

POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi e simulazione dinamica di uno scenario per l'efficientamento energetico della rete di distribuzione del calore di un grande aeroporto



Relatore
Prof. Ing. Marco Carlo Masoero

Relatore esterno
Ing. Matteo Caldera

Candidato
Federica Azzarri

Anno Accademico 2017/2018



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile

Tesi ENEA nr. 2343, titolo originale “Analisi di scenari per l’efficientamento della rete di distribuzione del calore in un aeroporto”.

Ringraziamenti

A conclusione del lavoro svolto, desidero innanzitutto ringraziare il Professor Marco Carlo Masoero per la sua continua disponibilità e per avermi messa in contatto con il centro di ricerca ENEA di Saluggia (VC).

Un ringraziamento particolare è rivolto all'Ing. Matteo Caldera, ricercatore ENEA che mi ha seguita durante il mio tirocinio e per tutto il lavoro di stesura della tesi, per essere stato sempre disponibile, per la fiducia dimostratami e per avermi consentito di lavorare in una realtà professionale di elevato livello. Ringrazio inoltre tutti i dipendenti del centro ENEA per la loro gentile accoglienza.

Infine, ringrazio l'Ing. Ruggero Poli e il Sig. Giuseppe Pilla, della società Aeroporti di Roma S.p.A., per avermi fornito con cortese pazienza e continuità tutti gli elementi e i dati necessari per lo svolgimento della presente tesi.

Abstract

The purposes of this thesis are to model the district heating network of Roma – Fiumicino airport and to study one energy efficiency scenario, evaluating the energy savings.

The work was carried out at the “Agenzia Nazionale per le nuove tecnologie, l’energia e lo sviluppo economico sostenibile (ENEA)”, in the Saluggia research centre (VC).

The Fiumicino airport is the largest in Italy by number of passengers. Its district heating network has a total length of about 30 km and it is made up of two delivery and two return rings, having different diameters, and 19 measuring chambers, from which branches to the airport user substations depart. The supplied heat is used for heating and production of sanitary hot water, but also for cooling thanks to three double-effect absorption chillers (total installed cooling capacity of 8 MW) located in two of the substations. In the thermal power plant there are three combined heat and power plants (CHP), four storage tanks of 250 m³ each, and three integration boilers. CHP and boilers are fuelled with natural gas. Each cogeneration unit has a rated thermal output of 8,8 MW and a rated electrical output of 8,5 MW; the total thermal power of the integration boilers reaches about 29 MW.

During the activity, the monitoring data provided by the plant operator (Aeroporti di Roma SpA) were firstly analysed using Matlab and Excel software. Then, the network was modelled using TRNSYS, a dynamic simulation software that allows to simulate the energy systems operation from the thermal point of view. Once the model was validated, by comparing the results obtained from the simulation with the monitoring data, it was possible to use it to study the efficiency scenario.

In the efficiency scenario, the two rings of the network, currently managed as a single ring and with a delivery temperature of 120-130 °C, are hydraulically separated to obtain two different temperature levels. The lower delivery temperature (about 85-90 °C) ring is connected to two new single-effect absorption refrigerators, replacing two chillers. The other ring, with a delivery temperature of about 120-130 °C, is connected to the other users (double-effect absorption refrigerators, heat exchangers for heating and production of sanitary hot water). The electrical production of the CHP is left unchanged with respect to the current situation, using the same electric load values.

At the end of the work, energy savings in the efficient scenario are obtained due to the lower delivery temperature of a part of the district heating network. In fact, a lower temperature of the fluid circulating in the network causes lower distribution energy losses to the

environment. Furthermore, the lower supply temperature allows the recovery of an additional part of the heat available from the cogeneration units, which is used to supply the two new single-effect absorption refrigerators. Moreover, the airport's electricity needs are saved due to the use of the two new absorption chillers to meet a part of the cooling requirements.

Sommario

Il presente elaborato si pone come obiettivi la modellazione della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Roma - Fiumicino e lo studio di uno scenario di efficientamento per valutare i risparmi energetici ottenibili.

Il lavoro è stato svolto presso l'Agenzia Nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile (ENEA), nel centro di ricerca di Saluggia (VC).

L'aeroporto di Fiumicino è il più grande in Italia per numero di passeggeri. La sua rete di teleriscaldamento ha una lunghezza totale di circa 30 km ed è composta da due anelli di mandata e due di ritorno, aventi diametri diversi, e da 19 camere di misurazione, da cui partono le diramazioni verso le sottostazioni di utenza dell'aeroporto. Il calore distribuito viene utilizzato per fini di riscaldamento e di produzione di acqua calda sanitaria, ma anche per fini di raffrescamento degli ambienti grazie alla presenza di tre macchine frigorifere ad assorbimento a doppio effetto (potenza frigo totale installata pari a 8 MW) localizzate presso due delle utenze.

Nella centrale termica sono installate tre unità di cogenerazione con motore a combustione interna, quattro serbatoi di accumulo da 250 m³ ciascuno e tre caldaie di integrazione. Il combustibile utilizzato è il gas naturale. Ogni unità di cogenerazione possiede una potenza termica nominale di 8,8 MW e una potenza elettrica nominale di 8,5 MW; la potenza termica totale delle caldaie è pari a circa 29 MW.

Per conseguire gli obiettivi prefissati, sono stati in primo luogo analizzati i dati di monitoraggio delle grandezze energetiche forniti dal gestore dell'impianto (Aeroporti di Roma SpA), utilizzando i software Matlab e Excel. Dopodiché è stato possibile implementare un codice di calcolo della rete mediante TRNSYS, un software di simulazione dinamica che consente di riprodurre il funzionamento di sistemi energetici dal punto di vista termico. Una volta validato il modello, tramite il confronto dei risultati ottenuti dalla simulazione con i dati di monitoraggio, è stato possibile utilizzarlo per studiare lo scenario di efficientamento.

Nello scenario di efficientamento i due anelli della rete, attualmente gestiti come un unico anello e con temperatura di mandata pari a 120-130 °C, sono separati idraulicamente in modo da ottenere due diversi livelli di temperatura. L'anello dove circola la portata di acqua con temperatura di mandata più bassa, di circa 85-90 °C, è collegato a due nuove macchine frigorifere ad assorbimento a singolo effetto, in sostituzione di due chiller. L'altro anello, con temperatura di mandata di circa 120-130 °C, è collegato a tutte le altre utenze (macchine frigo ad assorbimento a doppio effetto, scambiatori per il riscaldamento e produzione di acqua calda

sanitaria) presenti nella situazione attuale. La gestione dei cogeneratori è mantenuta invariata rispetto alla situazione attuale, utilizzando gli stessi valori di carico elettrico.

A conclusione del lavoro, nello scenario di efficientamento si ottiene un risparmio energetico dovuto all'abbassamento di temperatura di mandata di una parte della rete. Infatti, una minore temperatura del fluido termovettore circolante determina minori perdite di energia termica per dispersione in rete. Inoltre, l'abbassamento di temperatura permette il recupero di una parte aggiuntiva del calore disponibile dalle unità di cogenerazione. Questo calore aggiuntivo è impiegato per far funzionare le due nuove macchine frigo a singolo effetto. Inoltre, si determina un risparmio nel fabbisogno di energia elettrica dell'aeroporto dovuto all'impiego dei due nuovi assorbitori per soddisfare una parte delle esigenze di raffrescamento.

Indice generale

Ringraziamenti.....	I
Abstract.....	II
Sommario.....	IV
Elenco delle figure.....	VII
Elenco delle tabelle.....	XI
Elenco dei simboli.....	XIII
1. Introduzione.....	1
1.1 Il teleriscaldamento: stato dell'arte.....	3
1.2 Il teleriscaldamento in Europa.....	6
1.2.1 La situazione italiana.....	7
2. Principali componenti di un sistema di TLR.....	10
2.1 Centrale termica.....	11
2.1.1 Cogenerazione.....	12
2.2 Rete di distribuzione.....	17
2.3 Sottostazioni.....	20
2.4 Sistema di pompaggio.....	21
2.5 Sistema di accumulo termico.....	22
3. Caso studio: Aeroporto di Fiumicino.....	24
3.1 Descrizione dell'impianto.....	25
3.1.1 Centrale termica.....	25
3.1.2 Rete di teleriscaldamento.....	28
3.1.3 Sottostazioni di zona.....	31
4. Metodologia.....	33
5. Analisi dei dati di monitoraggio.....	35
5.2 Analisi dei dati di monitoraggio delle camere di misurazione.....	43
6. Modello per la simulazione del caso base.....	48
6.1 Modello della centrale termica.....	48
6.2 Modello della rete di teleriscaldamento.....	59
6.3 Modello complessivo di centrale termica e rete di TLR.....	78
6.4 Risultati della simulazione del caso base.....	82
7. Modello dello scenario di efficientamento.....	87
7.1 Modello della centrale termica.....	90
7.2 Modello della rete di teleriscaldamento.....	93
7.3 Risultati della simulazione dello scenario di efficientamento.....	99
8. Conclusioni.....	115
ALLEGATO A.....	117
Bibliografia.....	125

Elenco delle figure

Figura 1 - Differenza di temperatura media della Terra rispetto alla temperatura media sul periodo 1850-1900 [1].....	1
Figura 2 – Le 4 generazioni tecnologiche del teleriscaldamento a confronto [9]	4
Figura 3 - Percentuale di popolazione servita dal teleriscaldamento suddivisa per paese, anno 2013 [11]	6
Figura 4 – Suddivisione delle fonti energetiche usate per alimentare le reti di TLR europee, anno 2012 [11]	7
Figura 5 - Distribuzione territoriale degli impianti di teleriscaldamento, anno 2016 [13]	8
Figura 6 - Rapporto tra volumetria teleriscaldata e popolazione residente, anno 2016 [13]	8
Figura 7- Andamento negli anni della volumetria riscaldata [13]	9
Figura 8 - Esempio di rete di teleriscaldamento [8]	10
Figura 9- Confronto tra un sistema cogenerativo e un sistema tradizionale di produzione separata [18]	13
Figura 10 – Diagramma di Sankey di un sistema trigenerativo [18]	14
Figura 11 - Tipico scambiatore a piastre di sottostazione [17]	17
Figura 12 – Le tre diverse tipologie di rete di teleriscaldamento [16]	18
Figura 13 – Sezione di una tubazione di una rete di TLR [14]	19
Figura 14- Esempi di posa di tubazioni per reti di teleriscaldamento [16]	19
Figura 15 - Sottostazione [17].....	20
Figura 16– Determinazione della velocità ottimale per una rete di teleriscaldamento [8]	22
Figura 17 – Vista satellitare dell’aeroporto di Fiumicino [Fonte: Google].....	24
Figura 18- Schema semplificato della centrale termica dell’aeroporto di Fiumicino [28]	25
Figura 19 – Scheda tecnica dei motori endotermici installati nell’aeroporto [28].....	26
Figura 20 - Schema di impianto dei cogeneratori installati nell’aeroporto di Fiumicino [28].	27
Figura 21 – Schema dell’estensione della rete di teleriscaldamento dell’aeroporto di Fiumicino [21].....	29
Figura 22 – Schema dei collettori in centrale termica dell’aeroporto di Fiumicino [28].....	30
Figura 23- Schema di funzionamento di una macchina frigorifera ad assorbimento a doppio stadio [29].....	32
Figura 24 – Schema semplificato del componente “Type” nel software TRNSYS [24]	33
Figura 25 – Andamenti della potenza elettrica in gioco nell’aeroporto di Fiumicino	36
Figura 26 – Andamenti delle potenze elettriche e termiche nella centrale termica dell’aeroporto di Fiumicino.....	37
Figura 27 – Andamento della disponibilità termica negli accumuli correlato con produzione e fabbisogno	38

Figura 28 - Confronto dell'andamento della portata con il carico termico della rete di TLR .	38
Figura 29 - Confronto dell'andamento della portata con il carico termico dei cogeneratori ...	39
Figura 30 – Andamenti delle temperature di mandata e ritorno e loro differenza, per CHP e rete di TLR	39
Figura 31 - Carpet plot del carico termico totale della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Fiumicino	41
Figura 32 - Andamento della temperatura esterna nel periodo in analisi.....	42
Figura 33 - Andamento potenza termica richiesta dall'assorbitore al T1 (comprese perdite sulle diramazioni), marzo 2018	42
Figura 34 - Andamento potenza termica richiesta dall'assorbitore al T3, periodo novembre 2017-luglio 2018	43
Figura 35 - Box plot del carico termico richiesto dal secondo gruppo di utenze collegato alla camera 9	45
Figura 36 - Potenza termica richiesta dal secondo gruppo di utenze collegato a camera 9 nel mese di febbraio 2018	46
Figura 37 - Portata richiesta dal secondo gruppo di utenze collegato a camera 9 nel mese di febbraio 2018.....	47
Figura 38 - Temperatura di mandata e di ritorno del secondo gruppo di utenze collegato a camera 9, febbraio 2018	47
Figura 39 - Superficie di interpolazione dei dati di monitoraggio di rendimento elettrico del CHP1 in funzione di Text e PLR	51
Figura 40 - Modello del cogeneratore	52
Figura 41 - Modello della centrale termica	54
Figura 42 – Modello della caldaia equivalente	56
Figura 43 – Errore % sulla potenza termica dissipata dai cogeneratori, prima simulazione ...	57
Figura 44– Errore % sulla potenza termica dissipata dai cogeneratori, simulazione definitiva	57
Figura 45 – Confronto, tra simulazione e monitoraggio, dell'andamento di potenza termica utile dei cogeneratori.....	58
Figura 46- Errore % sulla potenza del combustibile, simulazione definitiva	58
Figura 47 – Schema della rete semplificata	61
Figura 48 – Andamento della potenza termica distribuita dai diversi rami degli anelli principali della rete di TLR	62
Figura 49 – Esempio di modello di un'utenza	62
Figura 50 – Modello della rete di teleriscaldamento.....	66
Figura 51 – Tuning delle perdite termiche negli anelli della rete di TLR.....	67
Figura 52 – Confronto, tra simulazione e monitoraggio, delle perdite termiche negli anelli ..	68
Figura 53 – Modello dell'utenza 7 e delle sue diramazioni	69

Figura 54 – Tuning delle perdite termiche nelle diramazioni verso l’utenza 7 della rete di TLR	70
Figura 55- Confronto, tra simulazione e monitoraggio, delle perdite termiche nelle diramazioni verso l’utenza 7	71
Figura 56 – Modello dell’utenza agglomerata B.....	71
Figura 57 - Confronto, tra simulazione e monitoraggio, delle perdite termiche nelle diramazioni dell’utenza agglomerata B.....	73
Figura 58 – Andamenti di carico termico richiesto dalle utenze a valle della camera 14 (utenza B).....	74
Figura 59 - Modello dell’utenza agglomerata A.....	74
Figura 60 - Andamenti di carico termico richiesto dalle utenze a valle della camera 9 (utenza A).....	76
Figura 61 – Boxplot dell’errore percentuale della potenza termica in ingresso nella rete simulata rispetto al monitoraggio	77
Figura 62 – Modello complessivo dell’impianto termico a servizio dell’aeroporto di Fiumicino	78
Figura 63 – Boxplot dell’errore percentuale della potenza termica totale prodotta dai cogeneratori simulata rispetto al monitoraggio	79
Figura 64 – Confronto tra simulazione e monitoraggio dell’andamento della potenza termica totale prodotta in CT	80
Figura 65– Boxplot dell’errore percentuale della portata circolante nei cogeneratori simulata rispetto al monitoraggio	80
Figura 66– Boxplot dell’errore percentuale della temperatura dell’acqua di ritorno in ingresso nei cogeneratori simulata rispetto al monitoraggio	81
Figura 67 – Boxplot dell’errore percentuale della temperatura di mandata verso la rete di TLR simulata rispetto al monitoraggio	81
Figura 68– Boxplot dell’errore percentuale della temperatura di ritorno dalla rete di TLR simulata rispetto al monitoraggio	82
Figura 69 – Andamenti delle dispersioni termiche in CT suddivise in base al livello termico	83
Figura 70 - Massima potenza termica recuperabile dai cogeneratori suddivisa in base al livello termico.....	84
Figura 71 – Andamento simulato delle perdite termiche nella rete di TLR e confronto tra simulazione e monitoraggio della potenza termica immessa in rete	85
Figura 72 – Modello complessivo dell’impianto termico dell’aeroporto di Fiumicino, scenario efficientato.....	89
Figura 73 – Modello della centrale termica, scenario efficientato	91
Figura 74 – Modello del cogeneratore, scenario efficientato	92
Figura 75 – Modello dell’anello DN 200, scenario efficientato	96

<i>Figura 76 – Firma energetica dell'assorbitore a servizio del terminal T3, potenza frigorifera correlata alla temperatura esterna</i>	<i>97</i>
<i>Figura 77 – Andamento della potenza frigorifera teorica di ognuno dei due nuovi assorbitori a singolo stadio nello scenario di efficientamento</i>	<i>98</i>
<i>Figura 78 - Andamento della potenza termica teorica richiesta da ognuno dei due nuovi assorbitori a singolo stadio nello scenario di efficientamento</i>	<i>98</i>
<i>Figura 79 – Confronto della potenza termica utile recuperata dai cogeneratori</i>	<i>99</i>
<i>Figura 80 – Potenza termica utile cogenerata</i>	<i>100</i>
<i>Figura 81 – Rendimenti del cogeneratore 1, caso base</i>	<i>102</i>
<i>Figura 82 – Rendimenti del cogeneratore 1, scenario efficientato.....</i>	<i>102</i>
<i>Figura 83 - Confronto tra caso base e scenario efficientato del rendimento termico del cogeneratore 1</i>	<i>103</i>
<i>Figura 84 - Potenza termica dissipata dai cogeneratori.....</i>	<i>104</i>
<i>Figura 85 – Potenza termica fornita dalle caldaie</i>	<i>106</i>
<i>Figura 86 – Temperature nell'accumulo a servizio dell'anello DN 350 e portata di spillamento, scenario efficientato.....</i>	<i>107</i>
<i>Figura 87 - Temperature nell'accumulo a servizio dell'anello DN 200, scenario efficientato</i>	<i>107</i>
<i>Figura 88 – Confronto tra la potenza termica totale dissipata in rete</i>	<i>108</i>
<i>Figura 89 – Carico termico di ciascuna delle due nuove macchine frigo ad assorbimento a uno stadio</i>	<i>111</i>
<i>Figura 90 – Fabbisogno di energia elettrica giornaliera dell'aeroporto</i>	<i>112</i>
<i>Figura 91 – Andamento del risparmio di energia elettrica calcolato in percentuale del fabbisogno elettrico dell'aeroporto</i>	<i>112</i>

Elenco delle tabelle

Tabella 1 - Vincoli su EUF per rientrare nella classificazione CAR [19].....	16
Tabella 2 – Vincoli sul PES per rientrare nella classificazione CAR [19]	16
Tabella 3 – Nomenclatura dei rami degli anelli della rete di teleriscaldamento di Fiumicino	30
Tabella 4– Energia termica mensile consumata da ogni sottostazione della rete di TLR.....	44
Tabella 5 – File di mappatura del cogeneratore 1	49
Tabella 6 – Descrizione dei dati di Tabella 5	49
Tabella 7 – Consumo energetico totale di ogni sottostazione nel periodo in analisi	60
Tabella 8 – Accorpamenti rete semplificata.....	61
Tabella 9 – Parametri inseriti nella type 31 per simulare il periodo 30 novembre 2017 - 21 maggio 2018 [4]	63
Tabella 10 - Parametri inseriti nella type 31 per simulare il periodo 22 maggio – 28 luglio 2018 [4].....	64
Tabella 11 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per gli anelli	68
Tabella 12 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per le diramazioni verso l’utenza 7.....	70
Tabella 13 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per le diramazioni verso l’utenza 3.....	72
Tabella 14 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per le diramazioni verso l’utenza 4.....	72
Tabella 15 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive del tratto 8.....	75
Tabella 16 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive del tratto 9.....	75
Tabella 17 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive dei tratti 11, 12, 13.....	75
Tabella 18 – Dissipazioni unitarie sui tratti di rete di TLR.....	77
Tabella 19 – Dissipazione termica della rete di TLR.....	85
Tabella 20 - Parametri inseriti nelle type 31 delle tubazioni per l’anello DN 350	94
Tabella 21 – Parametri inseriti nelle type 31 delle tubazioni per l’anello DN 200.....	95
Tabella 22 - Confronto energia termica utile dei cogeneratori	100
Tabella 23 - Confronto dell’energia termica utile cogenerata espressa in percentuale della disponibilità termica dei CHP	101
Tabella 24 – Confronto energia termica totale dissipata dai cogeneratori.....	104
Tabella 25 – Confronto energia termica dissipata dai CHP espressa in percentuale della disponibilità termica dei CHP	105
Tabella 26 – Confronto della dissipazione termica totale nella rete di TLR.....	109
Tabella 27 - Confronto della dissipazione termica in rete espressa in percentuale della quantità immessa.....	110

Tabella 28 – Confronto della dissipazione termica come somma di centrale e rete di TLR .	113
Tabella 29 – Confronto della dissipazione termica, come somma di centrale e rete di TLR, espressa in percentuale della disponibilità termica dei CHP	113

Elenco dei simboli

GHG	Greenhouse gas – gas a effetto serra
SEN	Strategia Energetica Nazionale
RSU	Rifiuti Solidi Urbani
CHP	Combined Heat and Power - cogenerazione
SHP	Separated Heat and Power – produzione separata di energia termica e elettrica
MCI	Motore a Combustione Interna
TLR	Teleriscaldamento
CAR	Cogenerazione ad Alto Rendimento
EUF	Energy Utilization Factor – rendimento globale
PES	Primary Energy Saving – risparmio di energia primaria
HT	High Temperature – alta temperatura
LT	Low Temperature – bassa temperatura
Recovery Boiler	Scambiatore a recupero per il calore dei gas di scarico del MCI
JW	Jacket Water Cooler – circuito di raffreddamento del motore
CAC HT	Charge Air Cooler HT – primo stadio di intercooler dell'aria compressa
HT Recovery	Scambiatore a recupero per il calore dal circuito dell'acqua ad alta temperatura
HT DISS	Dissipatore (in aria) di calore dal circuito dell'acqua ad alta temperatura
LOC DISS	Lubrication Oil Cooler – circuito di raffreddamento dell'olio lubrificante del MCI
CAC LT	Charge Air Cooler LT – secondo stadio di intercooler dell'aria compressa
LT DISS	Dissipatore (in aria) di calore dal circuito dell'acqua a bassa temperatura
CT	Centrale Termica
PLR	Part Load Ratio – parzializzazione di carico elettrico
AGCM	Autorità garante della concorrenza e del mercato

1. Introduzione

La produzione e l'utilizzazione dell'energia hanno fornito un contributo determinante allo sviluppo della società. A partire dalla rivoluzione industriale, i combustibili fossili (il carbone prima, il petrolio e il gas naturale dopo) hanno rappresentato la prima fonte di energia utilizzata in passato e continuano tuttora a essere consumati in misura rilevante. Oggi, però, presentano connotazioni negative in quanto destinati ad esaurirsi ed essendo fonte di inquinamento ambientale (anidride carbonica ed altre sostanze inquinanti). In particolare, le emissioni di anidride carbonica e di altri "greenhouse gas" (GHG) stanno causando un preoccupante aumento della temperatura media della Terra, come mostrato nella sottostante Figura 1 che evidenzia l'andamento nel tempo della differenza tra la temperatura media annuale e la media nel periodo 1850-1900, nel quale si è mantenuta pressoché costante. Si può osservare che dal 1980 in poi si è registrato un incremento di $0,18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ogni 10 anni, fino ad arrivare a registrare, al giorno d'oggi, un aumento di circa $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ sulla temperatura media del periodo 1850-1900. La linea tratteggiata rappresenta una previsione ed è stata ottenuta continuando questo andamento invariato. Risulta pertanto evidente che gli effetti del cambiamento climatico diverranno sempre più gravi, se non saranno presi significativi provvedimenti per ridurre le emissioni di GHG.

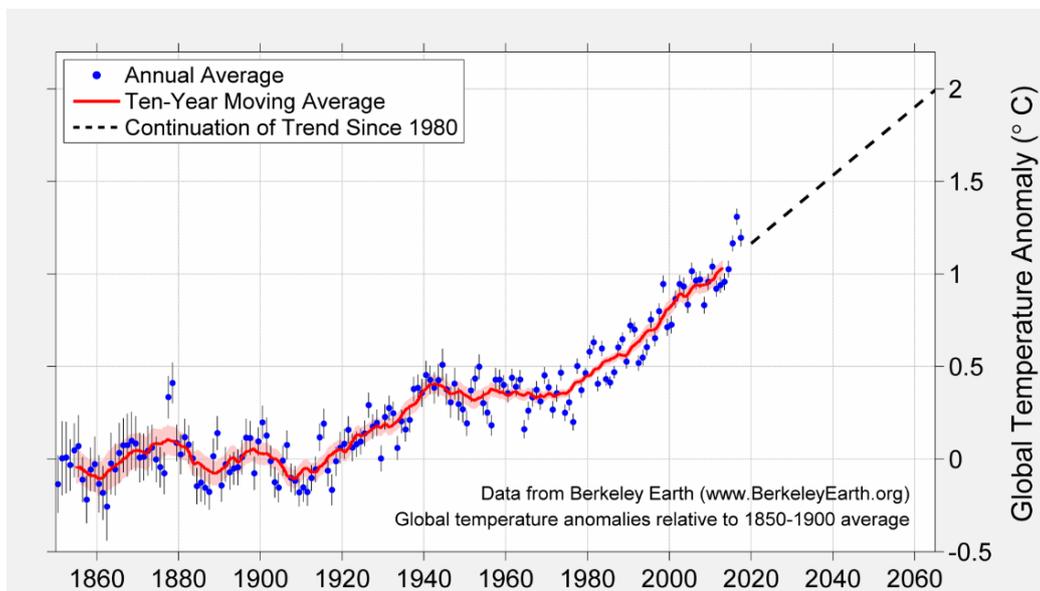


Figura 1 - Differenza di temperatura media della Terra rispetto alla temperatura media sul periodo 1850-1900 [1]

Circa questo argomento è utile citare la seguente parte del documento “Strategia Energetica Nazionale (SEN) 2017”.

“Già negli anni '90 è apparsa evidente la necessità di definire un nuovo modello di crescita economica e industriale sostenibile dal punto di vista ambientale e climatico; in questo contesto va inserito il Protocollo di Kyoto che ha definito obiettivi di riduzione delle emissioni, gettando le basi per quella politica di de-carbonizzazione di cui l'Europa si farà portavoce negli anni a venire. L'Accordo di Parigi del dicembre 2015, adottato da 197 Paesi ed entrato in vigore il 4 Novembre 2016, definisce un piano d'azione globale e giuridicamente vincolante per limitare il riscaldamento terrestre ben al di sotto dei 2 °C, e per proseguire l'azione volta a limitare l'aumento di temperatura a 1,5 °C rispetto ai livelli pre-industriali, segnando un passo fondamentale verso la de-carbonizzazione. Contemporaneamente la comunità internazionale ha stilato in seno alle Nazioni Unite l'Agenda 2030 per lo sviluppo sostenibile, che prefigura un nuovo sistema di governance mondiale per influenzare le politiche di sviluppo attraverso 17 obiettivi e 169 target, tra i quali la lotta ai cambiamenti climatici e l'accesso all'energia pulita. [...] L'efficienza energetica avrà sempre più un ruolo chiave: nel periodo 2005–2015 il consumo di energia finale è sceso del 15,1 % e l'intensità energetica è migliorata in media dell'1,4 % contribuendo positivamente alla riduzione della crescita di emissioni di CO₂.”

Nell'attuale scenario, l'uso intelligente ed efficiente dell'energia assume quindi un ruolo di sempre maggiore rilevanza come mezzo per ridurre l'impatto ambientale dei sistemi energetici. La realizzazione di reti efficienti per la distribuzione di energia termica, in particolar modo se alimentate da cogenerazione ad alto rendimento o mediante calore di scarto industriale, è uno tra i molti tipi di intervento che si possono effettuare per raggiungere questo obiettivo. Anche l'Europa, attraverso la direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica, e l'Italia, con la SEN 2017, riconoscono nel teleriscaldamento/teleraffrescamento efficiente un'opportunità per la riduzione degli inquinanti e il raggiungimento degli obiettivi fissati per il 2020.

In questa ottica, la tesi si pone come obiettivi l'analisi e la modellazione della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Fiumicino, finalizzati allo studio di uno scenario di efficientamento per valutare i risparmi energetici che ne conseguono.

La presente tesi è stata svolta presso il Centro Ricerche di Saluggia dell'Agenzia Nazionale per le Nuove tecnologie, l'Energia e lo Sviluppo economico sostenibile (ENEA).

1.1 Il teleriscaldamento: stato dell'arte

Nel D.lgs. 102 del 4 luglio 2014, una rete di teleriscaldamento è definita come un “sistema di trasporto dell'energia termica, realizzato prevalentemente su suolo pubblico”. È una tecnologia che permette la distribuzione di calore a distanza tramite una rete di tubazioni isolate e interrate che trasporta il fluido termovettore (acqua calda, acqua surriscaldata o vapore) dalla centrale di produzione fino ai singoli utilizzatori. Il calore, una volta giunto agli edifici (residenziali, commerciali o industriali), può essere utilizzato per la produzione di acqua calda sanitaria, per il riscaldamento e, se accoppiato a macchine frigo ad assorbimento, anche per il raffrescamento degli ambienti (in questo caso si parla di “teleraffrescamento”). Perciò il teleriscaldamento rappresenta un'alternativa alla produzione del calore mediante caldaie tradizionali decentralizzate che passa da distribuita a centralizzata. Inoltre, ha il pregio di trasportare calore proveniente da svariate tipologie di produzione, quali la cogenerazione a gas naturale, centrali alimentate da combustibili fossili, lo scarto termico di processi industriali, la termovalorizzazione di rifiuti solidi urbani e l'energia termica ottenuta mediante l'impiego di fonti rinnovabili (biomassa, geotermico e solare).

Perciò, il teleriscaldamento diventa un'opportunità per l'aumento dell'efficienza dei sistemi energetici (grazie a un uso più razionale dell'energia primaria), per la delocalizzazione dell'inquinamento in zone con minore densità abitativa e per un più efficace abbattimento delle emissioni inquinanti complessive, grazie ai maggiori controlli sui gas di scarico di un'unica centrale rispetto agli scarsi controlli effettuati sulle singole caldaie.

Per contro, la costruzione del sistema di distribuzione di una rete di teleriscaldamento comporta l'utilizzo di un elevato investimento iniziale, spesso pari a più del 50 % del totale investito per l'intero sistema [7]. Perciò l'utilizzo del teleriscaldamento risulta economicamente conveniente quando sono elevati sia la densità di carico termico, cioè il rapporto tra la quantità di calore fornita e la superficie riscaldata, sia il fattore di utilizzazione annuale, cioè le ore di funzionamento annuale dell'impianto. Esempi di applicabilità sono i complessi industriali, aree urbane densamente abitate, aeroporti, campus universitari e complessi adibiti ad uffici.

Negli anni, il teleriscaldamento si è sviluppato ed è oggi possibile distinguere le tecnologie utilizzate in quattro generazioni. Le prime tre si sono sviluppate dal 1880 a oggi; la quarta generazione è in divenire. La seguente Figura 2 schematizza le principali peculiarità di ognuna delle 4 generazioni.

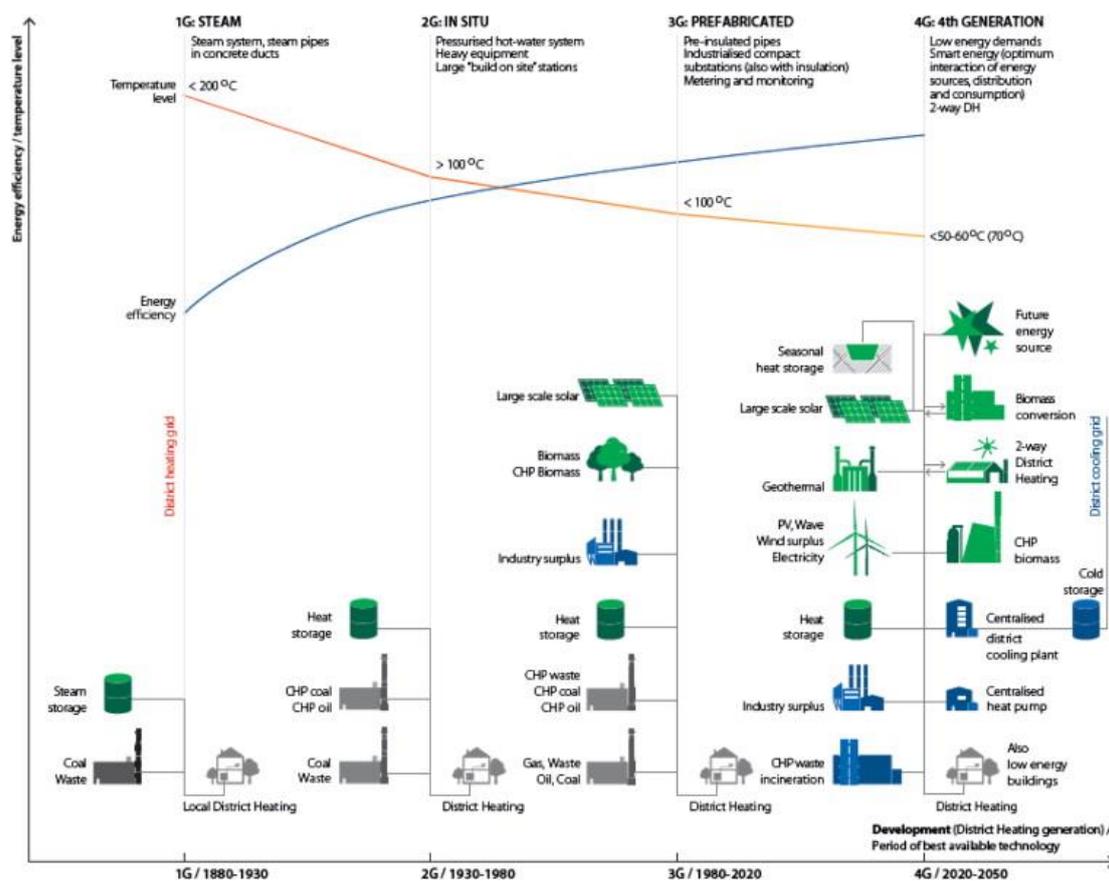


Figura 2 – Le 4 generazioni tecnologiche del teleriscaldamento a confronto [9]

La prima generazione di sistemi di teleriscaldamento (anni 1880-1930) utilizzava come fluido termovettore il vapore, a una temperatura poco minore di 200 °C, che circolava all'interno di apposite tubazioni di cemento. La fonte di calore principalmente sfruttata era lo scarto industriale. Oggi questo tipo di sistema può dirsi superato perché l'elevata temperatura del vapore generava consistenti perdite termiche in rete e maggiori complessità impiantistiche legate alla sicurezza.

La seconda generazione (anni 1930-1980) prevede l'utilizzo di acqua pressurizzata, a una temperatura generalmente maggiore di 100 °C, circolante anch'essa all'interno di apposite tubazioni di cemento. Con questa tecnologia è stato possibile trasportare anche il calore prodotto da impianti di cogenerazione. Ancora oggi sono in funzione sistemi di teleriscaldamento con queste caratteristiche.

La terza generazione (anni 1980-2020), utilizza acqua pressurizzata come fluido termovettore, come la seconda generazione, ma con temperatura inferiore ai 100 °C. Le tubazioni usate sono pre-isolate e direttamente interrate nel sottosuolo. In generale lo sviluppo di questa tecnologia è dovuto alla volontà di aumentare l'efficienza energetica delle reti di

teleriscaldamento e di utilizzare in modo sempre più rilevante il contributo termico di fluidi a bassa temperatura generati mediante fonti rinnovabili, quali biomassa, geotermia e solare.

Tutte e tre le generazioni hanno in comune l'obiettivo di aumentare l'efficienza energetica del sistema di teleriscaldamento e si sono sviluppate seguendo direzioni comuni: minori temperature nella rete di distribuzione e aumento dell'utilizzo di componenti prefabbricati in modo da ridurre la manodopera in loco.

In linea con questa tendenza, la futura generazione di rete di teleriscaldamento prevede un'ulteriore diminuzione della temperatura del fluido termovettore (sotto i 50-60 °C), l'utilizzo di componenti di facile assemblaggio e tubazioni in materiali più flessibili. Grazie a questa ulteriore diminuzione di temperatura le dispersioni termiche in rete saranno notevolmente ridotte e sarà possibile utilizzare anche calore di scarto da processi industriali a temperatura moderata e fonti rinnovabili (geotermia, solare, biomasse) in modo molto più efficiente. Si ricorda però che la condizione necessaria per poter sfruttare una rete di teleriscaldamento a così bassa temperatura è che anche le utenze sul circuito secondario siano in grado di lavorare a bassa temperatura. Nel caso di edifici esistenti, con impianto già funzionante ad alta temperatura, sarà necessario intervenire sull'isolamento termico dell'edificio. Così facendo, grazie alle minori dispersioni, i terminali esistenti dell'impianto di riscaldamento diventano sovradimensionati e tali da rendere possibile e sufficiente utilizzare il fluido secondario a temperature più basse.

Grazie alla futura diffusione della tecnologia di quarta generazione sarà possibile ampliare il concetto di teleriscaldamento in modo da ottenere un vero e proprio sistema di "smart grid termica" (concetto analogo a quello di "smart grid elettrica") definito come una rete di tubazioni, in grado di connettere edifici di un quartiere, centri città o intere città, servita termicamente sia dai tradizionali grandi impianti centralizzati, ubicati in zone decentrate, sia da unità di produzione termica distribuite. Questa integrazione, grazie all'utilizzo di sistemi di gestione e controllo in grado di adattare la distribuzione di energia a esigenze lato domanda e/o offerta, potrà aprire le porte alla definizione di "prosumer" anche per le unità allacciate al teleriscaldamento che, in caso di produzione termica maggiore del fabbisogno, potranno alimentare la rete. Questo nuovo approccio favorirà l'utilizzo di energia termica distribuita derivante da fonti rinnovabili e permetterà di creare un mercato dell'energia termica in eccesso, così come già avviene per l'energia elettrica.

1.2 Il teleriscaldamento in Europa

In Europa ci sono più di 10.000 impianti di teleriscaldamento che coprono circa l'8 % del fabbisogno termico totale europeo. Le reti attualmente installate si estendono per più di 150.000 km, concentrate per circa il 65 % nei paesi del nord Europa (Danimarca, Svezia, Polonia, Germania, Finlandia), dove la percentuale di popolazione connessa raggiunge i valori maggiori (vd. Figura 3). Nel sud dell'Europa invece i sistemi di teleriscaldamento sono molto meno estesi o addirittura inesistenti. Il motivo è che qui la richiesta termica è di entità e durata minori. In futuro, potrebbe essere sviluppato in queste zone il teleraffrescamento, tecnologia che ancora copre solamente l'1-2 % dell'energia impiegata per la refrigerazione europea. [11]

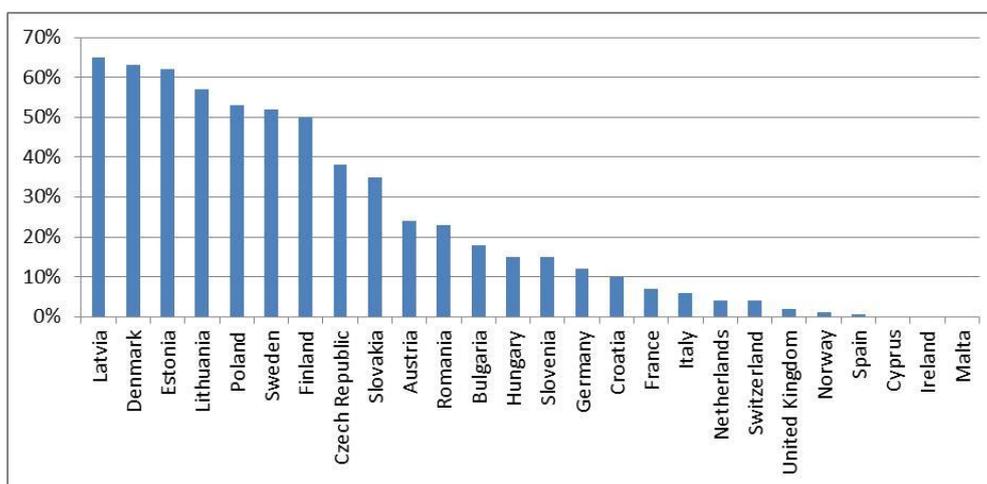


Figura 3 - Percentuale di popolazione servita dal teleriscaldamento suddivisa per paese, anno 2013 [11]

È inoltre da citare la Russia, dove il teleriscaldamento rappresenta un terzo degli impieghi energetici [12]; Mosca detiene il primato della rete di teleriscaldamento più estesa al mondo.

Come si può osservare in Figura 4 (relativa al 2012), il mix energetico che alimenta le reti di teleriscaldamento europee varia molto da paese a paese, ma si può notare che i combustibili fossili (prevalentemente gas naturale e carbone) vengono utilizzati in percentuali che variano dall'80 % al 100 % nei paesi dell'Europa dell'Est (Bulgaria, Repubblica Ceca, Ungheria, Polonia, Romania, Slovacchia). Ad oggi, quindi, le fonti rinnovabili sono ben poco utilizzate. Solo la biomassa assume valori rilevanti in Svezia (49 %), in Austria (41 %) e in Estonia (35 %).

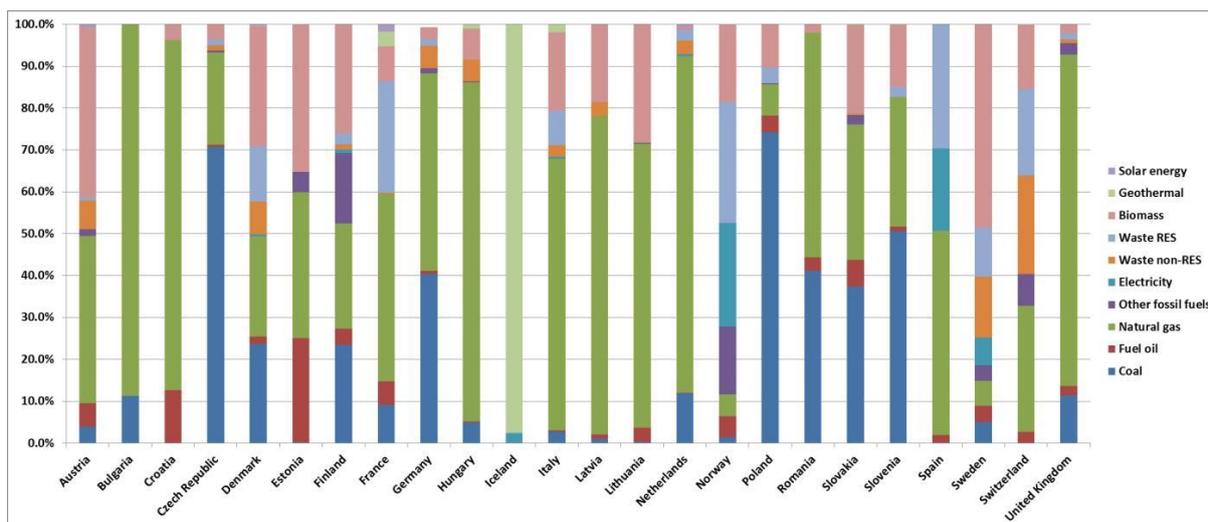


Figura 4 – Suddivisione delle fonti energetiche usate per alimentare le reti di TLR europee, anno 2012 [11]

A livello europeo il combustibile usato maggiormente per alimentare le reti di teleriscaldamento nel 2012 è stato il gas naturale (40 %), seguito dal carbone (29 %), con la biomassa al terzo posto (16 %). [11]

1.2.1 La situazione italiana

In Italia, a fine 2016, sono 236 le reti di teleriscaldamento attive, la cui estensione totale è di circa 4.300 km. I centri urbani serviti sono 193, dalle grandi città (Torino, Milano, Roma) a piccoli agglomerati di poche migliaia di abitanti Figura 6. Come si può notare nella seguente Figura 5, il teleriscaldamento è presente in quasi tutte le regioni del nord. Trentino Alto Adige, Valle d’Aosta e Piemonte sono le regioni con la più alta densità di popolazione allacciata al teleriscaldamento (Figura 6). La rete di teleriscaldamento di Torino, con una volumetria riscaldata di oltre 60 milioni di metri cubi, copre il fabbisogno di circa il 70 % della popolazione e rappresenta una delle città più teleriscaldate in Europa.

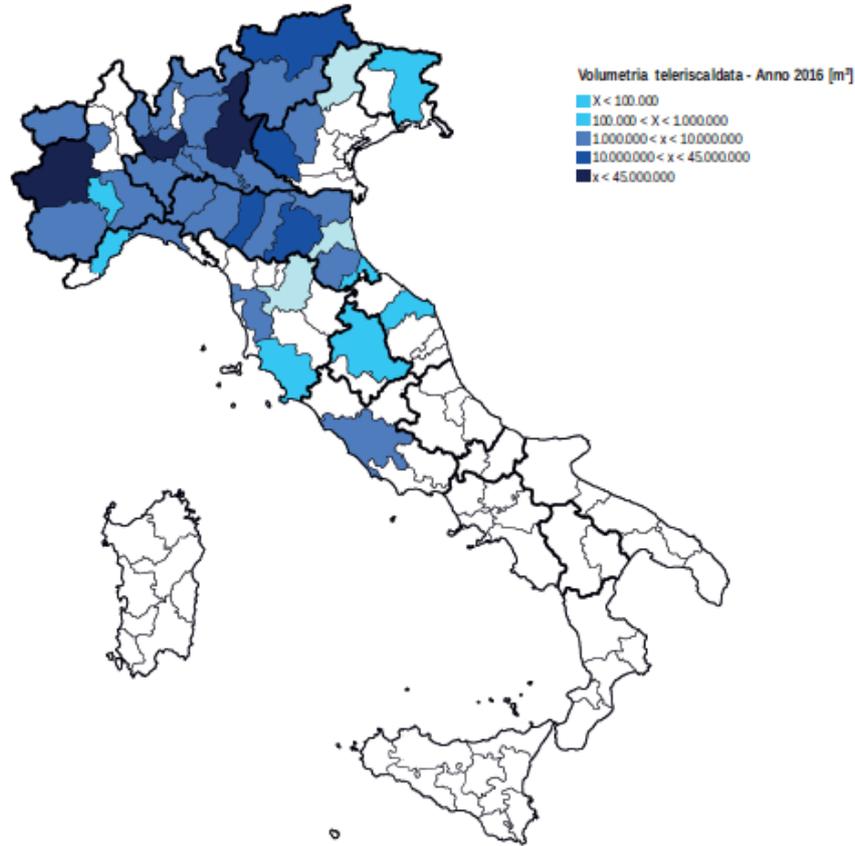


Figura 5 - Distribuzione territoriale degli impianti di teleriscaldamento, anno 2016 *Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.*

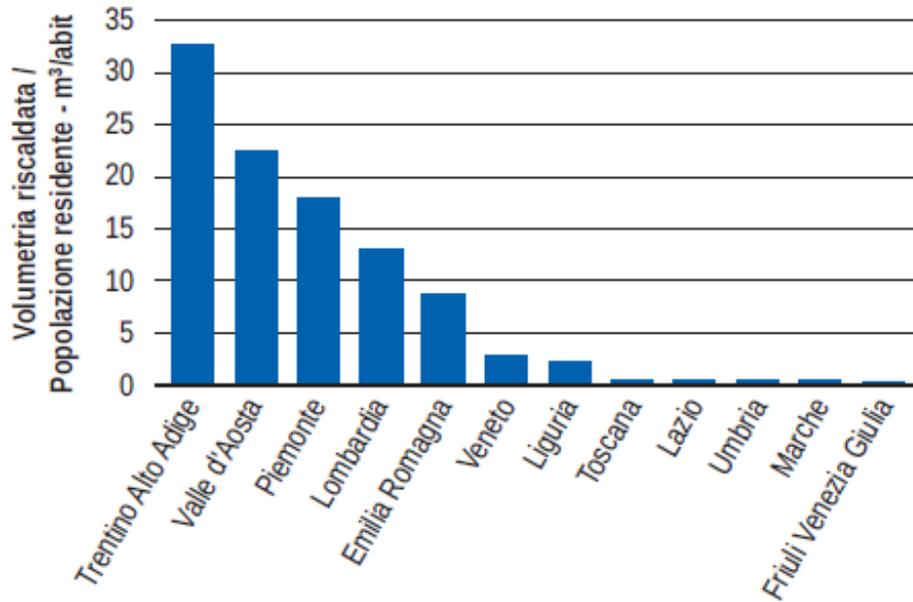


Figura 6 - Rapporto tra volumetria teleriscaldada e popolazione residente, anno 2016 *Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.*

Come si osserva dalla seguente Figura 7, la volumetria riscaldata ha subito una crescita esponenziale negli anni, fino a raggiungere oltre 340 milioni di metri cubi nel 2016. Significative, durante questo anno, sono state la realizzazione della nuova rete di Assisi (10 km) e l'ampliamento delle reti di Torino (20 km), Milano (15 km) e Merano (7 km).

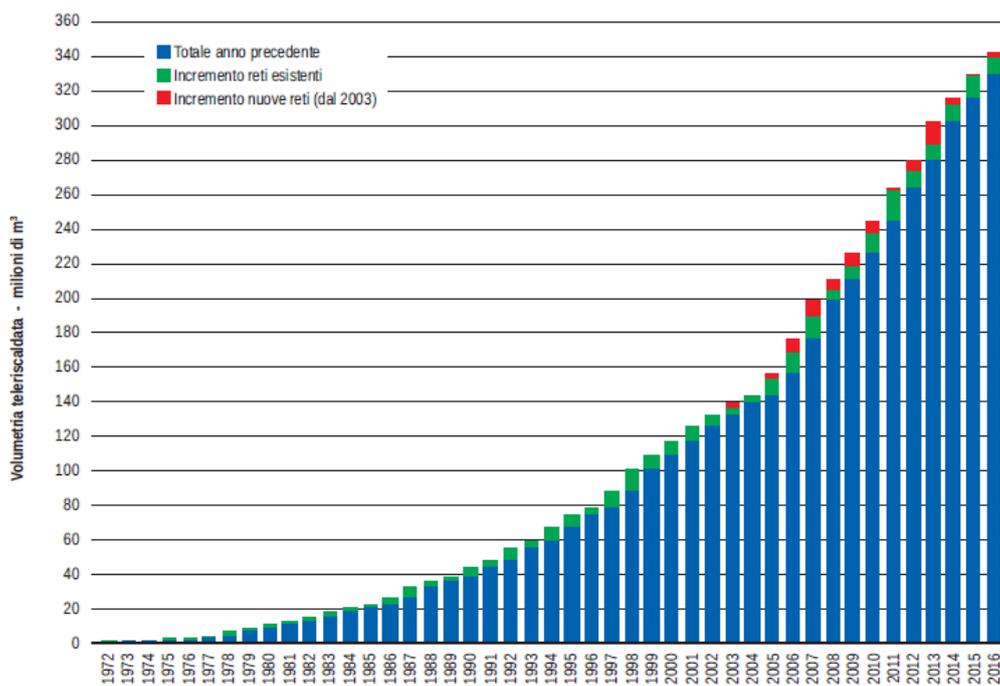


Figura 7- Andamento negli anni della volumetria riscaldata *Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.*

2. Principali componenti di un sistema di TLR

I componenti principali di un sistema di teleriscaldamento sono la centrale termica di generazione del calore, la rete di distribuzione, composta da un sistema di tubazioni attraverso cui scorre il fluido termovettore, e le sottostazioni. Quest'ultime sono equipaggiate di scambiatori di calore (generalmente a piastre) che permettono lo scambio termico tra l'acqua della rete di distribuzione (circuito primario) e quella dell'utenza (circuito secondario). A questi componenti si aggiungono il sistema di pompaggio, che garantisce la corretta circolazione del fluido termovettore fino alle utenze più sfavorite, e il sistema di accumulo termico, che permette di disaccoppiare la generazione termica dal suo utilizzo. In Figura 8 è riportato un esempio di rete di teleriscaldamento.

