi, 2007

[A.4] = “Numerical study on ground source heat pump integrated with phase change material cooling storage system in office building”, N. Zhu, P. Hu, Y. Lei, Z. Jiang, F. Lei, 2015

[A.5] = “Heat transfer Analysis of Centric Borehole Heat Exchanger with different backfill materials”, H.Y. Lei, C.S. Dai, 2015

[A.6] = “A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storage system (LHTESS)”, F. Agyenim, N. Hewitt, P. Eames, M. Smyth, 2009