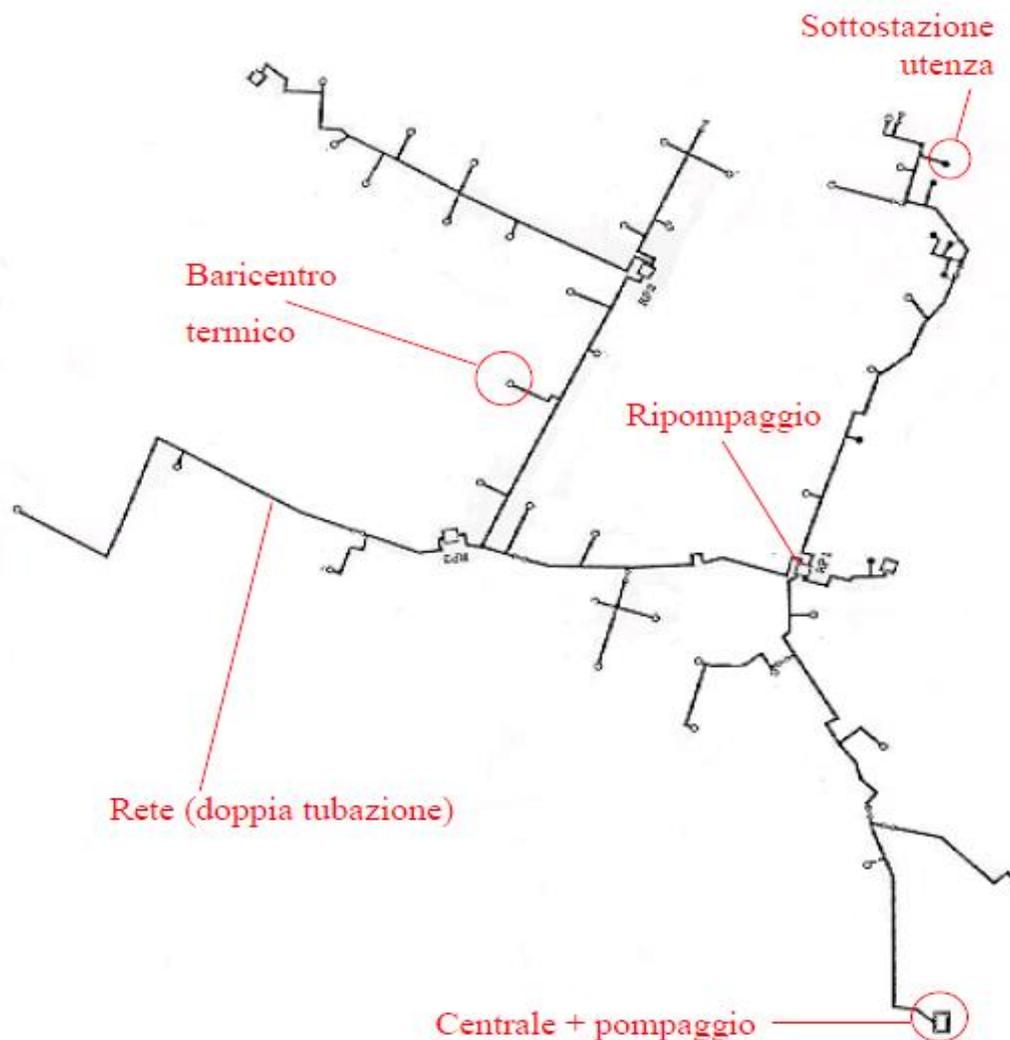


Figura 8 - Esempio di rete di teleriscaldamento [8]

2.1 Centrale termica

La centrale termica deve fornire una potenza pari alla richiesta dell'utenza più le perdite termiche della rete. Queste ultime sono modeste (1-2 % della potenza massima) se riferite alla potenza dell'impianto, ma assumono valori piuttosto rilevanti in termini di energia (8-10 %). Infatti, le perdite energetiche sono pressoché costanti in quanto dipendono essenzialmente dalla temperatura di funzionamento della rete, che è normalmente prefissata. Perciò il loro peso percentuale aumenta al diminuire della richiesta termica dell'utenza e diviene rilevante ai bassi carichi.

Sulla base dei valori di potenza ed energia richiesti dalle utenze, si hanno diverse configurazioni della centrale termica. Si può fare una distinzione tra impianti di piccola potenza (fino ad alcune decine di MW) e impianti di grande potenza (anche centinaia di MW). Entrambi possono essere alimentati da impianti di cogenerazione (rispettivamente di piccola o grande taglia), calore residuo di processi industriali, impianti di termovalorizzazione dei rifiuti solidi urbani (RSU) e caldaie a biomasse. Nel primo caso, ovvero negli impianti di piccola taglia, si possono utilizzare anche pompe di calore geotermiche, oltre che collettori solari. Il motivo risiede nel fatto che gli impianti di piccola taglia necessitano di un valore limitato di portata circolante perciò, tenendo presente la necessità di ridurre le perdite termiche di rete, possono essere associati a una temperatura di mandata del fluido termovettore relativamente bassa (fino a 90 °C) e a limitate differenze tra la temperatura di mandata e di ritorno (fino a 30 °C). Invece, gli impianti di grande potenza, che necessitano di valori elevati di portata circolante, sono generalmente associati a una temperatura di mandata più elevata (120-140 °C) e a maggiori differenze tra la temperatura di mandata e di ritorno. Il motivo è che l'innalzamento della temperatura di mandata T_m , a parità di potenza termica fornita Φ [kW] e di temperatura di ritorno T_r (valore non modificabile perché dipende dalla tipologia di utenza), consente di ridurre i valori di portata G [kg/s] circolante nella rete (vd. Equazione 1).

$$G = \frac{\Phi}{c * (T_m - T_r)} \quad (1)$$

Dove c [kJ/kgK] è il calore specifico del fluido termovettore.

Conseguentemente, a parità di ogni altra condizione (in particolare di velocità v [m/s]), si ottiene per le reti di grande estensione (caso di lunghezze L [m] elevate) una sostanziale riduzione della potenza W_p [W] richiesta per il pompaggio (vd. Equazione 2) e del diametro D [m] delle tubazioni (vd. Equazione 3).

$$W_p = \frac{G}{\rho} * \Delta p = G * \left(f * \frac{L}{D} + \beta \right) * \frac{v^2}{2} \quad (2)$$

Dove ρ [kg/m³] è la densità del fluido termovettore e Δp [Pa] è la prevalenza della pompa, cioè il valore di perdita di carico a cui la pompa deve sopperire per fare circolare il fluido all'interno della rete. La grandezza f è il coefficiente di attrito delle perdite di carico distribuite e β è il coefficiente di attrito delle perdite di carico concentrate.

$$G = \rho * \frac{\pi * D^2}{4} * v \quad (3)$$

Come già detto precedentemente, l'energia termica può essere prodotta attraverso lo sfruttamento di svariate tecnologie e tipologie di fonti energetiche. La cogenerazione è tra quelle che possiedono una maggiore efficienza di sfruttamento dell'energia primaria [7] perciò al giorno d'oggi rappresenta la tecnologia più comunemente utilizzata per alimentare le reti di teleriscaldamento. Per poter funzionare un numero elevato di ore all'anno, l'impianto in genere deve essere dimensionato in modo da soddisfare il carico termico di base, inferiore rispetto ai carichi di punta. I picchi del profilo di carico sono solitamente coperti tramite l'aggiunta di caldaie integrative, che servono anche in caso di eventuali guasti.

2.1.1 Cogenerazione

Con cogenerazione si intende il processo integrato di produzione combinata di energia elettrica e di energia termica conseguendo un risparmio di energia primaria ed un beneficio ambientale rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e termica.

Infatti, come mostra il diagramma di Sankey di Figura 9, a parità di effetto utile, l'energia primaria richiesta da un impianto di cogenerazione (CHP) è minore rispetto a quella richiesta

da un sistema di produzione separata (SHP, Separated Heat and Power). In quest'ultimo caso l'energia elettrica è prodotta mediante il funzionamento di una centrale termoelettrica, dove avviene una sostanziale quota di dissipazione del calore, e la richiesta termica dell'utenza è soddisfatta ricorrendo a una caldaia tradizionale, anch'essa fonte di dissipazione termica.

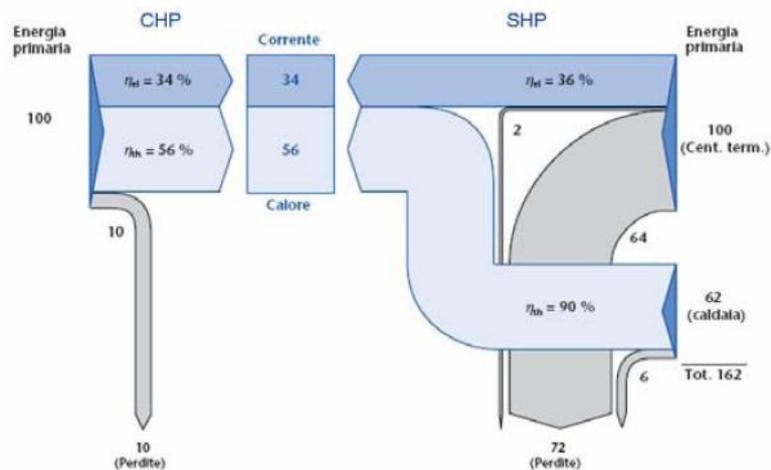


Figura 9- Confronto tra un sistema cogenerativo e un sistema tradizionale di produzione separata [18]

Le tecnologie per la cogenerazione più diffuse nel teleriscaldamento sono motori a combustione interna (MCI), cicli a vapore, turbine a gas, cicli combinati e microturbine.

Nella cogenerazione con motori a combustione interna è possibile utilizzare sia motori a ciclo Diesel (a gasolio o olio combustibile) sia motori a ciclo Otto (con gas naturale). Il calore può essere estratto da tre fonti diverse con diversi livelli termici; dal livello più basso al più alto sono: l'olio lubrificante, l'acqua di raffreddamento della camera di combustione del motore e i gas di scarico. Queste macchine rispondono bene alle variazioni di domanda. I motori a combustione interna sono la tecnologia più diffusa nelle piccole reti di teleriscaldamento (TLR).

I cicli a vapore sono in grado di utilizzare combustibili meno pregiati, hanno un'alta affidabilità di esercizio e un rendimento elevato. Non sono disponibili per piccole installazioni e non hanno una grande flessibilità di carico.

Le turbine a gas, grazie alla elevata temperatura dei gas di scarico, sono particolarmente indicate per la produzione di vapore. Si adattano al carico in modo ottimale, ma hanno un rendimento elettrico piuttosto basso.

I cicli combinati nascono dall'unione in cascata della turbina a gas con il ciclo a vapore. I fumi scaricati dalla turbina a gas sono utilizzati per produrre il vapore che viene fatto

espandere nella turbina a vapore. Entrambe le turbine, accoppiate a generatori, producono energia elettrica. Nel complesso, si ottiene una buona flessibilità e si raggiungono rendimenti elevati. Il calore di scarico della turbina a vapore è la fonte energetica per il teleriscaldamento.

Le microturbine sono delle turbine a gas di piccola taglia (potenza nominale minore di 50 kW). Per la loro potenzialità, hanno un buon rendimento e rappresentano quindi una valida alternativa ai MCI per le reti di teleriscaldamento non estese.

Un sistema cogenerativo è utilizzato in maniera efficiente quando la domanda di energia elettrica è contestuale a quella di energia termica. Pertanto, le applicazioni nel settore residenziale o terziario, in cui il carico termico è rilevante soltanto durante la stagione invernale, risultano spesso insostenibili dal punto di vista economico e dell'efficienza complessiva.

Una soluzione al problema è rappresentata dall'impiego di macchine frigorifere con ciclo ad assorbimento, che permettono di produrre energia frigorifera per il raffrescamento estivo degli edifici attraverso l'utilizzo di calore come sorgente principale di energia. In questo caso, si parla di assetto trigenerativo, per cui un sistema è capace di produrre come effetto utile tre forme diverse di energia (elettrica, termica e frigorifera). Il diagramma di flusso in Figura 10 mostra come il calore recuperato dall'impianto motore (Q_r) può essere utilizzato in modo diretto durante il periodo invernale e in modo indiretto, mediante una macchina ad assorbimento che produce energia frigorifera (Q_f), nel periodo estivo.

Affinché le macchine ad assorbimento siano efficienti è tuttavia necessario disporre di una fonte di calore ad alta temperatura (almeno 85 °C per una macchina a singolo effetto e 120 °C per una macchina a doppio effetto).

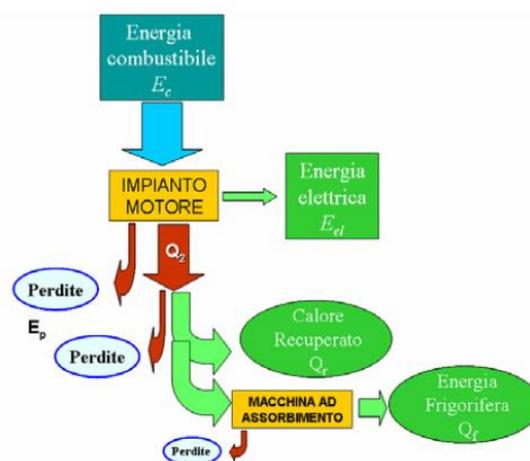


Figura 10 – Diagramma di Sankey di un sistema trigenerativo [18]

Infine, un ulteriore aspetto positivo dell'utilizzo di una tecnologia in assetto cogenerativo per la produzione combinata di energia termica ed elettrica è il fatto che, in genere, soddisfano i requisiti previsti per essere classificati CAR (cogenerazione ad alto rendimento), e quindi consentono di ottenere l'accesso a incentivi e agevolazioni fiscali.

La normativa di riferimento è quella contenuta nelle "Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)".

I requisiti da soddisfare riguardano l'Energy Utilization Factor (EUF), cioè il rendimento globale dell'impianto, e il Primary Energy Saving (PES), definiti come segue.

$$EUF = \frac{E + H_{chp}}{F} \quad (4)$$

Dove:

E = Energia elettrica prodotta

H_{chp} = Energia termica utile cogenerata ed effettivamente utilizzata in un processo a valle

F = Energia termica immessa nell'unità di produzione

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H_{\eta}}{Ref H_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right) * 100 \text{ [%]} \quad (5)$$

Dove:

$CHP H_{\eta}$ è il rendimento termico della produzione mediante cogenerazione, definito come rapporto tra il calore utile H_{chp} e l'energia F immessa nell'impianto mediante il combustibile di alimentazione usato per produrre il calore utile e l'energia elettrica cogenerata.

$Ref H_{\eta}$ è il rendimento per la produzione separata di calore secondo i parametri indicati nell'allegato V del DM 05/09/2011.

$CHP E_{\eta}$ è il rendimento elettrico della produzione mediante cogenerazione definito come rapporto tra l'energia elettrica E prodotta in cogenerazione e l'energia F immessa nell'impianto

mediante il combustibile di alimentazione usato per produrre il calore utile e l'energia elettrica cogenerata.

$Ref E_{\eta}$ è il valore di riferimento per la produzione separata di energia elettrica. È determinato secondo i parametri indicati nell'allegato IV del D.M. 05/09/2011 e deve essere corretto secondo quanto previsto dagli allegati VI e VII del DM 5/09/2011, le cui norme tengono conto della zona climatica, della tensione di alimentazione e della quota di energia destinata all'autoconsumo.

Le seguenti Tabella 1 e Tabella 2 **Errore. L'origine riferimento non è stata trovata.** indicano, per diverse tipologie di impianto cogenerativo, i requisiti da rispettare per essere classificati CAR.

Tabella 1 - Vincoli su EUF per rientrare nella classificazione CAR [19]

	EUF \geq 75 %	EUF \geq 80 %
Tipo di unità	Turbina a vapore in contropressione	Turbogas a ciclo combinato con recupero di calore
	Turbogas con recupero di calore	
	Motore a combustione interna	
	Microturbine	Turbina a condensazione con estrazione di vapore
	Motori Stirling	
	Pile a combustibile	

Tabella 2 – Vincoli sul PES per rientrare nella classificazione CAR [19]

Taglia dell'unità	PES [%]
> 1 MW _{el}	≥ 10
≤ 1 MW _{el}	> 0

2.2 Rete di distribuzione

La rete di distribuzione può avere due diverse configurazioni: diretta o indiretta. La prima è maggiormente utilizzata in Germania e nei paesi dell'Est ed è costituita da un unico circuito che porta il fluido termovettore dalla centrale di generazione direttamente all'utenza, perciò è caratterizzata dall'assenza degli scambiatori a piastre, tipicamente presenti all'interno delle sottostazioni. È più complessa dal punto di vista della regolazione delle portate e del calcolo delle perdite di carico, ma è più facile costruirla e comporta minori costi di installazione e ridotte perdite termiche lungo la rete. Al contrario, le reti di distribuzione indirette, più utilizzate in Italia, sono caratterizzate dalla presenza di due circuiti (primario e secondario) separati dallo scambiatore a piastre (Figura 11) installato vicino all'utenza e si rende quindi necessaria la presenza della sottostazione. Qui il fluido termovettore in mandata nel circuito primario cede il calore al fluido circolante nel circuito secondario che alimenta l'utenza.



Figura 11 - Tipico scambiatore a piastre di sottostazione [17]

In base alle diverse disposizioni delle tubazioni, esistono tre principali tipologie di rete (vd. Figura 12):

- ad albero: presenta una tubazione principale che serve le utenze maggiori, dalla quale si ramificano tubazioni di diametri sempre più piccoli man mano che ci si avvicina alle utenze minori. In caso di malfunzionamento, la chiusura di un tratto di rete impedisce la fornitura di calore a tutte le utenze a valle del tratto intercettato.

- ad anello: è costituita da un circuito chiuso, da cui si staccano i rami secondari che arrivano alle utenze. Questa rete può avere un solo anello che fa da mandata e da ritorno (con le utenze in serie), oppure presentare due tubazioni diverse, una per la mandata e una per il ritorno (con le utenze in parallelo). Questa seconda configurazione consente inoltre di alimentare la rete in entrambi i versi, aumentando così la continuità di servizio.
- a maglie: è formata da una serie di circuiti chiusi collegati tra loro. Presenta maggiori vantaggi rispetto alle altre due tipologie, ma è poco diffusa a causa dell'elevato costo di realizzazione. Questo assetto permette di ottenere la continuità di servizio anche in caso di malfunzionamento in un tratto di tubazione perché è sufficiente intercettarlo e limitare il disservizio al solo tratto guasto.

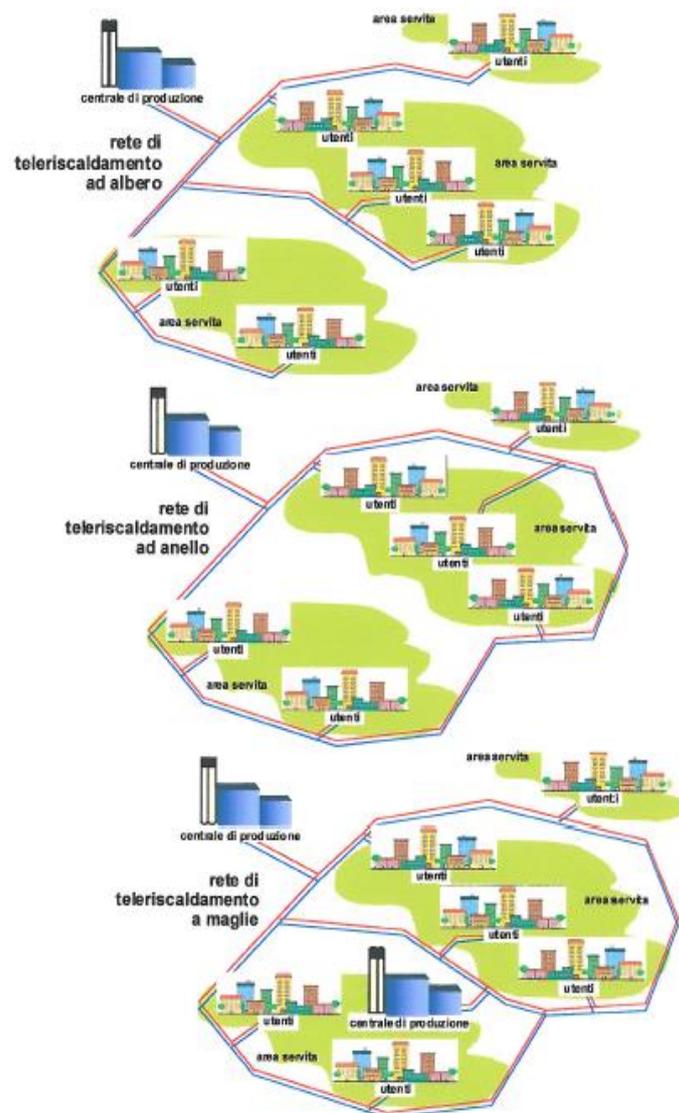


Figura 12 – Le tre diverse tipologie di rete di teleriscaldamento [16]

La tubazione con cui è costituita la rete può essere in acciaio, ghisa, vetroresina o materiale plastico. È coibentata con lana di roccia o di vetro o schiuma di poliuretano espanso, o comunque tramite materiali che abbiano conduttività termica non superiore a $0,043 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$. Esternamente è protetta tramite una guaina bituminata o in polietilene ad alta densità o con resine termoindurenti. Le tubazioni più utilizzate sono quelle pre-coibentate. Le tubazioni e i pezzi speciali non pre-isolati vengono coibentati in opera. In Figura 13 è mostrato un esempio di tubazione coibentata con guaina esterna, mentre in Figura 14 sono riportati esempi di posa delle tubazioni di teleriscaldamento.



Figura 13 – Sezione di una tubazione di una rete di TLR [14]



Figura 14- Esempi di posa di tubazioni per reti di teleriscaldamento [16]

2.3 Sottostazioni

Come già detto precedentemente, nel caso in cui la rete di distribuzione sia del tipo indiretto, deve essere presente una sottostazione che separa il circuito primario dal circuito secondario. La Figura 15 riporta un esempio di schema di una tipica sottostazione.

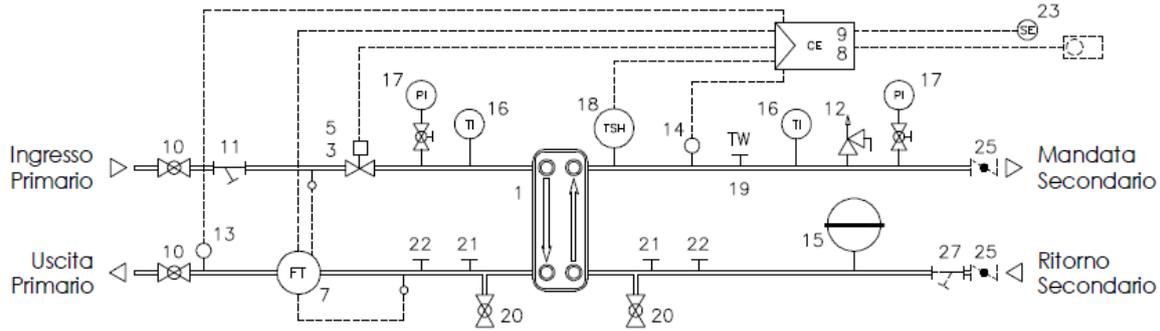


Figura 15 - Sottostazione [17]

La portata circolante nell'utenza (circuito secondario) è normalmente fissa, quindi, per regolare il flusso termico da fornire all'utenza in base al suo fabbisogno, è necessario variane la temperatura di mandata. La temperatura dell'ambiente esterno T_{est} viene registrata da una centralina (CE in Figura 15) che, tramite la relazione della curva climatica (vd. Equazione 6), determina la temperatura $T_{S,mandata}$ di set-point della mandata del circuito secondario in modo da mantenere costante il valore di temperatura interna T_{int} desiderata a parità di superficie di scambio termico dei corpi scaldanti.

$$T_{S,mandata} = T_{int} + \frac{T_{int} - T_{est}}{T_{int} - T_{est,D}} * (T_{S,mandata,D} - T_{int}) \quad (6)$$

Dove $T_{est,D}$ e $T_{S,mandata,D}$ sono rispettivamente la temperatura esterna e la temperatura di set-point della mandata del circuito secondario entrambe in condizioni di progetto.

Sulla base del valore calcolato di $T_{S,mandata}$, viene inviato un segnale di controllo alla valvola di regolazione (componente 3 in Figura 15) della portata del fluido circolante nel primario. Alla variazione di portata nel primario, con temperatura di mandata fissa, consegue una variazione del calore scambiato tramite lo scambiatore a piastre installato tra i due circuiti.

Durante una giornata, la richiesta termica da parte di una utenza può variare molto (in genere il picco di richiesta è pari a circa 2-5 volte il valore di base). Questa variazione ha due conseguenze sulla rete di teleriscaldamento: variazione della portata circolante nel circuito primario e variazione della temperatura di ritorno nel circuito primario. La variazione di portata ha un effetto quasi istantaneo sul carico termico della centrale (ritardo di circa 0,5 s/km) perché una variazione di portata si traduce in un disturbo di pressione che si propaga nella rete alla elevata velocità del suono nell'acqua. La variazione della temperatura di ritorno ha invece un effetto ritardato sul carico termico della centrale (ritardo dell'ordine di 15 min/km nel caso di velocità media dell'acqua pari a 1 m/s) perché si traduce in un disturbo termico che si propaga nella rete alla velocità dell'acqua circolante. Quest'ultimo è il motivo per cui la curva di carico termico della centrale può essere sfasata rispetto a quella delle utenze. [8]

2.4 Sistema di pompaggio

Il sistema di pompaggio ha la finalità di garantire un corretto funzionamento della rete di teleriscaldamento dal punto di vista idraulico, consentendo quindi al fluido termovettore di raggiungere tutte le utenze. È posizionato nella centrale termica, ma nel caso di reti molto estese sono presenti sistemi di ripompaggio distribuiti lungo la rete che permettono di incrementare la pressione del fluido circolante lungo il percorso. In questo modo è possibile rispettare il limite, dovuto a motivi di sollecitazione meccanica, di pressione massima in mandata pari a 16 bar. Inoltre, gli oneri da sostenere per il pompaggio si riducono perché man mano che ci si allontana dalla centrale la portata circolante diminuisce.

Le pompe di circolazione sono a velocità variabile in modo da mantenere un valore costante della prevalenza, compensando le perdite di carico a cui è soggetto il fluido termovettore nella rete. In generale, la velocità del fluido all'interno delle reti di teleriscaldamento varia tra 1 m/s e 3 m/s. Elevate velocità causano elevate perdite di carico nella rete, con conseguenti costi di gestione maggiori dovuti alle spese di pompaggio (vd. Equazione 2), mentre basse velocità necessitano di diametri maggiori delle tubazioni (vd. Equazione 3), con conseguenti maggiori costi di investimento. Per questo motivo, in fase di progettazione, è necessario determinare un valore di velocità ottimale tramite un compromesso tra costi di gestione e di investimento. Come si vede dalla seguente Figura 16, l'intersezione delle due curve relative alle due diverse tipologie di costo fornisce il valore ottimale di velocità.

In via pratica è in genere preferibile scegliere una velocità di progetto leggermente minore del valore ottimale (cioè un diametro maggiore delle tubazioni), in modo da lasciare aperta la possibilità di ampliare la rete in un secondo momento tramite nuovi allacciamenti.

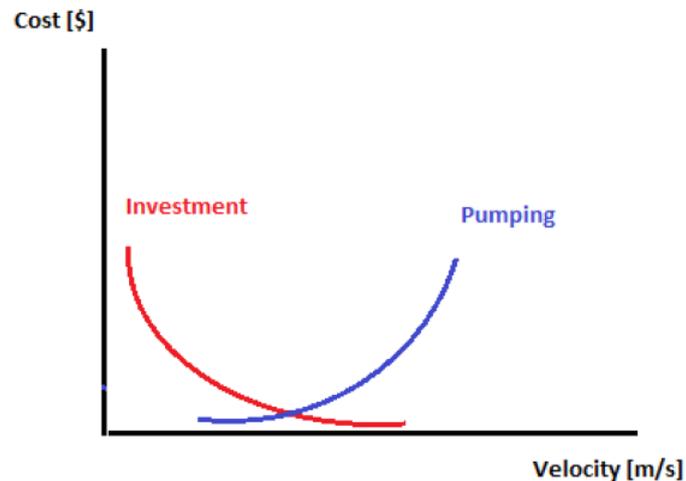


Figura 16– Determinazione della velocità ottimale per una rete di teleriscaldamento [8]

2.5 Sistema di accumulo termico

A completamento di un sistema di distribuzione del calore tramite rete di teleriscaldamento, possono infine essere installati dei serbatoi di accumulo con lo scopo di disaccoppiare la produzione termica dall'utilizzazione. L'impiego di sistemi di accumulo nei sistemi energetici è vantaggioso perché aumenta la stabilità di funzionamento degli impianti sul breve periodo, riduce l'utilizzo di impianti di integrazione, sposta la produzione in fasce orarie economicamente più convenienti e aumenta la possibilità di sfruttamento delle risorse primarie rinnovabili.

I sistemi di accumulo si differenziano in relazione alla possibilità di immagazzinare calore in forma sensibile o in forma latente. Questi ultimi, grazie al calore latente del fluido che effettua il cambiamento di fase, sono più performanti. La combinazione delle due tipologie di scambio aumenta in misura rilevante la capacità di accumulo. Esiste una terza, e meno sviluppata, categoria che utilizza lo stoccaggio termochimico mediante reazioni endotermiche ed esotermiche di alcuni composti.

Per il circuito primario della rete è in genere indicato l'utilizzo di sistemi di accumulo di calore sensibile (ad acqua) stratificati, con volume costante e generalmente pressurizzati, che

sfruttano il principio di galleggiamento del fluido caldo su quello freddo (più denso) per determinare una stratificazione verticale di liquido a diversa temperatura all'interno del serbatoio. Durante la fase di carica, l'acqua calda viene immessa dall'alto in modo da evitare ricircoli convettivi; durante la fase di scarica, l'acqua fredda viene immessa dal basso e spinge l'acqua calda in alto fuori dall'accumulo.

Nel circuito secondario (lato utenza) la differenza di temperatura tra mandata e ritorno è minore rispetto a quella del circuito primario. Perciò, nel caso in cui sia prevista l'installazione di un sistema di accumulo, sarebbe preferibile scegliere quello che utilizza materiali a cambiamento di fase, in grado di sfruttare il calore latente. Questo tipo di sistema di accumulo ha il vantaggio di riuscire a scambiare energia termica senza variazione di temperatura, adattandosi meglio alle esigenze del circuito secondario, ma, allo stato attuale, questa tipologia di accumulo è poco presente sul mercato.

3. Caso studio: Aeroporto di Fiumicino

L'aeroporto di Fiumicino, inaugurato nel 1961, è il più importante in Italia per numero di passeggeri. Nel 2009 è stato ultimato l'impianto di cogenerazione, che consente all'aeroporto di essere quasi autosufficiente dal punto di vista energetico. A dicembre 2016 è stata resa operativa la nuova area di imbarco E, struttura destinata ai voli internazionali extra Schengen e pensata per accogliere oltre 5 milioni di passeggeri all'anno. È previsto inoltre l'ampliamento della capacità dello scalo, per allineare l'aeroporto ai principali scali europei, mediante il progetto "Fiumicino Due". La prima nuova pista di atterraggio è programmata per il 2020, mentre il completamento complessivo del progetto è previsto per il 2044. [20]

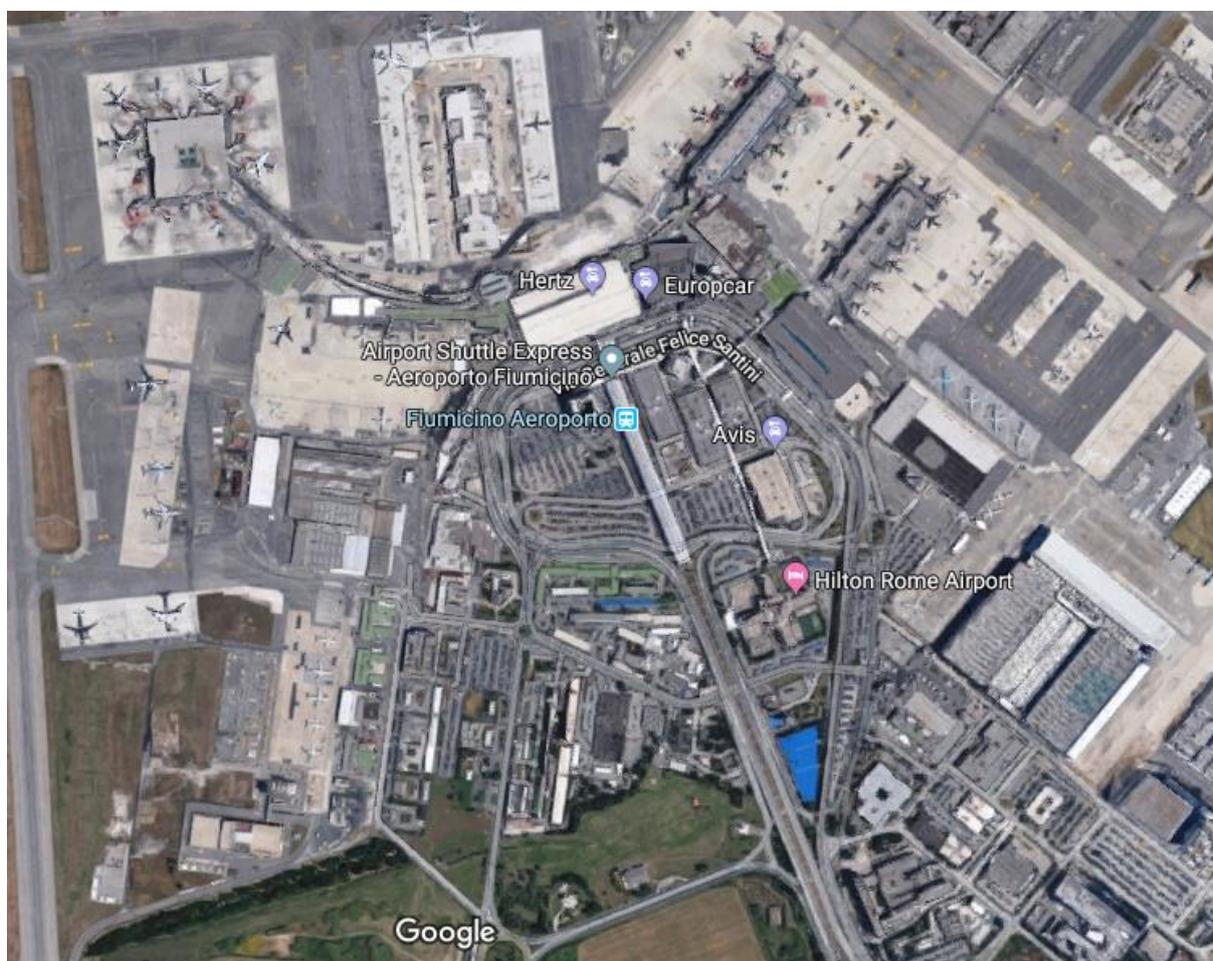


Figura 17 – Vista satellitare dell'aeroporto di Fiumicino [Fonte: Google]

3.1 Descrizione dell'impianto

La rete di teleriscaldamento dell'aeroporto ha una lunghezza totale di circa 30 km ed è composta da due anelli di mandata e due di ritorno, aventi diametri diversi, a servizio di circa 500 edifici. Il calore distribuito viene utilizzato per fini di riscaldamento e di produzione di acqua calda sanitaria, ma anche per fini di raffrescamento degli ambienti grazie alla presenza di macchine frigo ad assorbimento localizzate presso due delle utenze, come meglio specificato in seguito. In centrale termica sono installate 3 unità di cogenerazione con motore a combustione interna, 4 serbatoi di accumulo da 250 m³ ciascuno e 3 caldaie di integrazione e backup. Si tratta perciò di un sistema energetico in assetto trigenerativo.

3.1.1 Centrale termica

Lo schema di Figura 18 è una rappresentazione semplificata dei componenti presenti in centrale termica e delle connessioni fra di loro, di seguito descritti.

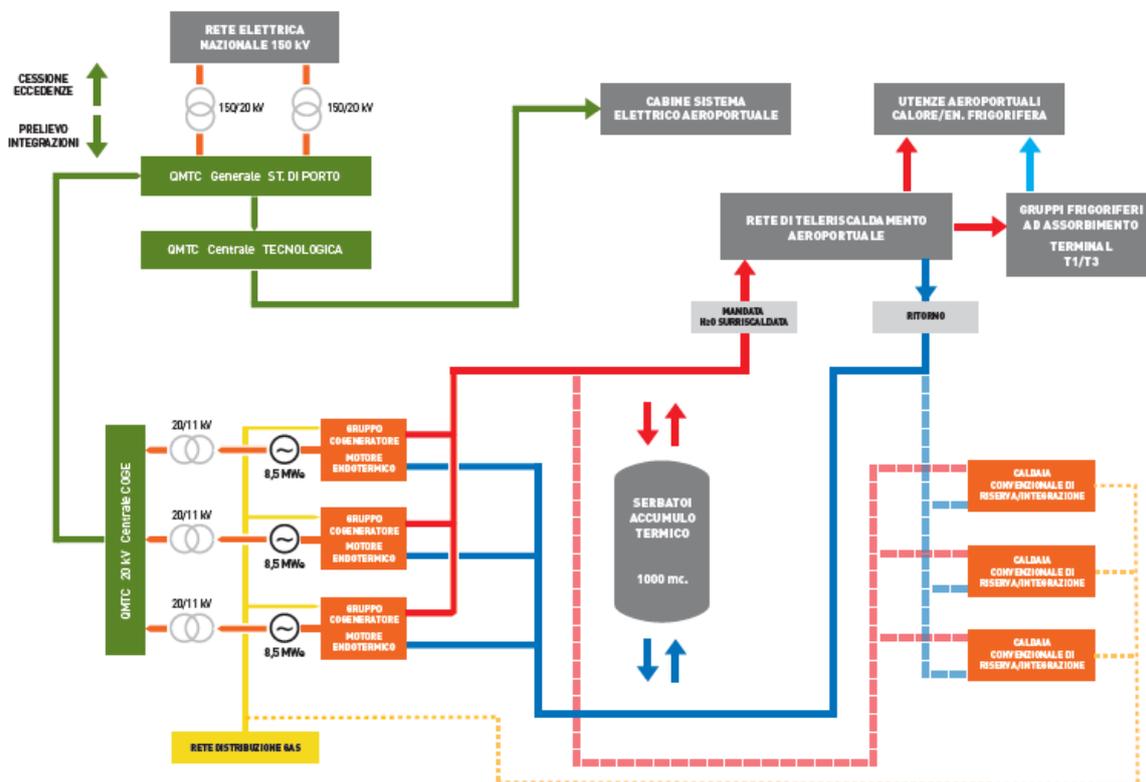


Figura 18- Schema semplificato della centrale termica dell'aeroporto di Fiumicino [28]

Impianto di cogenerazione

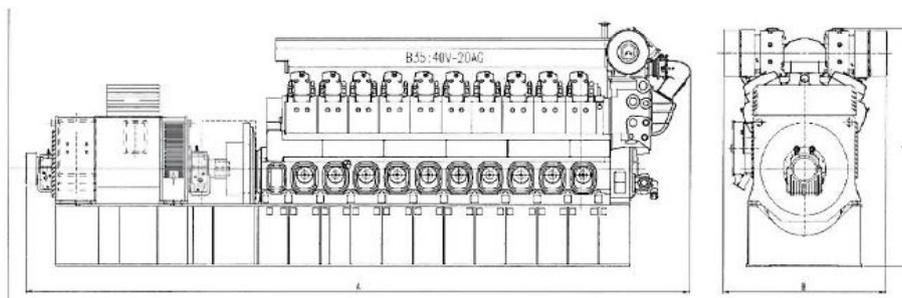
L'impianto di cogenerazione a servizio dell'aeroporto è stato installato nel 2008 con l'obiettivo di soddisfarne i fabbisogni energetici e garantire l'indipendenza da altre fonti di alimentazione in caso di indisponibilità del sistema elettrico nazionale. Ogni unità di cogenerazione possiede una potenza elettrica nominale di 8,56 MW e una disponibilità massima di potenza termica di circa 8,8 MW, ma attualmente vengono recuperati soltanto circa 5,96 MWt per ogni unità. Perciò, complessivamente, il sistema di cogenerazione può attualmente produrre fino a circa 26 MW di potenza elettrica, con un recupero termico massimo di circa 18 MW.

L'energia elettrica è prodotta tramite il funzionamento di 3 motori endotermici alimentati a gas naturale, modello B35:40 V20AG della casa costruttrice Rolls Royce (vd. Figura 19), il cui calore è in parte recuperato per soddisfare il fabbisogno termico.



PROJECT: BP041379 Aeroporto de Roma

Performance Data Bergen Gas engine, type B35:40 V20AG



Engine type	Dimensions[mm]			Weight[tons]	
	A	B	C	Engine(dry)	Generator
B35:40 V20	13400	3306	4540	85,5	32
Bore/Stroke	mm	350/400		Total inc.foun	133
Engine speed	min ⁻¹	750			

Exhaust gas raw emissions
(mg/nm³ ,5% O₂)

NOx	CO	NMHC
500	650	130

Load	%	100	75	50
Electrical output	kW	8566	6420	4280
Mechanical output	kW	8750	6560	4375
Specific energy consumption:	kJ/kWh	7510	7890	8230
Fuel gas consumption:	kW	18250	14375	10000
Charge air cooler LT/HT:	kW	760 / 940	415 / 425	200 / 75
Lub.oil cooler:	kW	990	925	815
Jacket water cooler (heat diss. Eng.)	kW	1400	1104	820
Exhaust mass:	kg/h	47200	36200	28600
Exhaust gas temperature:	°C	400	445	470
Lub.oil consumption:	g/kWh	0,4	0,4	0,4
Nom. el. Efficiency :	%	46,94	44,7	42,8

Figura 19 – Scheda tecnica dei motori endotermici installati nell'aeroporto [28]

Lo schema di impianto di una unità di cogenerazione è riportato in Figura 20, nella quale si osserva che, allo stato attuale, il recupero termico avviene sfruttando il calore disponibile nell'acqua di raffreddamento del motore e nei gas di scarico. Il primo recupero avviene mediante lo scambiatore acqua/acqua HT Recovery (a piastre); il secondo tramite lo scambiatore fumi/acqua Recovery Boiler (a fascio tubiero alettato esternamente).

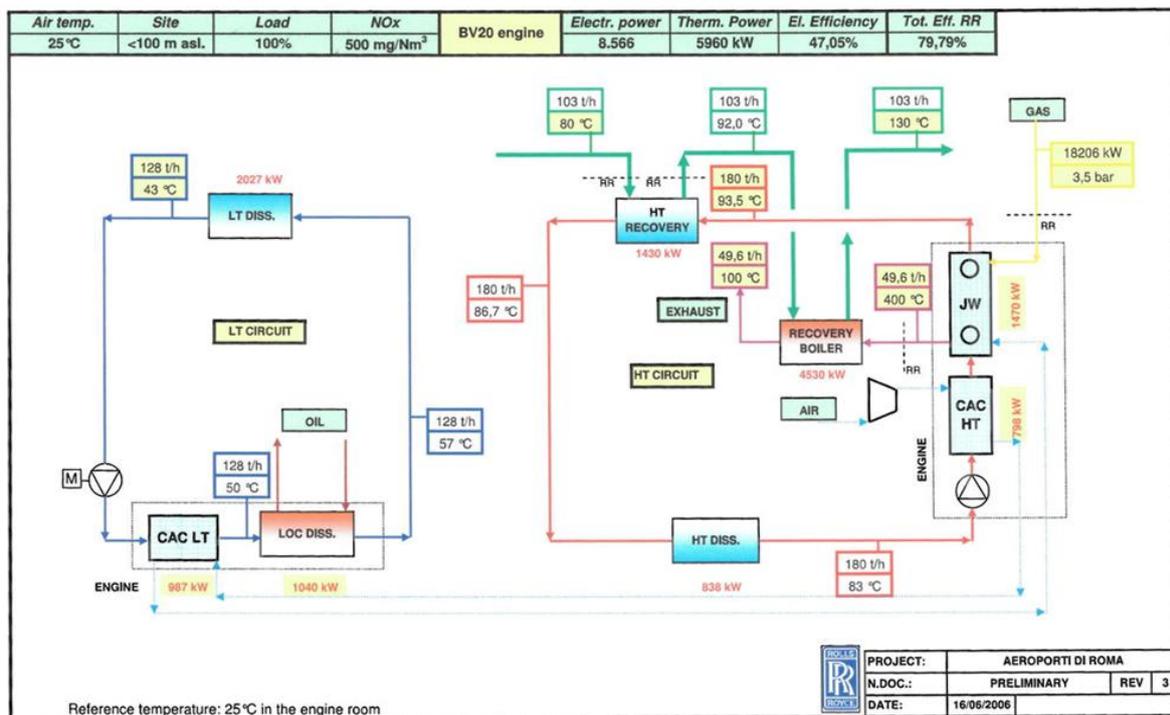


Figura 20 - Schema di impianto dei cogeneratori installati nell'aeroporto di Fiumicino [28]

In condizioni nominali di funzionamento, l'acqua proveniente dal collettore di ritorno della rete di teleriscaldamento (linea verde in Figura 20) viene riscaldata da 80 °C a 92 °C passando attraverso l'HT Recovery, per poi essere surriscaldata fino a 130 °C tramite il Recovery Boiler. Se invece la temperatura del flusso di acqua proveniente dalla rete di teleriscaldamento supera gli 80-85 °C, lo scambiatore HT Recovery viene bypassato e il calore contenuto nell'acqua del circuito di raffreddamento del motore viene dissipato in aria mediante il dissipatore HT-DISS. In tale caso, quindi, l'acqua della rete di teleriscaldamento passa direttamente attraverso il Recovery Boiler. Quest'ultimo è dotato di un sistema di bypass dei fumi tramite serranda che permette di regolare la quota di portata di fumi da far passare nello scambiatore sulla base della temperatura di set-point dell'acqua surriscaldata in uscita dal cogeneratore. I fumi che bypassano il Recovery Boiler sono direttamente scaricati in ambiente

e rappresentano una ulteriore quota di dissipazione termica. Per quanto riguarda poi il calore disponibile nell'acqua del circuito di raffreddamento dell'olio lubrificante, nella situazione attuale è completamente dissipato in aria tramite il dissipatore LT-DISS. Il motivo è che questa rappresenta una disponibilità termica di bassa temperatura (massimo 57 °C) perciò non è compatibile con la attuale gestione della rete di teleriscaldamento, che prevede una temperatura di ritorno pari a circa 80 °C.

Sistema di accumulo

I quattro serbatoi di accumulo dell'acqua surriscaldata, ognuno di volume pari a 250 m³, sono a stratificazione. Sono collegati in parallelo con i cogeneratori e con le caldaie, ma quasi sempre gestiti in serie tra loro quindi, in prima approssimazione, sono assimilabili a un serbatoio di volume pari a 1000 m³.

Basandosi sulla logica di gestione reale, il sistema di accumulo svolge sia la funzione di bilanciamento delle portate che di accumulo termico.

Generalmente funzionano di notte, quando la produzione elettrica dei cogeneratori non è economicamente conveniente, in modo da tenerli parzialmente spenti.

Caldaie di integrazione e backup

Collegate in parallelo con le unità di cogenerazione e con il sistema di accumulo, attualmente sono in funzione 3 caldaie alimentate a gas naturale: una di integrazione, con potenza nominale pari a 9,2 MW, e due di backup, con potenza nominale pari a 19,7 MW.

3.1.2 Rete di teleriscaldamento

La rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Fiumicino distribuisce acqua surriscaldata come fluido termovettore ed è di tipo indiretto, ossia vi è la separazione idraulica tra circuito primario e secondario mediante sottostazioni di scambio termico. Le tubazioni della rete sono in acciaio, isolate termicamente e avvolte da un lamierino metallico di rivestimento. Si sviluppano quasi totalmente all'interno di apposite gallerie tecniche accessibili, all'interno delle quali si registra una temperatura media annuale intorno ai 28 °C. Il loro percorso si estende praticamente nell'intera area aeroportuale, per una lunghezza complessiva di circa 30 km. La seguente Figura 21 riporta uno schema dell'estensione della rete.

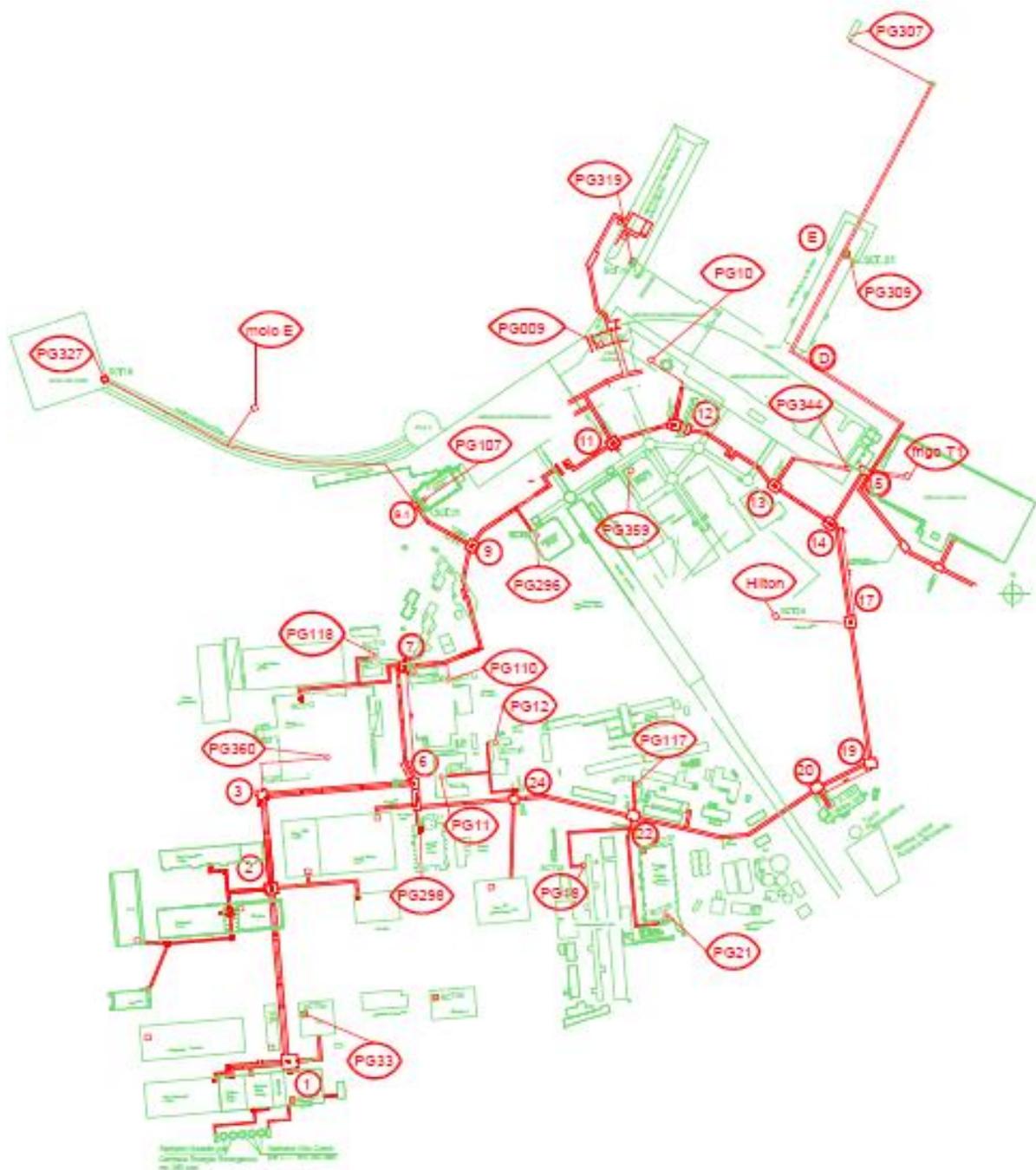


Figura 21 – Schema dell'estensione della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Fiumicino [21]

Come già detto, la rete è composta da due anelli di mandata e due di ritorno, aventi diametri diversi (DN 200 e DN 350). Sono presenti 19 camere di misurazione (cerchi numerati in Figura 21), di cui 14 di maggiore importanza dalle quali partono le diramazioni di minore diametro verso le sottostazioni di utenza dell'aeroporto che sono indicate in Figura 21 come PG. I tratti delle diramazioni hanno lunghezze molto più limitate, ma non trascurabili, rispetto a quelle degli anelli principali (vd. allegato A).

Entrambi gli anelli hanno inizio e fine in centrale termica, rispettivamente nei due collettori di mandata e nei due di ritorno. Per creare la forma ad anello, a valle dei collettori, sono quindi presenti quattro tubazioni di mandata e quattro di ritorno. In Figura 22 è riportato uno schema dei collettori e dei rami, che si dipartono verso gli anelli della rete di teleriscaldamento, e in Tabella 3 è illustrata la nomenclatura di suddetti rami.

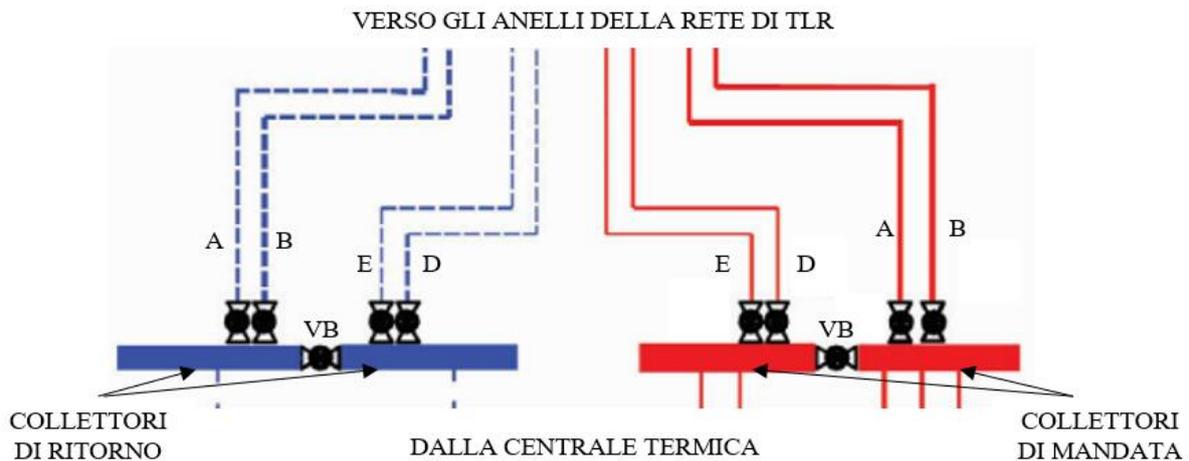


Figura 22 – Schema dei collettori in centrale termica dell'aeroporto di Fiumicino [28]

Tabella 3 – Nomenclatura dei rami degli anelli della rete di teleriscaldamento di Fiumicino

RAMO A	DN 350 Nord
RAMO B	DN 350 Sud
RAMO E	DN 200 Nord
RAMO D	DN 200 Sud

È da tenere presente che in realtà la rete è attualmente gestita come se ci fosse un unico anello in quanto la temperatura di mandata è la stessa. Inoltre, vi sono due valvole di bypass (VB in Figura 22), di cui una mette in collegamento i due collettori di mandata e l'altra collega i due collettori di ritorno.

La rete è stata progettata e realizzata per distribuire un carico termico massimo di 80 MW, con un salto termico pari a 60 °C (da 150 °C a 90 °C) e una portata di 700 m³/h per l'anello di diametro maggiore e di 240 m³/h per l'anello di diametro minore. Il sistema di pompaggio progettato era costituito da 5 gruppi, ciascuno con portata nominale di 300 m³/h alla pressione massima di esercizio di 15,2 bar.

Come si evince da uno studio risalente al 2011 [21], la rete è sovradimensionata sia per l'impianto di pompaggio, sia per quello termico, in quanto fu progettata in relazione alle previsioni di ampliamento del carico.

Attualmente le condizioni di funzionamento sono ben lontane dalle condizioni di progetto. Infatti, il carico termico massimo attuale è di circa 20 MW, il salto termico medio è di circa 50-60 °C e la portata massima registrata di acqua circolante nella rete è di circa 320 m³/h. Il sistema di pompaggio è costituito da 8 pompe di spillamento a giri variabili, delle quali 4 con portata nominale di 350 m³/h e 4 con portata nominale di 175 m³/h. La pressione di esercizio dell'acqua in mandata nella rete di teleriscaldamento è di circa 7,5 bar. La logica di gestione del sistema prevede l'avviamento di una sola pompa, solitamente di portata nominale pari a 350 m³/h, che deve garantire una prevalenza di circa 1,7 bar. Se la pompa attivata non è sufficiente, interviene una seconda pompa in sequenza, e così via.

3.1.3 Sottostazioni di zona

La rete è attualmente collegata a 23 sottostazioni a servizio degli edifici dell'aeroporto. Di queste, 5 sono state dismesse e perciò il carico termico è determinato dalle restanti 18. Tutte le sottostazioni sono collegate a entrambi gli anelli. All'ingresso di ogni sottostazione è presente una valvola a 2 vie che si apre o si chiude in base al fabbisogno, determinando una variazione continua della portata richiesta dalla rete e, di conseguenza, di quella circolante nei cogeneratori.

Delle 18 sottostazioni, 15 contengono soltanto gli scambiatori di calore, in 2 (PG107 e molo E, vd. Figura 21) sono presenti anche macchine frigorifere ad assorbimento, mentre una (frigo T1, vd. Figura 21) è dotata soltanto della macchina frigorifera.

Gli scambiatori di calore sono utilizzati tutto l'anno per la produzione di acqua calda sanitaria e, nel periodo invernale, per il riscaldamento degli ambienti.

Le macchine frigorifere, descritte di seguito, sono utilizzate nel periodo estivo per il raffrescamento degli ambienti.

Macchine frigorifere ad assorbimento

La rete di teleriscaldamento è allacciata a 5 macchine frigorifere ad assorbimento della tipologia a doppio stadio. Due di queste, la cui potenza frigorifera totale nominale è di 4 MW, sono state da poco installate presso il molo E, e sono ancora in fase di collaudo. Delle tre funzionanti, due sono a servizio del terminal T1 (frigo T1) e una a servizio del terminal T3 (PG107). Le macchine frigo a servizio dei terminal T1 e T3 sono della casa costruttrice Shuangliang: il modello HSB744, con potenza frigo nominale di 3,5 MW, è installato al T3; i modelli HSB331 e HSB66, con potenza frigo totale nominale di 4,5 MW, sono installati al T1.

Il ciclo di funzionamento delle macchine frigorifere ad assorbimento installate, schematizzato in Figura 23, si realizza mediante l'impiego di acqua (fluido refrigerante) in soluzione con bromuro di litio (fluido assorbente), in ambiente mantenuto in depressione. Essendo della tipologia a doppio stadio, il generatore è idoneo per essere alimentato con acqua surriscaldata a una temperatura di 130 °C e può consentire una temperatura minima lato ritorno di 68 °C.

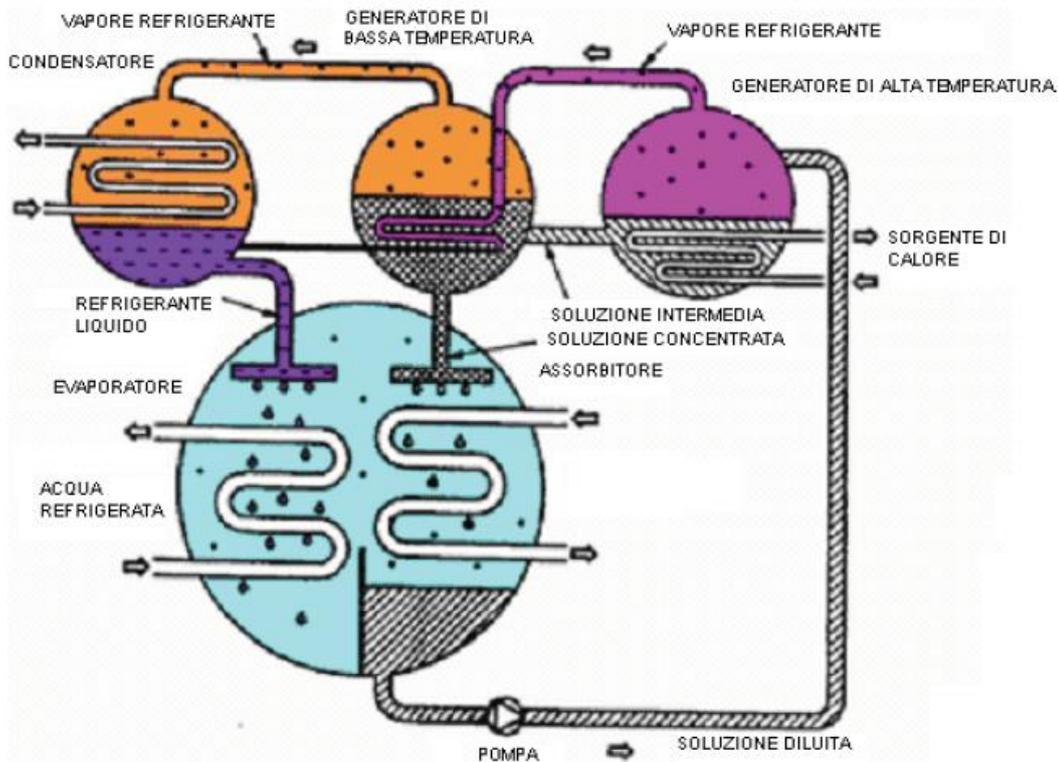


Figura 23- Schema di funzionamento di una macchina frigorifera ad assorbimento a doppio stadio *Errore. L'origine r iferimento non è stata trovata.*[29]

4. Metodologia

Per conseguire gli obiettivi prefissati, sono stati in primo luogo analizzati i dati di monitoraggio delle grandezze energetiche forniti dal gestore dell'impianto (Aeroporti di Roma SpA), utilizzando i software Matlab e Excel. Dopodiché è stato possibile implementare un codice di calcolo della rete mediante TRNSYS, un software di simulazione dinamica che consente di riprodurre il funzionamento di sistemi energetici dal punto di vista termico. Una volta validato il modello, tramite il confronto dei risultati ottenuti dalla simulazione con i dati di monitoraggio, è stato possibile utilizzarlo per studiare lo scenario di efficientamento.

TRNSYS è un software sviluppato dal SEL (Solar Energy Laboratory) della University of Wisconsin-Madison attraverso la collaborazione con altri istituti di ricerca a livello internazionale. Ha una struttura di tipo modulare e la risoluzione di sistemi energetici complessi è affrontata suddividendo il problema in una serie di componenti più semplici detti "Type" che vengono interconnessi tra loro all'interno di un'interfaccia grafica detta "Simulation Studio". Ogni Type può essere considerato come un black box che, a partire da parametri definiti dall'utente, processa i dati di input in funzione degli algoritmi definiti nell'apposita libreria (.DLL) e produce dei risultati in output (vd. Figura 24).

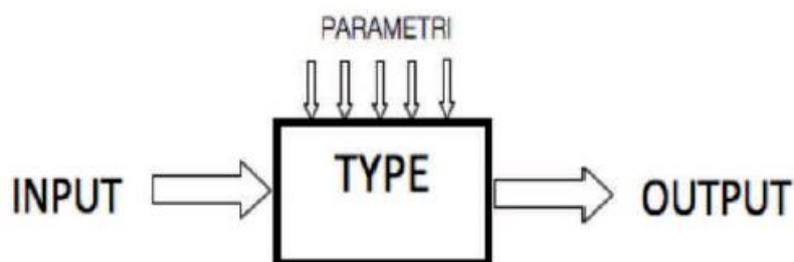


Figura 24 – Schema semplificato del componente "Type" nel software TRNSYS [24]

La libreria di base del software fornisce anche componenti che permettono la gestione di dati climatici, componenti che consentono di richiamare programmi esterni (es. Excel, MatLab/Simulink, EES), e componenti dedicati all'elaborazione dei risultati della simulazione. Sono state inoltre sviluppate librerie aggiuntive specifiche (es. TESS).

È disponibile una documentazione approfondita sui modelli matematici dei componenti della libreria di base del software [25].

Essendo l'obiettivo della tesi quello di valutare il risparmio energetico derivante dall'attuazione di uno scenario di efficientamento, TRNSYS si è rivelato un mezzo molto efficace. Il software non permette invece di fare analisi di tipo fluidodinamico delle perdite di carico sulla rete. A questo scopo è particolarmente indicato l'utilizzo di Modelica, un linguaggio di modellazione dinamica attualmente molto usato per la simulazione di reti di distribuzione del calore. [26]

Si evidenzia inoltre che recentemente ENEA ha sviluppato la piattaforma ENSim (Energy Network Simulator) per la simulazione di reti termiche di teleriscaldamento in assetto poligenerativo [27]. Il software di simulazione dinamica ENSim lavora in ambiente Simulink e sfrutta alcune delle funzionalità di Matlab.

5. Analisi dei dati di monitoraggio

I dati di monitoraggio utilizzati per l'analisi derivano da misurazioni sia in centrale termica, sia nelle camere della rete di TLR. I dati, raccolti in file Excel, sono stati forniti a ENEA da Aeroporti di Roma in tre fasi. Il periodo di rilevazione è compreso tra novembre 2017 e luglio 2018.

Per quanto concerne la centrale termica, i dati di monitoraggio sono campionati a intervalli orari e comprendono informazioni sulla produzione (termica ed elettrica) e sul fabbisogno termico del teleriscaldamento, misurato ai collettori della rete. Le grandezze monitorate sono energia, portata e temperatura. Sono inoltre disponibili i valori orari del combustibile utilizzato (in Sm^3) dai cogeneratori e dalle caldaie.

Per quanto riguarda le camere di misurazione della rete, i dati di monitoraggio includono il fabbisogno termico delle sottostazioni collegate agli anelli della rete di TLR separatamente per gli stacchi dal DN 350 e dal DN 200. I valori di potenza termica, portata e temperatura sono misurati a intervalli di 20 minuti, mentre quelli di energia sono misurati ogni ora.

Di seguito si riporta una sintesi dei principali risultati dell'analisi effettuata.

5.1 Analisi dei dati di monitoraggio della centrale termica

A partire dai dati di monitoraggio è stato studiato il funzionamento dei cogeneratori, delle caldaie e degli accumuli di centrale in relazione al fabbisogno energetico della rete.

Il grafico di Figura 25 mostra gli andamenti orari dei valori di potenza elettrica in gioco nell'aeroporto di Fiumicino.

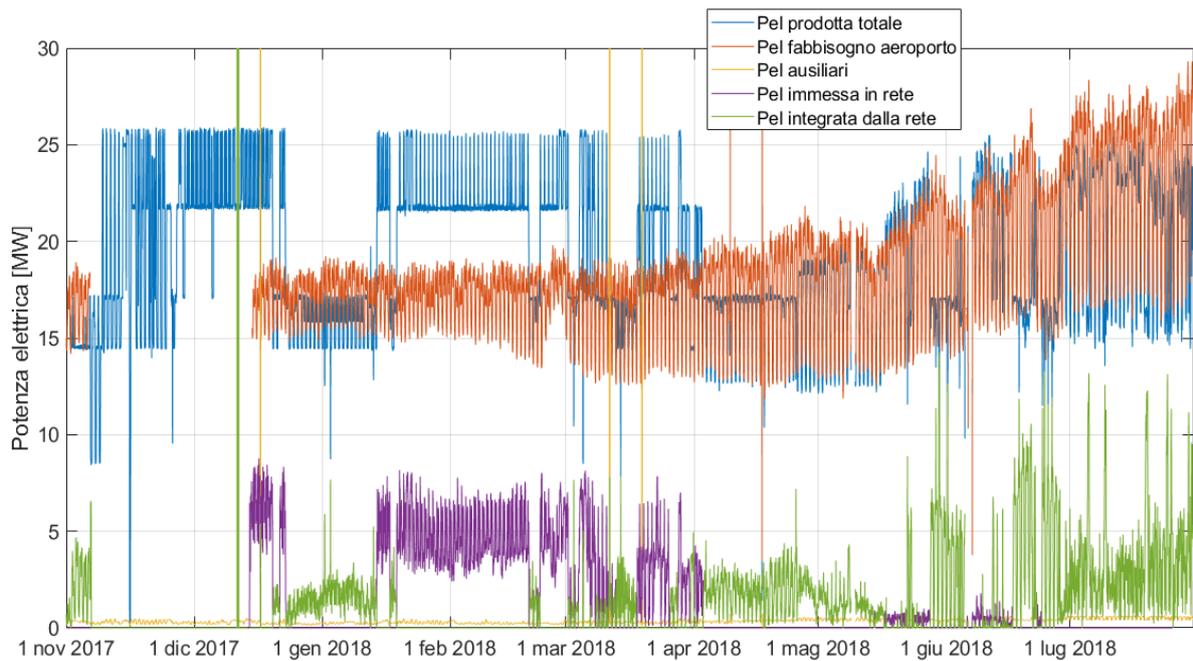


Figura 25 – Andamenti della potenza elettrica in gioco nell'aeroporto di Fiumicino

La linea rossa indica il fabbisogno elettrico dell'aeroporto al netto della potenza elettrica assorbita dai servizi ausiliari (linea gialla in figura). Si noti che i mesi di novembre e dicembre sono riportati in modo parziale in quanto i dati di monitoraggio non sono attendibili per i valori di fabbisogno elettrico. La linea blu rappresenta la potenza elettrica totale prodotta dai cogeneratori, mentre le linee viola e verde sono rispettivamente la potenza elettrica immessa e prelevata dalla rete (anch'esse riportate in modo parziale per i mesi di novembre e dicembre).

Si osservi che il funzionamento dei cogeneratori segue prevalentemente una logica a inseguimento elettrico.

Nel grafico di Figura 26, insieme all'andamento orario della potenza elettrica prodotta dai cogeneratori, sono riportati anche gli andamenti relativi alle potenze termiche in gioco.

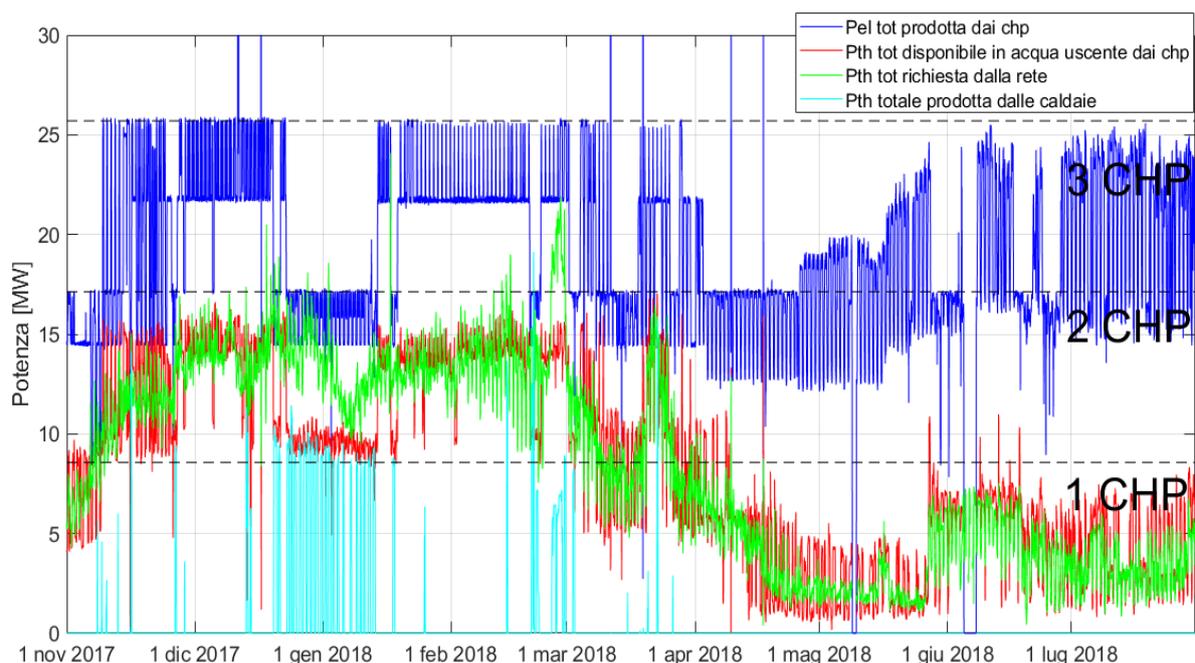


Figura 26 – Andamenti delle potenze elettriche e termiche nella centrale termica dell'aeroporto di Fiumicino

La linea blu indica l'andamento della potenza elettrica lorda prodotta dai cogeneratori. Le linee verde e rossa rappresentano rispettivamente l'andamento orario della potenza termica totale richiesta dalla rete di TLR e quello della potenza termica utile fornita dai cogeneratori. La potenza termica integrativa fornita dalle caldaie è rappresentata dalla linea celeste. Si noti che le caldaie sono prevalentemente utilizzate nel periodo a cavallo tra la fine di dicembre 2017 e l'inizio di gennaio 2019. L'intervento è dovuto alla fermata di uno dei tre cogeneratori, come si evince dallo scalino formato dalla linea che rappresenta la produzione elettrica.

Nel grafico di Figura 27 l'andamento del fabbisogno termico della rete di teleriscaldamento (linea rossa) è confrontato con l'andamento della somma tra produzione termica utile dei cogeneratori e delle caldaie (area blu). In corrispondenza degli intervalli di tempo in cui è presente un surplus o un deficit di produzione rispetto al fabbisogno si nota che gli accumuli (linea nera) rispettivamente si caricano o si scaricano.

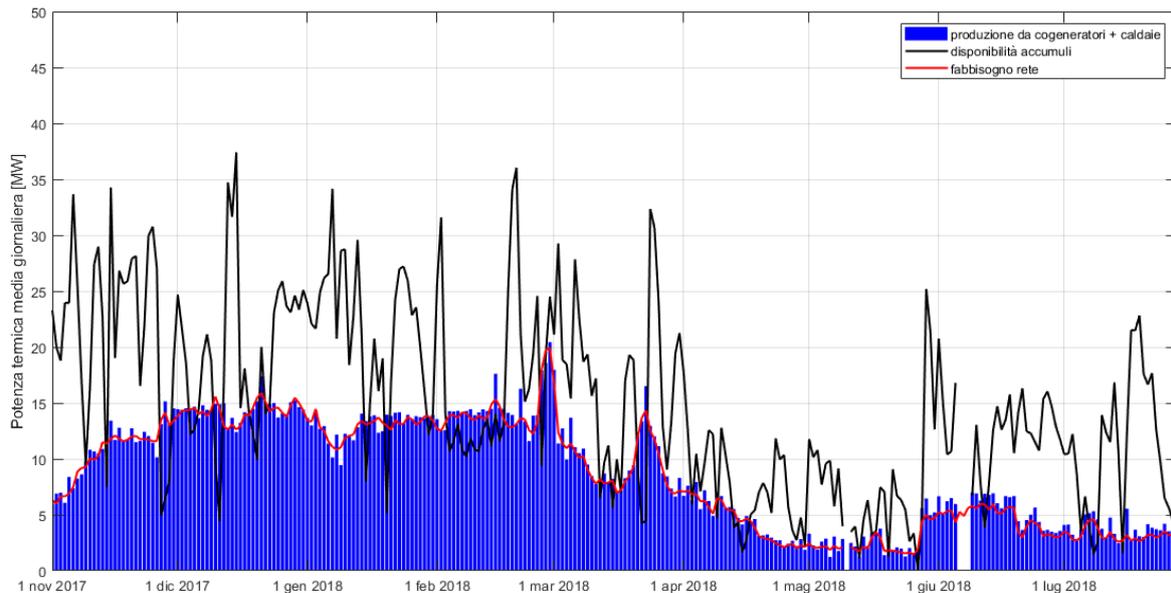


Figura 27 – Andamento della disponibilità termica negli accumuli correlato con produzione e fabbisogno

Per avere un quadro completo sono inoltre stati analizzati i valori di portata e temperatura, sia per i cogeneratori sia per la rete di TLR.

Il grafico di Figura 28 mostra come l'andamento della portata circolante nella rete di TLR segua quello del fabbisogno termico totale della rete. Da ciò emerge che la logica di regolazione è basata sul mantenimento delle differenze di temperatura pressoché costanti. Quindi le variazioni del carico termico sono gestite mediante la variazione della portata di acqua surriscaldata circolante nella rete.

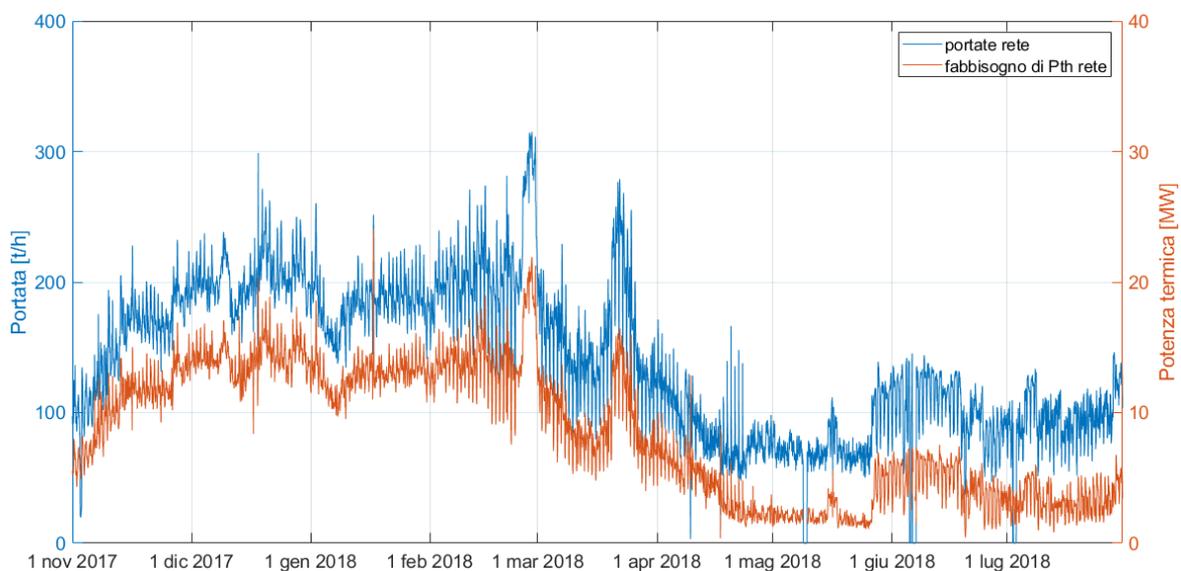


Figura 28 - Confronto dell'andamento della portata con il carico termico della rete di TLR

Nel grafico in Figura 29 sono riportate le stesse grandezze del grafico precedente, ma sono riferite ai cogeneratori anziché alla rete di TLR. Ovviamente anche in questo caso i due andamenti sono correlati. Per effetto del sistema di accumulo, le portate circolanti sono diverse tra cogeneratori e rete di TLR.

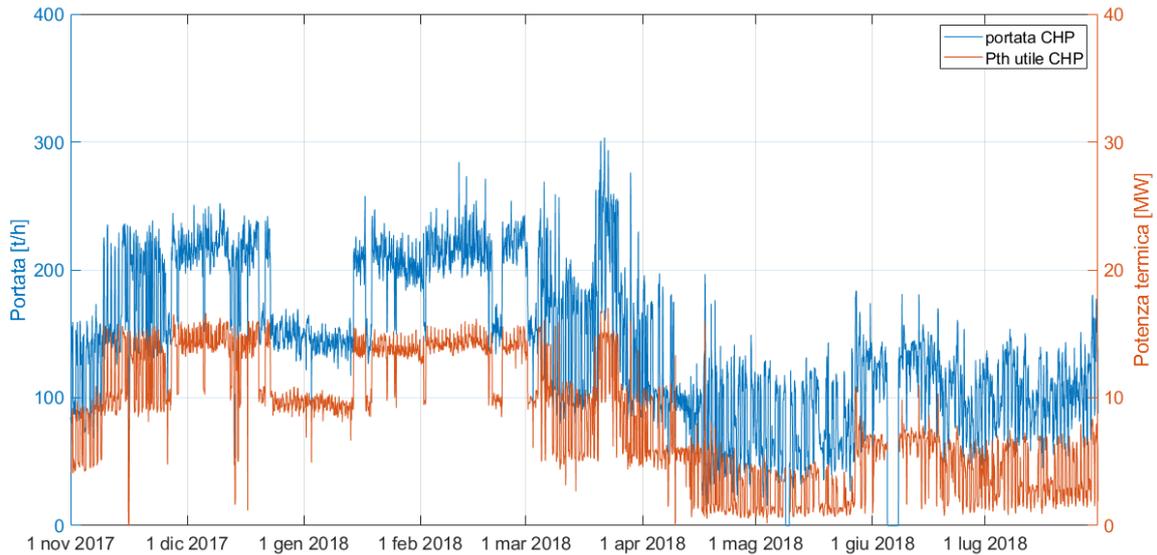


Figura 29 - Confronto dell'andamento della portata con il carico termico dei cogeneratori

Nel grafico di Figura 30 sono riportati gli andamenti delle temperature, sia per i cogeneratori sia per la rete di TLR.

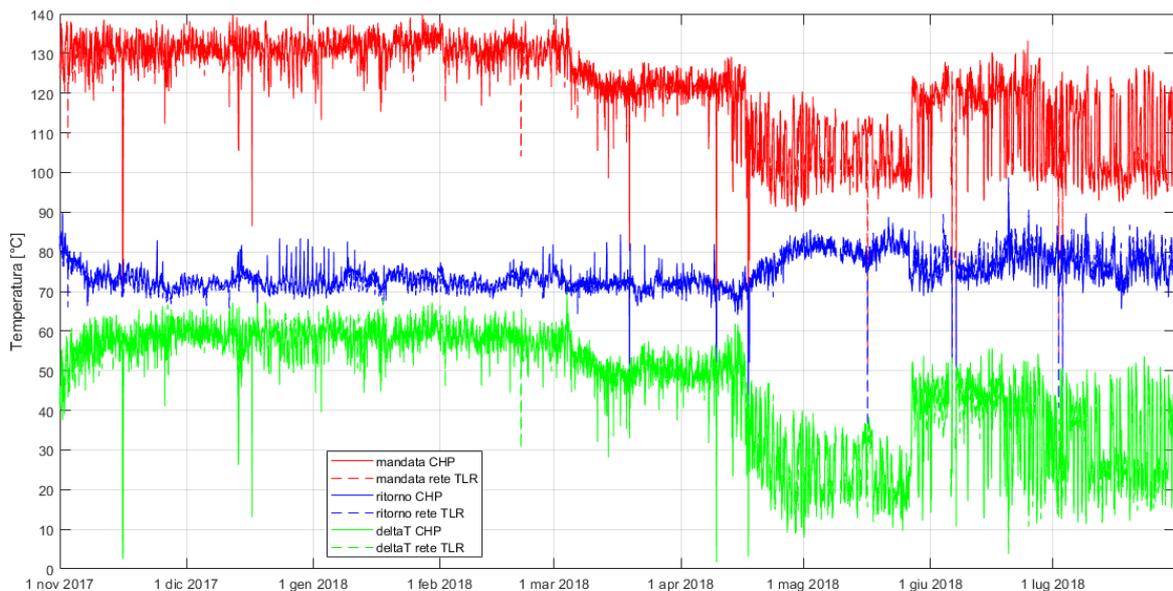


Figura 30 – Andamenti delle temperature di mandata e ritorno e loro differenza, per CHP e rete di TLR

Le linee rosse e blu rappresentano rispettivamente gli andamenti della temperatura di mandata e di quella di ritorno, mentre le linee verdi rappresentano la differenza fra le due.

Rispetto a quanto riportato nella legenda, le linee tratteggiate (relative alla rete di TLR) non sono ben visibili nel grafico perché sovrapposte con le rispettive linee continue dei CHP.

Si osserva che fino all'inizio di marzo la temperatura di mandata ha assunto valori di circa 130 °C, dopo si è abbassata a circa 120 °C. Il vincolo dei 130 °C era imposto dalla presenza di due generatori di vapore allacciati alla rete, a servizio delle mense. La diminuzione di temperatura è stata resa possibile dalla sostituzione di detti generatori con generatori di vapore elettrici. Il nuovo livello di temperatura di mandata è quindi richiesto dalla presenza delle macchine frigo ad assorbimento a doppio stadio.

A partire da metà aprile, si osserva un'ulteriore modifica della temperatura di mandata, non più di valore pressoché costante, ma di andamento oscillante sulla giornata. Ciò dipende dal fatto che nella situazione estiva sono state in funzione soltanto le utenze di acqua calda sanitaria e la macchina frigo a servizio del terminal T3. Perciò si sono verificate due condizioni: carico termico della rete molto basso e temperatura richiesta dalla rete alta (circa 120 °C). Conseguentemente, per ottenere una temperatura di ritorno non troppo elevata, la strategia di gestione seguita è stata di modulare la temperatura di mandata nella rete in funzione dell'uso degli assorbitori, ossia la temperatura è stata mantenuta a 120 °C solo nel periodo di funzionamento di tali macchine frigorifere. Tale gestione della rete ha altresì determinato una corrispondente variabilità della differenza tra temperatura di mandata e di ritorno.

Nei grafici (carpet plot) di Figura 31 è evidenziato l'andamento della richiesta di calore (in MWh) della rete di TLR nel periodo novembre 2017 - luglio 2018. Sull'asse delle ascisse sono riportate le ore del giorno e su quella delle ordinate i giorni del mese.

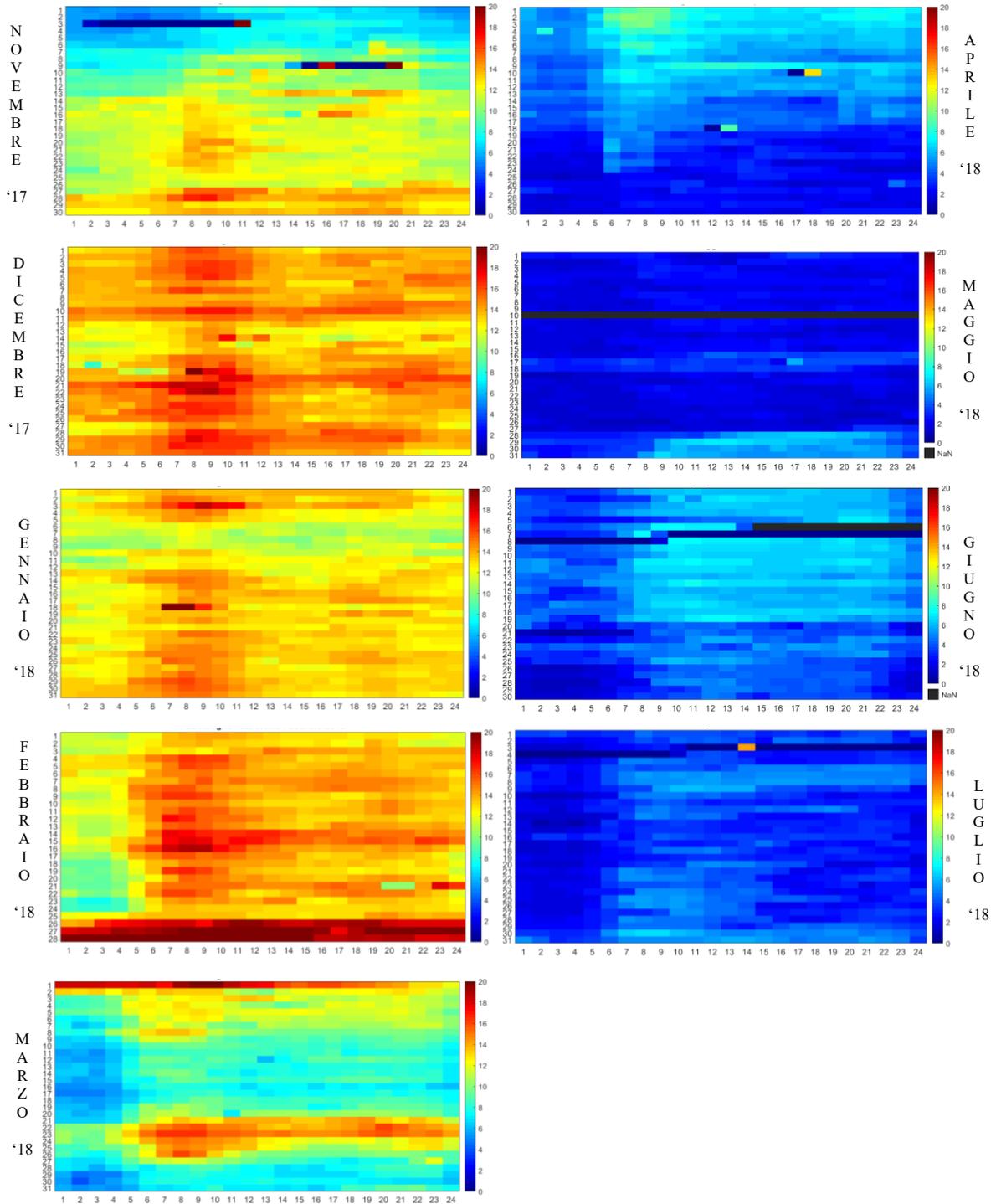


Figura 31 - Carpet plot del carico termico totale della rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Fiumicino

Mediante questi grafici si osserva che i profili di carico termico assumono valori rilevanti (dai 12 ai 20 MW) durante i mesi della stagione di riscaldamento e che i picchi di carico si verificano generalmente nelle ore mattutine (dalle 6 alle 12). A fine febbraio si nota un aumento sostanziale della richiesta: questa anomalia è dovuta alle temperature esterne particolarmente

rigide per il clima standard rilevate in questo periodo dell'anno (Figura 32). Dal 21 al 25 marzo si osserva un incremento del carico rispetto all'andamento generale del mese dovuto a una temporanea accensione degli assorbitori a servizio del terminal T1, come si evince dalla Figura 33. Si noti che negli altri giorni di marzo la potenza attribuita all'assorbitore assume valori di circa 0,5 MW, ma in realtà non è in funzione. Il motivo di questo andamento è che non è noto il carico termico richiesto dagli assorbitori e, come meglio spiegato nel seguito, si è calcolato per differenza tra la potenza termica misurata in camera 14 e la potenza totale richiesta dalle utenze a valle. Ovviamente, questo valore comprende le perdite termiche sulle diramazioni degli anelli della rete.

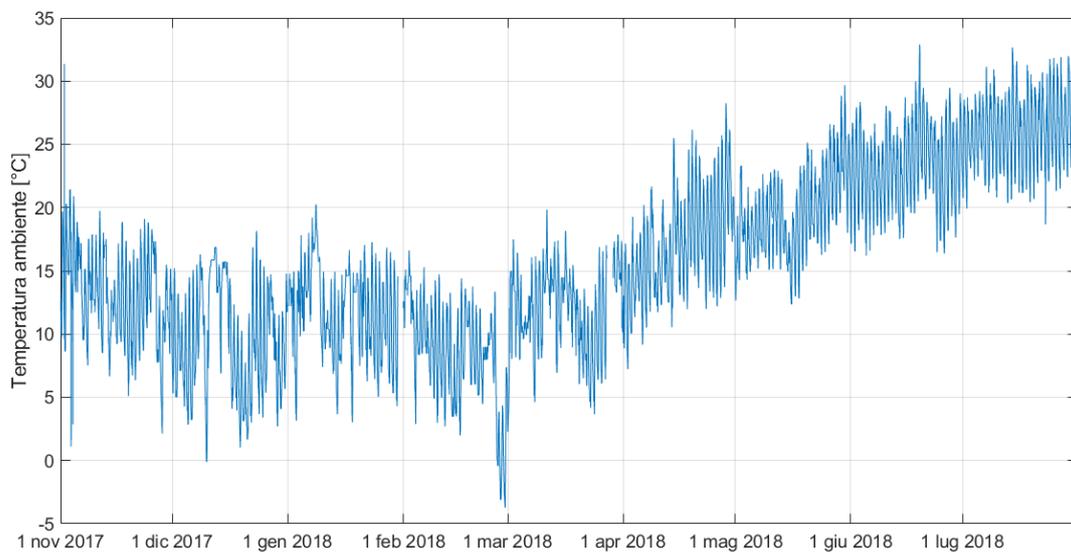


Figura 32 - Andamento della temperatura esterna nel periodo in analisi

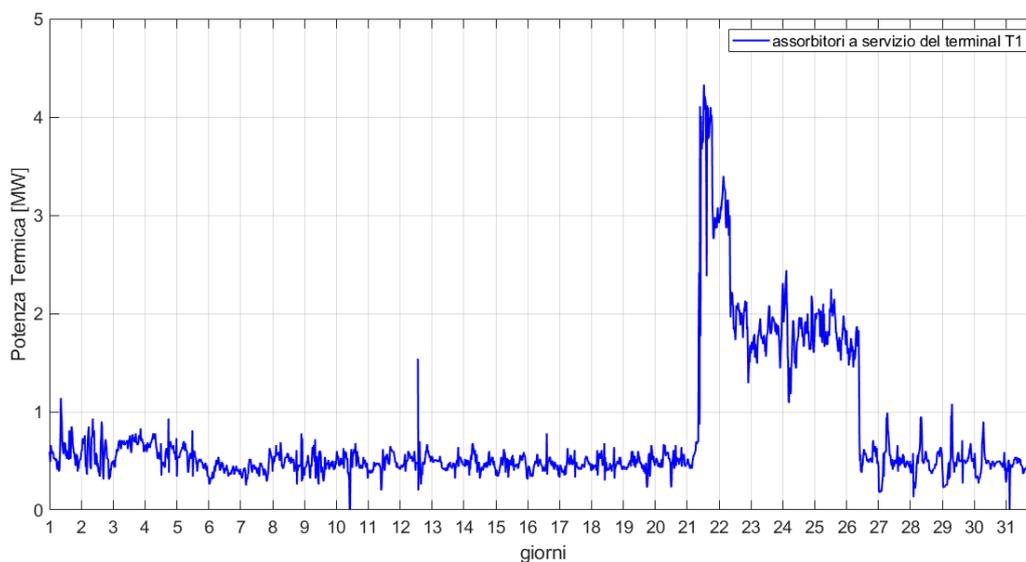


Figura 33 - Andamento potenza termica richiesta dall'assorbitore al T1 (comprese perdite sulle diramazioni), marzo 2018

Da circa metà aprile in poi, in Figura 31 si osserva inoltre una sostanziale riduzione del carico termico che segna la fine della stagione di riscaldamento. Fino a pochi giorni dalla fine di maggio la richiesta delle utenze è dovuta soltanto alla produzione di acqua calda sanitaria, mentre dalla fine di maggio in poi entra in funzione anche l'assorbitore a servizio del terminal T3 (vd. Figura 34).

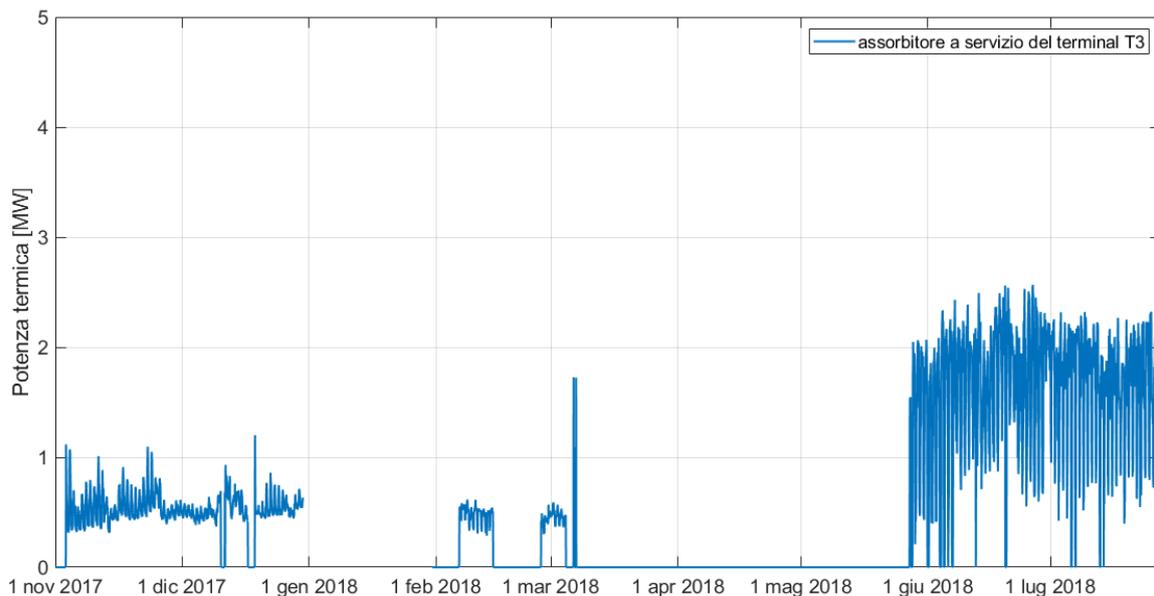


Figura 34 - Andamento potenza termica richiesta dall'assorbitore al T3, periodo novembre 2017-luglio 2018

5.2 Analisi dei dati di monitoraggio delle camere di misurazione

Tenuto conto dei dati forniti da AdR, l'analisi è stata condotta considerando le sottostazioni di rete come utenze.

A partire dai dati di monitoraggio è stato analizzato il funzionamento di ogni sottostazione, mese per mese, e in Tabella 4 è riportata la sintesi dell'analisi condotta.

Tabella 4– Energia termica mensile consumata da ogni sottostazione della rete di TLR

N. CAM	SOTTOSTAZIONE	Stacco da	ENERGIA TERMICA CONSUMATA MENSILE [MWh]								
			Nov	Dic	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug
1	PG 33	ramo G (stacco da DN 200)	90	142	136	141	113	29	24	28	23
		ramo F (stacco da DN 350)	0	0	0	0	1	0	0	0	0
3	PG 360	DN 200	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		DN 350	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	PG 298	DN 200	104	152	146	148	149	44	0	0	0
		DN 350	0	0	0	0	0	2	0	0	0
24	PG 11 + PG 12	DN 200 + DN 350	33	43	41	46	35	25	0	0	0
22	PG 117	DN 200 + DN 350	0	49	162	173	225	52	0	0	0
	PG 18 + PG 21	DN 200	0	0	0	0	0	0	0	0	0
		DN 350	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17	HILTON	DN 200	488	547	536	611	608	463	408	263	186
		DN 350	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	PG 309	DN 200	143	327	190	274	229	52	17	17	15
		DN 350	28	21	8	0	0	0	0	0	0
	PG 307	DN 200	0	0	0	0	0	0	245	339	238
		DN 350	250	304	299	363	272	171	57	0	0
	assorbitori T1	DN 350	2125	1849	2063	1305	563	214	0	0	0
13	PG 344	DN 200	2	170	242	220	0	0	0	0	0
		DN 350	343	469	229	548	588	168	62	32	20
12	PG 10	DN350	296	627	507	565	440	115	0	0	0
11	PG 359	DN 200	NO DATA	0	0	0	0	32	0	0	0
		DN 350	NO DATA	24	105	136	111	12	0	0	0
	PG 009	DN 200	0	77	176	234	146	23	9	17	9
		DN 350	0	0	0	0	0	40	20	0	0
	PG 319	DN 200	9	0	0	281	359	62	12	31	24
		DN 350	6	0	0	239	162	161	55	0	0
9	PG 296	DN 200	0	0	NO DATA	0	0	38	3	7	0
		DN 350	78	138	NO DATA	145	128	13	0	0	0
	assorbitore T3 - PG 107	DN 350	359	340	NO DATA	110	57	0	106	1150	1153
	scambiatori - PG 107	DN 350	412	921	NO DATA	787	640	28	0	0	0
	MOLO E	DN 200 + DN 350	NO DATA	631	NO DATA	2218	1442	720	366	1130	250
	PG327	DN 200	NO DATA	146	337	417	38	0	0	0	0
DN 350		0	0	0	41	490	221	78	375	221	
7	PG 118	DN 200 + DN 350	0	0	15	2	0	0	0	0	0
	PG 110	DN 200 + DN 350	0	0	0	0	0	0	0	0	0
TOTALE		DN200+DN350	NO DATA	6977	NO DATA	9003	6795	2683	1464	3388	2138

I dati relativi al molo E e alle due macchine frigo ad assorbimento a doppio stadio a servizio del terminal T1 non sono disponibili. Pertanto, i dati caratteristici di queste sottostazioni sono stati determinati per differenza tra i valori misurati nella rispettiva camera a cui sono allacciate e i valori delle altre utenze a valle di dette camere. Ovviamente, il carico termico ottenuto per differenza non è completamente attribuibile a dette utenze, ma è comprensivo delle perdite termiche sulle diramazioni. Perciò, come meglio illustrato nel capitolo relativo alla validazione del modello di simulazione della situazione attuale, il modello è stato implementato in modo da calcolare separatamente le perdite di carico delle diramazioni e il carico termico richiesto dagli assorbitori.

Dall'analisi è emerso che le camere più energivore sono quelle collegate alle macchine frigorifere ad assorbimento (camere 9 e 14). In particolare, il carico termico delle sottostazioni

collegate alla camera 9 rappresenta quasi la metà del carico termico totale della rete (circa il 45 %). Tenuto conto di ciò, a titolo di esempio, di seguito si riportano i grafici prodotti per questa camera.

La camera 9 fornisce calore a due gruppi di utenze, di cui il primo (PG 296) presenta carichi termici trascurabili rispetto al secondo (PG 107 + molo E + PG 327). Quest'ultimo infatti è caratterizzato dalla presenza di sottostazioni di zona e di una macchina ad assorbimento a doppio effetto. Per quanto descritto, nel seguito si fa riferimento esclusivamente al secondo gruppo di utenze sopra menzionato.

Il grafico di Figura 35 illustra l'andamento del carico termico richiesto dal secondo gruppo di utenze. Il mese di gennaio 2018 non è riportato in quanto alcuni dei dati non sono disponibili (vd. Tabella 4).

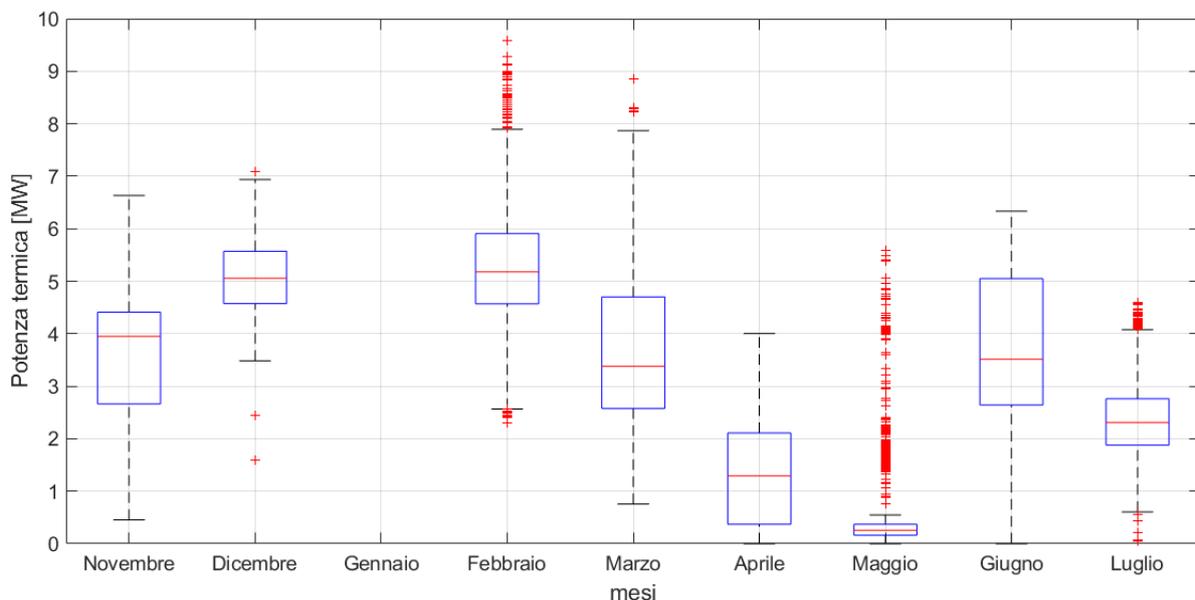


Figura 35 - Box plot del carico termico richiesto dal secondo gruppo di utenze collegato alla camera 9

I box plot rappresentati descrivono in termini statistici la distribuzione del carico termico in oggetto, e in particolare riportano cinque indicatori rappresentativi della distribuzione dei valori: minimo, 1° quartile, mediana, 3° quartile e massimo. Il box è delimitato inferiormente e superiormente, rispettivamente, dal 1° e dal 3° quartile, mentre la mediana divide il box in due porzioni. Gli outliers corrispondono ai punti rossi indicati fuori dai box.

Grazie ai dati di monitoraggio delle camere è stato possibile ottenere anche i seguenti grafici che, a titolo di esempio, sono stati riportati soltanto per il mese di febbraio 2018. Ogni

sottostazione è servita da entrambi gli anelli, quindi nei grafici che seguono sono evidenziati separatamente i contributi delle due diramazioni.

In Figura 36 è riportato l'andamento del carico termico collegato a camera 9. Si osserva un sostanziale aumento del carico (es. sul DN 350 si passa da circa 4,5 MWt a 6-8 MWt) alla fine di febbraio 2018. Come illustrato precedentemente, questa variazione è giustificata dalle condizioni ambientali esterne particolarmente rigide per il periodo. Si osserva inoltre che a febbraio la potenza termica fornita dall'anello con diametro DN 350 risulta essere maggiore rispetto a quella del DN 200. Ciò avviene anche in quasi tutti gli altri mesi analizzati.

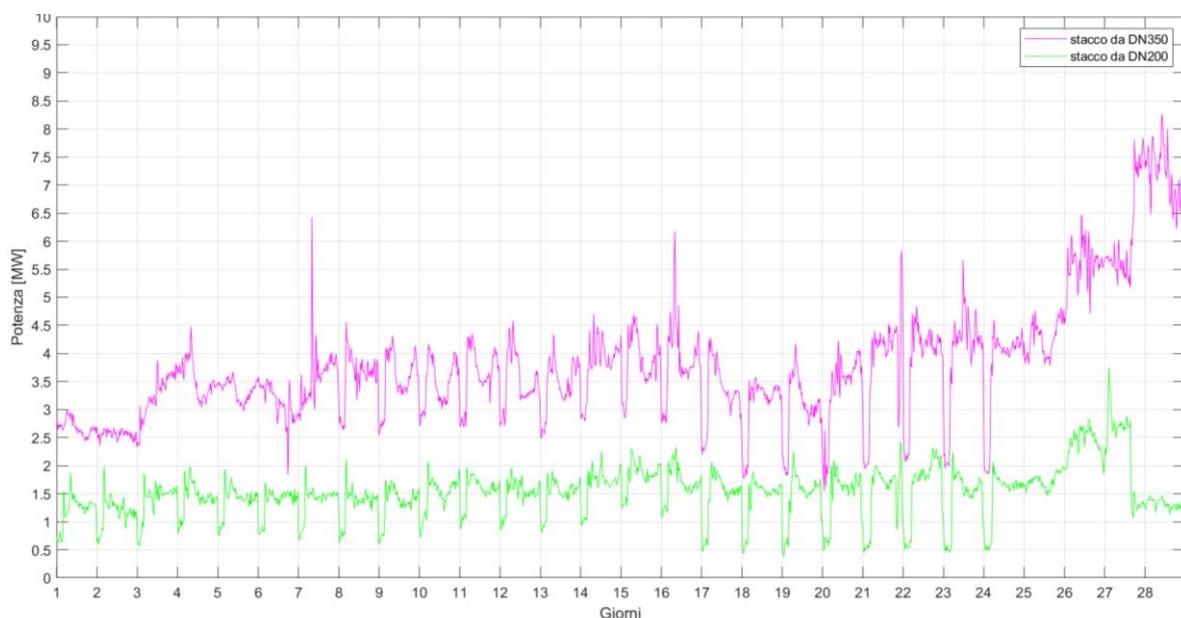


Figura 36 - Potenza termica richiesta dal secondo gruppo di utenze collegato a camera 9 nel mese di febbraio 2018

In Figura 37 si osserva che l'andamento delle portate di acqua surriscaldata circolante nelle due diramazioni rispecchia quello dei rispettivi carichi termici (vd. Figura 36). Perciò, come già evidenziato dall'analisi dei dati di monitoraggio in CT, la logica di regolazione prevede la variazione della portata di acqua surriscaldata per soddisfare il carico termico richiesto.

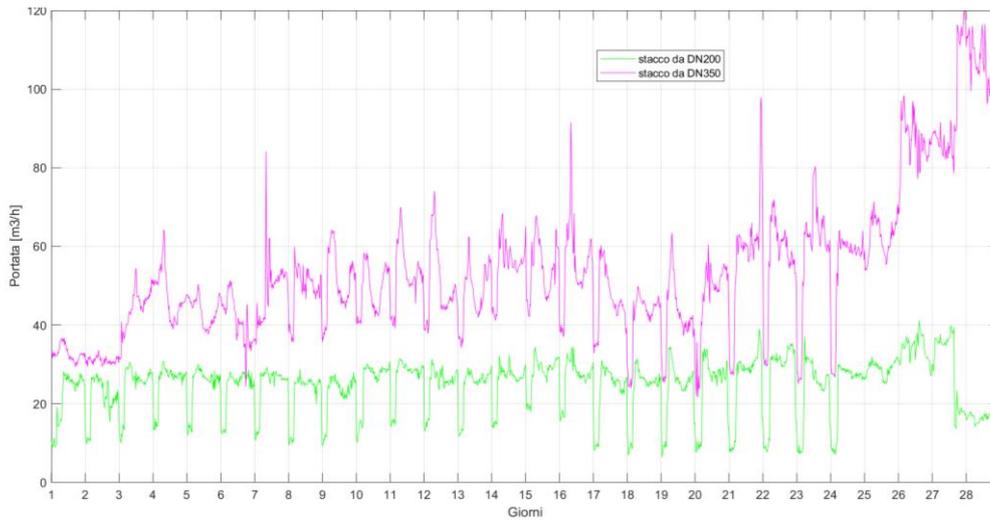


Figura 37 - Portata richiesta dal secondo gruppo di utenze collegato a camera 9 nel mese di febbraio 2018

Nel grafico che segue (Figura 38) sono riportati gli andamenti delle temperature di mandata e di ritorno circolanti sulle due diramazioni a servizio del secondo gruppo di utenze collegato alla camera 9. Nel mese di febbraio 2018 la temperatura di mandata su entrambi gli stacchi è mantenuta a circa 130 °C. Dall’analisi degli altri mesi si è osservata una diminuzione della temperatura di mandata a 120 °C da marzo 2018 in quanto la dismissione di alcune utenze che richiedevano tale temperatura per produrre vapore al servizio delle mense, sostituite con utenze non più alimentate dalla rete di TLR, ha consentito l’abbassamento di temperatura riducendo allo stesso tempo le perdite di calore nella rete. Rimangono le macchine frigorifere ad assorbimento a doppio stadio, che richiedono una temperatura di mandata minima dell’acqua surriscaldata pari a 120°C per poter funzionare in modo efficiente.

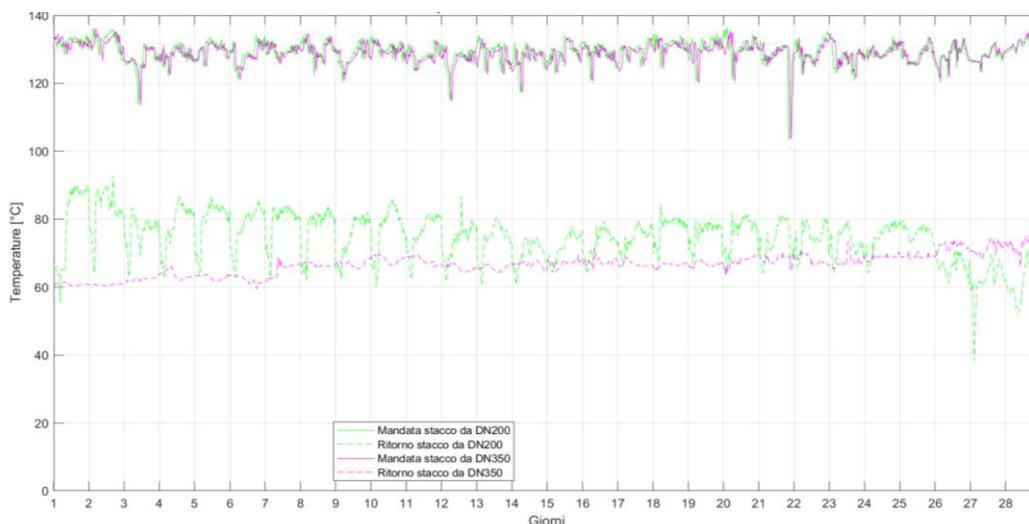


Figura 38 - Temperatura di mandata e di ritorno del secondo gruppo di utenze collegato a camera 9, febbraio 2018

6. Modello per la simulazione del caso base

Utilizzando alcuni dei dati di monitoraggio sopra descritti, si è implementato un modello di simulazione del sistema con il software TRNSYS in modo da condurre uno studio in condizioni dinamiche.

Per la costruzione del modello si è proceduto per step successivi, partendo dalla validazione di un singolo componente per procedere via via all'implementazione degli altri componenti fino ad arrivare ad un modello complessivo che rappresenti fedelmente il reale funzionamento del sistema.

Prima di entrare nei dettagli è necessario precisare che per condurre la simulazione del sistema nel suo complesso è necessario fornire in input sia dati derivanti dal monitoraggio della centrale termica sia da quelli delle camere di misurazione. In alcuni periodi si è verificata l'assenza di alcuni dati. Perciò è stato necessario suddividere la simulazione in sotto periodi. Conseguentemente, nell'esposizione dei risultati ottenuti con le simulazioni saranno evidenti periodi vuoti. In particolare, non è stato possibile effettuare la simulazione nei seguenti periodi: 1-29 novembre 2017; 30 dicembre 2017 - 31 gennaio 2018; 10 maggio 2018; 6-8 giugno 2018 e 29-31 luglio 2018.

6.1 Modello della centrale termica

Il primo step è stato quello di simulare il funzionamento dei cogeneratori. Come detto in precedenza, nell'aeroporto di Fiumicino sono installati motori endotermici il cui calore di scarto è recuperato mediante appositi scambiatori.

Il singolo motore a combustione interna è stato modellato mediante la type 907, presente nella libreria TESS di TRNSYS. Questo componente richiede un file di mappatura che rappresenti le prestazioni del motore in correlazione con la percentuale di carico (*part load ratio*, PLR) e con la temperatura ambiente.

Come sarà meglio illustrato in seguito, il file di mappatura è stato inizialmente determinato con riferimento a una sola temperatura ambiente desunta dalla scheda tecnica dei motori e pari a 25 °C. In sede di validazione del modello complessivo della centrale termica è emerso uno scostamento tra i dati simulati e monitorati non soddisfacente. Si è quindi provveduto ad analizzare la relazione tra rendimento elettrico e temperatura ambiente forniti

nei dati di monitoraggio. Viste le risultanze, sono stati modificati i file di mappatura per tener conto non soltanto della parzializzazione del carico elettrico ma anche della temperatura esterna.

A titolo di esempio, in Tabella 5, è riportato il file di mappatura definitivo inserito per il motore 1.

Tabella 5 – File di mappatura del cogeneratore 1

0.0	10.0	20.0	30.0					
0.500	0.750	1.000						
0.500	0.467	0.978	0.149	0.169	0.652	0.000	0.030	0.606
0.750	0.475	0.979	0.198	0.174	0.605	0.000	0.024	0.767
1.000	0.485	0.979	0.242	0.181	0.558	0.000	0.019	1.000
0.500	0.454	0.978	0.149	0.169	0.652	0.000	0.030	0.606
0.750	0.469	0.979	0.198	0.174	0.605	0.000	0.024	0.767
1.000	0.483	0.979	0.242	0.181	0.558	0.000	0.019	1.000
0.500	0.436	0.978	0.149	0.169	0.652	0.000	0.030	0.606
0.750	0.456	0.979	0.198	0.174	0.605	0.000	0.024	0.767
1.000	0.477	0.979	0.242	0.181	0.558	0.000	0.019	1.000
0.500	0.413	0.978	0.149	0.169	0.652	0.000	0.030	0.606
0.750	0.439	0.979	0.198	0.174	0.605	0.000	0.024	0.767
1.000	0.466	0.979	0.242	0.181	0.558	0.000	0.019	1.000

I valori numerici riportati nella sovrastante Tabella 5 corrispondono alle grandezze indicate in Tabella 6.

Tabella 6 – Descrizione dei dati di Tabella 5

Riga 1 = Temperatura dell'aria ambiente [°C]
Riga 2 = Part Load Ratio (Potenza elettrica effettiva/ Potenza elettrica nominale)
Colonna 1 = Part Load Ratio (Potenza elettrica effettiva/ Potenza elettrica nominale)
Colonna 2 = Efficienza meccanica (Potenza meccanica / Potenza del combustibile)
Colonna 3 = Efficienza del generatore (Potenza elettrica / Potenza meccanica)
Colonna 4 = Frazione del calore di scarto totale disponibile nel Jacket Water
Colonna 5 = Frazione del calore di scarto totale disponibile nell'Oil Cooler
Colonna 6 = Frazione del calore di scarto totale disponibile nei fumi di scarico
Colonna 7 = Frazione del calore di scarto totale disponibile nell'Aftercooler
Colonna 8 = Frazione del calore di scarto totale dissipato in ambiente
Colonna 9 = Frazione di portata dei fumi di scarico sul valore nominale

Nello specifico:

- Part Load Ratio (PLR) è la parzializzazione di carico elettrico;
- Jacket Water è l'intercapedine esterna alla camera di combustione del motore in cui circola l'acqua di raffreddamento;
- Oil Cooler è lo scambiatore che permette il raffreddamento dell'olio lubrificante;
- Aftercooler rappresenta gli stadi di interrefrigerazione dell'aria.

I dati richiesti nel file di mappatura sono stati desunti dalla scheda tecnica dei motori fornitaci da AdR e dai dati di monitoraggio. Alcuni dati, non essendo presenti, sono stati ipotizzati. La potenza termica dissipata verso l'ambiente, costituita dalle perdite per convezione e per irraggiamento della camera di combustione, è stata assunta pari all'1% della potenza del combustibile in condizioni nominali.

La quota di calore disponibile nell'Aftercooler è stata posta pari a zero perché, come si osserva nello schema tecnico di Figura 20 a pagina 27, i motori installati nell'aeroporto di Fiumicino possiedono 2 Aftercooler: CAC LT sul circuito di raffreddamento a bassa temperatura dell'olio; CAC HT sul circuito di raffreddamento ad alta temperatura della camera di combustione. A causa dei diversi livelli termici, non è possibile accorparli in un unico Aftercooler, come invece è richiesto dalla type 907. Perciò la disponibilità termica di CAC HT è stata attribuita al Jacket Water e quella di CAC LT all'Oil Cooler.

La quota di calore disponibile nei fumi è stata calcolata come segue.

$$\dot{Q}_{exh} = F_{exh,flow} * \dot{m}_{exh,rated} * c_{p,exh} * (T_{exh,out} - T_{air,intake}) \quad (7)$$

Dove $F_{exh,flow}$ è la frazione di portata in uscita dei fumi sul valore nominale; $\dot{m}_{exh,rated}$ è il valore nominale di portata in uscita dei fumi; $c_{p,exh}$ è il calore specifico dei fumi; $T_{exh,out}$ è la temperatura di uscita dei fumi; $T_{air,intake}$ è la temperatura di ingresso dell'aria.

Facendo il bilancio energetico dei motori a combustione interna calcolato con i dati riportati nel datasheet, si ricava che il valore di potenza del combustibile in ingresso nei motori non è esattamente uguale alla somma delle potenze uscenti (potenza meccanica + potenza termica totale). Però, lo scostamento percentuale riferito alla potenza del combustibile è piccolo: nel caso di 100% e 75% del carico è pari a circa l'1%, mentre vale circa il 4% nel caso di carico al 50%. Potremmo correggere le quote di calore recuperabile o di potenza del

combustibile o entrambe, ma la correzione sarebbe arbitraria in quanto non è noto in che proporzione queste quote incidono sull'errore. Considerato che raramente i motori lavorano con un carico minore del 70-75%, è stato ritenuto accettabile l'errore che si commette nel mantenere i dati invariati.

È da evidenziare che, in Tabella 5, i valori contenuti nei quattro riquadri sottostanti la riga 2 si riferiscono alle 4 temperature ambiente di riga 1 e alle percentuali di carico della colonna 1. Si noti che i valori di colonna 2, cioè quelli che indicano il rendimento meccanico del motore, variano in funzione della temperatura ambiente, oltre che in funzione del PLR. Invece, i valori riportati nelle altre colonne sono funzione soltanto del PLR.

I valori alle diverse temperature sono stati ottenuti mediante interpolazione dei dati di monitoraggio di rendimento elettrico riferiti sia al PLR, sia al valore di temperatura esterna (Text). Il grafico di Figura 39 mostra la superficie risultante per il cogeneratore 1, dalla quale si evidenzia la significativa riduzione del rendimento a carico elettrico ridotto e a temperature esterne elevate.

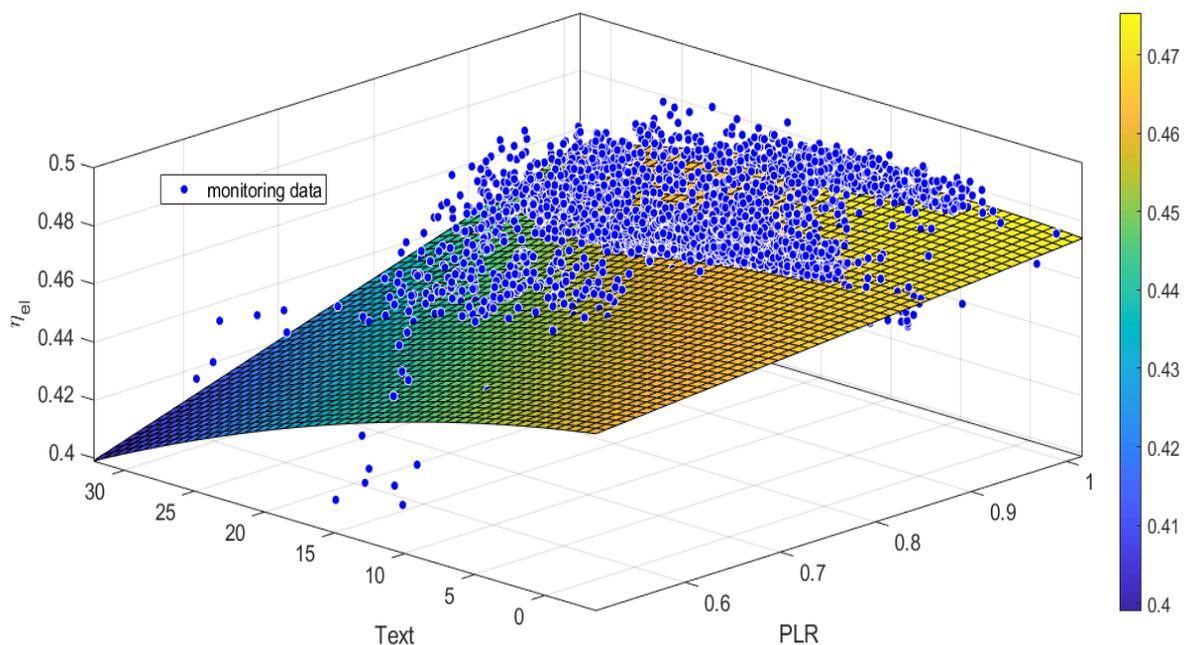


Figura 39 - Superficie di interpolazione dei dati di monitoraggio di rendimento elettrico del CHP1 in funzione di Text e PLR

Avendo a disposizione i dati di rendimento separatamente per ciascun motore, si è proceduto in modo analogo anche per i motori 2 e 3. Conseguentemente, nella simulazione sono stati inseriti gli specifici file di mappatura per ciascun motore.

Si passa ora all'illustrazione del modello complessivo del cogeneratore, prendendo in considerazione, non soltanto il motore a combustione interna, ma anche tutti gli altri componenti.

Lo schema di Figura 40 rappresenta il modello del cogeneratore nel suo insieme.

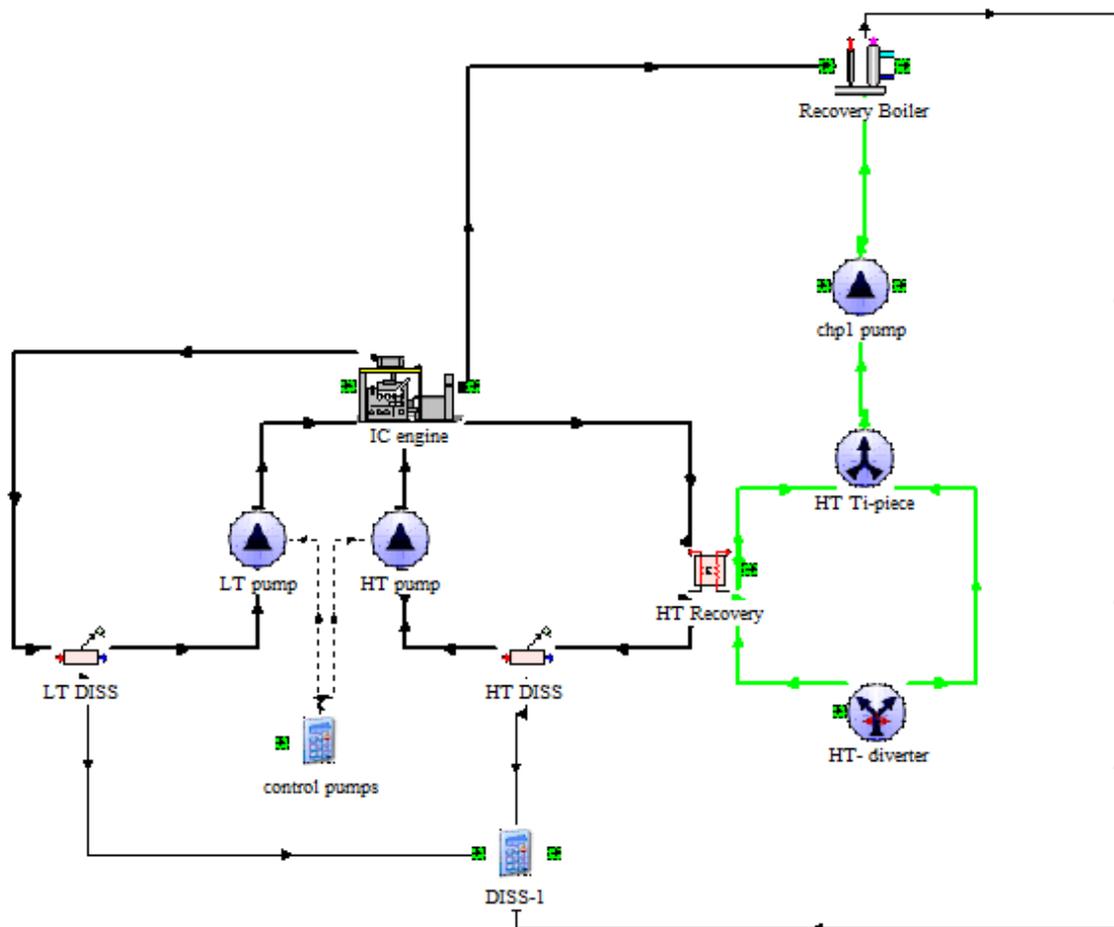


Figura 40 - Modello del cogeneratore

Il componente IC Engine è la type 907 di cui sopra, tramite la quale è simulato il funzionamento del motore a combustione interna. Il calore di scarto è recuperato tramite lo scambiatore acqua/acqua HT Recovery (type 91) e lo scambiatore fumi/acqua Recovery Boiler (type 626). I due circuiti con linee nere continue rappresentano i circuiti di raffreddamento del motore: quello con acqua ad alta temperatura a destra e quello di bassa temperatura a sinistra.

Sono incluse nel modello dei due circuiti di raffreddamento le pompe (type 3b), considerate a più velocità in funzione del carico dei CHP, e i dissipatori (HT-DISS e LT-DISS, entrambi type 92). La linea verde continua rappresenta l'acqua, proveniente dalla rete di TLR, che circola nei due scambiatori a recupero e viene portata alla temperatura di mandata di circa 120 °C o 130 °C, in relazione al mese nel quale viene effettuata la simulazione.

La pompa sul circuito dell'acqua surriscaldata (componente "chp1_pump", type 3b) è a giri variabili e la portata è controllata dalla calcolatrice "CONTROL" (vd. Figura 41 a pagina 54) che genera un segnale di output sulla base del valore orario della differenza tra temperatura massima (T_{top}) e minima (T_{bot}) all'interno del sistema di accumulo confrontato con il valore massimo osservato dai dati di monitoraggio. Tramite i due componenti "HT-diverter" (type 11f) e "HT T-piece" (type 11h) si ha la possibilità di bypassare lo scambiatore di recupero HT-Recovery nel caso in cui la temperatura dell'acqua in ingresso al cogeneratore superi il valore che rende impossibile il recupero (80-85 °C). Il bypass è controllato tramite il segnale in input al componente "HT-diverter" e generato dal componente "bypass HT control" (vd. Figura 41 a pagina 54). Si precisa inoltre che il componente "Recovery Boiler" prevede la possibilità di bypassare una parte della portata di fumi circolante al suo interno in correlazione con il valore massimo di temperatura dell'acqua surriscaldata in uscita dal cogeneratore. Questa caratteristica si rivela molto utile nella simulazione dei mesi primaverili ed estivi, in cui il carico termico della rete di TLR è molto basso e la gestione dei cogeneratori è volta a produrre una quantità di energia elettrica più elevata possibile.

Passando al modello della centrale termica, nella Figura 41 sottostante se ne riporta lo schema complessivo. Per la sua validazione, in questa fase, è stata considerata la rete come un'unica utenza il cui carico termico corrisponde a quello misurato ai collettori di centrale.

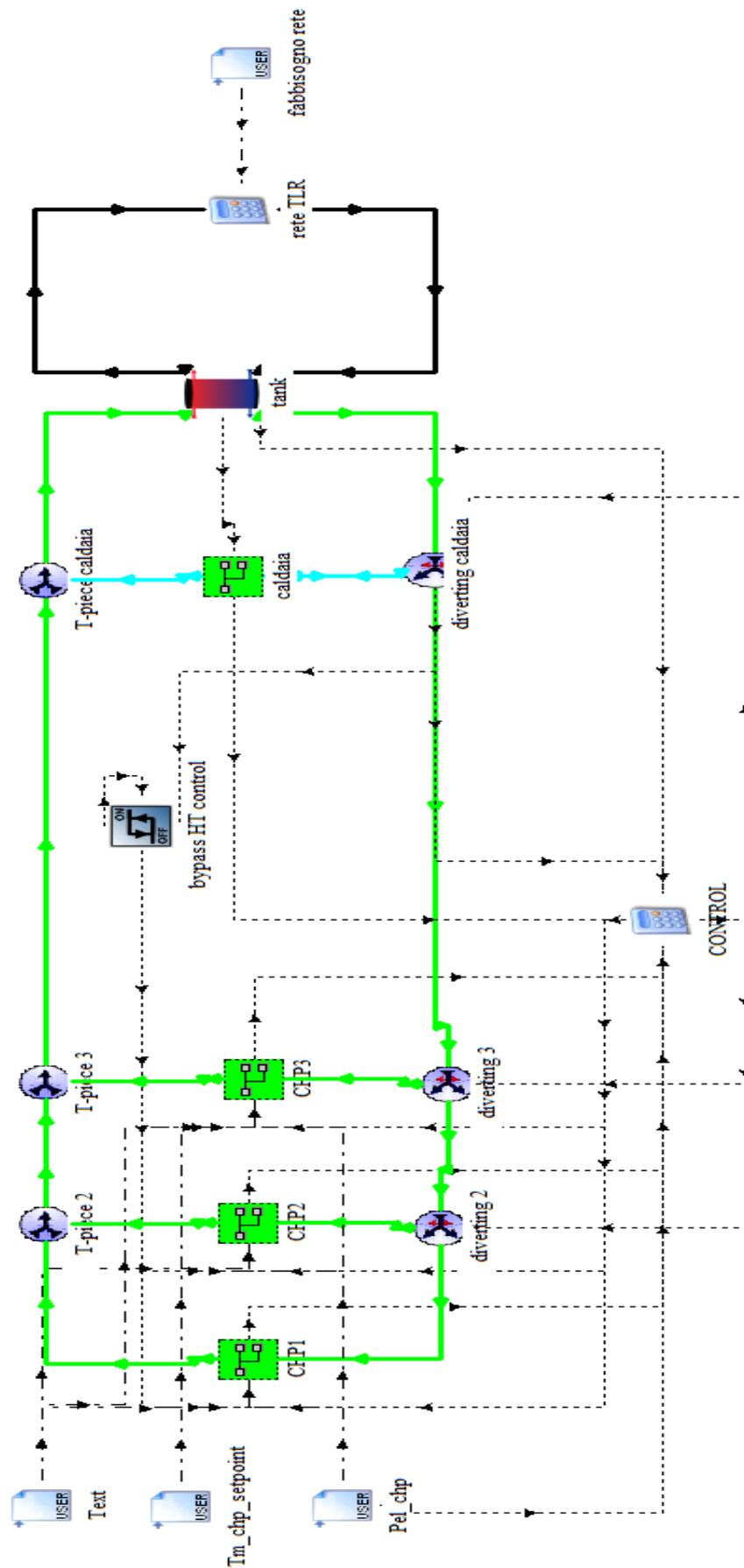


Figura 41 - Modello della centrale termica

I dati in input per la validazione della simulazione oraria della CT sono: lato produzione, la temperatura dell'ambiente esterno, la potenza elettrica prodotta da ogni cogeneratore e le temperature di mandata di ognuno di essi; lato fabbisogno, il carico termico totale della rete di TLR e la differenza delle temperature di mandata e di ritorno della rete misurate ai collettori di centrale.

Il flusso dei dati di input è contraddistinto da linee nere a tratto-punto. Le linee verdi continue rappresentano il flusso "fisico" di acqua surriscaldata che attraversa i CHP e a monte del serbatoio di accumulo equivalente, le linee azzurre continue rappresentano quello che attraversa le caldaie e le linee nere continue e spesse rappresentano il flusso di acqua surriscaldata in mandata e ritorno dalla rete di TLR.

Ognuno dei tre cogeneratori è stato simulato tramite le macro denominate "CHP", il sistema di accumulo è stato simulato come un unico serbatoio equivalente (componente "tank" nello schema) e le caldaie come un'unica caldaia equivalente (macro "caldaia" nello schema). I componenti indicati come "T-piece" rappresentano dei Ti in cui confluisce l'acqua surriscaldata. I componenti indicati come "diverting" rappresentano invece valvole deviatrici del flusso di acqua surriscaldata e sono controllate dalla calcolatrice "CONTROL". Quest'ultima determina anche il segnale di controllo delle pompe che regolano la portata dell'acqua di rete circolante attraverso gli scambiatori di recupero in ognuno dei CHP.

Come illustrato precedentemente, il componente "bypass HT control" (type 2b) genera il segnale di controllo che determina se l'acqua surriscaldata deve bypassare lo scambiatore HT Recovery.

Per quanto riguarda la simulazione del sistema di accumulo, i 4 serbatoi da 250 m³ ciascuno (altezza 25 m) presenti nella centrale termica, sono stati simulati come se fossero un unico serbatoio di volume pari a 1000 m³ e 100 m di altezza. Questo è possibile perché i quattro serbatoi sono gestiti in serie. È stata utilizzata la type 4a che modella un serbatoio di accumulo stratificato a volume costante. Tra i parametri da indicare nella type 4a, è presente il coefficiente di dispersione verso l'esterno dell'involucro del serbatoio. Non avendo a disposizione questa informazione, è stato utilizzato il valore di 0,3 W/(m²K) ipotizzato in base ai valori presenti in letteratura. È inoltre necessario inserire il numero di strati che si creano all'interno del serbatoio, assunto pari a 50 di 2 m ciascuno.

Le 3 caldaie di integrazione e backup sono state simulate come un'unica caldaia equivalente (componente "caldaia" – type 6- in Figura 42). Tra i parametri da inserire nella type 6, è presente il valore dell'efficienza della caldaia assunto pari a 0,9, in linea con i valori tipici

delle caldaie tradizionali. È inoltre necessario indicare la temperatura di set-point di mandata dell'acqua, il cui valore di 135 °C è stato desunto dall'analisi dei dati di monitoraggio.

La pompa di circolazione della caldaia è stata simulata a portata costante pari a 117,81 t/h, in conformità ai valori rilevati dal monitoraggio. Il componente di controllo per isteresi ("Type2-AquastatH") genera il segnale che comanda la pompa di circolazione. La variabile controllata è la temperatura media all'interno del sistema di accumulo. In altri termini, se la temperatura scende al di sotto del valore minimo predefinito la caldaia entra in funzione, se sale al di sopra del valore massimo preimpostato si spegne.

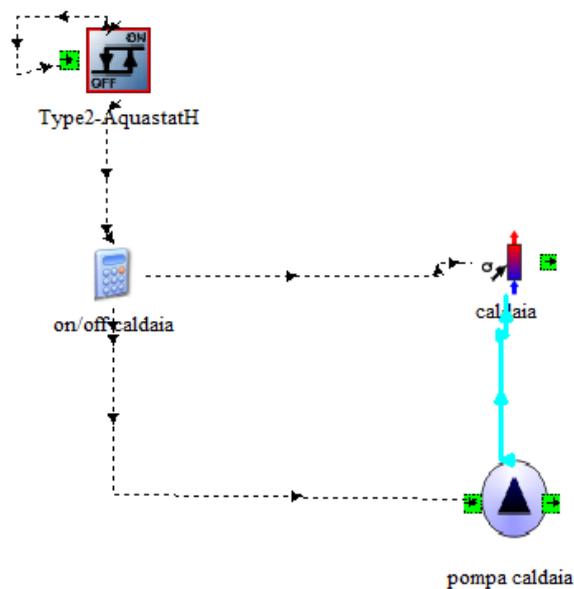


Figura 42 – Modello della caldaia equivalente

Di seguito si riportano i risultati sia della prima simulazione, effettuata utilizzando nel file di mappatura dei motori una sola temperatura ambiente di riferimento, sia della simulazione definitiva nella quale è stato tenuto conto anche della variabile temperatura ambiente.

La potenza dissipata dai cogeneratori risultante dalla prima simulazione è stata confrontata con quella derivante dai dati di monitoraggio. Il grafico di Figura 43 mostra l'andamento dello scostamento percentuale.

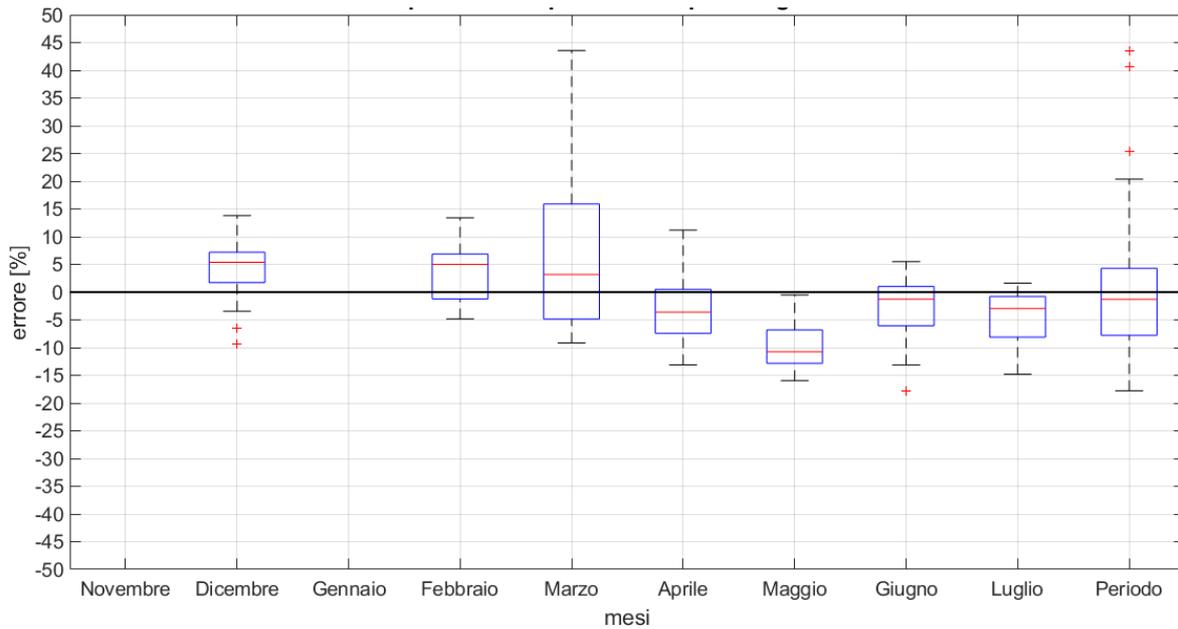


Figura 43 – Errore % sulla potenza termica dissipata dai cogeneratori, prima simulazione

Nella simulazione definitiva, come si osserva nel grafico di Figura 44, lo scostamento percentuale a livello mensile tra i valori simulati e quelli monitorati risulta migliorato per la maggior parte dei mesi.

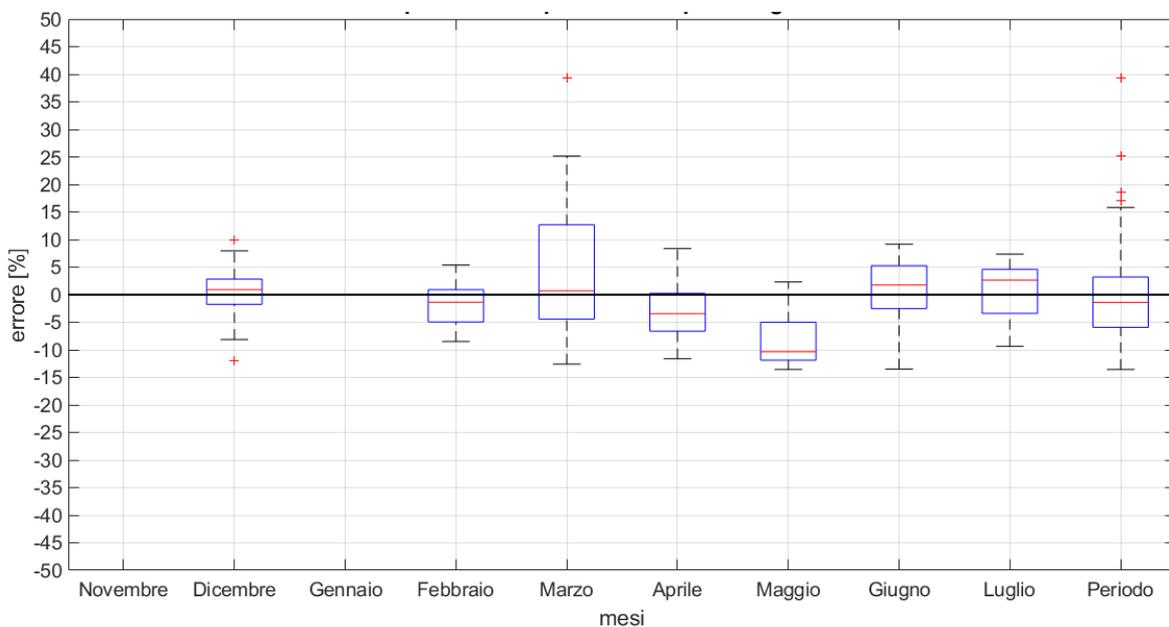


Figura 44– Errore % sulla potenza termica dissipata dai cogeneratori, simulazione definitiva

Si noti che, ad eccezione del mese di maggio, la fascia di oscillazione dell'errore percentuale è compresa tra -3,5% e +3%.

L'anomalia del mese di maggio non dipende dai valori simulati di potenza termica utile, come si evince dalla Figura 45.

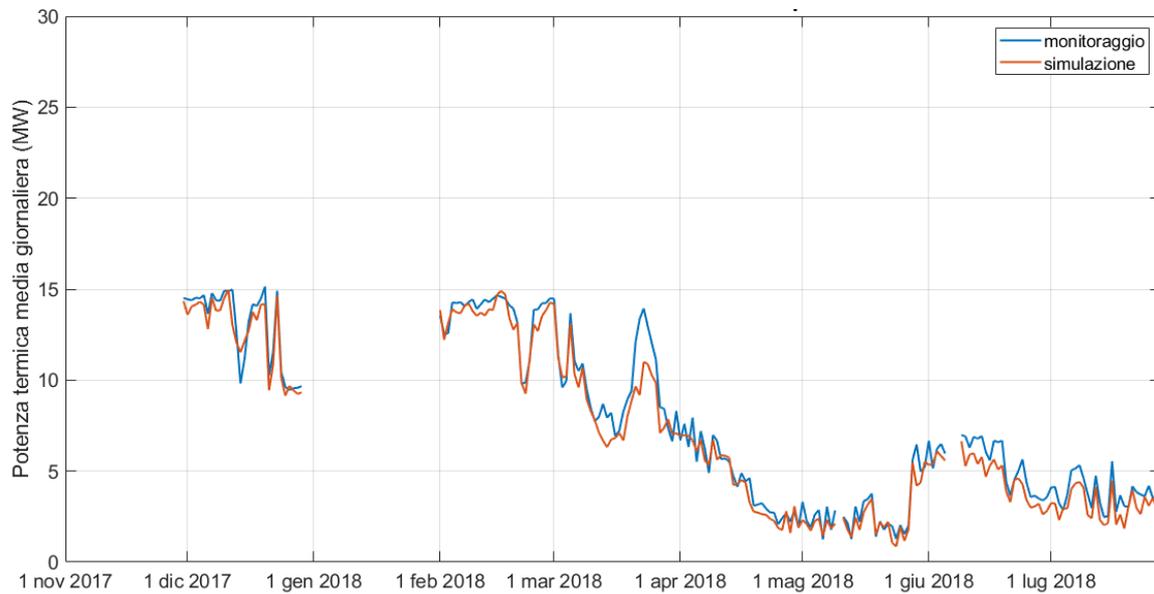


Figura 45 – Confronto, tra simulazione e monitoraggio, dell'andamento di potenza termica utile dei cogeneratori

Risulta invece determinante l'errore risultante dal confronto del valore di potenza del combustibile simulato con quello monitorato. Come si evince in Figura 46, per gran parte del mese di maggio l'errore percentuale risulta significativo e comunque anomalo rispetto agli altri periodi.

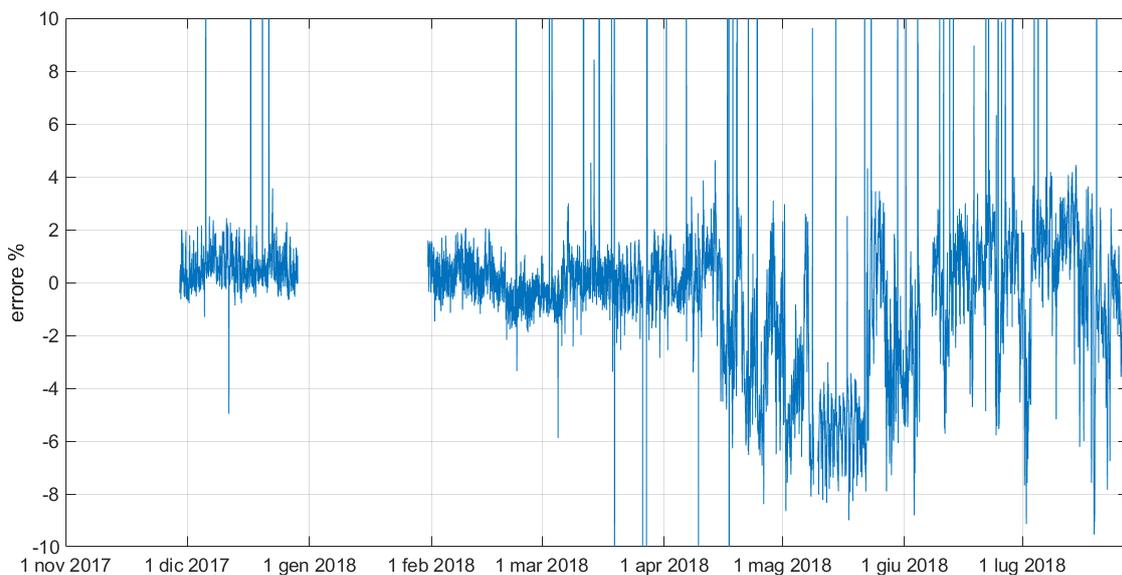


Figura 46- Errore % sulla potenza del combustibile, simulazione definitiva

6.2 Modello della rete di teleriscaldamento

La rete di teleriscaldamento dell'aeroporto di Fiumicino è costituita da due anelli di diametri diversi, ma è attualmente gestita come se fosse un unico anello. Perciò anche la simulazione è stata condotta considerando un unico anello equivalente.

Inoltre, considerato che TRNSYS è un software per le analisi energetiche ma non consente calcoli idraulici, e inoltre che la libreria standard dei componenti non include una type che permetta di gestire la rete in configurazione ad anello, nelle simulazioni la rete di TLR è stata modificata in modo da ottenere una linea di mandata e una di ritorno.

I dati di monitoraggio delle camere di misurazione nei mesi di novembre 2017 e gennaio 2018 non sono completi perciò l'analisi è stata condotta escludendo detti mesi. Nella sottostante Tabella 7 sono riportati i valori di consumo di energia termica per ogni sottostazione durante il periodo analizzato (dicembre 2017 e febbraio-luglio 2018). Le sigle che indicano le sottostazioni fanno riferimento a quelle di Figura 21 a pagina 29.

Dall'analisi è emerso che alcune delle sottostazioni incidono sul carico totale in misura molto modesta. In particolare, ciascuna delle prime 8 elencate in Tabella 7 ha un consumo inferiore a 1 GWh nel periodo analizzato. Globalmente incidono per il 12,3 % sul consumo totale. Tenuto conto di ciò, per rendere meno complessa la simulazione, ma comunque sufficientemente aderente alla realtà, sono stati effettuati degli accorpamenti seguendo una logica di ubicazione territoriale, riducendo il numero delle sottostazioni da 18 a 11 (vd. Figura 47 a pagina 61).

Tabella 7 – Consumo energetico totale di ogni sottostazione nel periodo in analisi

SOTTOSTAZIONE	Energia [MWh]	% sul totale	% cumulata
PG11+PG12	149	0.5	0.5
PG359	315	1.0	1.4
PG296	472	1.5	2.9
PG298	496	1.5	4.5
PG117	499	1.6	6.0
PG33	502	1.6	7.6
PG009	575	1.8	9.4
PG309	953	3.0	12.3
PG319	1386	4.3	16.6
PG10	1746	5.4	22.1
PG307	1989	6.2	28.3
PG327	2026	6.3	34.6
PG344	2275	7.1	41.7
PG107 - scambiatori	2376	7.4	49.0
PG107 - frigo T3	2916	9.1	58.1
Hilton	3086	9.6	67.7
frigo T1	3612	11.2	79.0
molo E	6758	21.0	100.0
TOTALE	32129		

Nella seguente Figura 47 è schematizzata la rete semplificata. Il rettangolo rosso con la lettera M rappresenta il collettore di mandata, quello blu con la lettera R rappresenta il collettore di ritorno. I tratti in linea rossa continua indicano le tubazioni di mandata, quelli in linea blu tratteggiata indicano le tubazioni di ritorno.

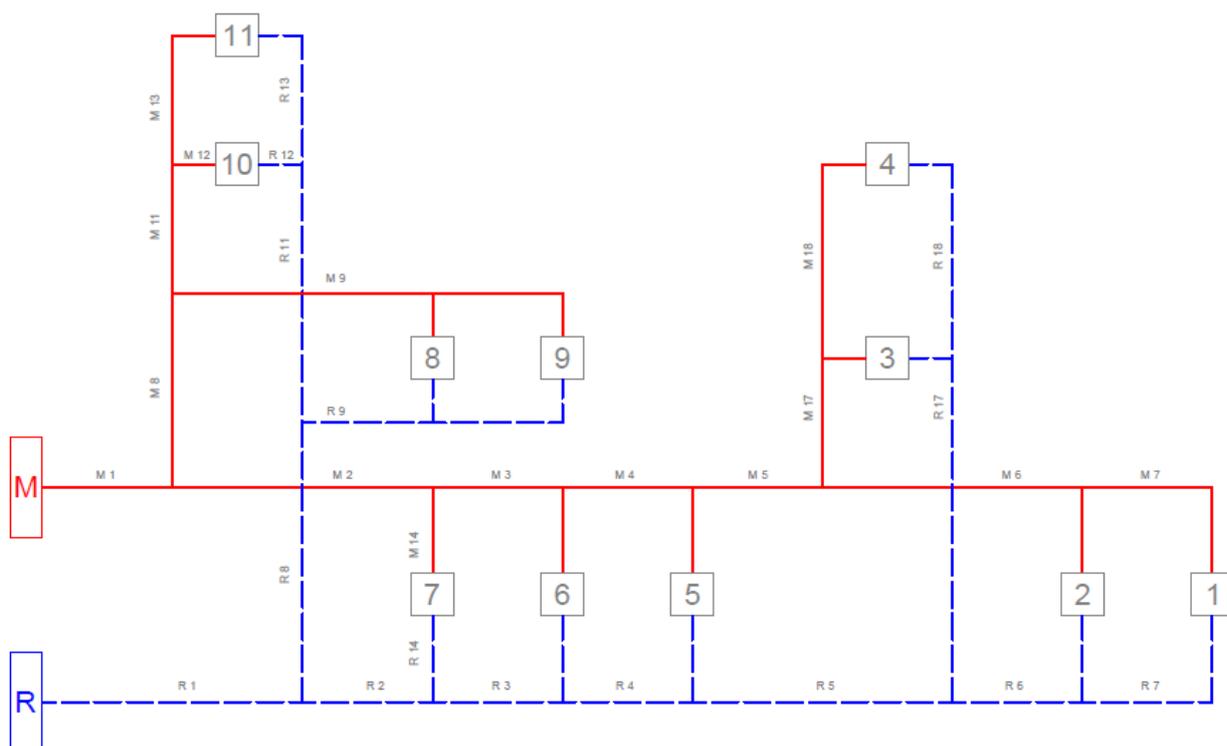


Figura 47 – Schema della rete semplificata

I numeri nei riquadri di Figura 47 corrispondono alle utenze equivalenti della rete semplificata tramite gli accorpamenti effettuati, che sono specificati nella seguente Tabella 8.

Tabella 8 – Accorpamenti rete semplificata

UTENZA EQUIVALENTE	UBICAZIONE	SOTTOSTAZIONI ACCORPATE
1	PG298	PG33, PG11+PG12, PG117
2	Hilton	
3	frigo T1	
4	PG307	PG309
5	PG344	
6	PG10	PG359
7	PG319	PG009
8	PG107-frigo T3	
9	PG107-scambiatori	PG296
10	molo E	
11	PG327	

Si precisa che dai dati di monitoraggio (vd. Figura 48) è emerso che nel periodo 30 novembre 2017 – 21 maggio 2018 sono stati in funzione entrambi gli anelli, mentre nel periodo dal 22 maggio al 28 luglio 2018 è stato utilizzato soltanto l'anello con DN 200.

Conseguentemente, la simulazione della rete semplificata è stata divisa in due periodi: nel primo si è utilizzato per ogni tratto di tubazione una configurazione equivalente, meglio illustrata nel seguito; nel secondo, il diametro di ogni tratto simulato corrisponde alla realtà.

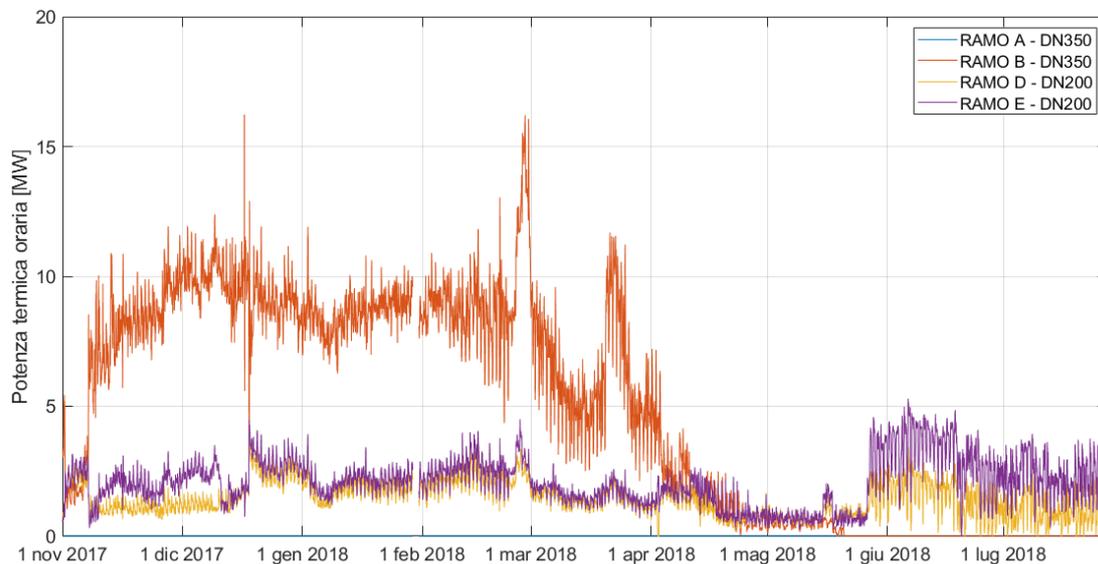


Figura 48 – Andamento della potenza termica distribuita dai diversi rami degli anelli principali della rete di TLR

Per modellare le sottostazioni di utenza è stato semplicemente utilizzato il componente calcolatrice presente in TRNSYS, mentre i tratti di tubazione mediante la type 31. Perciò, i dati di input della simulazione oraria sono la portata richiesta da ogni utenza, la relativa differenza di temperatura tra mandata e ritorno e la temperatura di mandata verso la rete del flusso in uscita dal collettore di mandata.

La Figura 49 riporta un esempio di utenza, dove sono visibili i dati di input e di output.

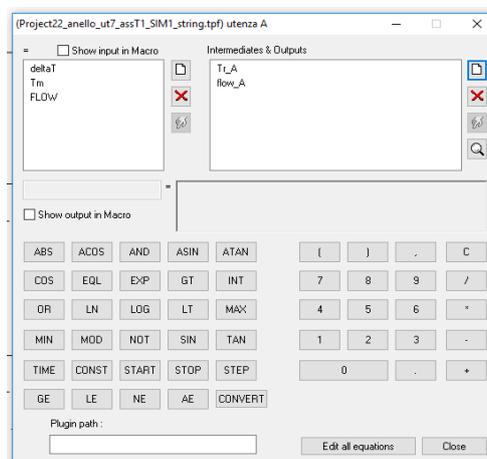


Figura 49 – Esempio di modello di un'utenza

Per quanto riguarda i tratti delle tubazioni, la type 31 richiede come parametri la lunghezza, il diametro interno e la trasmittanza U di ogni tratto.

Nella seguente Tabella 9 sono riportati i suddetti valori, per i tratti di tubazione indicati in Figura 47, riguardanti il secondo periodo. Il valore della trasmittanza U è stato determinato tramite i dati desunti da una scheda tecnica sulle caratteristiche delle tubazioni per reti di teleriscaldamento [22].

Tabella 9 – Parametri inseriti nella type 31 per simulare il periodo 30 novembre 2017 - 21 maggio 2018 [4]

ANELLO MANDATA					
Nome tratto	DN	Lunghezza	U	D int	Diametro int
		<i>m</i>	<i>W/m2K</i>	<i>mm</i>	<i>m</i>
TRATTO M1	200	2015	0.589	210.10	0.2101
TRATTO M2	200	318	0.589	210.10	0.2101
TRATTO M3	200	122	0.589	210.10	0.2101
TRATTO M4	200	207	0.589	210.10	0.2101
TRATTO M5	200	124	0.589	210.10	0.2101
TRATTO M6	200	207	0.589	210.10	0.2101
TRATTO M7	200	964	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R1	200	2042	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R2	200	316	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R3	200	120	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R4	200	205	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R5	200	121	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R6	200	205	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R7	200	939	0.589	210.10	0.2101
DIRAMAZIONI MANDATA					
TRATTO M8	150	140	0.706	160.30	0.1603
TRATTO M9	100	14	0.772	107.10	0.1071
TRATTO M11	80	313	0.958	82.50	0.0825
TRATTO M12	80	100	0.958	82.50	0.0825
TRATTO M13	80	230	0.958	82.50	0.0825
TRATTO M14	100	737	0.772	107.10	0.1071
TRATTO M17	200	102	0.589	210.10	0.2101
TRATTO M18	100	781	0.772	107.10	0.1071
DIRAMAZIONI RITORNO					
TRATTO R8	150	133	0.706	160.30	0.1603
TRATTO R9	100	28	0.772	107.10	0.1071
TRATTO R11	80	312	0.958	82.50	0.0825
TRATTO R12	80	100	0.958	82.50	0.0825
TRATTO R13	80	230	0.958	82.50	0.0825
TRATTO R14	100	713	0.772	107.10	0.1071
TRATTO R17	200	104	0.589	210.10	0.2101
TRATTO R18	100	777	0.772	107.10	0.1071

La seguente Tabella 10 riporta gli stessi valori di Tabella 9, ma riferiti ai tratti di tubazione equivalenti simulati per il primo periodo.

Tabella 10 - Parametri inseriti nella type 31 per simulare il periodo 22 maggio – 28 luglio 2018 [4]

ANELLO MANDATA EQUIVALENTE					
Nome tratto	DN eq	Lunghezza	U eq	Diametro int	Diametro int
		<i>m</i>	<i>W/m2K</i>	<i>mm</i>	<i>m</i>
TRATTO M1	eq 200,350	2015	0.751	344.40	0.3444
TRATTO M2	eq 200,350	318	0.751	344.40	0.3444
TRATTO M3	eq 200,350	122	0.751	344.40	0.3444
TRATTO M4	eq 200,350	207	0.751	344.40	0.3444
TRATTO M5	eq 200,350	124	0.751	344.40	0.3444
TRATTO M6	eq 200,350	207	0.751	344.40	0.3444
TRATTO M7	eq 200,350	964	0.751	344.40	0.3444
ANELLO RITORNO EQUIVALENTE					
TRATTO R1	eq 200,350	2042	0.751	344.40	0.3444
TRATTO R2	eq 200,350	316	0.751	344.40	0.3444
TRATTO R3	eq 200,350	120	0.751	344.40	0.3444
TRATTO R4	eq 200,350	205	0.751	344.40	0.3444
TRATTO R5	eq 200,350	121	0.751	344.40	0.3444
TRATTO R6	eq 200,350	205	0.751	344.40	0.3444
TRATTO R7	eq 200,350	939	0.751	344.40	0.3444
DIRAMAZIONI MANDATA EQUIVALENTE					
TRATTO M8	eq 150,300	140	0.804	312.70	0.3127
TRATTO M9	eq 100,150	14	1.222	160.30	0.1603
TRATTO M11	eq 80,100	313	1.511	107.10	0.1071
TRATTO M12	eq 80,100	100	1.511	107.10	0.1071
TRATTO M13	eq 80,100	230	1.511	107.10	0.1071
TRATTO M14	eq 100,125	737	1.346	132.50	0.1325
TRATTO M17	eq 200,250	102	0.928	263.00	0.2630
TRATTO M18	eq 100,250	781	0.772	263.00	0.2630
DIRAMAZIONI RITORNO EQUIVALENTE					
TRATTO R8	eq 150,300	133	0.804	312.70	0.3127
TRATTO R9	eq 100,150	28	1.222	160.30	0.1603
TRATTO R11	eq 80,100	312	1.511	107.10	0.1071
TRATTO R12	eq 80,100	100	1.511	107.10	0.1071
TRATTO R13	eq 80,100	230	1.511	107.10	0.1071
TRATTO R14	eq 100,125	713	1.346	132.50	0.1325
TRATTO R17	eq 200,250	104	0.928	263.00	0.2630
TRATTO R18	eq 100,250	777	0.772	263.00	0.2630

Con tratto equivalente si intende un tratto la cui dispersione verso l'ambiente esterno sia pari alla dispersione totale dei due tratti considerati separatamente.

Per il calcolo della lunghezza equivalente, essendo i tratti di diametro diverso di simile estensione, è stata semplicemente fatta una media delle lunghezze.

Conseguentemente, la potenza termica dispersa totale \dot{Q}_{tot} è data dalla seguente equazione:

$$\dot{Q}_{tot} = U_1 * (L_{eq} * \pi * D_1) * \Delta T + U_2 * (L_{eq} * \pi * D_2) * \Delta T \quad (8)$$

Dove i pedici 1 e 2 indicano le tubazioni di diametri diversi; U è la trasmittanza in W/m²K del tratto di tubazione; L_{eq} è la lunghezza equivalente di cui sopra, in metri; D è il diametro interno della tubazione, in metri; ΔT è la differenza tra la temperatura del fluido interno al tratto di tubazione e la temperatura dell'ambiente esterno.

Raggruppando i termini dell'equazione 8, si ottiene la seguente relazione:

$$\dot{Q}_{tot} = \Delta T * L_{eq} * \pi * [U_1 * D_1 + U_2 * D_2] \quad (9)$$

Il termine tra parentesi quadre può essere sintetizzato attraverso l'utilizzo di una trasmittanza U_{eq} e un diametro D_{eq} che producano gli stessi effetti di dissipazione termica. Detti valori corrispondono ai parametri richiesti dalla type 31 utilizzata in TRNSYS per simulare i tratti di tubazione.

Noti i parametri da inserire nel modello della rete, si è proceduto con la validazione per step successivi. Inizialmente è stata condotta la simulazione considerando le utenze equivalenti 8, 9, 10 e 11 come un'unica utenza agglomerata comprensiva delle perdite sulle diramazioni (utenza A nel grafico di Figura 50). Analogamente, le utenze 3 e 4 sono diventate l'utenza B e l'utenza 7 è diventata l'utenza C.

Lo schema di Figura 50 rappresenta il modello della configurazione sopra descritta.

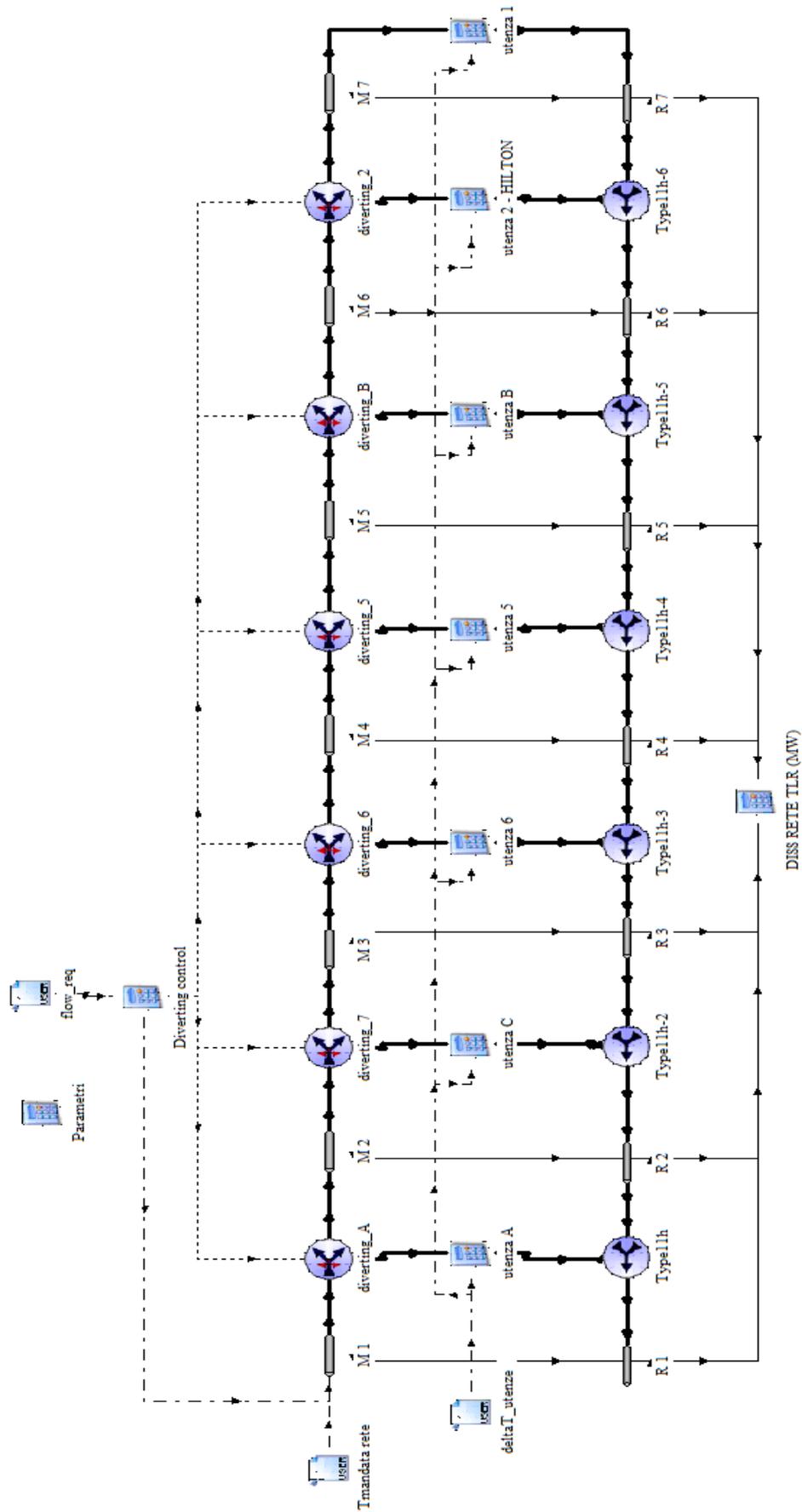


Figura 50 – Modello della rete di teleriscaldamento

Confrontando la dissipazione termica media giornaliera dei tratti dell'anello ottenuta mediante la simulazione con quella derivante dai dati di monitoraggio (differenza tra l'energia termica in uscita dalla centrale e la somma dei carichi termici richiesti dalle utenze misurati nelle camere) è emerso che la simulazione sottostima il valore delle perdite di circa il 35 % nel primo periodo e di circa il 20 % nel secondo periodo. La sottostima può dipendere in parte dalla perdita di efficienza dell'isolamento delle tubazioni rispetto alle condizioni di progetto e in parte dalle maggiori perdite che possono verificarsi in specifici punti della rete come all'ingresso e all'uscita delle sottostazioni, oltre che alle semplificazioni introdotte nel modello.

Conseguentemente, si è proceduto per step successivi al tuning dei valori di trasmittanza delle tubazioni fino ad arrivare a ottenere valori di energia dissipata risultante dalla simulazione in linea con quelli del monitoraggio. In dettaglio, nel primo periodo il valore di energia dissipata ottenuta mediante la simulazione corrisponde al 99,7 % di quella derivante dal monitoraggio e nel secondo periodo coincidono.

In Figura 51 è rappresentato il confronto tra l'andamento della potenza termica dissipata dagli anelli ottenuto tramite i dati di monitoraggio e i diversi andamenti ottenuti mediante i vari step di simulazione.

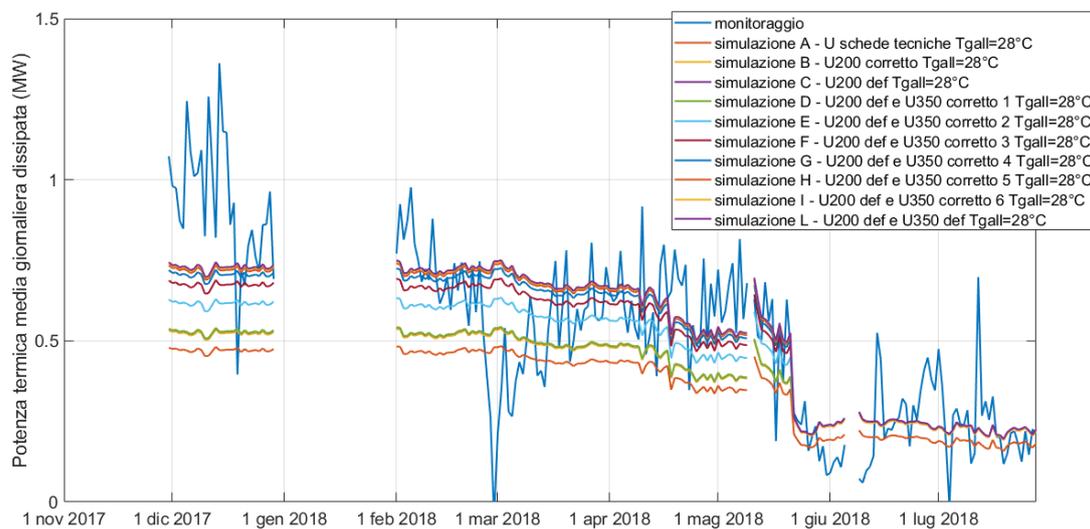


Figura 51 – Tuning delle perdite termiche negli anelli della rete di TLR

I coefficienti di correzione sono stati ottenuti, per interpolazioni successive, dal rapporto tra l'energia dissipata calcolata mediante il monitoraggio e quella derivante dalla simulazione.

Tenuto conto che nel secondo periodo è in funzione soltanto l'anello DN200, la differenza tra simulazione e monitoraggio è ovviamente attribuibile esclusivamente a questo diametro. Le

sole simulazioni B e C (vd. Figura 51) sono risultate sufficienti per determinare un coefficiente correttivo definitivo tale da rendere sovrapponibili i risultati della simulazione con quelli di monitoraggio.

Dopodiché, tale valore di coefficiente correttivo è stato esteso anche alla simulazione del primo periodo. In particolare, ha permesso di correggere la trasmittanza del DN 200. La ulteriore differenza di perdite è perciò attribuibile alla sola tubazione di diametro DN 350. Tramite le ulteriori simulazioni (indicate in Figura 51) si è arrivati infine a determinare il coefficiente correttivo definitivo valido per la trasmittanza del DN 350.

In Tabella 11 sono riportati i valori delle trasmittanze U presi dalla scheda tecnica [22], i coefficienti correttivi definitivi con le relative trasmittanze corrette U' e la percentuale di energia dispersa che si riesce a ottenere con la simulazione rispetto ai dati di monitoraggio.

Tabella 11 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per gli anelli

	DN	U (W/m ² K)	k	U' (W/m ² K)	
	350	0.392	1.864	0.730	% sim/monit
periodo 2	200	0.589	1.268	0.747	100.1
periodo 1	eq 200,350	0.751		1.186	99.7

La simulazione effettuata utilizzando i coefficienti correttivi definitivi determina l'andamento delle perdite, nei tratti di tubazione degli anelli, che si evince dal grafico di Figura 52.

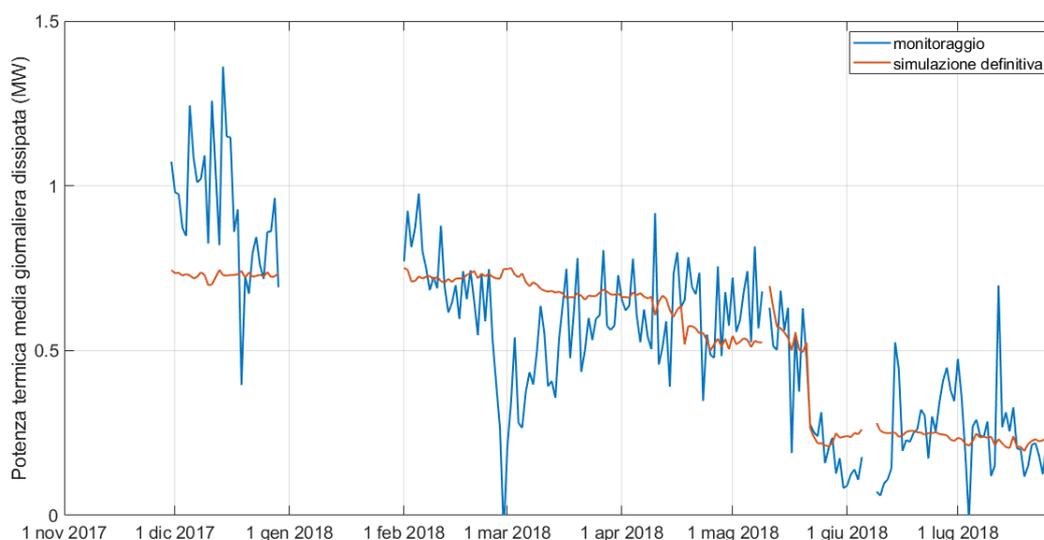


Figura 52 – Confronto, tra simulazione e monitoraggio, delle perdite termiche negli anelli

Una volta definiti i coefficienti di correzione da usare nei tratti di tubazione dell'anello, si è estesa la simulazione anche alla diramazione (tratti M14 e R14) che si stacca dall'anello e porta all'utenza 7. L'utenza agglomerata C di Figura 50 a pagina 66 è stata perciò sostituita con i componenti di Figura 53, è stato cioè separato il carico effettivo dell'utenza 7 dalle perdite termiche nelle diramazioni.



Figura 53 – Modello dell'utenza 7 e delle sue diramazioni

Per interpolazioni successive del tutto analoghe a quelle effettuate per il tuning degli anelli, sono stati determinati i coefficienti correttivi delle trasmittanze specifici per le tubazioni della diramazione che alimenta l'utenza 7. La simulazione definitiva ha permesso, per il primo periodo, di ottenere valori di perdita pari a 99,6% di quelli rilevati tramite il monitoraggio. Per il secondo periodo i valori di perdita termica sono coincidenti.

Nel grafico di Figura 54 è rappresentato il confronto tra l'andamento della potenza termica dissipata dalla diramazione verso l'utenza 7 ottenuto tramite i dati di monitoraggio e i diversi andamenti ottenuti mediante i vari step di simulazione.

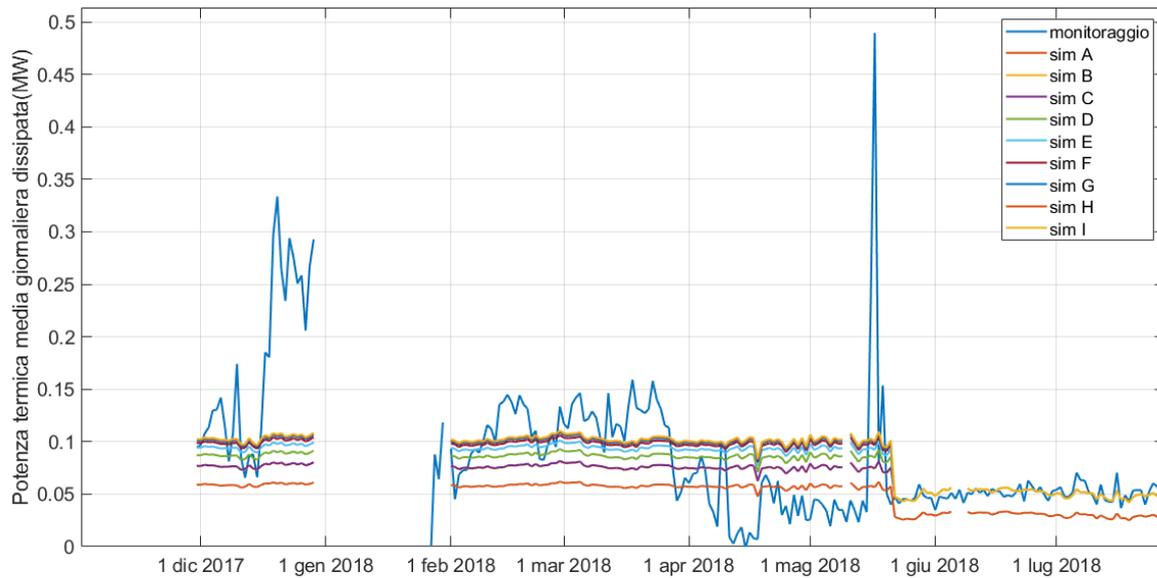


Figura 54 – Tuning delle perdite termiche nelle diramazioni verso l’utenza 7 della rete di TLR

In Tabella 12 è riportata una sintesi dei risultati ottenuti. U è il valore di trasmittanza relativo alla scheda tecnica [22], mentre U' è il valore di trasmittanza corretto.

Tabella 12 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per le diramazioni verso l’utenza 7

	DN	U (W/m2K)	k	U' (W/m2K)	
	125	0.721	1.889	1.363	% sim/monit
periodo 2	100	0.772	1.699	1.313	100.0
periodo 1	eq 100,125	1.346		2.424	99.6

La simulazione effettuata utilizzando i coefficienti correttivi definitivi determina l’andamento delle perdite, nei tratti della diramazione verso l’utenza 7, che si evince dal grafico di Figura 55.

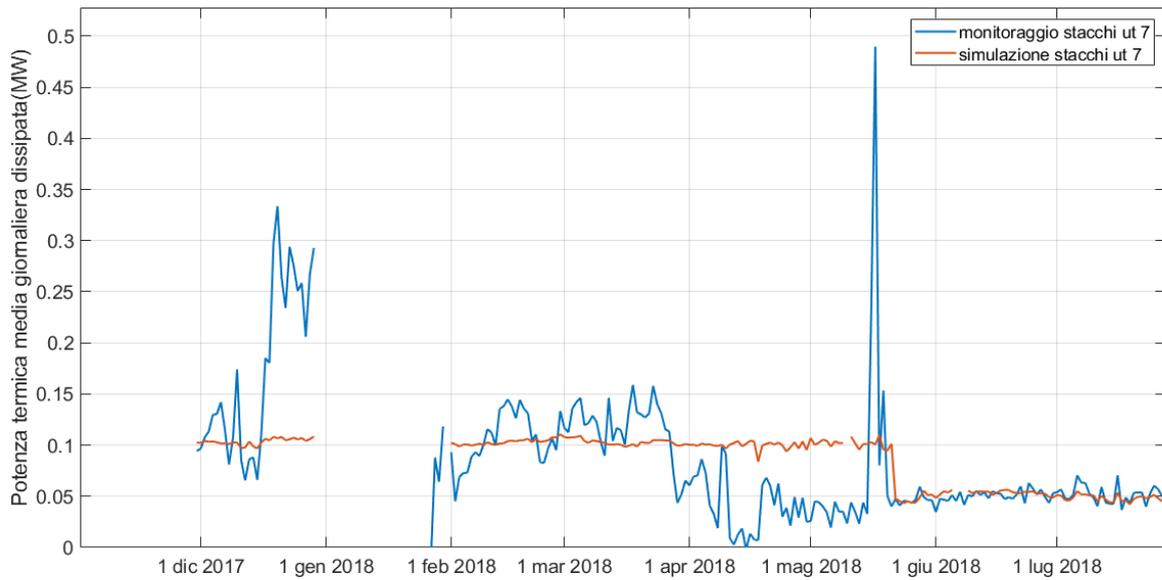


Figura 55- Confronto, tra simulazione e monitoraggio, delle perdite termiche nelle diramazioni verso l'utenza 7

Per la definizione dei coefficienti correttivi delle trasmissioni delle diramazioni all'interno dell'utenza agglomerata B, si opera espandendo ulteriormente la rete. L'utenza B di Figura 50 a pagina 66 è stata perciò sostituita con i componenti di Figura 56.

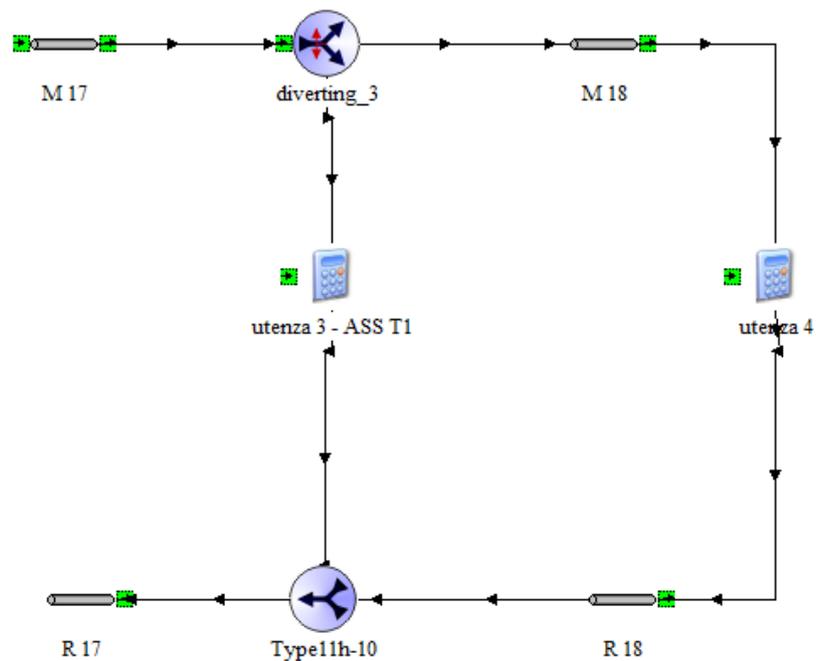


Figura 56 – Modello dell'utenza agglomerata B

Non avendo a disposizione i dati di monitoraggio relativi all'assorbitore a servizio del terminal T1 (utenza 3 nella rete semplificata), non è stato possibile fare il tuning su tutto il periodo ma soltanto per il periodo in cui l'assorbitore è spento (dal 17 aprile al 28 luglio 2018). In questo modo è possibile calcolare le perdite di monitoraggio sugli stacchi per differenza tra la potenza termica globale richiesta dall'utenza agglomerata B e la potenza richiesta dall'utenza 4. Si è poi proceduto come nei precedenti casi: prima con il tuning per il periodo in cui è in funzione un solo anello (DN200) e poi per il periodo in cui sono in funzione entrambi gli anelli e cioè dal 17 aprile al 21 maggio 2018.

La simulazione definitiva ha permesso, per il primo periodo, di ottenere valori di perdita pari a 97,5% di quelli rilevati tramite il monitoraggio. Per il secondo periodo i valori di perdita termica simulata sono risultati pari al 99,5% di quelli del monitoraggio. In Tabella 13 e Tabella 14 sono riportati i risultati di sintesi rispettivamente per le diramazioni 17 e 18 verso le utenze 3 e 4 (vd. Figura 47). U è il valore di trasmittanza relativo alla scheda tecnica [22], mentre U' è il valore di trasmittanza corretto.

Tabella 13 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per le diramazioni verso l'utenza 3

	TRATTO 17				
	DN	U (W/m2K)	k	U' (W/m2K)	
	250	0.457	1.227	0.561	% sim/monit
periodo 2	200	0.589	2.294	1.351	99.5
periodo 1	eq 200,250	0.928		1.641	97.5

Tabella 14 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive per le diramazioni verso l'utenza 4

	TRATTO 18				
	DN	U (W/m2K)	k	U' (W/m2K)	
	250	0.457	1.227	0.561	% sim/monit
periodo 2	100	0.772	2.294	1.772	99.5
periodo 1	eq 100,250	0.772		1.283	97.5

La simulazione, nel periodo del tuning, effettuata utilizzando i coefficienti correttivi definitivi determina l'andamento delle perdite, nei tratti della diramazione verso le utenze 3 e 4, che si evince dal grafico di Figura 57.

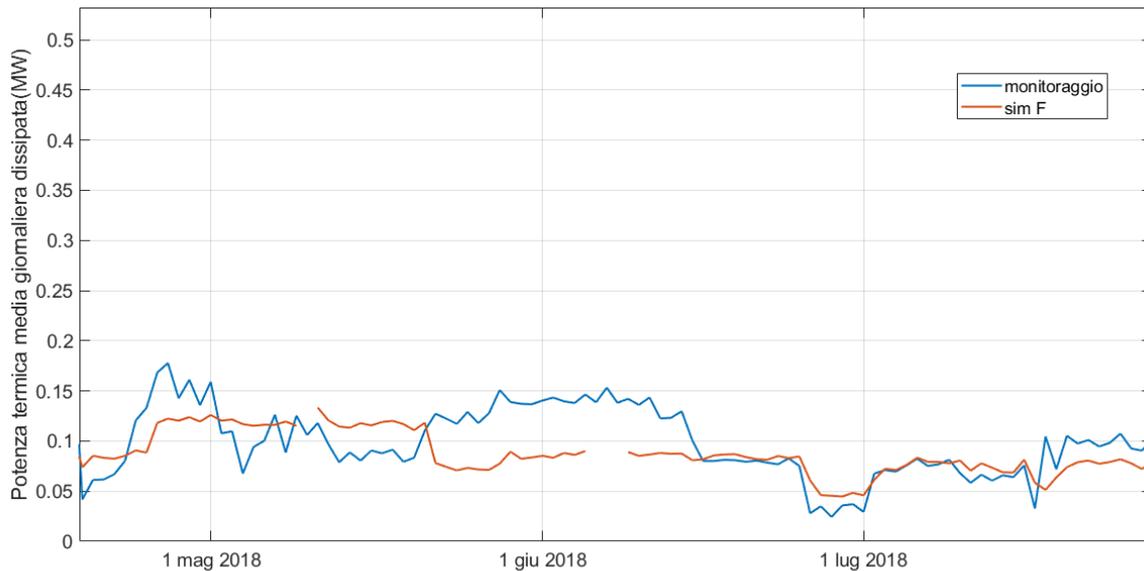


Figura 57 - Confronto, tra simulazione e monitoraggio, delle perdite termiche nelle diramazioni dell'utenza agglomerata B

Una volta determinati i coefficienti correttivi per il periodo in cui l'assorbitore a servizio del terminal T1 è spento, gli stessi sono stati utilizzati per la simulazione nel periodo in cui non era possibile determinare il valore delle perdite termiche da monitoraggio (30 novembre 2017 - 16 aprile 2018). In questo modo le perdite di questo periodo sono state stimate mediante la simulazione in TRNSYS. Ciò ha consentito di stimare anche il profilo di carico termico dell'assorbitore a servizio del terminal T1.

Il grafico di Figura 58 riporta gli andamenti, ottenuti mediante la simulazione, della potenza termica media giornaliera totale richiesta dall'utenza agglomerata B, delle singole utenze 3 e 4 e delle relative perdite sulle diramazioni.

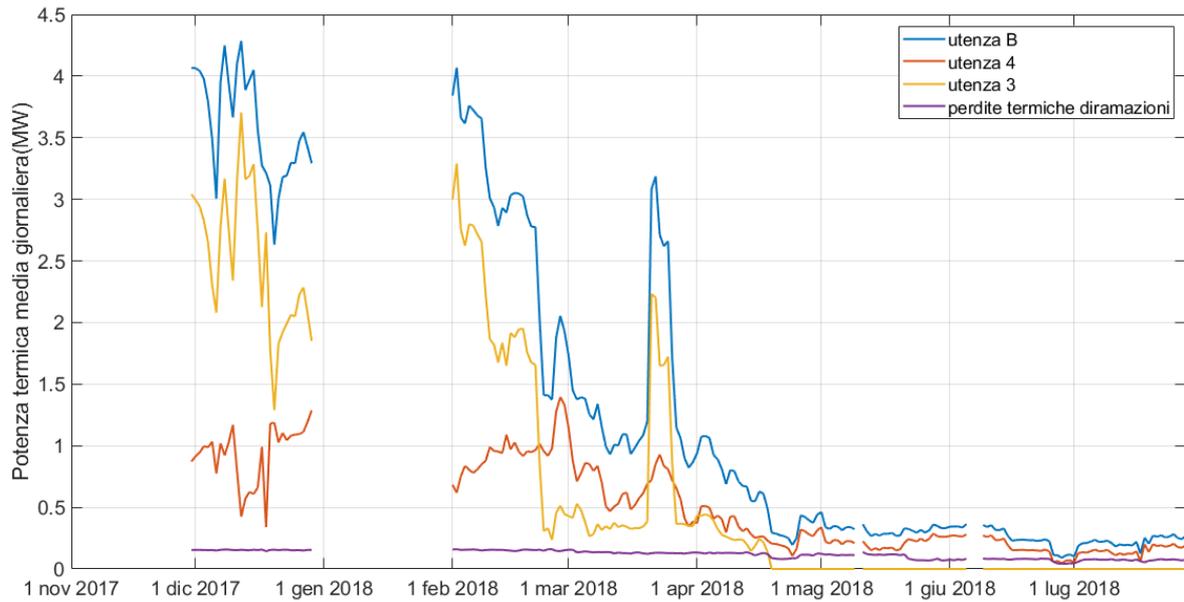


Figura 58 – Andamenti di carico termico richiesto dalle utenze a valle della camera 14 (utenza B)

Per la definizione dei coefficienti correttivi delle trasmittanze delle diramazioni all'interno dell'utenza agglomerata A, si espande ulteriormente la rete. L'utenza A di Figura 50 a pagina 66 è stata perciò sostituita con i componenti di Figura 59.

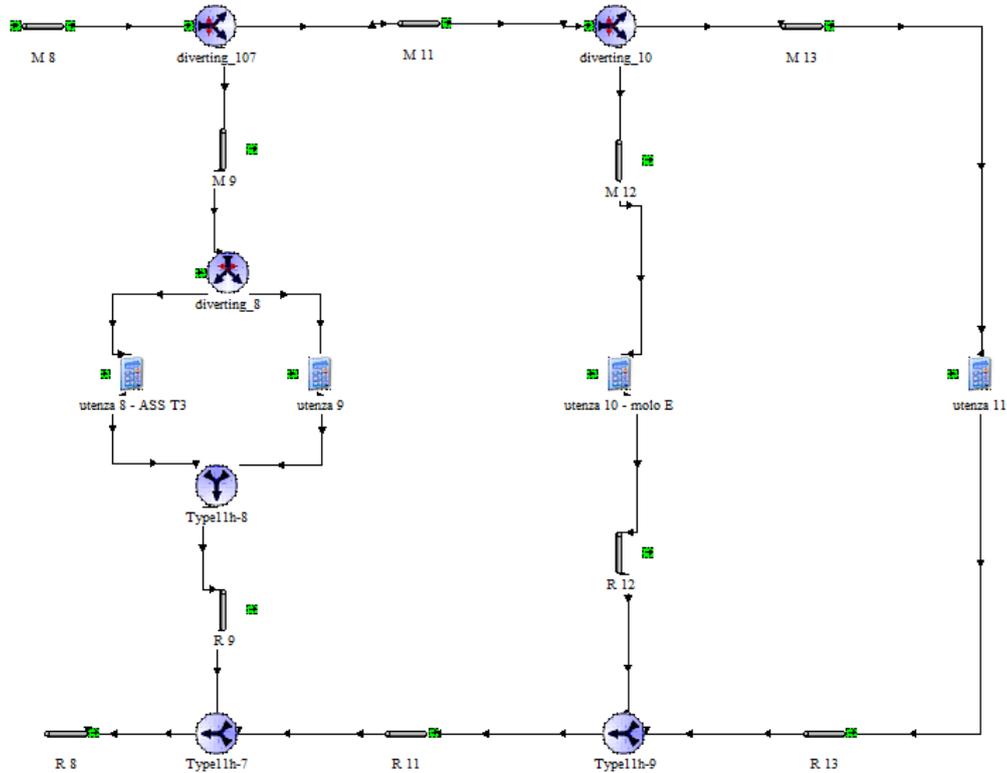


Figura 59 - Modello dell'utenza agglomerata A

Anche in questo caso, come per l'utenza agglomerata B, non sono disponibili i dati di monitoraggio di un'utenza (molo E - utenza 10 nella rete semplificata). Inoltre, non è stato possibile individuare un periodo di tempo in cui la suddetta utenza non è attiva.

Dal calcolo, per differenza, del profilo termico del molo E comprensivo delle perdite sulle diramazioni è emerso che nel periodo dal 26 aprile all'8 maggio 2018 assume valori massimi di circa 200 kW, in linea con il valore di perdita nelle altre diramazioni precedentemente analizzate. Perciò è possibile assegnare per intero tale valore alle perdite termiche.

Dopodiché, si è proceduto al tuning delle diramazioni con riferimento al solo periodo sopra indicato, ottenendo un valore di perdita termica simulata di circa il 97% del valore di riferimento. Il coefficiente correttivo che ne risulta è stato poi esteso a tutta la simulazione. In Tabella 15, Tabella 16 e Tabella 17 sono riportati i risultati di sintesi per le diramazioni verso le utenze 8, 9, 10 e 11 (vd. Figura 47). U è il valore di trasmittanza relativo alla scheda tecnica [22], mentre U' è il valore di trasmittanza corretto.

Tabella 15 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive del tratto 8

	TRATTO 8				
	DN	U (W/m2K)	k	U' (W/m2K)	
	300	0.442	2.585	1.143	% sim/monit
periodo 2	150	0.706	2.585	1.826	-
periodo 1	eq 150,300	0.804		2.079	97.0685

Tabella 16 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive del tratto 9

	TRATTO 9				
	DN	U (W/m2K)	k	U' (W/m2K)	
	150	0.706	2.585	1.826	% sim/monit
periodo 2	100	0.772	2.585	1.997	-
periodo 1	eq 100,150	1.222		3.160	97.0685

Tabella 17 - Coefficienti correttivi e trasmittanze definitive dei tratti 11, 12, 13

	TRATTI 11, 12, 13				
	DN	U (W/m2K)	k	U' (W/m2K)	
	100.00	0.772	2.585	1.997	% sim/monit
periodo 2	80.00	0.958	2.585	2.478	-
periodo 1	eq 80,100	1.511		3.905	97.0685

Analogamente all'utenza B, la simulazione ha permesso di stimare il valore di perdite su tutto il periodo e il profilo di carico termico dell'utenza 10. In Figura 60 si riporta l'andamento della potenza termica media giornaliera totale richiesta dall'utenza A, delle singole utenze 8, 9, 10 e 11, oltre che delle relative perdite sulle diramazioni.

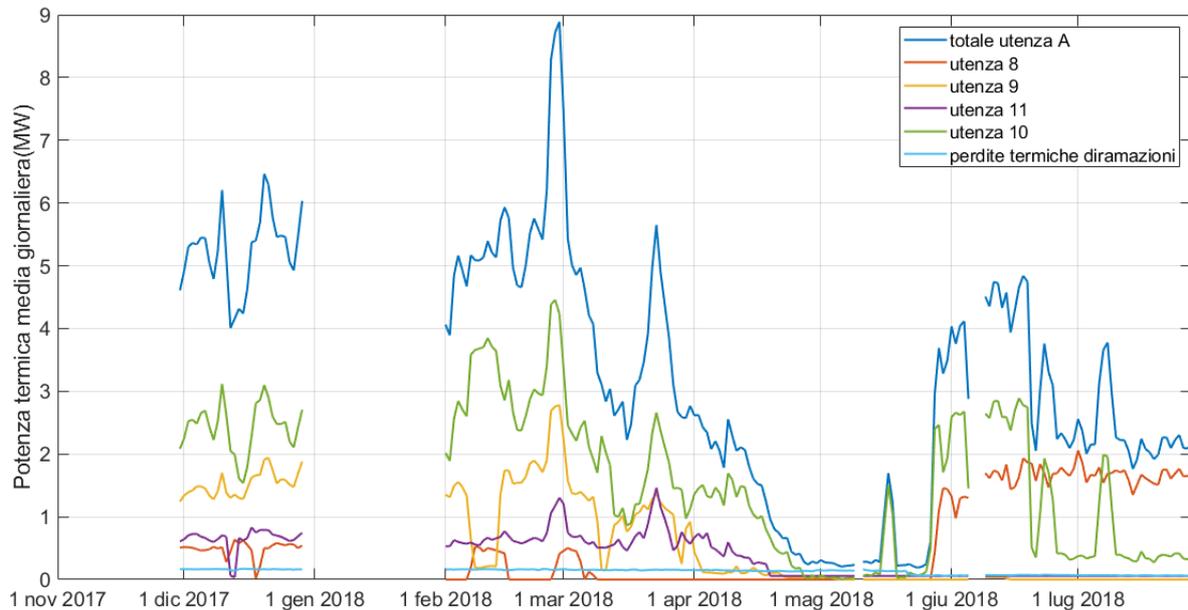


Figura 60 - Andamenti di carico termico richiesto dalle utenze a valle della camera 9 (utenza A)

Infine, il modello della rete di teleriscaldamento complessiva è stato validato mediante il confronto della potenza termica disponibile all'uscita dal collettore di mandata simulata e monitorata. L'errore percentuale dei valori simulati rispetto a quelli monitorati è riportato nel boxplot di Figura 61. Si osserva che a livello mensile l'errore rimane sempre nella fascia compresa tra -2 % e +2 % e sull'intero periodo lo scostamento risulta inferiore allo 0,5 %.

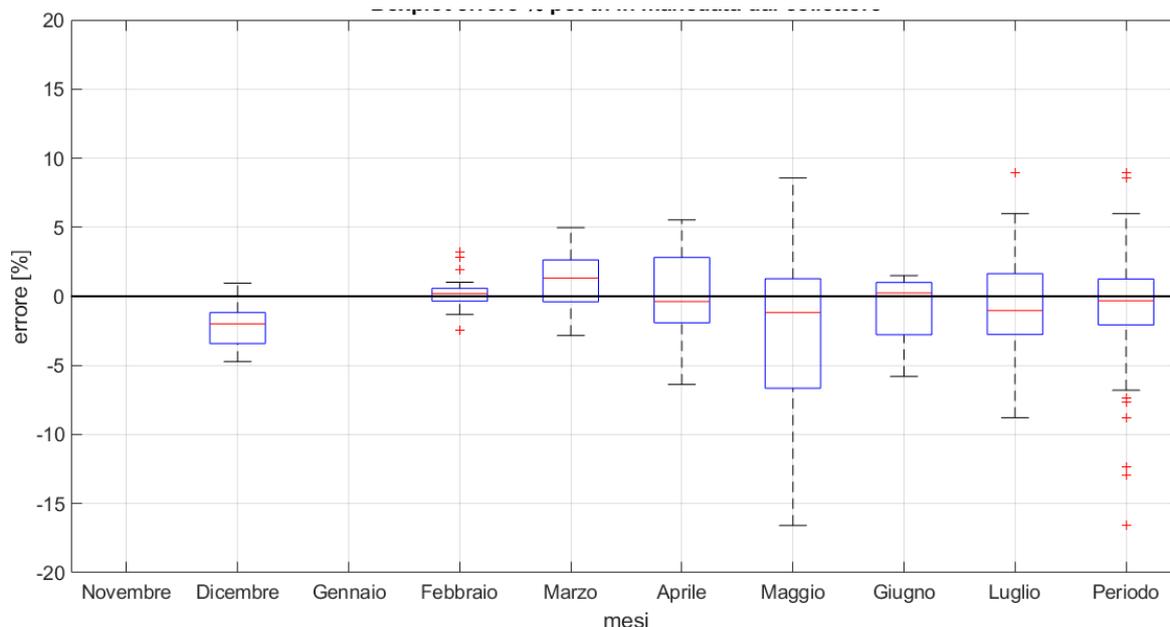


Figura 61 – Boxplot dell'errore percentuale della potenza termica in ingresso nella rete simulata rispetto al monitoraggio

Inoltre, nella Tabella 18 sono riepilogati i risultati della simulazione della rete di teleriscaldamento relativamente alle dissipazioni unitarie sui tratti di rete. I dati sono riportati distinguendo tra periodo 1 e periodo 2, rispettivamente quando sono in funzione due anelli e quando è in funzione un solo anello. Sono inoltre suddivisi in 4 macro-gruppi (anelli e diramazioni delle utenze agglomerate A, B e C). Nell'ultima riga sono riportati i valori relativi alla rete complessiva.

Tabella 18 – Dissipazioni unitarie sui tratti di rete di TLR

	Lunghezza eq M+R [km]		Dissipazione lineica [W/m]	
	periodo 1	periodo 2	periodo 1	periodo 2
ANELLI	15.8	7.9	42.0	29.8
UTENZA 7	2.9	1.5	35.3	34.8
UTENZA B	3.5	1.8	39.5	43.1
UTENZA A	3.2	1.6	49.3	44.2
RETE TLR TOT	25.4	12.7	41.8	34.0

Per quanto riguarda la dissipazione lineica (in W/m) si osserva che i valori ottenuti sono sempre in linea con i tipici valori di dispersione nelle tubazioni per teleriscaldamento il cui fluido termovettore circola con temperatura di 120-130 °C (tra i 30 e i 50 W/m in funzione del diametro e della temperatura effettiva). [22]

6.3 Modello complessivo di centrale termica e rete di TLR

Effettuata separatamente la validazione dei modelli di centrale termica e di rete di teleriscaldamento, sono stati collegati in modo da simulare l'intero sistema.

In Figura 62 è riportato lo schema del modello complessivo.

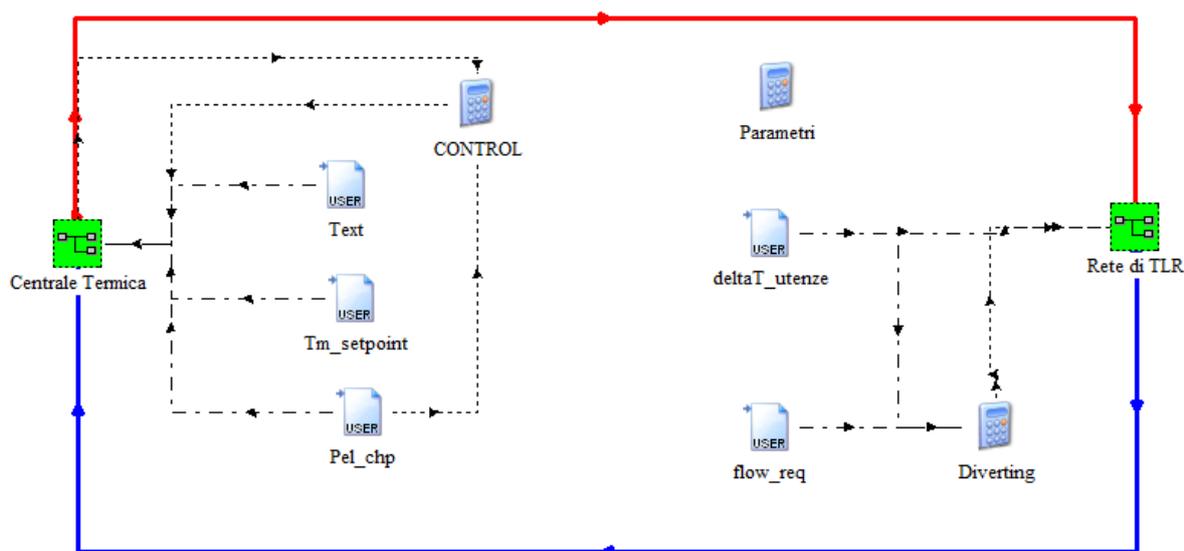


Figura 62 – Modello complessivo dell'impianto termico a servizio dell'aeroporto di Fiumicino

La macro “Centrale Termica” contiene il modello precedentemente validato della centrale. Analogamente, la macro “Rete di TLR” contiene il modello precedentemente validato della rete di teleriscaldamento. La linea rossa rappresenta il flusso fisico di acqua surriscaldata di mandata uscente dalla centrale ed entrante nel primo tratto di rete. La linea blu rappresenta invece il flusso di acqua di ritorno uscente dalla rete e entrante in centrale.

Per poter simulare il sistema nel suo insieme sono necessari i seguenti dati di input:

- potenza elettrica generata da ogni cogeneratore;
- temperatura di set-point dell'acqua surriscaldata in uscita da ogni cogeneratore;
- temperatura dell'ambiente esterno;
- portata richiesta da ogni utenza servita dalla rete;
- salto di temperatura su ogni utenza servita dalla rete.

Nel modello complessivo sono stati utilizzati tutti i parametri precedentemente impostati per le simulazioni separate dei due modelli.

Nel seguito si illustrano i risultati della validazione del modello complessivo. Le grandezze poste a confronto sono:

- potenza termica totale prodotta dai cogeneratori e dalle caldaie;
- portata totale circolante nei cogeneratori;
- temperatura dell'acqua di ritorno in ingresso ai cogeneratori;
- temperatura dell'acqua di mandata verso la rete;
- temperatura dell'acqua di ritorno dalla rete.

Il confronto relativo alla potenza termica totale prodotta dai cogeneratori e dalle caldaie è riportato in Figura 63.

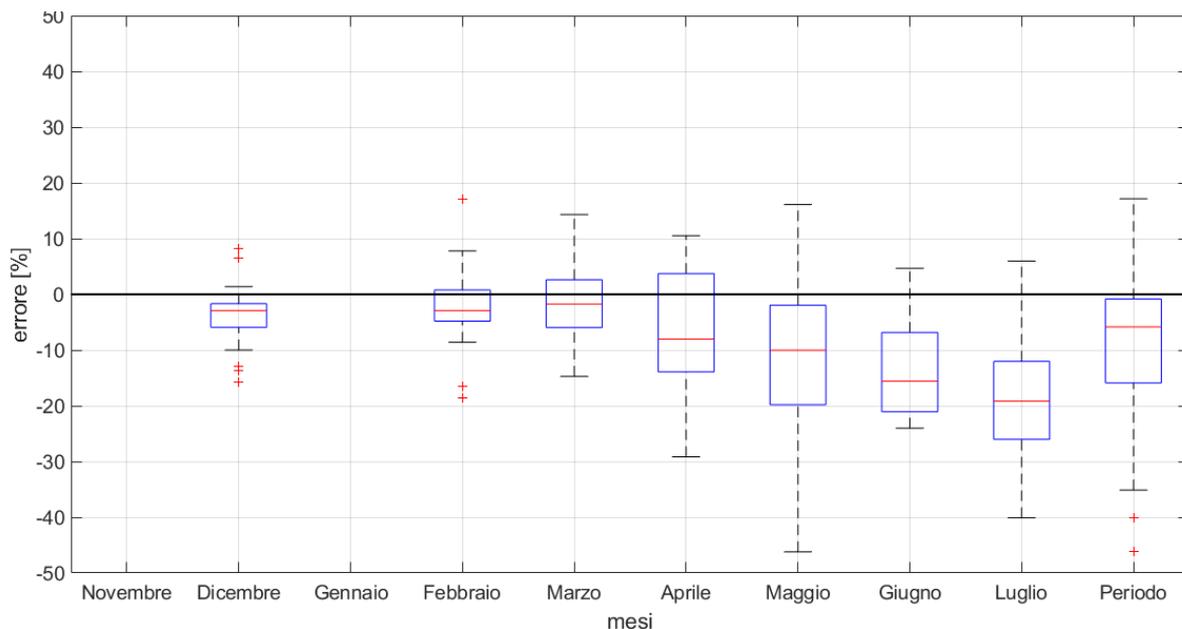


Figura 63 – Boxplot dell'errore percentuale della potenza termica totale prodotta dai cogeneratori simulata rispetto al monitoraggio

Nel periodo invernale gli scostamenti percentuali tra simulazione e monitoraggio risultano inferiori al 3 %. Si evidenzia che i più elevati scostamenti, registrati da aprile in poi, se valutati in termini assoluti e non percentuali hanno un andamento sostanzialmente confrontabile, come risulta dal grafico di Figura 64. Peraltro, lo scostamento relativo all'intero periodo di rilevazione risulta di circa il 5 %.

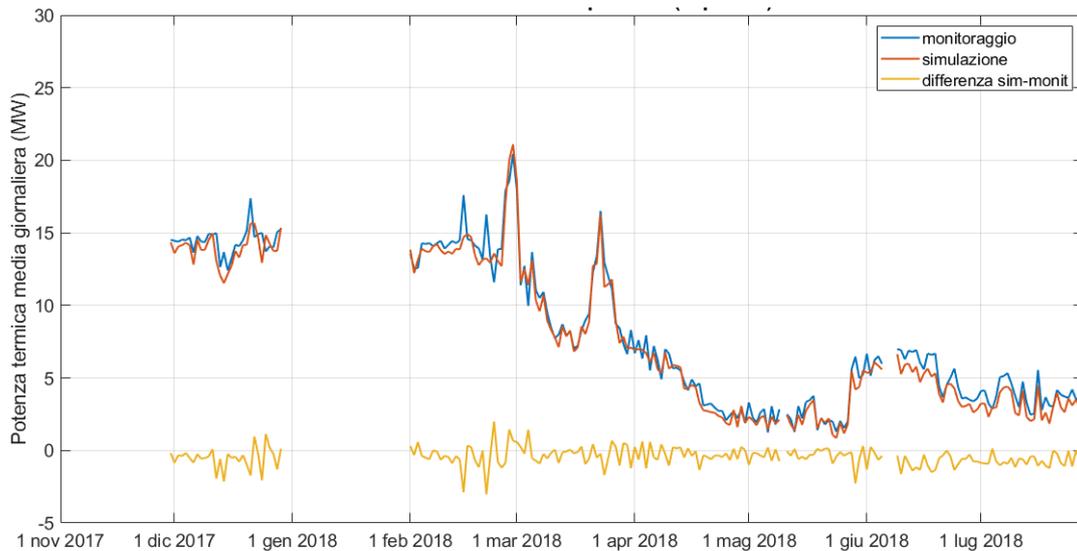


Figura 64 – Confronto tra simulazione e monitoraggio dell'andamento della potenza termica totale prodotta in CT

Il confronto relativo alla portata totale circolante nei cogeneratori è riportato in Figura 65.

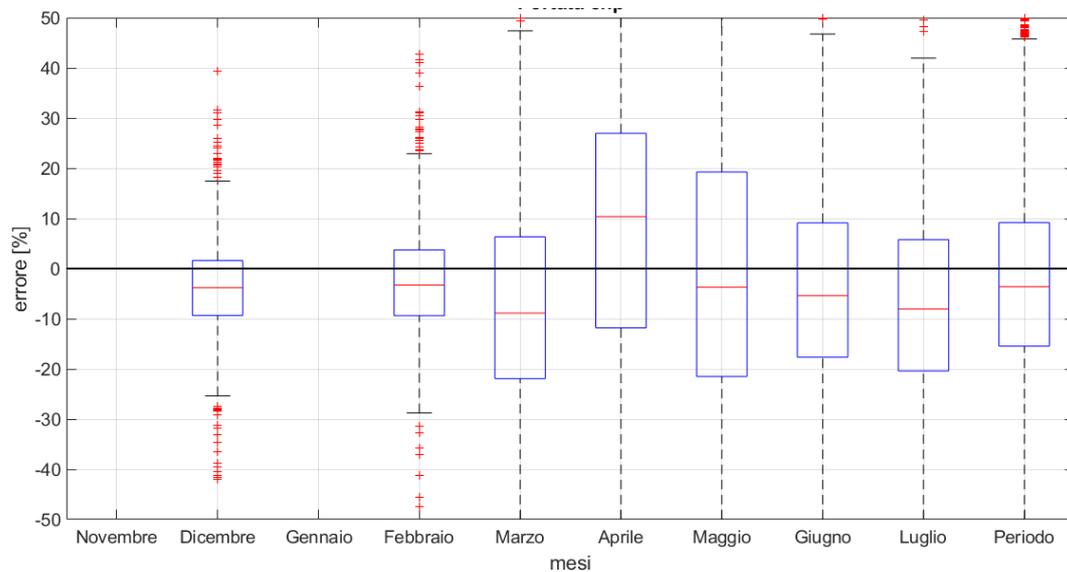


Figura 65– Boxplot dell'errore percentuale della portata circolante nei cogeneratori simulata rispetto al monitoraggio

Gli scostamenti, a livello mensile, oscillano in una fascia di $\pm 10\%$. Lo scostamento relativo all'intero periodo in analisi risulta comunque inferiore al 5% . In merito occorre evidenziare che la logica di gestione della portata di acqua surriscaldata circolante negli scambiatori di recupero termico dei cogeneratori non è nota, e quindi si è proceduto alla relativa definizione mediante ipotesi. Tenuto conto di ciò, il risultato può ritenersi accettabile.

Il confronto relativo alla temperatura dell'acqua di ritorno in ingresso ai cogeneratori è riportato in Figura 66.

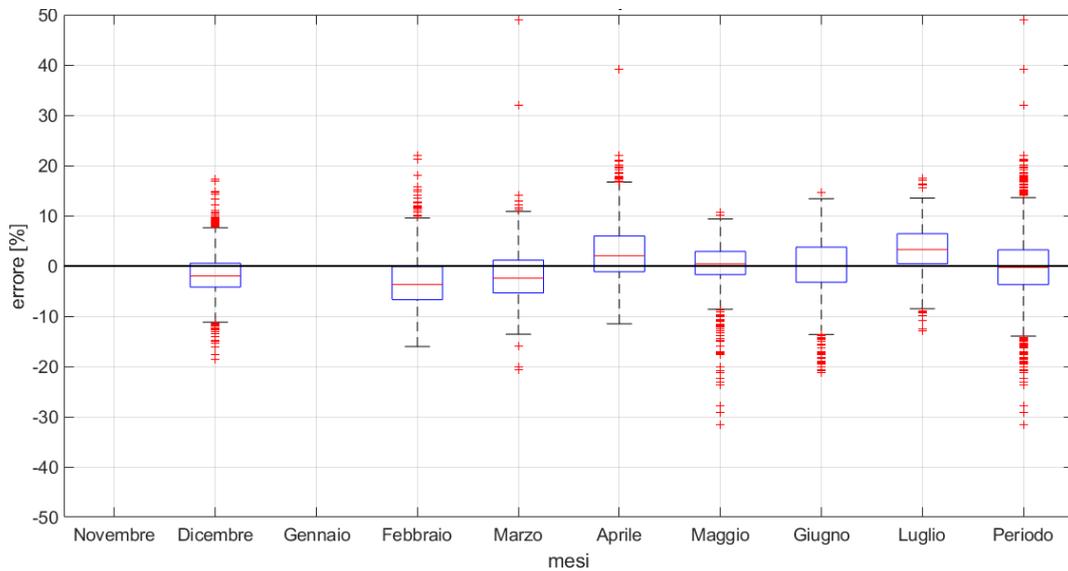


Figura 66– Boxplot dell'errore percentuale della temperatura dell'acqua di ritorno in ingresso nei cogeneratori simulata rispetto al monitoraggio

La mediana degli scostamenti percentuali è modesta a livello mensile (3-4 %) ed è prossima a 0 % sull'intero periodo in analisi.

Il confronto relativo alla temperatura dell'acqua di mandata verso la rete è riportato in Figura 67.

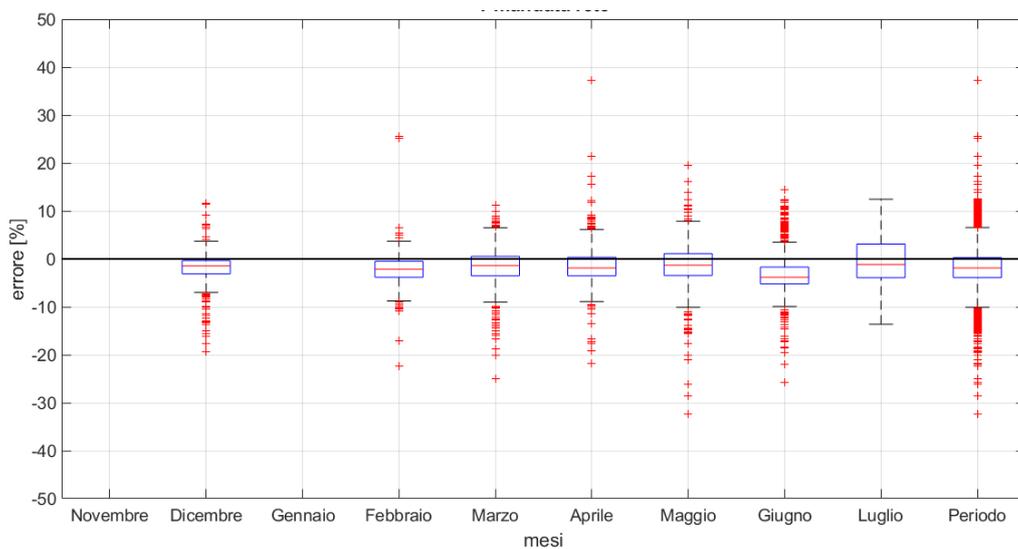


Figura 67 – Boxplot dell'errore percentuale della temperatura di mandata verso la rete di TLR simulata rispetto al monitoraggio

Anche in questo caso, gli scostamenti mediani percentuali sono molto modesti, dell'ordine del 3 %.

Il confronto relativo alla temperatura dell'acqua di ritorno dalla rete è riportato in Figura 68.

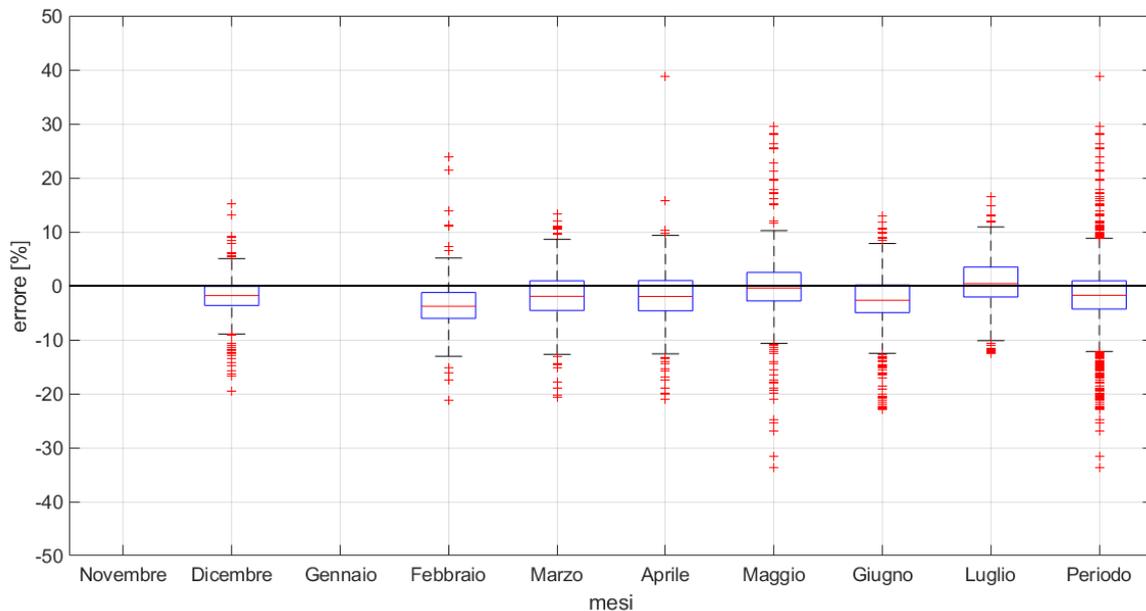


Figura 68– Boxplot dell'errore percentuale della temperatura di ritorno dalla rete di TLR simulata rispetto al monitoraggio

Anche per questo valore di temperatura gli scostamenti mediani percentuali risultano modesti (circa 3-4 %).

Pertanto, si può affermare che i risultati della simulazione del sistema energetico sono in linea con i dati di monitoraggio.

6.4 Risultati della simulazione del caso base

Validato il modello complessivo del sistema, si procede all'illustrazione dei principali risultati derivanti dalla simulazione d'insieme.

Tenuto conto dell'obiettivo di valutare un possibile scenario di efficientamento energetico, nel seguito si focalizza l'attenzione sulla quantificazione delle dispersioni.

Per quanto riguarda la centrale termica, il grafico di Figura 69 evidenzia, per l'intero periodo in analisi, l'andamento delle dispersioni nei CHP suddiviso in base ai diversi livelli di temperatura che caratterizzano i componenti sui quali si può eventualmente intervenire.

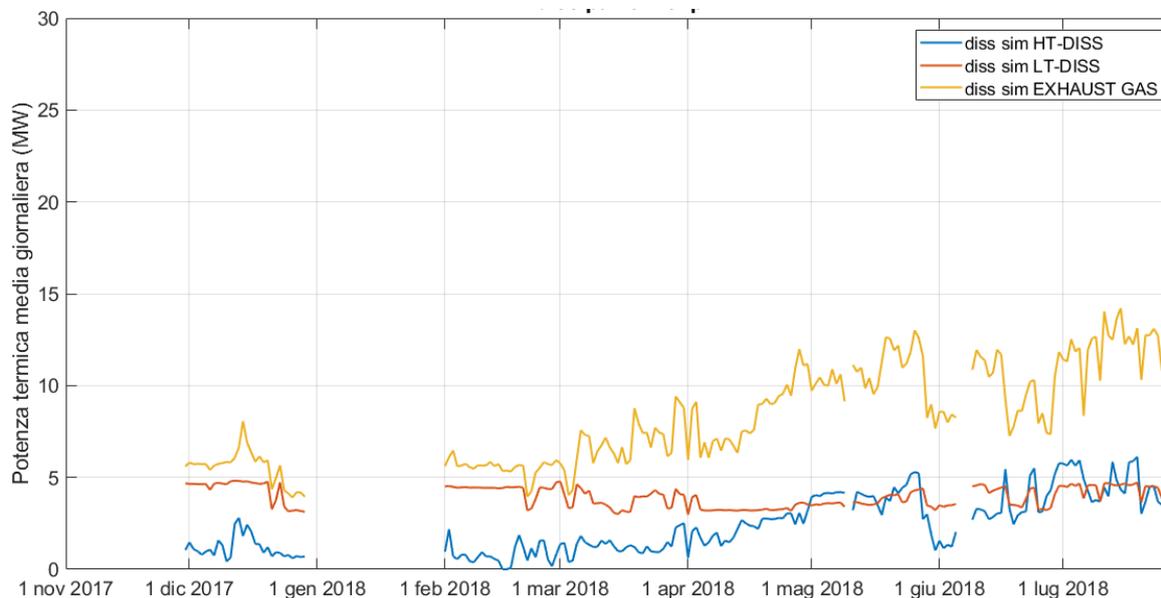


Figura 69 – Andamenti delle dispersioni termiche in CT suddivise in base al livello termico

La linea gialla rappresenta l'andamento delle dispersioni dovute al bypass dei fumi attuato nella caldaia di recupero Recovery Boiler. Trattasi di calore a livello termico elevato; infatti i gas di scarico dei motori a combustione interna hanno solitamente temperature dell'ordine dei 400 °C. Si osserva che le dispersioni assumono valori sempre più elevati a partire da metà aprile in poi. Ciò è dovuto al fatto che durante la stagione primaverile ed estiva il carico termico della rete si riduce significativamente (sulla base dei dati di monitoraggio della stagione 2017-2018 restano soltanto la produzione di acqua calda sanitaria e, meno frequentemente nel periodo analizzato, le macchine frigorifere), mentre i cogeneratori sono fatti funzionare prevalentemente a pieno carico in modo da massimizzare la produzione elettrica.

La linea azzurra rappresenta l'andamento delle dispersioni del dissipatore HT-DISS sul circuito dell'acqua di raffreddamento della camera di combustione (il calore è disponibile ad una temperatura di circa 90°C). Si osserva che durante il periodo invernale, quando la richiesta termica della rete è elevata, la dissipazione assume valori minori rispetto al periodo estivo. Ciò dipende dal fatto che lo scambiatore HT Recovery permette di recuperare parte del calore disponibile mediante preriscaldamento dell'acqua di ritorno dalla rete.

La linea rossa rappresenta l'andamento delle dispersioni del LT-DISS sul circuito dell'acqua di raffreddamento dell'olio di lubrificazione dei motori (il calore è disponibile ad una temperatura di circa 55°C). Si osserva che in questo caso l'andamento della dispersione è pressoché costante perché nella configurazione attuale, in cui la temperatura dell'acqua di ritorno dalla rete è sempre di circa 80 °C, non è installato alcun sistema di recupero.

Occorre però tenere presente che non tutto il calore dissipato può essere recuperato a causa di vincoli tecnologici. Infatti, i fumi di scarico in uscita dai Recovery Boiler non possono in genere assumere temperature inferiori ai 110-120 °C. Pertanto, è da considerare inevitabile la dispersione relativa al salto termico tra la temperatura minima di uscita dei fumi e la temperatura ambiente.

Il grafico di Figura 70 riporta gli andamenti delle massime quantità di calore recuperabile, al netto quindi delle perdite al camino inevitabili.

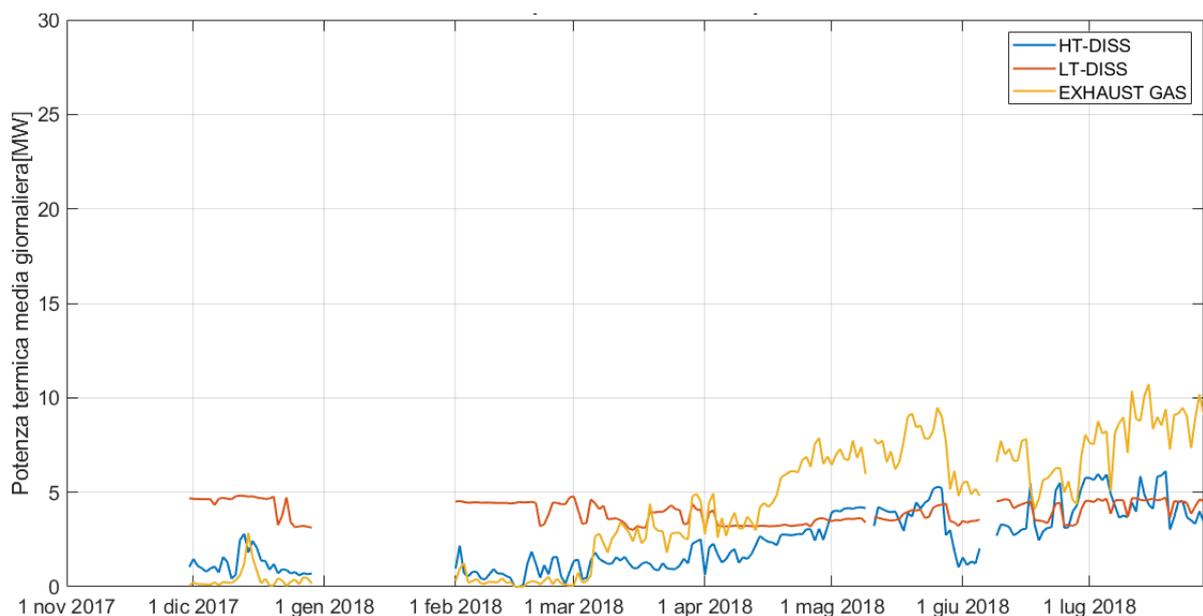


Figura 70 - Massima potenza termica recuperabile dai cogeneratori suddivisa in base al livello termico

Passando alle dispersioni della rete di teleriscaldamento, il grafico di Figura 71 ne riporta l'andamento simulato (linea gialla in basso).

È inoltre riportato il confronto tra simulazione e dati di monitoraggio dell'andamento di potenza termica totale entrante nella rete di teleriscaldamento, riferita al collettore di mandata.

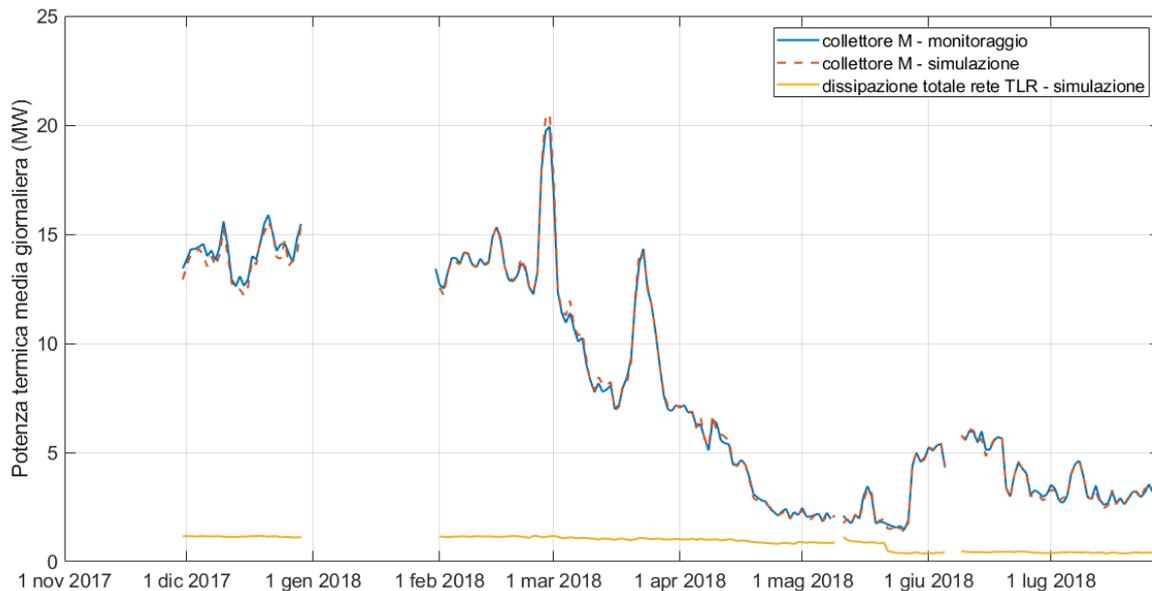


Figura 71 – Andamento simulato delle perdite termiche nella rete di TLR e confronto tra simulazione e monitoraggio della potenza termica immessa in rete

Nella Tabella 19 sono riportati i valori mensili di dissipazione totale della rete, espressi sia in termini assoluti, sia percentuali rispetto all'energia entrante.

Tabella 19 – Dissipazione termica della rete di TLR

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	PERIODO
Energia dissipata dalla rete [MWh]	-	808	-	776	807	692	537	295	277	4192
Energia dissipata nella rete rispetto a energia in ingresso [%]	-	8.2	-	8.2	11.1	21.9	31.0	9.8	12.9	11.4

Si osserva che le perdite percentuali calcolate sull'intero periodo in analisi sono superiori rispetto ai valori tipici, generalmente inferiori al 10 % [8]. Come previsto, le perdite percentuali sono maggiori fuori dalla stagione invernale in quanto il calore distribuito è minore.

I valori, in termini assoluti, di energia dissipata sono dovuti in parte alla diminuzione della temperatura dell'acqua di mandata e in parte al fatto che da metà maggio viene utilizzato un solo anello della rete (DN 200).

Per quanto riguarda le dispersioni percentuali, le variazioni dipendono dai diversi valori di potenza termica immessa nella rete a cui sono riferite (vd Figura 71). In particolare, si osserva

che nei periodi di aprile e maggio, in cui le macchine frigorifere sono state prevalentemente spente, le dissipazioni assumono valori percentuali molto superiori.

Infine, è stata calcolata la densità termica lineare (MWh/m) della rete sia per quanto riguarda l'energia immessa in rete sia per quella consumata dalle utenze. Da un'indagine dell'Autorità garante della concorrenza e del mercato (AGCM) è emerso che i tipici valori di tale parametro, riferito al periodo di un anno, sono di circa 2,5 MWh/m (anche per motivi di sostenibilità economica della rete TLR) [30].

Nel nostro caso, relativamente a un periodo di 7 mesi, la densità lineare dell'energia immessa in rete è risultata pari a 1,5 MWh/m, mentre quella riferita all'energia consumata è risultata pari a 1,3 MWh/m. Estrapolando i risultati per un intero anno, è verosimile che la densità termica lineare del caso in esame sarebbe stata superiore all'indice di riferimento indicato dall'indagine.

7. Modello dello scenario di efficientamento

Sulla base della proposta di efficientamento concordata tra ENEA e Aeroporti di Roma, lo scenario preso in esame prevede di separare idraulicamente i due anelli in modo da gestire uno a temperatura più bassa rispetto alla situazione attuale. Tramite la rete a “bassa temperatura” saranno ridotte le perdite termiche della rete, e saranno alimentate due nuove macchine frigorifere ad assorbimento a singolo stadio, che richiedono temperature più basse rispetto a quelle a doppio stadio attualmente installate presso alcune utenze dell’aeroporto. Le due nuove macchine frigorifere, entrambe con potenza frigorifera nominale di 3 MW_{fr} , saranno alimentate mediante il calore in eccesso recuperato dai cogeneratori, che assume valori elevati soprattutto nel periodo estivo, come descritto nei precedenti capitoli. Inoltre, essendo installate in sostituzione di alcuni chiller a compressione nelle sottostazioni PG 327 e PG 319, consentiranno di ottenere un ulteriore risparmio energetico derivante dalla riduzione del carico elettrico.

Nello scenario considerato (vd. Figura 74), il recupero termico per alimentare i due nuovi assorbitori avviene mediante l’utilizzo di due nuovi scambiatori di recupero per ogni cogeneratore. Il primo, a piastre, è installato sul circuito del liquido di raffreddamento dei motori, a valle del già presente scambiatore HT Recovery (che rimane a servizio del solo circuito DN 350); l’altro, a fascio tubiero alettato esternamente, utilizzato per il recupero termico dai fumi che bypassano la caldaia a recupero Recovery Boiler (a servizio del DN 350).

L’anello DN 200 trasporterà acqua calda ad una temperatura di mandata di $85\text{-}90 \text{ }^\circ\text{C}$ e sarà a servizio esclusivamente dei due nuovi assorbitori. L’anello DN 350, con temperatura di mandata invariata, continuerà ad alimentare tutte le utenze attualmente allacciate alla rete.

A monte dell’anello DN 200 è prevista inoltre l’installazione di un sistema di accumulo simile a quello esistente, composto da tre serbatoi da 250 m^3 , con un volume complessivo pari a 750 m^3 .

Considerato che le macchine frigorifere a uno stadio per funzionare in condizioni ottimali richiedono in ingresso calore a una temperatura di $85\text{-}90 \text{ }^\circ\text{C}$, è previsto un ulteriore scambiatore che collega termicamente l’accumulo del circuito ad alta temperatura (DN 350) con l’accumulo a bassa temperatura (DN 200). Quando nell’ultimo circuito la temperatura di mandata dai cogeneratori scende al di sotto del valore prefissato, una parte della portata in uscita dal sistema di accumulo sul circuito DN 350, funzionante ad alta temperatura, viene spillata e inviata al detto scambiatore.

I cogeneratori sono gestiti in modo esattamente uguale al caso base, ossia producendo le stesse quantità di energia elettrica.

Il risparmio energetico è determinato dall'abbassamento della temperatura in un anello della rete, dal recupero aggiuntivo di calore a bassa temperatura impiegato per alimentare le due nuove macchine frigo ad assorbimento a singolo effetto e dal conseguente minore quantitativo di energia elettrica utilizzata dai chiller a compressione per il raffrescamento degli ambienti.

Il modello complessivo risultante è schematizzato in Figura 72. Gli input sono gli stessi descritti nella simulazione del caso base, con l'aggiunta dei dati relativi al fabbisogno termico dei due nuovi assorbitori a singolo stadio. In particolare, sono stati inseriti i profili di carico termico teorico, ipotizzato come meglio illustrato in seguito, e la temperatura di ritorno dell'acqua calda dalle macchine frigo pari a 60 °C, in conformità alle caratteristiche tecnologiche delle macchine presenti sul mercato e alle indicazioni di AdR. [31] [32]

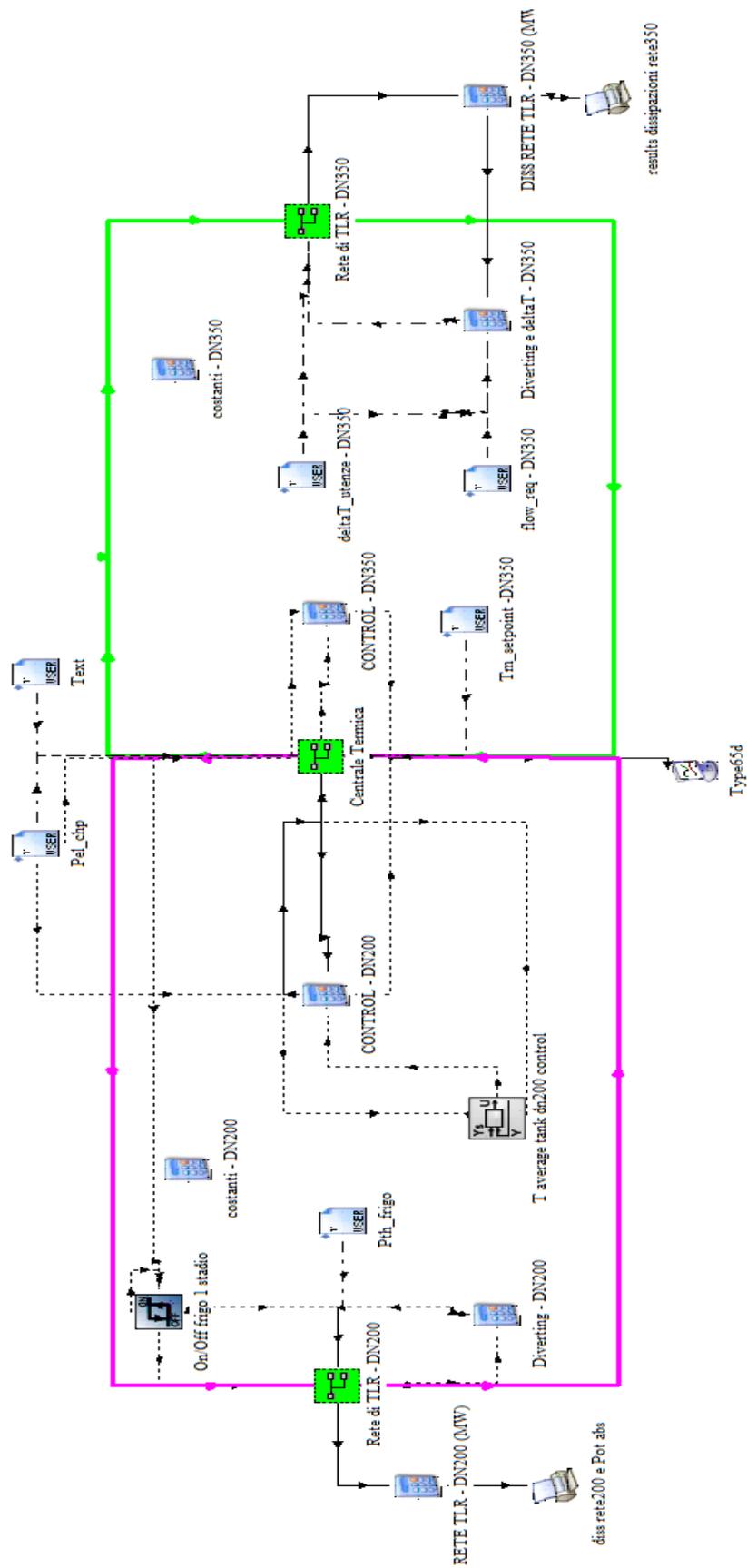


Figura 72 – Modello complessivo dell'impianto termico dell'aeroporto di Fiumicino, scenario efficientato

Le linee verdi rappresentano i flussi fisici di acqua ad alta temperatura destinati all'anello DN 350, mentre quelle magenta rappresentano i flussi di acqua a bassa temperatura destinati all'anello DN 200.

Le macro "Centrale Termica", "Rete di TLR – DN200" e "Rete di TLR – DN350", meglio illustrate nel seguito, contengono rispettivamente i modelli di centrale termica e delle due reti separate.

Come meglio illustrato in seguito, il blocco "CONTROL- DN200" e la type 22 "T average tank dn200 control" consentono di generare i segnali di controllo delle pompe a giri variabili a servizio dell'anello DN 200 presenti nel modello dei cogeneratori. Per controllare le pompe a servizio dell'anello DN 350 viene invece utilizzata la calcolatrice "CONTROL-DN350".

Il componente di controllo per isteresi "On/Off frigo 1 stadio" (type 2b) genera in output un segnale che determina l'accensione/spegnimento dei nuovi assorbitori in funzione della temperatura rilevata all'uscita dal sistema di accumulo a servizio dell'anello DN200. Lo spegnimento avviene se la temperatura scende al di sotto di 85 °C, ovvero della minima temperatura di alimentazione degli assorbitori a singolo effetto.

7.1 Modello della centrale termica

Lo schema in Figura 73 rappresenta il modello della centrale termica nello scenario di efficientamento sopra descritto.

Rispetto al caso base, in cui era presente un flusso unico circolante in centrale e a servizio dei due anelli, con l'efficientamento si è resa necessaria la separazione dei due flussi anche in centrale.

Le linee magenta rappresentano i flussi fisici di acqua aggiuntivi destinati all'anello DN 200, mentre le linee verdi rappresentano quelli destinati all'anello DN 350. Le linee rosse indicano il flusso che si ottiene dall'eventuale spillamento a servizio dello scambiatore aggiuntivo inserito sulla mandata del circuito DN 200.

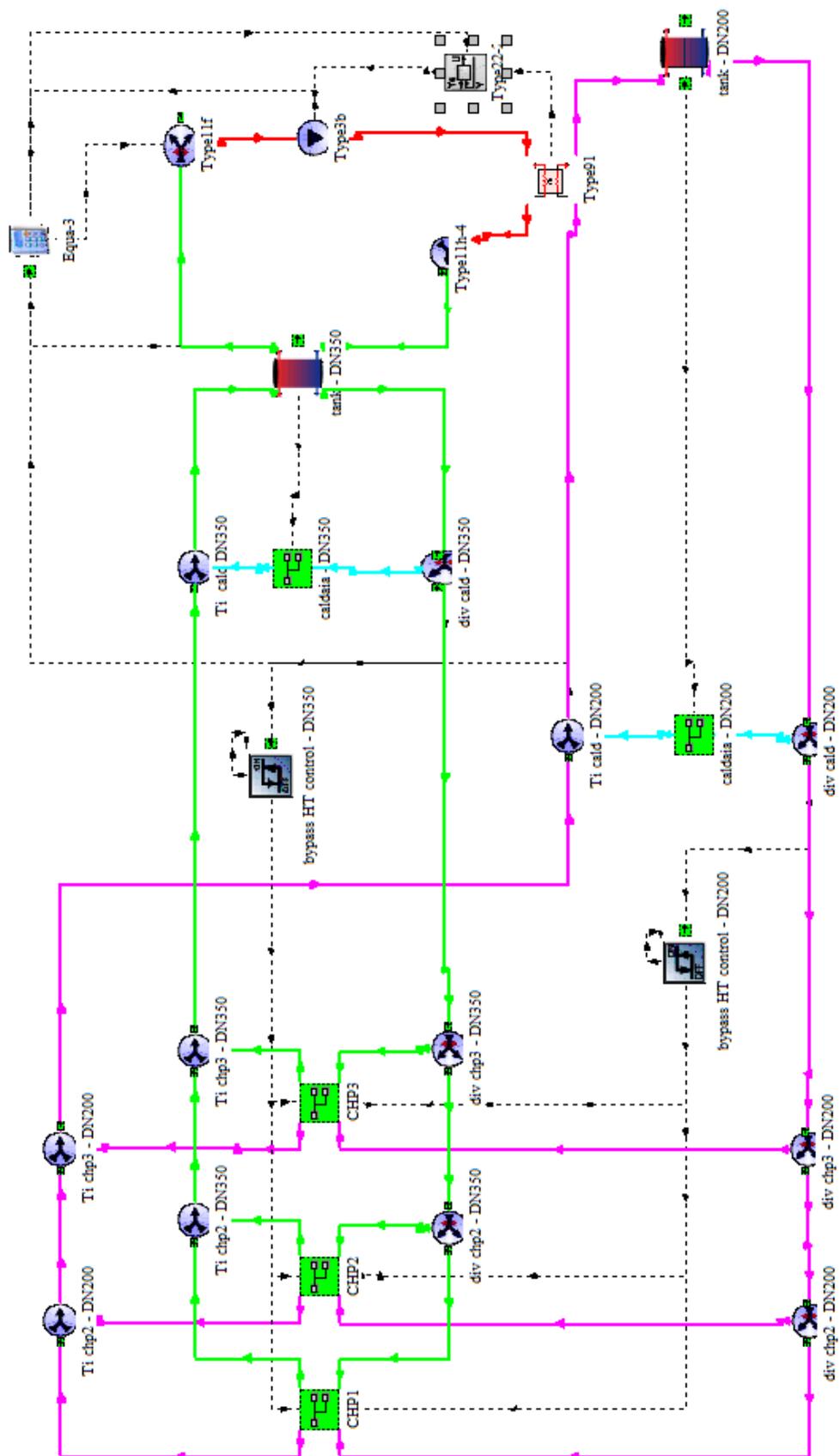


Figura 73 – Modello della centrale termica, scenario efficientato

Le linee magenta rappresentano il flusso di acqua a bassa temperatura destinato all'anello DN 200, quelle verdi rappresentano invece il flusso ad alta temperatura destinato all'anello DN 350.

Nel nuovo modello sono stati aggiunti i due scambiatori per il recupero termico a servizio dell'anello DN 200 (“HT Recovery – DN200” e “Recovery Boiler – DN200”). Anche per questo flusso è stato previsto il bypass dello scambiatore a piastre “HT Recovery-DN200”, come illustrato a pagina 52 per lo scambiatore “HT Recovery - DN350”.

Il componente “Recovery Boiler – DN200” funziona in modo da ottenere in uscita una temperatura dell'acqua verso la rete DN 200 di 90 °C; mentre al “Recovery Boiler – DN350” si fornisce in input il profilo orario di temperatura in mandata dai cogeneratori rilevato mediante i dati di monitoraggio utilizzati nel caso base.

La pompa “chp1 pump-DN200” (type 3b) è a giri variabili, con portata massima pari a 80 t/h, ed è controllata mediante la calcolatrice “CONTROL – DN200” e il componente di controllo “T average tank dn200 control” (type 22) di Figura 72. La calcolatrice genera un segnale in funzione del valore orario della differenza tra temperatura massima (T_{top}) e minima (T_{bot}) all'interno del sistema di accumulo DN 200 confrontato con il valore nominale di 30 °C. La type 22 genera un segnale di controllo affinché il valore della temperatura media all'interno dell'accumulo sia mantenuto pari a 88 °C. Il segnale di controllo inviato alle pompe è pari al valore massimo tra i due sopra descritti. Quando l'accumulo è carico e non c'è richiesta termica da parte degli assorbitori, le pompe vengono spente. Pertanto, le pompe di circolazione dell'acqua calda circolante nell'anello DN 200 sono funzionanti quando la differenza tra la temperatura media dell'acqua nell'accumulo e la temperatura minima T_{bot} è maggiore di 1 °C.

7.2 Modello della rete di teleriscaldamento

Come descritto al paragrafo 6.2, nella situazione ante efficientamento i due anelli della rete sono gestiti come se fossero un unico anello perciò nella simulazione del caso base la rete è semplificata con un unico anello equivalente.

Lo scenario di efficientamento considera una gestione separata e indipendente dei due anelli. Perciò il modello della rete è implementato con due anelli indipendenti.

L'anello DN 350 mantiene la stessa configurazione della simulazione del caso base (vd. Figura 47 a pagina 61), mentre i coefficienti di scambio termico U sono quelli corrispondenti all'effettivo diametro modificati tramite il coefficiente correttivo determinato in fase di validazione e utilizzato nel caso base. In Tabella 20 sono riportati i valori utilizzati nello scenario efficientato.

Tabella 20 - Parametri inseriti nelle type 31 delle tubazioni per l'anello DN 350

Mandata DN 350 - scenario efficientato			
Nome tratto	DN	Diametro interno	Lunghezza
		<i>m</i>	<i>m</i>
TRATTO M1	350	0.3444	2021
TRATTO M2	350	0.3444	318
TRATTO M3	350	0.3444	122
TRATTO M4	350	0.3444	209
TRATTO M5	350	0.3444	123
TRATTO M6	350	0.3444	207
TRATTO M7	350	0.3444	969
TRATTO M8	300	0.3127	129
TRATTO M9	150	0.1603	17
TRATTO M11	100	0.1071	310
TRATTO M12	100	0.1071	100
TRATTO M13	100	0.1071	230
TRATTO M14	125	0.1325	800
TRATTO M17	250	0.2630	95
TRATTO M18	250	0.2630	665
Ritorno DN 350 - scenario efficientato			
Nome tratto	DN	Diametro interno	Lunghezza
		<i>m</i>	<i>m</i>
TRATTO R1	350	0.3444	1984
TRATTO R2	350	0.3444	315
TRATTO R3	350	0.3444	122
TRATTO R4	350	0.3444	207
TRATTO R5	350	0.3444	121
TRATTO R6	350	0.3444	204
TRATTO R7	350	0.3444	956
TRATTO R8	300	0.3127	118
TRATTO R9	150	0.1603	13
TRATTO R11	100	0.1071	308
TRATTO R12	100	0.1071	100
TRATTO R13	100	0.1071	230
TRATTO R14	125	0.1325	752
TRATTO R17	250	0.2630	99
TRATTO R18	250	0.2630	658

Per quanto riguarda l'anello DN 200, è stata implementata una nuova configurazione semplificata alla quale vengono allacciati esclusivamente i due nuovi assorbitori a singolo stadio, ma con una estensione che riproduca la situazione reale dell'anello, per il calcolo delle dispersioni termiche lungo la rete. I coefficienti di scambio U utilizzati per questi tratti di tubazione sono quelli specifici del DN 200 e corretti tramite i coefficienti correttivi determinati in fase di validazione del modello del caso base. In Tabella 21 sono riportati i valori utilizzati.

Tabella 21 – Parametri inseriti nelle type 31 delle tubazioni per l'anello DN 200

Mandata DN 200 - scenario efficientato			
Nome tratto	DN	Diametro interno	Lunghezza
		<i>m</i>	<i>m</i>
M1(D)+M7+M6+M5	200	0.2101	2586
M4+M3	200	0.2101	327
M14	100	0.1071	675
M1(E)+M2	200	0.2101	1031
M8	150	0.1603	151
M11+M13	80	0.0825	545
Ritorno DN 200 - scenario efficientato			
Nome tratto	DN	Diametro interno	Lunghezza
		<i>m</i>	<i>m</i>
R1(D)+R7+R6+R5	200	0.2101	2633
R4+R3	200	0.2101	323
R14	100	0.1071	675
R1(E)+R2	200	0.2101	1032
R8	150	0.1603	148
R11+R13	80	0.0825	546

Lo schema di Figura 75 riporta il modello implementato in TRNSYS dell'anello DN 200.

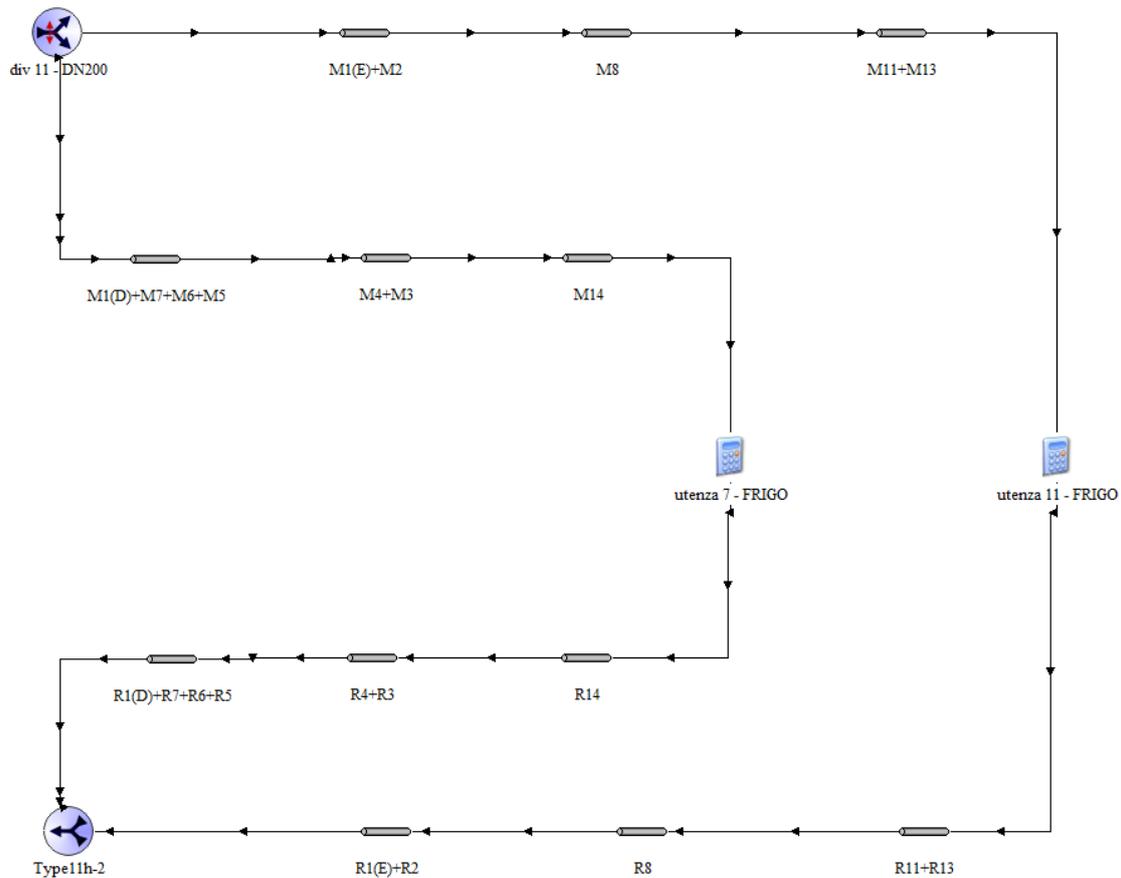


Figura 75 – Modello dell'anello DN 200, scenario efficientato

Per quanto riguarda il carico termico della rete, l'anello DN 350 è al servizio di tutte le utenze già presenti nel caso base e con carico termico invariato. Il DN 200, invece, alimenta soltanto i due nuovi assorbitori a singolo effetto il cui profilo di carico termico non è noto. Dovendone ipotizzare l'andamento, si è proceduto alla determinazione della firma energetica dei fabbricati che saranno condizionati dai nuovi assorbitori a singolo effetto. A tal fine, è stato utilizzato il profilo di potenza frigorifera, in funzione della temperatura esterna, della macchina ad assorbimento esistente al servizio del terminal T3, desunto dai dati di monitoraggio. Tale macchina, di recente installazione, è stata utilizzata prevalentemente a partire dalla primavera 2018.

Nel grafico di Figura 76 è mostrata la correlazione della potenza frigorifera fornita mediante la macchina frigo ad assorbimento del terminal T3 con la temperatura esterna. La

linea rossa rappresenta l'interpolazione dei dati di monitoraggio (punti blu) ottenuta con un algoritmo di interpolazione robusta.

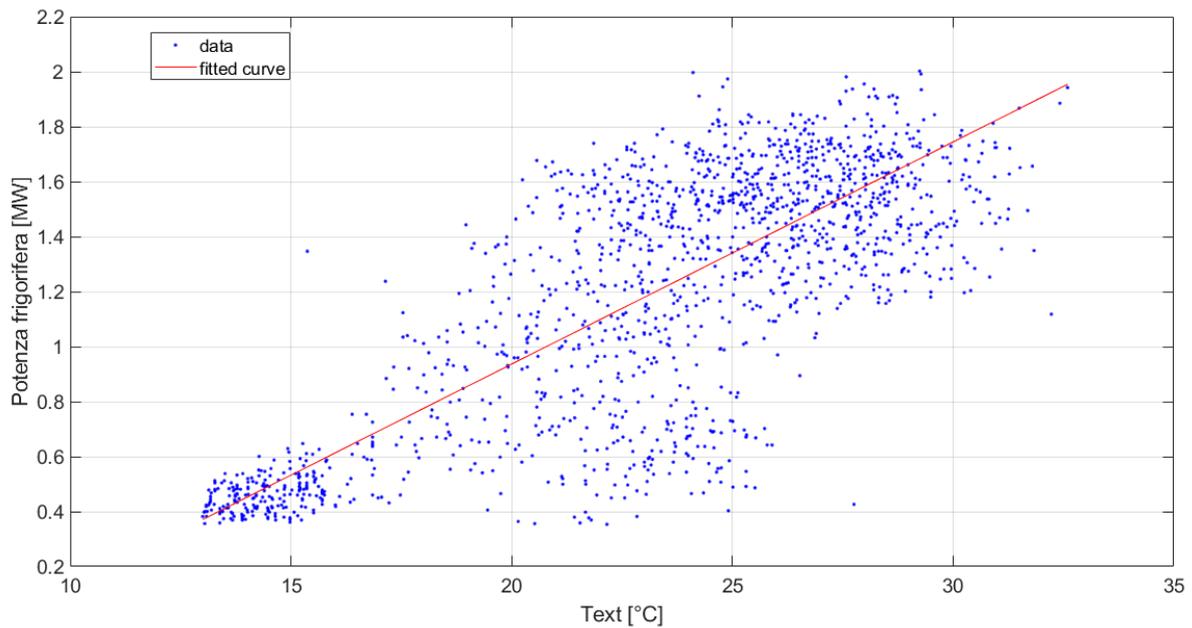


Figura 76 – Firma energetica dell'assorbitore a servizio del terminal T3, potenza frigorifera correlata alla temperatura esterna

L'assorbitore a servizio del terminal T3 ha una potenza frigorifera nominale pari a 3,5 MW, mentre ognuna delle due nuove macchine frigorifere ha una potenza frigorifera nominale di 3 MW. Perciò la firma energetica relativa all'assorbitore a servizio del terminal T3 è stata prima normalizzata e poi applicata alla potenza frigorifera nominale delle nuove macchine ad assorbimento.

Il grafico di Figura 77 riporta l'andamento orario, ottenuto mediante l'impiego della firma energetica dell'assorbitore al terminal T3, del carico termico frigorifero richiesto a ognuno dei due nuovi assorbitori a singolo stadio.

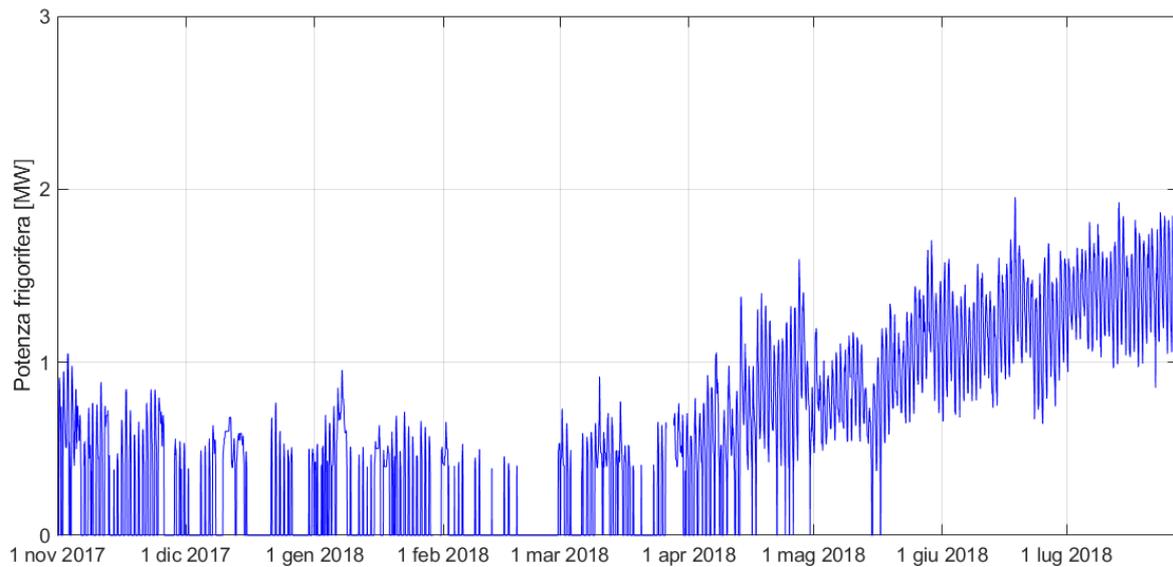


Figura 77 – Andamento della potenza frigorifera teorica di ognuno dei due nuovi assorbitori a singolo stadio nello scenario di efficientamento

Considerando un COP medio pari a 0,7 per le macchine frigorifere a singolo stadio, è possibile determinare l’andamento della sorgente calda che alimenta tali macchine. Il grafico di Figura 78 riporta detto andamento per ciascun assorbitore a singolo effetto.

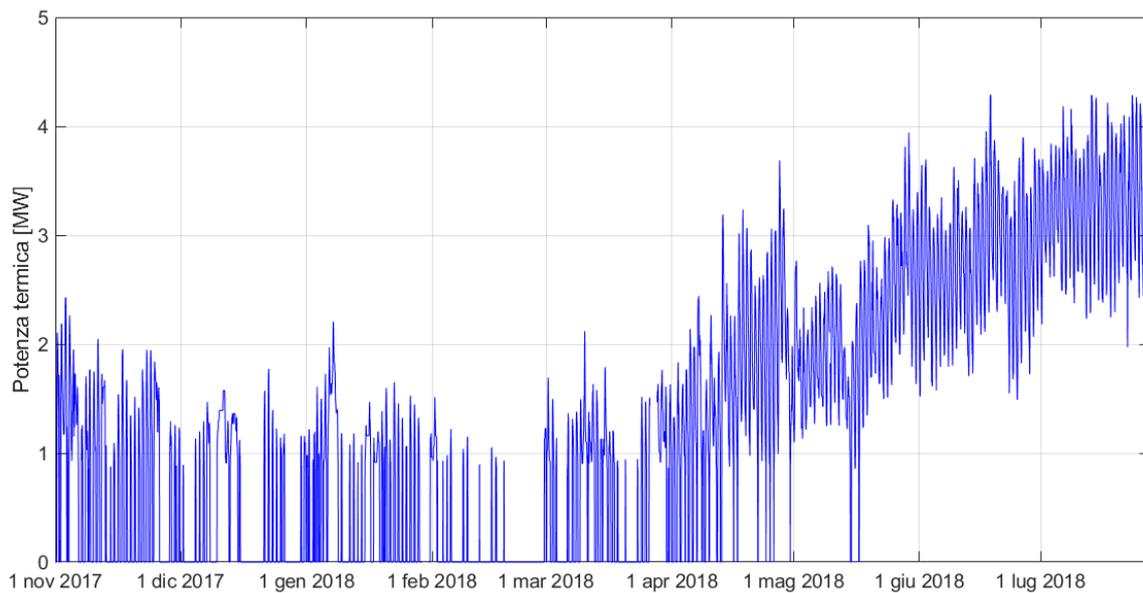


Figura 78 - Andamento della potenza termica teorica richiesta da ognuno dei due nuovi assorbitori a singolo stadio nello scenario di efficientamento

In condizioni nominali di funzionamento, cioè con salto di temperatura sugli assorbitori a singolo effetto pari a 30 °C, la portata massima totale richiesta è pari a 246 t/h. Considerato che la portata nominale di progetto dell'anello DN 200 è pari a 240 t/h, nella simulazione dello scenario efficientato è stato posto come limite una portata circolante massima nel DN 200 pari a 240 t/h. Per questo motivo a ognuna delle tre pompe, modellate nell'impianto di cogenerazione e a servizio del circuito destinato all'anello DN 200, è stata assegnata una portata massima circolante pari a 80 t/h cioè un terzo della portata massima circolante nell'anello DN 200 in condizioni nominali di funzionamento delle due nuove macchine ad assorbimento. Si fa notare come anche le pompe destinate all'anello DN 350, già presenti nel caso base e a servizio dell'intera rete, abbiano analoga portata nominale.

7.3 Risultati della simulazione dello scenario di efficientamento

Di seguito si riportano i risultati più rilevanti ottenuti mediante la simulazione dello scenario di efficientamento oggetto di studio.

Nel grafico di Figura 79 è riportato il confronto della potenza termica utile dei cogeneratori tra caso base e scenario efficientato. Con potenza termica utile dei cogeneratori si intende la quota, sul calore totale recuperabile dai cogeneratori, utilizzata per alimentare la rete di teleriscaldamento.

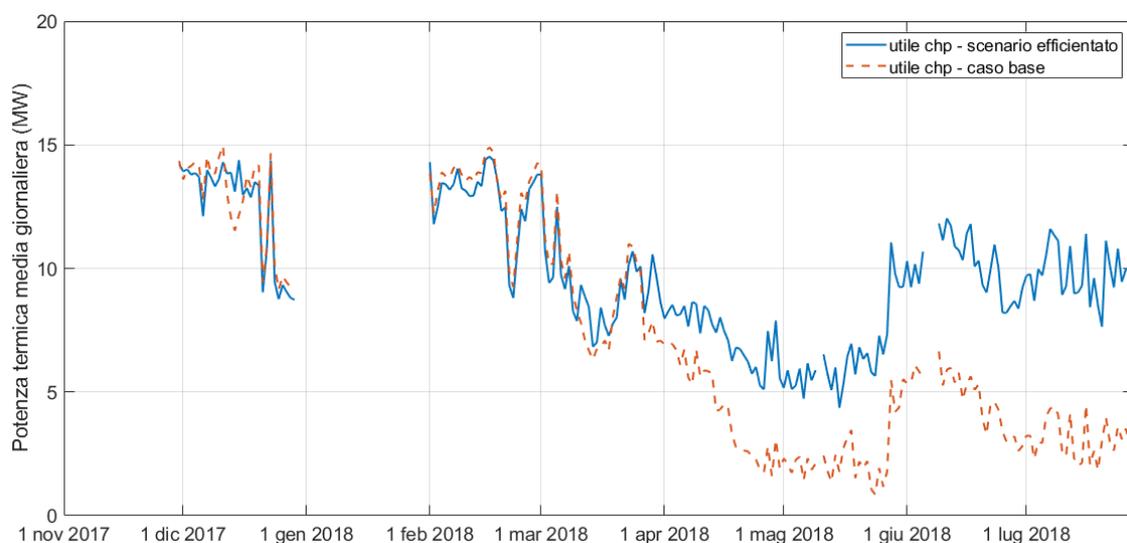


Figura 79 – Confronto della potenza termica utile recuperata dai cogeneratori

La linea tratteggiata indica l'andamento relativo alla simulazione del caso base, mentre quella continua rappresenta la simulazione dello scenario efficientato. Si osservi che nel periodo estivo l'efficientamento produce effetti particolarmente significativi.

Come si nota dalla Tabella 22, l'energia termica utilizzata nello scenario efficientato è significativamente superiore al caso base già dal mese di aprile ed è particolarmente elevata nei mesi di maggio, giugno e luglio.

Tabella 22 - Confronto energia termica utile dei cogeneratori

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo
caso base [MWh]	-	8722	-	8938	6615	3122	1724	3069	2109	34300
scenario efficientato [MWh]	-	8632	-	8649	6853	5233	4640	6539	6630	47176
Δ scenario efficientato - base [MWh]	-	-91	-	-289	238	2111	2917	3470	4520	12876
Δ scenario efficientato - base [%]	-	-1%	-	-3%	4%	68%	169%	113%	214%	38%

Nel grafico di Figura 80 è inoltre riportato il confronto, tra caso base e scenario efficientato, considerando separatamente i due anelli nello scenario efficientato. In questo modo è possibile fare un confronto a parità di carico termico alimentato (tra caso base e anello DN 350 nello scenario efficientato) ed è meglio individuabile l'andamento della potenza termica recuperata mediante l'installazione delle due nuove macchine frigo sull'anello DN 200.

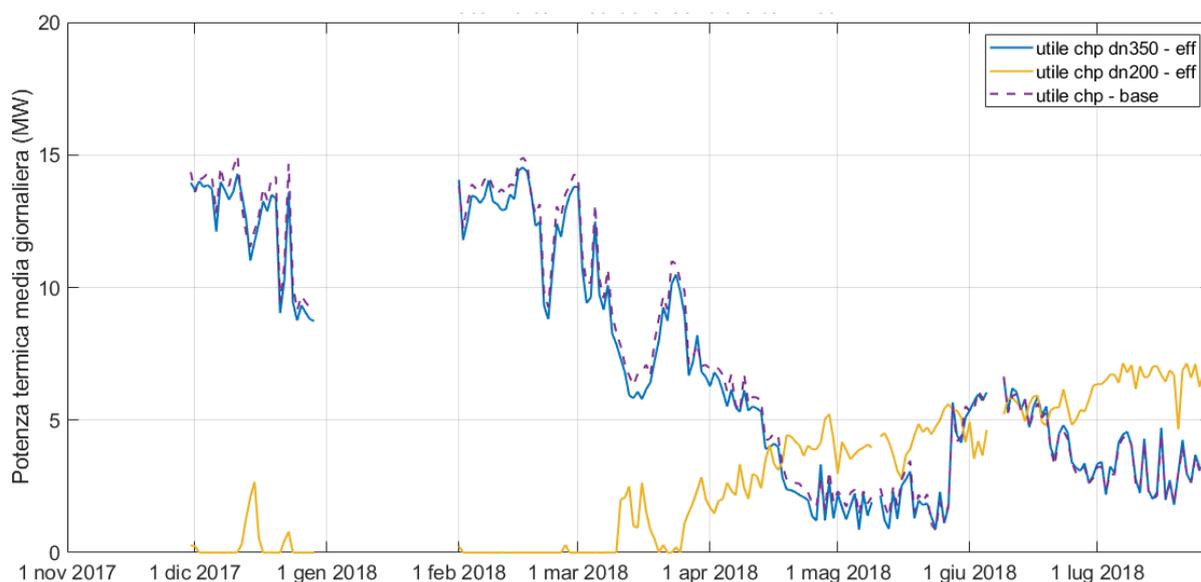


Figura 80 – Potenza termica utile cogenerata

La linea tratteggiata rappresenta l'andamento della potenza termica utile risultante dalla simulazione del caso base, mentre le linee continue rappresentano quelli risultanti dallo scenario di efficientamento. In particolare, la linea blu indica la potenza destinata all'anello DN 350 e quella gialla la potenza destinata all'anello DN 200. In merito, si evidenzia che l'andamento relativo al DN 350 efficientato (linea blu) e quello relativo al caso base (linea viola tratteggiata) sono simili in quanto a servizio dello stesso carico termico. Il lieve scostamento che si osserva nel periodo antecedente al 22 maggio dipende dal fatto che nella situazione ante efficientamento erano attivi entrambi gli anelli, mentre nello scenario efficientato lo stesso carico termico è alimentato dal solo DN 350. Conseguentemente, nel caso base le perdite termiche di rete sono maggiori e quindi, a parità di carico termico delle utenze, la potenza termica globale richiesta dalla rete, e fornita dai cogeneratori, risulta leggermente maggiore. A partire dal 22 maggio, lo scostamento assume valori trascurabili e di segno opposto. Infatti, in questo periodo, il carico termico è alimentato da un solo anello in entrambi gli scenari, ma nel caso base il fluido termovettore è distribuito nell'anello DN 200 mentre nello scenario efficientato è distribuito nel DN 350.

La linea gialla rappresenta la quota di potenza termica utile recuperata nello scenario efficientato, in aggiunta rispetto alla situazione precedente. Tale potenza aggiuntiva è utilizzata per alimentare le due nuove macchine frigo ad assorbimento a singolo stadio allacciate all'anello DN 200. Si osserva che nei mesi di dicembre e febbraio la potenza termica utile destinata alle nuove utenze è trascurabile, mentre da marzo a luglio assume valori sempre più rilevanti fino a superare i 7 MW_{th} di potenza recuperata.

In Tabella 23 sono riportati i valori di energia termica utile espressa in percentuale rispetto alla disponibilità termica totale recuperabile dai cogeneratori.

Tabella 23 - Confronto dell'energia termica utile cogenerata espressa in percentuale della disponibilità termica dei CHP

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo
caso base [%]	-	53.2	-	55.4	42.7	23.8	11.6	22.1	12.8	32.3
scenario efficientato [%]	-	52.7	-	53.6	44.3	39.9	31.2	47.1	40.3	44.4

Come già evidenziato in Figura 79, dal mese di marzo in poi con lo scenario efficientato l'energia termica utile prodotta dai cogeneratori è significativamente maggiore rispetto al caso base e raggiunge valori non lontani dalla situazione invernale.

Per meglio evidenziare i miglioramenti che si ottengono con lo scenario di efficientamento, di seguito si riportano i grafici relativi ai rendimenti ante e post efficientamento relativamente al cogeneratore 1.

Nel grafico di Figura 81 sono riportati gli andamenti di rendimento elettrico, termico e globale relativi al caso base.

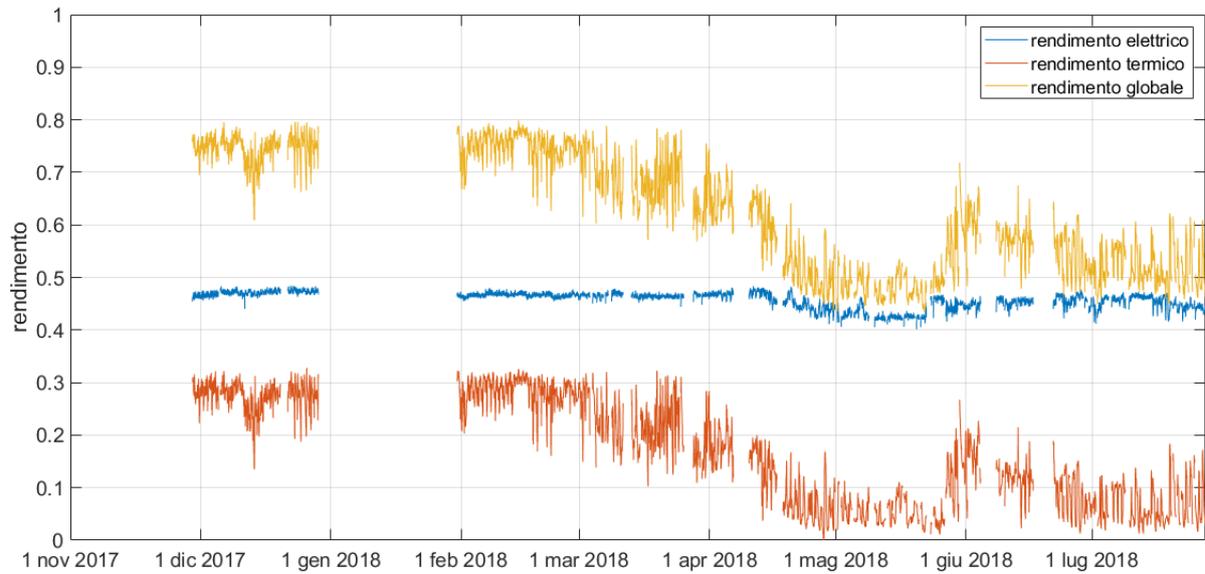


Figura 81 – Rendimenti del cogeneratore 1, caso base

Nel grafico di Figura 82 sono riportati gli andamenti di rendimento elettrico, termico e globale relativi allo scenario efficientato.

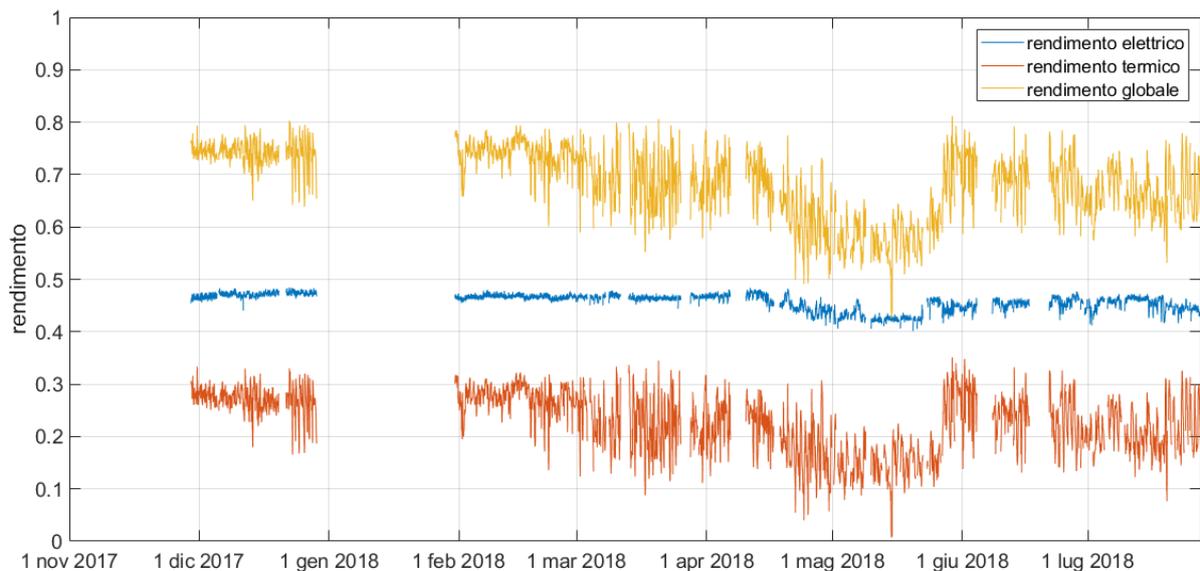


Figura 82 – Rendimenti del cogeneratore 1, scenario efficientato

Non essendo variate le caratteristiche di funzionamento dell'impianto di cogenerazione, nello scenario efficientato l'andamento del rendimento elettrico rimane lo stesso del caso base. Facendo riferimento all'intero periodo in analisi si registra un rendimento elettrico medio di 0,46. Come precisato in precedenza, nello scenario efficientato viene incrementato lo sfruttamento dell'energia termica disponibile e, conseguentemente, anche il rendimento termico aumenta. Se si considerano i valori medi sul periodo analizzato, il rendimento termico sale da 0,17 a 0,23. Si osserva inoltre che l'aumento di rendimento termico è particolarmente significativo nei periodi in cui sono utilizzate le nuove macchine ad assorbimento a singolo effetto. Ovviamente anche il rendimento globale, somma di rendimento elettrico e termico, subisce analogo miglioramento.

Nel grafico di Figura 83 è riportato inoltre il confronto dell'andamento del rendimento termico tra caso base e scenario efficientato.

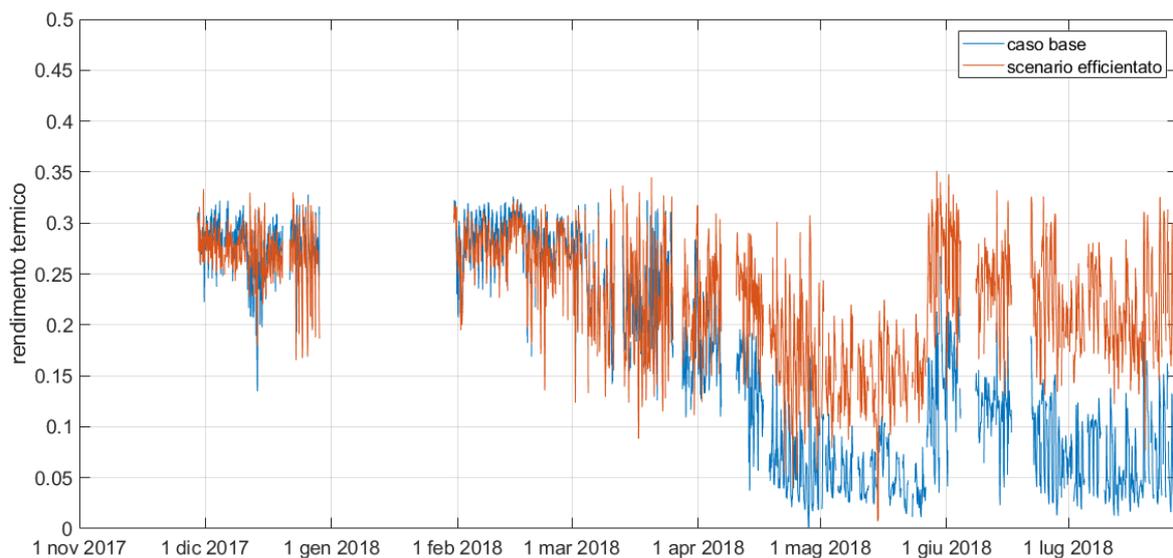


Figura 83 - Confronto tra caso base e scenario efficientato del rendimento termico del cogeneratore 1

Facendo riferimento alla potenza termica dissipata dai cogeneratori, la quota dispersa nel circuito di raffreddamento dell'olio lubrificante è rimasta inalterata, in quanto lo scenario di efficientamento non ha previsto il recupero termico di questo calore perché disponibile a una temperatura inferiore rispetto alla minima temperatura di ritorno del flusso di acqua. Nel grafico di Figura 84 sono riportati gli andamenti a confronto delle quote che hanno subito variazioni a seguito dell'efficientamento, cioè le dissipazioni nel circuito del liquido di raffreddamento del motore e quelle nella caldaia a recupero dei gas di scarico.

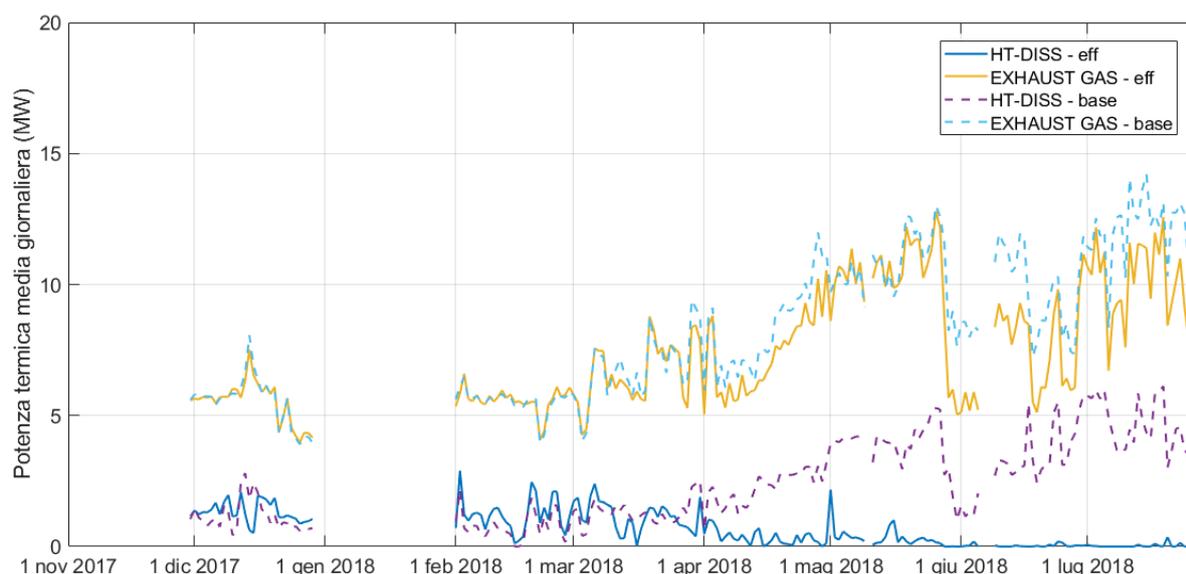


Figura 84 - Potenza termica dissipata dai cogeneratori

Le linee tratteggiate rappresentano gli andamenti delle dispersioni relative alla simulazione del caso base, mentre le linee continue si riferiscono allo scenario efficientato.

Si noti che la più elevata riduzione delle dissipazioni si verifica nel circuito di raffreddamento della camera di combustione dei motori. Infatti, a seguito dell'utilizzo delle nuove macchine frigo, si riduce notevolmente la dispersione nel dissipatore HT-DISS.

L'efficientamento determina anche una diminuzione della dissipazione dei gas combusti in ambiente, come si evince dal confronto tra la linea gialla continua (scenario efficientato) e quella celeste tratteggiata (caso base).

Le variazioni quantitative di energia termica dissipata dai cogeneratori prima e dopo l'efficientamento sono riportate nella seguente Tabella 24. Anche questi valori confermano che l'efficientamento produce effetti positivi rilevanti.

Tabella 24 – Confronto energia termica totale dissipata dai cogeneratori

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo
caso base [MWh]	-	7662	-	7187	8859	9997	13161	10826	14324	72015
scenario efficientato [MWh]	-	7749	-	7481	8623	7878	10231	7335	9809	59106
Δ scenario efficientato - base [MWh]	-	86	-	294	-237	-2118	-2930	-3490	-4515	-12910
Δ scenario efficientato - base [%]	-	1%	-	4%	-3%	-21%	-22%	-32%	-32%	-18%

Nella seguente Tabella 25 sono inoltre evidenziate le percentuali delle diverse quote di energia termica dissipata dai cogeneratori rispetto alla disponibilità termica che essi generano, confrontando il caso base con lo scenario efficientato.

Tabella 25 – Confronto energia termica dissipata dai CHP espressa in percentuale della disponibilità termica dei CHP

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo	
dissipazioni termiche al camino inevitabili [%]	-	17.2	-	17.3	16.8	15.7	14.7	14.3	13.6	15.7	caso base
	-	17.2	-	17.3	16.8	15.7	14.8	14.3	13.6	15.7	scenario efficientato
dissipazioni nel circuito di raffreddamento dell'olio [%]	-	18.3	-	18.1	18.3	18.2	18.0	18.3	18.2	18.2	caso base
	-	18.3	-	18.1	18.2	18.2	18.0	18.3	18.2	18.2	scenario efficientato
dissipazioni termiche di HT-DISS e Recovery Boiler [%]	-	11.3	-	9.1	22.2	42.3	55.7	45.3	55.3	33.7	caso base
	-	11.8	-	10.9	20.7	26.2	36.0	20.2	27.8	21.7	scenario efficientato
dissipazioni termiche totali in centrale termica [%]	-	46.8	-	44.6	57.3	76.2	88.4	77.9	87.2	67.8	caso base
	-	47.3	-	46.4	55.7	60.1	68.8	52.9	59.7	55.6	scenario efficientato

Come già evidenziato in precedenza, lo scenario di efficientamento studiato riguarda il maggiore utilizzo della disponibilità termica del fluido di raffreddamento dei motori endotermici e di quella dei fumi di scarico. Infatti, in Tabella 25 si nota che la riduzione delle dissipazioni totali della centrale termica dipende esclusivamente da questi due componenti. Si noti inoltre che, sia nel caso base sia nello scenario efficientato, circa il 16 % delle perdite termiche corrisponde alla dissipazione al camino (non evitabile), cioè dovuta al limite tecnologico per cui la temperatura di uscita dei fumi di scarico non può scendere al di sotto dei 120 °C. Conseguentemente, se si considera l'intero periodo analizzato, a valle dello scenario di efficientamento studiato rimane una quota di dissipazione ulteriormente recuperabile di circa il 40 %. Si noti che, nello scenario efficientato, l'energia termica utile dei cogeneratori è di circa il 44 % (vd. Tabella 23). Nel caso base, invece, l'energia termica utile dei cogeneratori è pari a circa il 32 % della disponibilità termica e la dissipazione recuperabile, cioè al netto delle perdite al camino inevitabili, è di circa il 52 %.

Per quanto riguarda la produzione termica delle caldaie, il grafico di Figura 85 ne riporta l'andamento della potenza termica fornita alla rete sia per il caso base sia per lo scenario efficientato.

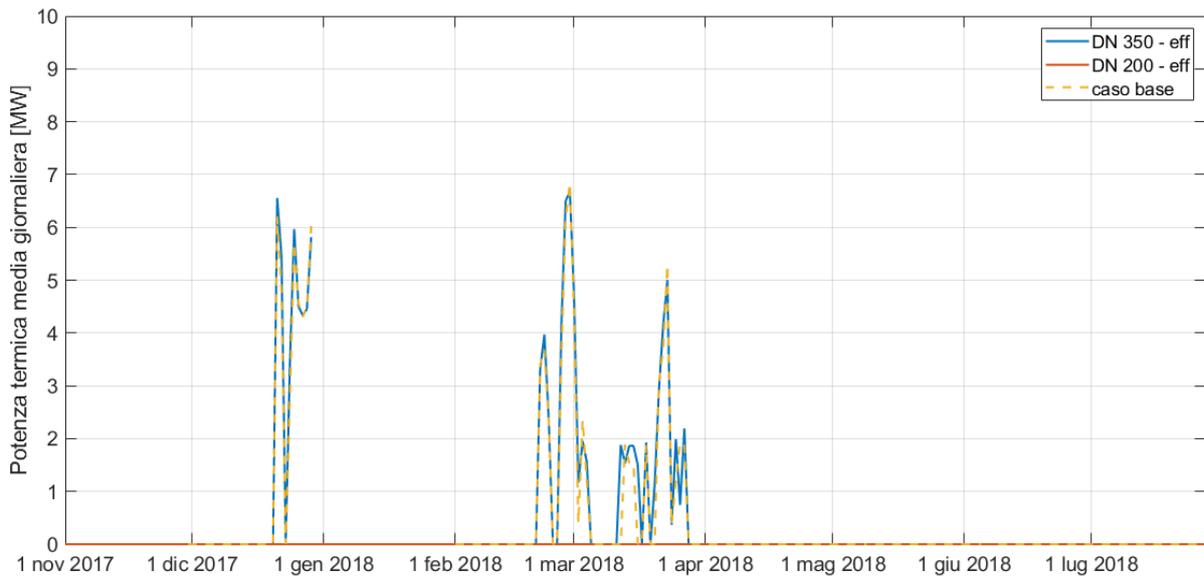


Figura 85 – Potenza termica fornita dalle caldaie

La linea tratteggiata si riferisce al caso base, mentre le linee continue si riferiscono allo scenario efficientato. Le caldaie a servizio dell’anello DN 200 sono state inserite nel modello ma sono state tenute spente perché l’obiettivo dello scenario efficientato è il recupero termico di calore disponibile in eccesso e si è deciso di valutare il comportamento del sistema efficientato senza l’utilizzo delle caldaie per il circuito a bassa temperatura.

Nello scenario di efficientamento si osserva che le caldaie a servizio del DN 350 funzionano esattamente come nel caso base in quanto alimentano le stesse utenze e nelle stesse condizioni sia di temperatura esterna sia di produzione elettrica dei cogeneratori. Comunque, il periodo di funzionamento è molto breve rispetto al periodo analizzato.

Per quanto riguarda il sistema di accumulo, nello scenario efficientato sono previsti due sistemi: uno nuovo a servizio dell’anello DN 200 e di volume totale pari a 750 m³; l’altro, già presente nel caso base, a servizio del DN 350 e di volume pari a 1000 m³.

Il grafico di Figura 86 riporta gli andamenti delle temperature massima (linea rossa), minima (linea blu) e media (linea celeste) all’interno dell’accumulo equivalente a servizio del DN 350 modellato nella simulazione dello scenario di efficientamento. In figura è inoltre indicata la portata spillata (linea nera) dall’accumulo a servizio del DN 350 per integrare l’apporto di calore sulla base della temperatura dell’acqua calda in ingresso nell’accumulo a servizio del DN 200, in modo da garantire il più possibile il funzionamento delle macchine frigo ad assorbimento a singolo stadio allacciate al DN 200. Per facilitare la leggibilità del

grafico si è riportato soltanto il periodo da febbraio 2018 in poi in quanto nel mese di dicembre 2017 gli andamenti sono molto simili a quelli di febbraio 2018.

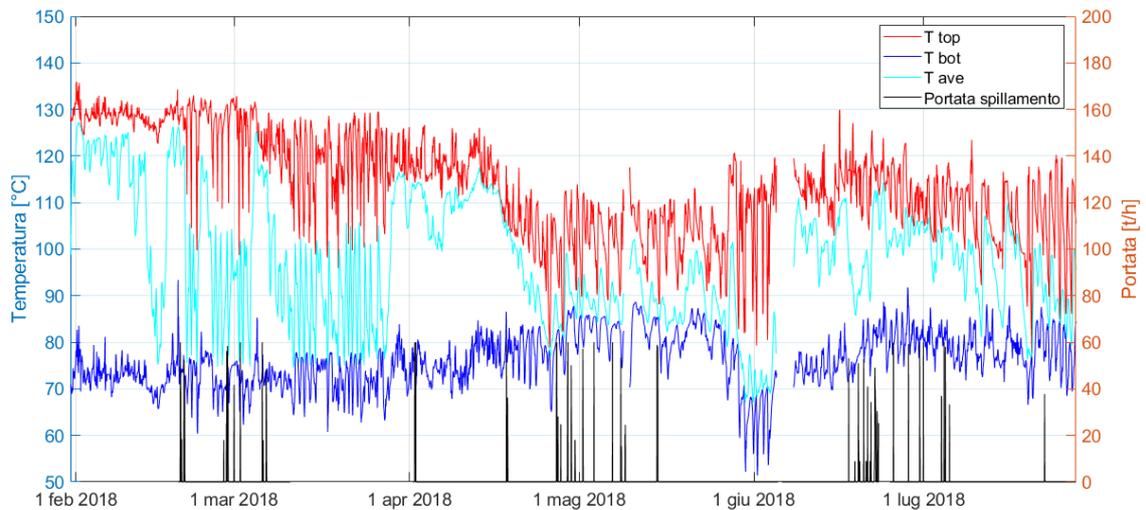


Figura 86 – Temperature nell’accumulo a servizio dell’anello DN 350 e portata di spillamento, scenario efficientato

Si osservi che lo spillamento entra in funzione poche volte perciò riesce a svolgere la sua funzione di integrazione per il circuito del DN 200 con minime perturbazioni del livello termico nel circuito al servizio del DN 350.

Nel grafico di Figura 87 sono riportati gli stessi andamenti di temperatura visti in Figura 86, ma per l’accumulo equivalente a servizio del DN 200 modellato per la simulazione dello scenario efficientato.

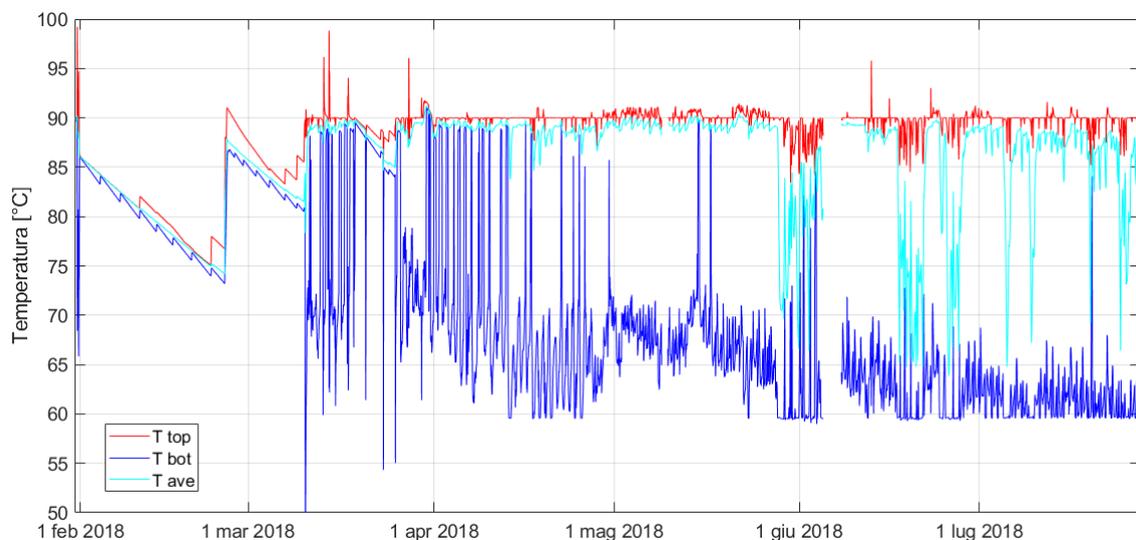


Figura 87 - Temperature nell’accumulo a servizio dell’anello DN 200, scenario efficientato

Gli andamenti di temperatura che si osservano nei periodi di febbraio e metà marzo dipendono dal funzionamento trascurabile delle macchine frigo allacciate al DN 200 (unico carico termico di questo anello). Nel serbatoio, carico e completamente miscelato, la temperatura tende a diminuire a causa delle perdite termiche verso l'ambiente. Nel restante periodo in analisi, invece, le macchine frigo ad assorbimento sono in funzione e si può osservare una maggiore stratificazione del sistema di accumulo. Tra la fine di maggio e l'inizio di giugno uno dei tre cogeneratori è spento perciò il sistema di accumulo funziona in carica/scarica ciclica in modo da poter fornire il calore richiesto dagli assorbitori a uno stadio nonostante lo spegnimento di un cogeneratore. Anche dalla seconda metà del mese di giugno si verifica un funzionamento di carica/scarica, questa volta perché la portata richiesta dagli assorbitori diventa elevata.

La dissipazione termica dovuta al sistema di accumulo complessivo (DN 200 e DN 350) assume valori trascurabili rispetto alle quote di dispersione termica che si registrano negli altri componenti dell'impianto. L'energia dissipata varia dai 25 ai 35 MWh al mese, in base al valore di temperatura estrema, e vale circa lo 0,2 % della quantità di calore disponibile dai cogeneratori.

Passando alla rete di TLR, il grafico di Figura 88 ne riporta le dispersioni totali ponendo a confronto il caso base con lo scenario efficientato.

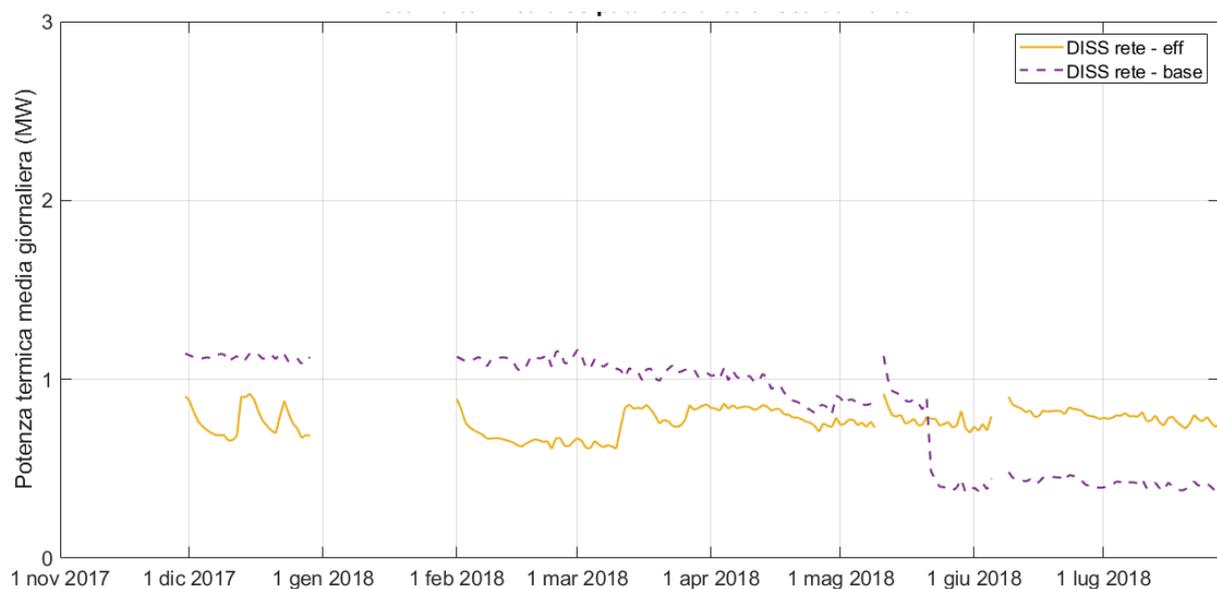


Figura 88 – Confronto tra la potenza termica totale dissipata in rete

La linea viola tratteggiata rappresenta l'andamento delle dispersioni nel caso base, mentre quella gialla continua si riferisce allo scenario efficientato. Nei periodi in cui i nuovi assorbitori

a singolo stadio non sono in funzione (inizio dicembre, febbraio e inizio marzo), si osserva che le perdite nello scenario efficientato sono significativamente minori rispetto al caso base (circa 40 % in meno). Ciò è dovuto al fatto che, in detti periodi, nel caso base sono utilizzati entrambi gli anelli, mentre nello scenario efficientato è quasi sempre in funzione soltanto l'anello DN 350, come ben si evince nella Figura 80 a pagina 100.

Da metà marzo fino alla fine di maggio il vantaggio termico permane perché, nonostante entri in funzione anche l'anello DN 200, la sua temperatura di esercizio è minore rispetto a quella del fluido nel caso base. È in questo periodo che possiamo individuare il vero effetto della riduzione di temperatura del fluido in una parte della rete perché a parità di superficie di scambio (entrambi gli anelli funzionanti sia nel caso base sia nello scenario efficientato) nello scenario efficientato la temperatura di esercizio dell'anello DN 200 è minore rispetto a quella relativa al caso base. La riduzione delle perdite termiche è di circa il 16 %.

A partire dall'ultima decade del mese di maggio si verifica invece una situazione opposta: le perdite termiche in rete nello scenario efficientato risultano più elevate rispetto al caso base. Il motivo risiede nell'utilizzo di entrambi gli anelli nella situazione efficientata, mentre nel caso base era in funzione soltanto l'anello di diametro minore (DN 200).

Le variazioni di energia termica dissipata nella rete prima e dopo l'efficientamento sono riportate nella seguente Tabella 26.

Tabella 26 – Confronto della dissipazione termica totale nella rete di TLR

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo
caso base [MWh]	-	808	-	776	807	692	537	295	277	4192
scenario efficientato [MWh]	-	529	-	456	558	581	553	523	521	3721
Δ scenario efficientato - base [MWh]	-	-279	-	-320	-249	-111	16	228	244	-471
Δ scenario efficientato - base [%]	-	-35%	-	-41%	-31%	-16%	3%	77%	88%	-11%

A conferma di quanto osservato nel grafico di Figura 88, fino al termine del mese di febbraio la riduzione della dissipazione sulla rete è elevata (35-40 % in meno); ad aprile il vantaggio permane, ma in misura ridotta (-16 %). Come già detto, a giugno e a luglio si verifica la situazione opposta in quanto nel caso base era in funzione soltanto l'anello di diametro minore, mentre nello scenario efficientato sono in funzione entrambi gli anelli.

Nella seguente Tabella 27 sono inoltre evidenziati i valori di energia termica dissipata nella rete espressi in percentuale rispetto alla quantità totale immessa in rete dal collettore di mandata.

Tabella 27 - Confronto della dissipazione termica in rete espressa in percentuale della quantità immessa

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo
caso base [%]	-	8.2	-	8.2	11.1	21.9	31	9.8	12.9	11.4
scenario efficientato [%]	-	5.5	-	4.9	7.2	11.0	11.9	8.0	7.7	7.5

La riduzione delle perdite di rete è significativa. Facendo riferimento all'intero periodo in analisi, si evidenzia che la percentuale di dispersione scende al di sotto dei valori tipici delle reti di TLR (8-10 %). Nei mesi di aprile e maggio la riduzione è particolarmente elevata, anche se i valori permangono di entità modestamente superiori ai valori tipici.

Per quanto riguarda la densità termica lineare della rete, relativamente al nostro periodo in analisi di 7 mesi, l'efficientamento ha determinato un incremento rispetto al caso base. La densità lineare relativa all'energia immessa in rete è aumentata da 1,5 MWh/m a 2 MWh/m, mentre quella riferita all'energia consumata è aumentata da 1,3 MWh/m a 1,8 MWh/m.

Considerato l'aumento del valore di questi indici, nel caso efficientato è ancora più plausibile che estrapolandoli per riferirli a un intero anno si ottengano valori di entità pari o superiore a 2,5 MWh/m, valore di riferimento ricavato da AGCM [30].

Si analizza ora la situazione relativa alle utenze dell'aeroporto. Nello scenario efficientato il carico termico alimentato dalla rete di TLR è incrementato in conseguenza dell'allacciamento all'anello DN 200 delle due nuove macchine frigo a singolo effetto. L'andamento del carico termico aggiuntivo per ognuno dei due nuovi assorbitori, soddisfatto mediante il recupero termico consentito nello scenario di efficientamento preso in esame, è rappresentato dalla linea tratteggiata nel grafico di Figura 89. La linea blu rappresenta il carico termico teorico necessario per alimentare ciascun assorbitore in modo da soddisfare le esigenze di raffrescamento degli ambienti ed è stato precedentemente determinato sulla base delle condizioni climatiche del periodo analizzato (vd. pagina 98). Nelle poche situazioni in cui le esigenze di raffrescamento non sono pienamente soddisfatte dal funzionamento delle nuove macchine frigo ad assorbimento, vengono attivati ad integrazione i tradizionali chiller a compressione già presenti nello stato attuale.

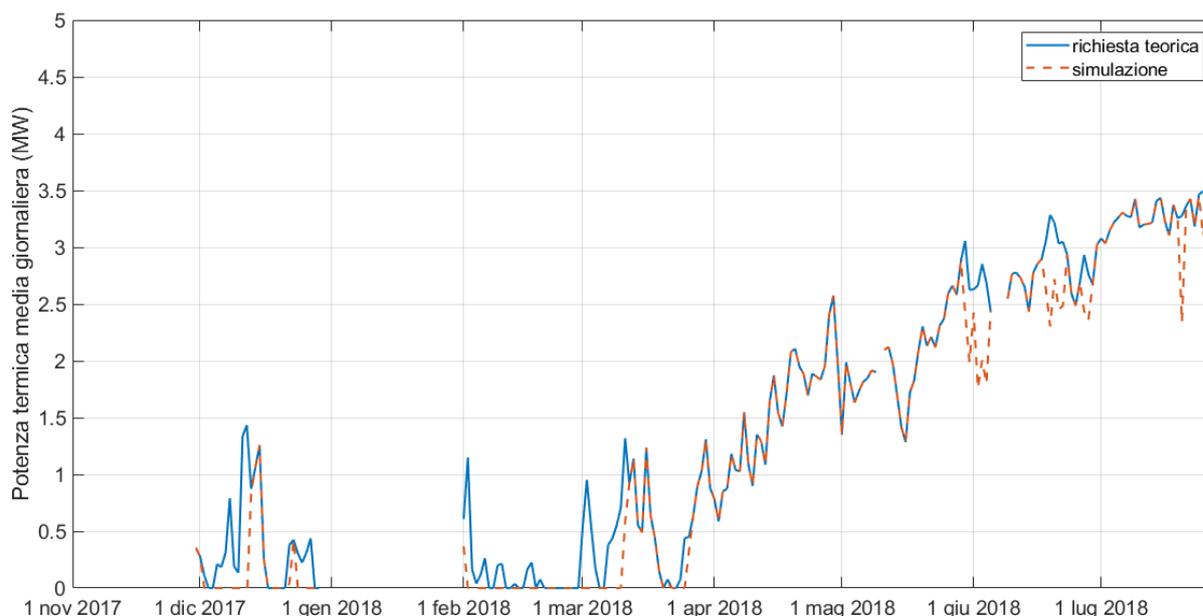


Figura 89 – Carico termico di ciascuna delle due nuove macchine frigo ad assorbimento a uno stadio

Come si osserva nel grafico di Figura 89, con la simulazione si riesce a soddisfare la maggior parte del carico termico teorico richiesto dagli assorbitori. Sull'intero periodo analizzato, il carico soddisfatto è di circa il 92 %.

Come meglio precisato nel seguito, l'impiego delle due nuove macchine frigo determina pertanto una riduzione del fabbisogno di energia elettrica dell'aeroporto di circa 3,2 GWh, corrispondente al 3,7 % del fabbisogno elettrico dell'intero aeroporto.

Il risparmio di energia elettrica è stato determinato a partire dal profilo di carico termico di alimentazione richiesto dai nuovi assorbitori nello scenario efficientato. Tenuto conto dell'efficienza delle macchine frigo ad assorbimento a uno stadio pari a 0,7 [31], è stata stimata la quota di potenza frigorifera che nello scenario efficientato è stata prodotta dagli assorbitori anziché dai chiller a compressione. Infine, per risalire a una stima del profilo di carico elettrico corrispondente, è stata utilizzata una efficienza dei chiller pari a 3 (COP medio delle macchine installate nell'aeroporto [28]).

Nel grafico di Figura 90 è evidenziato il confronto tra il fabbisogno totale di energia elettrica dell'aeroporto ante e post efficientamento. I mesi di novembre e gennaio non sono stati riportati in quanto non è stato possibile effettuare la simulazione su questi periodi; il mese di dicembre, invece, è stato riportato in modo parziale in quanto alcuni dei dati di monitoraggio relativi al fabbisogno elettrico dell'aeroporto non sono risultati attendibili.

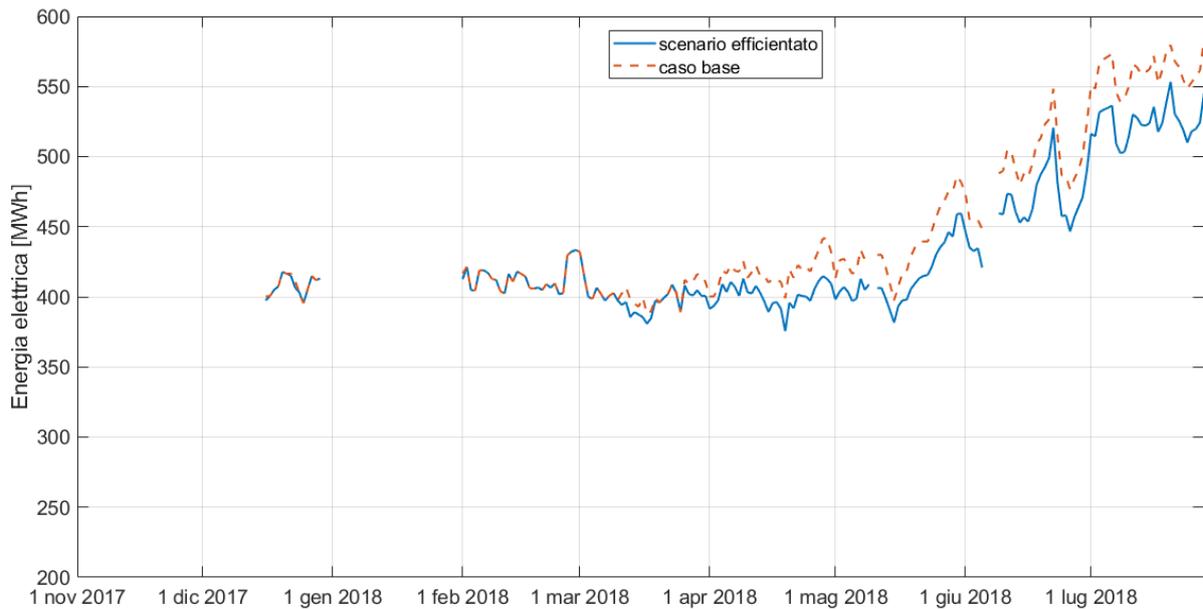


Figura 90 – Fabbisogno di energia elettrica giornaliera dell'aeroporto

La linea tratteggiata rappresenta l'andamento dell'energia elettrica giornaliera richiesta dall'aeroporto nel caso base, mentre la linea continua indica l'andamento relativo allo scenario efficientato.

Nel grafico di Figura 91 si riporta l'andamento del risparmio di energia elettrica, dovuto allo scenario di efficientamento studiato, calcolato in percentuale rispetto al fabbisogno di energia elettrica attuale dell'aeroporto.

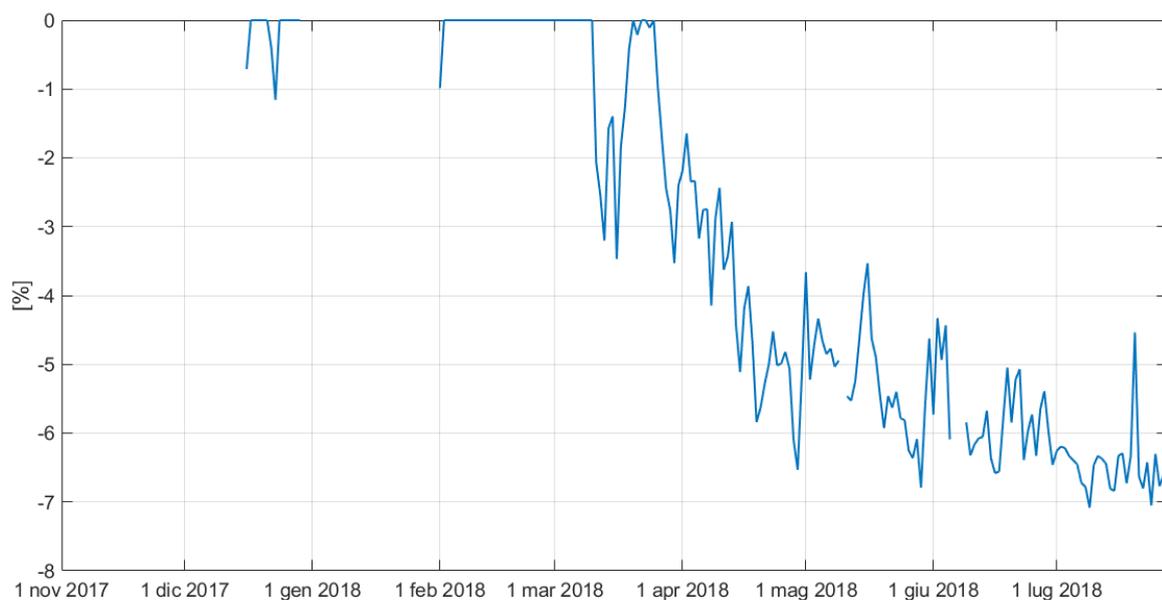


Figura 91 – Andamento del risparmio di energia elettrica calcolato in percentuale del fabbisogno elettrico dell'aeroporto

Ovviamente, ad un maggiore utilizzo degli assorbitori corrisponde un maggiore risparmio di energia elettrica per minore utilizzo dei chiller a compressione. A luglio si è calcolato un risparmio prossimo al 7 % del fabbisogno di energia elettrica attuale. Nell'intero periodo analizzato il risparmio di energia elettrica è stimato di circa 3,2 GWh, corrispondente a circa il 3,7 % del fabbisogno elettrico dell'intero aeroporto.

Un ulteriore risultato ottenuto nello scenario di efficientamento consiste nella riduzione delle perdite termiche totali dell'impianto di teleriscaldamento a servizio dell'aeroporto, comprensive delle dissipazioni nei cogeneratori e nella rete di TLR.

Nella Tabella 28 è riportato il confronto tra i valori di energia termica totale dissipata nel caso base e nello scenario efficientato. Come totale si intende la somma delle dissipazioni termiche nei cogeneratori in centrale termica e nella rete di TLR.

Tabella 28 – Confronto della dissipazione termica come somma di centrale e rete di TLR

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo
caso base [MWh]	-	8470	-	7963	9666	10689	13698	11121	14601	76207
scenario efficientato [MWh]	-	8278	-	7937	9181	8460	10784	7858	10330	62827
Δ scenario efficientato - base [MWh]	-	-193	-	-26	-486	-2229	-2914	-3263	-4271	-13380
Δ scenario efficientato - base [%]	-	-2%	-	0%	-5%	-21%	-21%	-29%	-29%	-18%

Si osserva che l'efficientamento produce effetti positivi in tutti i mesi del periodo analizzato. La riduzione delle perdite termiche totali riferita all'intero periodo è di circa il 18 % rispetto al caso base.

Nella seguente Tabella 29 sono evidenziate le percentuali delle quote di energia termica dissipata rispetto alla disponibilità termica dei cogeneratori, confrontando il caso base con lo scenario efficientato.

Tabella 29 – Confronto della dissipazione termica, come somma di centrale e rete di TLR, espressa in percentuale della disponibilità termica dei CHP

	nov	dic	gen	feb	mar	apr	mag	giu	lug	periodo	
dissipazioni termiche al camino inevitabili [%]	-	17.2	-	17.3	16.8	15.7	14.7	14.3	13.6	15.7	caso base
	-	17.2	-	17.3	16.8	15.7	14.8	14.3	13.6	15.7	scenario efficientato
dissipazioni nel circuito di raffreddamento dell'olio [%]	-	18.3	-	18.1	18.3	18.2	18.0	18.3	18.2	18.2	caso base
	-	18.3	-	18.1	18.2	18.2	18.0	18.3	18.2	18.2	scenario efficientato
dissipazioni termiche di HT-DISS, Recovery Boiler e rete di TLR [%]	-	16.1	-	13.7	27.3	47.5	59.2	47.3	57.0	37.5	caso base
	-	15.1	-	13.8	24.3	30.6	39.7	24.0	31.0	25.2	scenario efficientato
dissipazioni termiche totali in CT e rete di TLR [%]	-	51.7	-	49.4	62.5	81.5	92.1	80.2	88.8	71.7	caso base
	-	50.5	-	49.2	59.3	64.5	72.5	56.6	62.8	59.1	scenario efficientato

Si noti che, ad eccezione delle perdite termiche al camino inevitabili e delle dissipazioni nel circuito di raffreddamento dell'olio che rimangono costanti come già descritto in precedenza, nello scenario efficientato la situazione migliora in tutti i mesi del periodo analizzato. A livello dell'intero periodo, la riduzione assoluta della dissipazione totale riferita alla disponibilità termica dei cogeneratori è di circa 12,6 % ed è dovuta alla riduzione delle perdite termiche di rete (nella maggior parte del periodo analizzato) e, soprattutto, al maggiore utilizzo dell'energia termica disponibile nel liquido di raffreddamento dei motori endotermi e nei fumi di scarico.

Nonostante il miglioramento prodotto mediante l'efficientamento, le quantità di energia termica dissipate, al netto delle perdite termiche inevitabili al camino, permangono elevate (circa il 43 % della disponibilità termica). Ciò è dovuto alla gestione dell'impianto di cogenerazione generalmente orientata alla massima produzione di energia elettrica. Inoltre, nel periodo di indagine, le macchine ad assorbimento a doppio effetto, già allacciate alla rete di TLR nel caso base, sono state utilizzate in modo parziale e per brevi periodi di tempo. Un utilizzo maggiore di queste macchine porterebbe a un aumento del carico termico richiesto dalla rete e, conseguentemente, a una riduzione delle dissipazioni termiche.

8. Conclusioni

L'obiettivo della tesi è di valutare i risparmi energetici ottenibili mediante un intervento di efficientamento di un impianto di teleriscaldamento, considerando come caso studio l'impianto e la rete TLR dell'aeroporto di Roma - Fiumicino.

Per conseguire gli obiettivi prefissati, sono stati in primo luogo analizzati i dati di monitoraggio delle grandezze energetiche forniti dal gestore dell'impianto AdR, utilizzando i software Matlab e Excel. Dall'analisi è emerso che l'impianto di cogenerazione dell'aeroporto è generalmente gestito a inseguimento elettrico, in modo da ridurre al minimo l'energia elettrica prelevata dalla rete. Il carico termico massimo rilevato è di circa 20 MW; le sottostazioni più energivore sono quelle alle quali sono collegate le macchine frigorifere ad assorbimento.

La valutazione è stata effettuata a partire dallo studio e dalla modellazione della situazione attuale, dopodiché sono state apportate delle modifiche al modello in modo da analizzare lo scenario di efficientamento concordato tra ENEA e Aeroporti di Roma S.p.A.

Per l'implementazione del codice di calcolo della rete è stato utilizzato il software di simulazione dinamica TRNSYS e il risparmio energetico è stato quantificato mediante il confronto tra il modello della situazione attuale (caso base) e il modello dello scenario di efficientamento.

Il caso base è un modello della situazione attuale, i cui risultati sono validati sui dati di monitoraggio, risultando in buon accordo con questi ultimi. Facendo riferimento all'intero periodo analizzato e a tutte le grandezze confrontate (potenza termica, portate e temperature), lo scostamento ottenuto è sempre contenuto nell'intervallo di $\pm 5\%$.

Dalla simulazione del caso base è emerso che le perdite termiche nella rete di teleriscaldamento, riferite all'intero periodo analizzato, sono pari all'11,4 % dell'energia termica immessa in rete. Tale valore è superiore ai tipici valori delle reti di teleriscaldamento urbano (8-10 %). Nei cogeneratori le dissipazioni termiche totali, al netto delle perdite al camino, sono di circa il 52 % della disponibilità termica.

Lo scenario di efficientamento modellato, al contrario del caso base in cui i due anelli sono gestiti come un unico anello ad alta temperatura, prevede la separazione idraulica dei due anelli e la gestione a bassa temperatura (90 °C) dell'anello con DN 200. Lo scenario prevede inoltre l'allacciamento di due nuove macchine frigorifere ad assorbimento a uno stadio all'anello gestito a bassa temperatura. La gestione dei cogeneratori è mantenuta invariata rispetto al caso base, utilizzando gli stessi valori di carico elettrico.

Dalle simulazioni risulta che l'abbassamento della temperatura di mandata in una parte della rete di teleriscaldamento comporta una riduzione delle perdite termiche sulla rete di circa il 16 % rispetto al caso base. Questo risultato si ricava da metà marzo fino alla fine di maggio, periodo in cui, sia nel caso base sia nel caso efficientato, sono in funzione entrambi gli anelli, ma nello scenario efficientato uno dei due anelli è gestito con temperatura minore rispetto al caso base. Nell'intero periodo analizzato, le perdite termiche sulla rete, espresse in percentuale rispetto all'energia immessa, sono di circa il 7,5 % rispetto all'11,4 % del caso base.

L'installazione delle due nuove macchine frigorifere ad assorbimento a singolo effetto determina un incremento di energia termica immessa in rete nel periodo analizzato di circa 13,1 GWh, cioè il 35,5 % in più rispetto al caso base. Conseguentemente, si determina anche un maggiore utilizzo del calore disponibile prodotto dai cogeneratori. Se si considera l'intero periodo analizzato, nel caso base era utilizzato circa il 32 % della disponibilità termica, mentre nello scenario efficientato si raggiunge il 44 %. Conseguentemente, le dissipazioni, al netto delle perdite inevitabili al camino, espresse in percentuale rispetto alla disponibilità termica, diminuiscono dal 52 % al 40 %.

Nello scenario analizzato, l'anello a bassa temperatura è in grado di soddisfare il 92 % del carico frigorifero teorico associato ai nuovi assorbitori a singolo effetto, determinando una riduzione del fabbisogno di energia elettrica dell'aeroporto di circa 3,2 GWh, corrispondente al 3,7 % del fabbisogno elettrico dell'intero aeroporto valutato sui sette mesi oggetto dell'analisi.

In sintesi, lo scenario di efficientamento analizzato, che prevede di non variare le condizioni di funzionamento dei cogeneratori rispetto al caso base, consente di utilizzare in misura significativamente maggiore la disponibilità termica dei cogeneratori in centrale termica. Considerato che, a seguito dell'utilizzo delle nuove macchine ad assorbimento, diminuisce anche il carico elettrico dell'aeroporto, sarà possibile valutare un ulteriore miglioramento adeguando la gestione dei cogeneratori alla nuova curva di carico elettrico. Questo sarà oggetto di studio di un ulteriore scenario di efficientamento, per conseguire un uso ancora più razionale dell'energia primaria determinato dal minore consumo di combustibile.

Ulteriori indagini potrebbero essere fatte nell'ottica di un'analisi economica, la quale richiederebbe maggiori informazioni sulla strategia di gestione dei cogeneratori, oltre a valori plausibili dei prezzi del combustibile e di acquisto e cessione dell'energia elettrica.

ALLEGATO A

Di seguito si riportano le tabelle relative ai dati di lunghezza e diametro di ogni tratto della rete di teleriscaldamento considerate nelle simulazioni con TRNSYS, ricavate da [4]. La nomenclatura si riferisce alle indicazioni di Figura 21 a pagina 29.

Mandata Anello RAMO A - DN 350 Nord				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			<i>mm</i>	<i>m</i>
Inizio camera 1	Stacco PG33	Camera 1,1	350	8.4
Stacco PG33	Fine camera 1	Camera 1,2	350	34.5
Fine camera 1	Camera 2	Galleria 1-2	350	242
Stacco PG33	Arrivo PG33	Galleria 1-PG33	80	293.1
Inizio camera 2	Stacco VL205	Camera 2,1	350	14.2
Stacco val205	Fine camera 2	Camera 2,2	350	23.8
Fine camera 2	Inizio camera 3	Galleria 2-3	350	124
Inizio camera 3	Stacco PG360	Camera 3,1	350	23.8
Stacco PG360	Fine camera 3	Caamera 3,2	350	24.5
Fine camera 3	Inizio camera 6	Galleria 3-6	350	216
Fine camera 3	Arrivo PG360	Galleria 3-PG360	100	145.2
Inizio camera 6	Fine camera 6	Camera 6,1 (101)	350	6.2
Fine camera 6	Inizio camera 7	Galleria 6-7	350	178.2
Inizio camera 7	Stacco PG49	Camera 7,1	350	2.4
Stacco PG49	Fine camera 7	Camera 7,2	350	38.5
Fine camera 7	Inizio camera 9	Galleria 7-9	350	380.4
Inizio camera 9	Stacco camera 9.1	Camera 9,1	350	13.2
Stacco camera 9.1	Stacco PG296	Camera 9,2	350	23.2
Stacco PG296	Fine camera 9	Camera 9,3	350	2.4
Fine camera 9	Inizio camera 9.1	Galleria 9-9.1	300	113.9
Inizio camera 9.1	Stacco PG107	Camera 9.1,1	300	15.2
Stacco PG107	Rid 300-125 (9.1)	Camera 9.1,2	300	2.8
Rid 300-125 (9.1)	Fine camera 9.1	Camera 9.1,3	125	4.6
Stacco PG107	Rid 300-150 (PG107)	Galleria 9.1-PG107,1	200	1
Rid 300-150 (PG107)	Arrivo PG107	Galleria 9.1-PG107,2	200	15.5
Fine camera 9.1	Stacco PG327	Galleria 9.1-PG353,1	100	297
Stacco PG327	Arrivo PG353	Galleria 9.1-PG353,2	100	22
Stacco PG327	Arrivo PG327	Galleria PG353-PG327	100	230
Fine camera 9	Inizio camera 11	Galleria 9-11	350	278.9
Fine camera 9	Arrivo PG296	Galleria 9-PG296	65	130.6
Inizio camera 11	Stacco VL1107/1111	Camera 11,1	350	13.1
Stacco VL1107/1111	Stacco VL1103	Camera 11,2	350	16.6
Stacco VL1103	Fine camera 11	Camera 11,3	350	5.2
StaccoVL1107/1111	Rid 300-250	Galleria 11-PG359,1	350	1
Rid 300-250	Stacco VL1107	Galleria 11-PG359,2	250	2.2
Stacco VL1107	Arrivo PG 359	Galleria 11-PG359,3	65	77.7
Stacco VL1107	Stacco PG319	Galleria 11-PG009A,1	250	206.9
Stacco PG319	Arrivo PG009A	Galleria 11-PG009A,2	125	37
Stacco 319	Rid 250-125	Galleria PG009A-PG319,1	125	1
Rid 250-125	Arrivo PG319	Galleria PG009A-PG319,2	125	325

Mandata Anello RAMO B - DN 350 Sud				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			<i>mm</i>	<i>m</i>
Fine camera 11	Inizio camera 12	Galleria 11-12	350	84
Inizio camera 12	Stacco PG10	Camera 12,1	350	16.4
Stacco PG10	Fine camera 12	Camera 12,2	350	45.9
Stacco PG10	Rid 300-150 (PG10)	Galleria 12-PG10,1	350	1
Rid 300-150 (PG10)	Arrivo PG107	Galleria 12-PG10,2	150	129.8
Fine camera 12	Inizio camera 13	Galleria 12-13	350	149.1
Inizio camera 13	Stacco PG344	Camera 13,1	350	14.2
Stacco PG344	Fine camera 13	Camera 13,2	350	24.9
Stacco PG344	Rid 350-150	Galleria 13-PG344,1	350	1
Rid 350-150	Stacco by-pass 401	Galleria 13-PG344,2	150	12.8
Stacco by-pass 401	Arrivo PG344	Galleria 13-PG344,3	150	186.4
Fine camera 13	Inizio camera 14	Galleria 13-14	350	88.3
Inizio camera 14	Stacco VL1405	Camera 14,1	350	10.1
Stacco VL1405	Fine camera 14	Camera 14,2	350	21.9
Stacco VL1405	Rid 350-250	Galleria 14-15,1	350	1
Rid 350-250	Inizio camera 15	Galleria 14-15,2	250	93.9
Inizio camera 15	Fine camera 15	Camera 15	250	42.8
Fine camera 15	Camera E	Galleria 15-E	250	429.9
Camera E	Camera 2A	Galleria E-2A	100	280
Camera 2A	Arrivo PG307	Galleria 2A-PG307	100	166
Fine camera 14	Inizio camera 17	Galleria 14-17	350	173.2
Inizio camera 17	Stacco VL1703 (Hilton)	Camera 17,1	350	11.7
Stacco VL1703 (Hilton)	Fine camera 17	Camera 17,2	350	21.2
Stacco VL1703 (Hilton)	Rid 350-200	Galleria 17-Hilton,1	350	1
Rid 350-200	Rid 200-150	Galleria 17-Hilton,2	200	26.1
Rid 200-150	Arrivo Hilton	Galleria 17-Hilton,3	150	130
Fine camera 17	Inizio camera 19	Galleria 17-19	350	134.2
Inizio camera 19	Fine camera 19	Camera 19	350	45.3
Fine camera 19	Inizio camera 20	Galleria 19-20	350	86.3
Inizio camera 20	Fine camera 20	Camera 20	350	30.1
Fine camera 20	Inizio camera 22	Galleria 20-22	350	279
Inizio camera 22	Stacco VL2205 VL2209	Camera 22,1	350	9.9
Stacco VL2205 VL2209	Fine camera 22	Camera 22,2	350	17.6
Stacco VL2205	Rid 350-200	Galleria 22-PG117,1	350	1
Rid 350-200	Arrivo VL2203	Galleria 22-PG117,2	200	23.6
Stacco VL2209	Rid 350-200	Galleria 22-PG18,1	350	1
Rid 350-200	Stacco PG18	Galleria 22-PG18,2	200	22
Stacco PG18	Rid 200-100	Galleria 22-PG18,3	200	1
Rid 200-100	Arrivo PG18	Galleria 22-PG18,4	100	186.9
Stacco PG18	Rid 200-100	Galleria PG18-PG21,1	200	1
Rid 200-100	Arrivo PG21	Galleria PG18-PG21,2	100	221.1
Fine camera 22	Inizio camera 24	Galleria 22-24	350	168.5
Inizio camera 24	Stacco PG11/PG12	Camera 24,1	350	19.6
Stacco PG11/PG12	Fine camera 24	Camera 24,2	350	11.2
Stacco PG11/PG12	Rid 350-65	Galleria 24-PG11/PG12,1	350	3.1
Rid 350-65	Stacco PG11 (VL01)	Galleria 24-PG11/PG12,2	65	89.2
Stacco PG11 (VL01)	Arrivo PG11	Galleria 24-PG11/PG12,3	65	89
Stacco PG11 (VL01)	Arrivo PG12	Galleria PG11-PG12	65	53.5
Fine camera 24	Fine camera 6	Galleria 24-6	350	133
Fine camera 6	Stacco PG298	Camera 6,3 (201)	350	13.5
Stacco PG298	Inizio camera 6	Camera 6,2 (201)	350	40.5
Stacco PG298	Rid 350-100	Galleria 6-PG298,1	350	1
Rid 350-100	Arrivo PG298	Galleria 6-PG298,2	100	68.9
Inizio camera 6	Fine camera 3	Galleria 6-3	350	216
Fine camera 3	Inizio camera 3	Camera 3,3	350	6.9
Inizio camera 3	Fine camera 2	Galleria 3-2	350	124
Fine camera 2	Stacco 203	Camera 2,3	350	23.8
Stacco 203	Inizio camera 2	Camera 2,4	350	11.6
Inizio camera 2	Fine camera 1	Galleria 2-1	350	242
Fine camera 1	Inizio camera 1	Camera 1	350	26.2

Ritorno Anello RAMO A - DN 350 Nord				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			<i>mm</i>	<i>m</i>
Inizio camera 1	Stacco PG33	Camera 1,1	350	5.1
Stacco PG33	Fine camera 1	Camera 1,2	350	26.8
Fine camera 1	Inizio camera 2	Galleria 1-2	350	242
Stacco PG33	Arrivo PG33	Galleria 1-PG33	80	289.1
Inizio camera 2	Fine camera 2	Camera 2	350	31.8
Fine camera 2	Inizio camera 3	Galleria 2-3	350	124
Inizio camera 3	Stacco PG360	Camera 3,1	350	24.4
Stacco PG360	Fine camera 3	Camera 3,2	350	8
Fine camera 3	Inizio camera 6	Galleria 3-6	350	216
Stacco PG360	Arrivo PG360	Galleria 3-PG360	100	148.1
Inizio camera 6	Fine camera 6	Camera 6,1 (102)	350	6.2
Fine camera 6	Inizio camera 7	Galleria 6-7	350	178.2
Inizio camera 7	Stacco PG49	Camera 7,1	350	3.2
Stacco PG49	Fine camera 7	Camera 7,1	350	35.5
Fine camera 7	Inizio camera 9	Galleria 7-9	350	380.4
Inizio camera 9	Stacco VL910 (9.1)	Camera 9,1	350	12.4
Stacco VL910 (9.1)	Stacco PG296	Camera 9,2	350	21.6
Stacco PG296	Fine camera 9	Camera 9,3	350	2.4
Stacco VL910 (9.1)	Inizio camera 9.1	Galleria 9-9.1	300	105.5
Inizio camera 9.1	Stacco PG107	Camera 9.1,1	300	12.1
Stacco PG107	Rid 300-125	Camera 9.1,2	300	2.2
Rid 300-125	Fine camera 9.1	Camera 9.1,3	125	4.6
Stacco PG107	Rid 300-150	Galleria 9.1-PG107,1	300	1
Rid 300-150	Arrivo PG107	Galleria 9.1-PG107,2	200	11.5
Fine camera 9.1	Stacco PG327	Galleria 9.1-PG353,1	100	297
Stacco PG327	Arrivo PG353	Galleria 9.1-PG353,2	100	22
Stacco PG327	Arrivo PG327	Galleria PG353-PG327	100	230
Fine camera 9	Inizio camera 11	Galleria 9-11	350	278.9
Stacco PG296	Arrivo PG296	Galleria 9-PG296	65	151.8
Inizio camera 11	Stacco VL1108/1112	Camera 11,1	350	12.4
Stacco VL1108/1112	Fine camera 11	Camera 11,2	350	22.5
Stacco VL1108/1112	Rid 300-250	Galleria 11-PG359,1	350	1
Rid 300-250	Stacco VL1108	Galleria 11-PG359,2	250	2.2
Stacco VL1108	Arrivo PG359	Galleria 11-PG359,3	65	66.2
Stacco VL1108	Stacco PG319	Galleria 11-PG009A,1	250	205.5
Stacco PG319	Arrivo PG009A	Galleria 11-PG009A,2	125	37
Stacco PG319	Rid 250-125	Galleria PG009A-PG319,1	250	1
Rid 250-125	Arrivo PG319	Galleria PG009A-PG319,2	125	280

Ritorno Anello RAMO B - DN 350 Sud				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			mm	m
Fine camera 11	Inizio camera 12	Galleria 11-12	350	84
Inizio camera 12	Stacco PG10	Camera 12,1	350	15.3
Stacco PG10	Fine camera 12	Camera 12,2	350	45
Stacco PG10	Rid 300-150 (PG10)	Galleria 12-PG10,1	350	1
Rid 300-150 (PG10)	Arrivo PG107	Galleria 12-PG10,2	150	130.6
Fine camera 12	Inizio camera 13	Galleria 12-13	350	149.1
Inizio camera 13	Stacco PG344	Camera 13,1	350	12.6
Stacco PG344	Fine camera 13	Camera 13,2	350	23.3
Stacco PG344	Rid 350-150	Galleria 13-PG344,1	350	1
Rid 350-150	Stacco by-pass 402	Galleria 13-PG344,2	150	12.6
Stacco by-pass 402	Arrivo PG344	Galleria 13-PG344,3	150	184.6
Fine camera 13	Inizio camera 14	Galleria 13-14	350	88.3
Inizio camera 14	Stacco VL1406	Camera 14,1	350	9.1
Stacco VL1406	Fine camera 14	Camera 14,2	350	20.7
Stacco VL1406	Rid 350-250	Galleria 14-15,1	350	1
Rid 350-250	Inizio camera 15	Galleria 14-15,2	250	97.9
Inizio camera 15	Fine camera 15	Camera 15	250	35.5
Fine camera 15	Camera E	Galleria 15-E	250	429.9
Camera E	Camera 2A	Galleria E-2A	100	280
Camera 2A	Arrivo PG307	Galleria 2A-PG307	100	166
Fine camera 14	Inizio camera 17	Galleria 14-17	350	173.2
Inizio camera 17	Stacco VL1704 (Hilton)	Camera 17,1	350	10
Stacco VL1704 (Hilton)	Fine camera 17	Camera 17,2	350	19.3
Stacco VL1704 (Hilton)	Rid 350-200	Galleria 17-Hilton,1	350	1
Rid 350-200	Rid 200-150	Galleria 17-Hilton,2	200	22.2
Rid 200-150	Arrivo Hilton	Galleria 17-Hilton,3	150	130
Fine camera 17	Inizio camera 19	Galleria 17-19	350	134.2
Inizio camera 19	Fine camera 19	Camera 19	350	41
Fine camera 19	Inizio camera 20	Galleria 19-20	350	86.3
Inizio camera 20	Fine camera 20	Camera 20	350	28.5
Fine camera 20	Inizio camera 22	Galleria 20-22	350	279
Inizio camera 22	Stacco VL2206 VL2210	Camera 22,1	350	9.1
Stacco VL2206 VL2210	Fine camera 22	Camera 22,2	350	15.3
Stacco VL2206	Rid 350-200	Galleria 22-PG117,1	350	1
Rid 350-200	Arrivo VL2204	Galleria 22-PG117,2	200	23.2
Stacco VL2210	Rid 350-200	Galleria 22-PG18,1	350	1
Rid 350-200	Stacco PG18	Galleria 22-PG18,2	200	21.1
Stacco PG18	Rid 200-100	Galleria 22-PG18,3	200	1
Rid 200-100	Arrivo PG18	Galleria 22-PG18,4	100	185.3
Stacco PG18	Rid 200-100	Galleria PG18-PG21,1	200	1
Rid 200-100	Arrivo PG21	Galleria PG18-PG21,2	100	221.1
Fine camera 22	Inizio camera 24	Galleria 22-24	350	168.5
Inizio camera 24	Stacco PG11/PG12	Camera 24,1	350	17.7
Stacco PG11/PG12	Fine camera 24	Camera 24,2	350	10.2
Stacco PG11/PG12	Rid 350-65	Galleria 24-PG11/PG12,1	350	3.1
Rid 350-65	Stacco PG11 (VL01)	Galleria 24-PG11/PG12,2	65	87.6
Stacco PG11 (VL01)	Arrivo PG11	Galleria 24-PG11/PG12,3	65	89
Stacco PG11 (VL01)	Arrivo PG12	Galleria PG11-PG12	65	53.5
Fine camera 24	Fine camera 6	Galleria 24-6	350	133
Fine camera 6	Stacco PG298	Camera 6,3 (201)	350	14.3
Stacco PG298	Inizio camera 6	Camera 6,2 (201)	350	39.9
Rid 350-100	Arrivo PG298	Galleria 6-PG298,2	100	70.7
Inizio camera 6	Fine camera 3	Galleria 6-3	350	216
Fine camera 3	Inizio camera 3	Camera 3,3	350	6.9
Inizio camera 3	Fine camera 2	Galleria 3-2	350	124
Fine camera 2	Stacco 203	Camera 2,3	350	21.4
Stacco 203	Inizio camera 2	Camera 2,4	350	10.4
Inizio camera 2	Fine camera 1	Galleria 2-1	350	242
Fine camera 1	Inizio camera 1	Camera 1	350	29.7

Mandata Anello RAMO E - DN 200 Nord				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			<i>mm</i>	<i>m</i>
Inizio camea 1	Stacco PG33	Camera 1,1	200	6.7
Stacco PG33	Fine camera 1	Camera 1,2	200	22.6
Fine camera 1	Inizio camera 2	Galleria 1-2	200	242
Stacco PG33	Arrivo PG33	Galleria 1-PG33	80	289.1
Inizio camera 2	Fine camera 2	Camera 2	200	38
Fine camera 2	Inizio camera 3	Galleria 2-3	200	124
Inizio camera 3	Stacco PG360	Camera 3,1	200	14.9
Stacco PG360	Fine camera 3	Camera 3,2	200	7.5
Fine camera 3	Inizio camera 6	Galleria 3-6	200	216
Inizio camera 6	Fine camera 6	Camera 6,1 (102)	200	16.9
Fine camera 6	Inizio camera 7	Galleria 6-7	200	173.4
Inizio camera 7	Stacco PG110	Camera 7,1	200	20.9
Stacco PG110	Fine camera 7	Camera 7,1	200	10.9
Stacco PG110	Arrivo PG110	Galleria 7-PG110	200	104.7
Fine camera 7	Inizio camera 9	Galleria 7-9	200	380.4
Inizio camera 9	Stacco VL911 (9.1)	Camera 9,1	200	22.9
Stacco VL911 (9.1)	Stacco PG296	Camera 9,2	200	13.8
Stacco PG296	Fine camera 9	Camera 9,3	200	3
Stacco VL911 (9.1)	Inizio camera 9.1	Galleria 9-9.1	150	142.5
Inizio camera 9.1	Stacco PG107	Camera 9.1,1	150	8.2
Stacco PG107	Rid 150-80	Camera 9.1,2	150	2.2
Rid 150-80	Fine camera 9.1	Camera 9.1,3	80	13.6
Stacco PG107	Rid 150-100	Galleria 9.1-PG107,1	150	1
Rid 150-100	Arrivo PG107	Galleria 9.1-PG107,2	100	9.1
Fine camera 9.1	Stacco PG327	Galleria 9.1-PG353,1	80	297
Stacco PG327	Arrivo PG353	Galleria 9.1-PG353,2	80	22
Stacco PG327	Arrivo PG327	Galleria PG353-PG327	80	230
Fine camera 9	Inizio camera 11	Galleria 9-11	200	279.7
Stacco PG296	Arrivo PG296	Galleria 9-PG296	50	148.7
Inizio camera 11	Stacco VL1105/1109	Camera 11,1	200	22.8
Stacco VL1105/1109	Fine camera 11	Camera 11,2	200	16
Stacco VL1105/1109	Rid 200-150	Galleria 11-PG359,1	200	1
Rid 200-150	Stacco VL1109	Galleria 11-PG359,2	150	2.2
Stacco VL1109	Arrivo PG359	Galleria 11-PG359,3	65	53.7
Stacco VL1109	Stacco PG319	Galleria 11-PG009A,1	150	222.2
Stacco PG319	Arrivo PG009A	Galleria 11-PG009A,2	100	37
Stacco PG319	Rid 150-100	Galleria PG009A-PG319	150	1
Rid 150-100	Arrivo PG319	Galleria PG009A-PG319	125	280

Mandata Anello RAMO D - DN 200 Sud				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			<i>mm</i>	<i>m</i>
Fine camera 11	Inizio camera 12	Galleria 11-12	200	84
Inizio camera 12	Stacco PG10	Camera 12,1	200	21.3
Stacco PG10	Fine camera 12	Camera 12,2	200	34.7
Stacco PG10	Rid 200-100 (PG10)	Galleria 12-PG10,1	200	1
Rid 200-100 (PG10)	Arrivo PG107	Galleria 12-PG10,2	100	143.5
Fine camera 12	Inizio camera 13	Galleria 12-13	200	147.7
Inizio camera 13	Stacco PG344	Camera 13,1	200	23.2
Stacco PG344	Fine camera 13	Camera 13,2	200	15.5
Stacco PG344	Rid 150-100	Galleria 13-PG344,1	150	1
Rid 150-100	Stacco by-pass 201	Galleria 13-PG344,2	100	25.1
Stacco by-pass 201	Arrivo PG344	Galleria 13-PG344,3	100	184.6
Fine camera 13	Inizio camera 14	Galleria 13-14	200	88.5
Inizio camera 14	Stacco VL1403	Camera 14,1	200	20.1
Stacco VL1403	Fine camera 14	Camera 14,2	200	12.3
Stacco VL1403	Inizio camera 15	Galleria 14-15	200	109.6
Inizio camera 15	Rid 200-100	Camera 15,1	200	11.5
Rid 200-100	Fine camera 15	Camera 15,2	100	21
Fine camera 15	Camera E	Galleria 15-E	100	430.4
Camera E	Camera 2A	Galleria E-2A	100	280
Camera 2A	Arrivo PG307	Galleria 2A-PG307	80	170
Fine camera 14	Inizio camera 17	Galleria 14-17	200	173.9
Inizio camera 17	Stacco VL1701 (Hilton)	Camera 17,1	200	21
Stacco VL1701 (Hilton)	Fine camera 17	Camera 17,2	200	14.6
Stacco VL1701 (Hilton)	Rid 200-100	Galleria 17-Hilton,1	200	1
Rid 200-100	Arrivo Hilton	Galleria 17-Hilton,2	100	140.9
Fine camera 17	Inizio camera 19	Galleria 17-19	200	134.2
Inizio camera 19	Fine camera 19	Camera 19	200	41
Fine camera 19	Inizio camera 20	Galleria 19-20	200	85.3
Inizio camera 20	Fine camera 20	Camera 20	200	32.6
Fine camera 20	Inizio camera 22	Galleria 20-22	200	276.6
Inizio camera 22	Stacco VL2201VL2207	Camera 22,1	200	17.7
Stacco VL2201VL2207	Fine camera 22	Camera 22,2	200	12.1
Stacco VL2201	Rid 200-100	Galleria 22-PG117,1	200	1
Rid 200-100	Arrivo VL2203	Galleria 22-PG117,2	100	12.6
Arrivo VL2203	Arrivo PG117	Galleria 22-PG117,3	100	69.8
Stacco VL2207	Rid 200-100	Galleria 22-PG18,1	200	1
Rid 200-100	Stacco PG18	Galleria 22-PG18,2	100	15.6
Stacco PG18	Rid 100-80	Galleria 22-PG18,3	100	17.9
Rid 100-80	Arrivo PG18	Galleria 22-PG18,4	80	185.3
Stacco PG18	Rid 100-80	Galleria PG18-PG21,1	100	1
Rid 100-80	Arrivo PG21	Galleria PG18-PG21,2	80	221.1
Fine camera 22	Inizio camera 24	Galleria 22-24	200	169.5
Inizio camera 24	Fine camera 24	Camera 24	200	31
Fine camera 24	Fine camera 6	Galleria 24-6	200	133
Fine camera 6	Stacco PG298	Camera 6,3 (401)	200	10.1
Stacco PG298	Inizio camera 6	Camera 6,2 (401)	200	46
Rid 200-100	Arrivo PG298	Galleria 6-PG298,2	100	71.5
Inizio camera 6	Fine camera 3	Galleria 6-3	200	216
Fine camera 3	Inizio camera 3	Camera 3,3	200	20.2
Inizio camera 3	Fine camera 2	Galleria 3-2	200	124
Fine camera 2	Stacco 201	Camera 2,3	200	23.8
Stacco 201	Inizio camera 2	Camera 2,4	200	11.6
Inizio camera 2	Fine camera 1	Galleria 2-1	200	242
Fine camera 1	Inizio camera 1	Camera 1	200	27.9

Ritorno Anello RAMO E - DN 200 Nord				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			<i>mm</i>	<i>m</i>
Inizio camera 1	Stacco PG33	Camera 1,1	200	6.5
Stacco PG33	Fine camera 1	Camera 1,2	200	9.6
Fine camera 1	Inizio camera 2	Galleria 1-2	200	242
Stacco PG33	Arrivo PG33	Galleria 1-PG33	80	289.1
Inizio camera 2	Fine camera 2	Camera 2	200	38.4
Fine camera 2	Inizio camera 3	Galleria 2-3	200	124
Inizio camera 3	Stacco PG360	Camera 3,1	200	15.2
Stacco PG360	Fine camera 3	Camera 3,2	200	6.1
Fine camera 3	Inizio camera 6	Galleria 3-6	200	216
Inizio camera 6	Fine camera 6	Camera 6,1 (102)	200	16.9
Fine camera 6	Inizio camera 7	Galleria 6-7	200	173.4
Inizio camera 7	Stacco PG110	Camera 7,1	200	10.4
Stacco PG110	Fine camera 7	Camera 7,1	200	9.1
Stacco PG110	Arrivo PG110	Galleria 7-PG110	200	104.3
Fine camera 7	Inizio camera 9	Galleria 7-9	200	495.4
Inizio camera 9	Stacco VL912 (9.1)	Camera 9,1	200	21.2
Stacco VL912 (9.1)	Stacco PG296	Camera 9,2	200	12.3
Stacco PG296	Fine camera 9	Camera 9,3	200	3.5
Stacco VL912 (9.1)	Inizio camera 9.1	Galleria 9-9.1	150	139.3
Inizio camera 9.1	Stacco PG107	Camera 9.1,1	150	8.6
Stacco PG107	Rid 150-80	Camera 9.1,2	150	2.2
Rid 150-80	Fine camera 9.1	Camera 9.1,3	80	14.5
Stacco PG107	Rid 150-100	Galleria 9.1-PG107,1	150	1
Rid 150-100	Arrivo PG107	Galleria 9.1-PG107,2	100	41.8
Fine camera 9.1	Stacco PG327	Galleria 9.1-PG353,1	80	297
Stacco PG327	Arrivo PG353	Galleria 9.1-PG353,2	80	22
Stacco PG327	Arrivo PG327	Galleria PG353-PG327	80	230
Fine camera 9	Inizio camera 11	Galleria 9-11	200	279.7
Stacco PG296	Arrivo PG296	Galleria 9-PG296	50	148.2
Inizio camera 11	Stacco VL1106/1110	Camera 11,1	200	21.5
Stacco VL1106/1110	Fine camera 11	Camera 11,2	200	14.8
Stacco VL1106/1110	Rid 200-150	Galleria 11-PG359,1	200	1
Rid 200-150	Stacco VL1110	Galleria 11-PG359,2	150	2.2
Stacco VL1110	Arrivo PG359	Galleria 11-PG359,3	65	50.3
Stacco VL1110	Stacco PG319	Galleria 11-PG009A,1	150	222.2
Stacco PG319	Arrivo PG009A	Galleria 11-PG009A,2	100	37
Stacco PG319	Rid 150-100	Galleria PG009A-PG319	150	1
Rid 150-100	Arrivo PG319	Galleria PG009A-PG319	125	280

Ritorno Anello RAMO D - DN 200 Sud				
Nodo iniziale	Nodo finale	Nome tratto	DN	Lunghezza
			mm	m
Fine camera 11	Inizio camera 12	Galleria 11-12	200	84
Inizio camera 12	Stacco PG10	Camera 12,1	200	20.3
Stacco PG10	Fine camera 12	Camera 12,2	200	34.2
Stacco PG10	Rid 200-100 (PG10)	Galleria 12-PG10,1	200	1
Rid 200-100 (PG10)	Arrivo PG107	Galleria 12-PG10,2	100	143.5
Fine camera 12	Inizio camera 13	Galleria 12-13	200	147.7
Inizio camera 13	Stacco PG344	Camera 13,1	200	22
Stacco PG344	Fine camera 13	Camera 13,2	200	14.3
Stacco PG344	Rid 150-100	Galleria 13-PG344,1	150	1
Rid 150-100	Stacco by-pass 202	Galleria 13-PG344,2	100	23
Stacco by-pass 202	Arrivo PG344	Galleria 13-PG344,3	100	181.6
Fine camera 13	Inizio camera 14	Galleria 13-14	200	88.1
Inizio camera 14	Stacco VL1404	Camera 14,1	200	18.7
Stacco VL1404	Fine camera 14	Camera 14,2	200	12
Stacco VL1404	Inizio camera 15	Galleria 14-15	200	108.2
Inizio camera 15	Rid 200-100	Camera 15,1	200	11.5
Rid 200-100	Fine camera 15	Camera 15,2	100	20.9
Fine camera 15	Camera E	Galleria 15-E	100	430.4
Camera E	Camera 2A	Galleria E-2A	100	280
Camera 2A	Arrivo PG307	Galleria 2A-PG307	80	170
Fine camera 14	Inizio camera 17	Galleria 14-17	200	173.9
Inizio camera 17	Stacco VL1702 (Hilton)	Camera 17,1	200	19.4
Stacco VL1702 (Hilton)	Fine camera 17	Camera 17,2	200	14.1
Stacco VL1702 (Hilton)	Rid 200-100	Galleria 17-Hilton,1	200	1
Rid 200-100	Arrivo Hilton	Galleria 17-Hilton,2	100	140.9
Fine camera 17	Inizio camera 19	Galleria 17-19	200	134.2
Inizio camera 19	Fine camera 19	Camera 19	200	11.9
Fine camera 19	Inizio camera 20	Galleria 19-20	200	85.3
Inizio camera 20	Fine camera 20	Camera 20	200	30
Fine camera 20	Inizio camera 22	Galleria 20-22	200	276.6
Inizio camera 22	Stacco VL2202 VL2208	Camera 22,1	200	17.7
Stacco VL2202 VL2208	Fine camera 22	Camera 22,2	200	12.1
Stacco VL2202	Rid 200-100	Galleria 22-PG117,1	200	1
Rid 200-100	Arrivo VL2204	Galleria 22-PG117,2	100	9.4
Arrivo VL2204	Arrivo PG117	Galleria 22-PG117,3	100	69.8
Stacco VL2208	Rid 200-100	Galleria 22-PG18,1	200	1
Rid 200-100	Stacco PG18	Galleria 22-PG18,2	100	18.1
Stacco PG18	Rid 100-80	Galleria 22-PG18,3	100	18.5
Rid 100-80	Arrivo PG18	Galleria 22-PG18,4	80	165.3
Stacco PG18	Rid 100-80	Galleria PG18-PG21,1	100	1
Rid 100-80	Arrivo PG21	Galleria PG18-PG21,2	80	221.1
Fine camera 22	Inizio camera 24	Galleria 22-24	200	169.5
Inizio camera 24	Fine camera 24	Camera 24	200	28.7
Fine camera 24	Fine camera 6	Galleria 24-6	200	133
Fine camera 6	Stacco PG298	Camera 6,3 (401)	200	9.4
Stacco PG298	Inizio camera 6	Camera 6,2 (401)	200	46.5
Rid 200-100	Arrivo PG298	Galleria 6-PG298,2	100	74.4
Inizio camera 6	Fine camera 3	Galleria 6-3	200	216
Fine camera 3	Inizio camera 3	Camera 3,3	200	17.4
Inizio camera 3	Fine camera 2	Galleria 3-2	200	124
Fine camera 2	Stacco 202	Camera 2,3	200	15
Stacco 202	Inizio camera 2	Camera 2,4	200	23
Inizio camera 2	Fine camera 1	Galleria 2-1	200	242
Fine camera 1	Inizio camera 1	Camera 1	200	30.8

Bibliografia

- [1] Global Temperature Report for 2017, <http://berkeleyearth.org>
- [2] Strategia Energetica Nazionale 2017
- [3] Direttiva 2012/27/UE sull'efficienza energetica
- [4] Moretti M., *Modellazione della rete termica dell'aeroporto di Fiumicino e analisi prestazionale*, Università Sapienza di Roma, 2017/2018
- [5] Deputato S., *Ottimizzazione tramite peak shaving della domanda termica di un baricentro della rete di teleriscaldamento*, Politecnico di Torino, 2015/2016
- [6] Michael Wetter and Christoph van Treeck, *IEA EBC Annex 60: New Generation Computing Tools for Building and Community Energy Systems*, ISBN 978-0-692-89748-5, Settembre 2017
- [7] ASHRAE, *DISTRICT HEATING AND COOLING*, 2016
- [8] Verda V., Materiale del corso magistrale di *Complementi di energetica*, Politecnico di Torino, 2017
- [9] Lund H. et al, "4th Generation District Heating (4GDH) Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems", *Energy*, 68, 1-11, 2014
- [10] Lund H., Moller B., Mathiesen B.V., Dyrrelund A., "The role of district heating in future renewable energy systems", *Energy*, 35, 1381-1390, 2010
- [11] "Communication from the Commission to the European Parliament, the Council, the European Economic and Social Committee and the Committee of the Regions on an EU Strategy for Heating and Cooling", SWD (2016) 24 final, Brussels, 16.2.2016
- [12] http://www.gruppohera.it/gruppo/com_media/dossier_tlr/articoli/pagina70.html
- [13] *Il riscaldamento urbano*, annuario AIRU, 2017
- [14] Badami M., Portoraro A., "Studio e caratterizzazione di reti termiche distribuite", Report RdS/2013/105, Settembre 2013
- [15] Rubin A., *L'accumulo dell'energia termica: stato dell'arte e studio di sistemi e soluzioni per la media temperatura*, Università di Padova, 2012/2013
- [16] Caruso S., Materiale del corso di studio di *Sistemi a combustione*, Politecnico di Torino, 2016
- [17] TECHNO SYSTEM, *Sottostazioni per teleriscaldamento*
- [18] Badami M., Materiale del corso magistrale di *Impiego industriale dell'energia*, Politecnico di Torino, 2017

- [19] Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)
- [20] ENAC, *Aeroporti: le nuove infrastrutture, gli investimenti per lo sviluppo degli scali italiani*, Revelox Srl, 2017
- [21] QB Service S.r.l., *Aerostazione di Fiumicino: analisi fluidodinamica della rete acqua surriscaldata*, marzo 2011
- [22] Catalogo PREMANT, https://www.pipesystems.com/site/index.cfm?id_art=121296
- [23] <http://www.adr.it/azn-cogenerazione>
- [24] Rondinella S., *EMI HOUSE Energy Module Integration*, Politecnico di Milano, 2016-2017
- [25] Klein S.A., *TRNSYS 17 Mathematical Reference*, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, 2012
- [26] Giraud L., Bavière R., Paulus C., *Modeling of solar district heating: a comparison between TRNSYS and MODELICA*, Aix-les-Bains (France), EuroSun 2014
- [27] Di Pietra B., Canonaco J., Pannicelli A., Puglisi G., Zanghirella F. (ENEA), *Ottimizzazione della piattaforma ENSim per la simulazione di reti termiche in assetto poligenerativo*, Report RdS/PAR2014/013, Settembre 2015
- [28] Aeroporti di Roma S.p.A.
- [29] Tecneuropa, *Gruppi frigoriferi ad assorbimento Shuangliang*
- [30] Biele E., Di Santo D., Tomassetti G. (FIRE), *Linee guida per l'applicazione di piccole e medie reti di teleriscaldamento nei comuni delle zone E ed F*, Report RdS/PAR2013/123, Settembre 2014
- [31] ASHRAE, *Refrigeration*, 2018
- [32] YORK YHAU-CL/CH HOT WATER ABSORPTION CHILLERS, www.johnsoncontrols.com