INFN Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Frascati	**Laboratori Nazionali di Frascati** DIVISIONE TECNICA E DEI SERVIZI GENERALI	INFN Istituto Nazionale di Fisica Nucleare Laboratori Nazionali di Frascati

Numero DT *DT Number*	Data *Date*	Pagina *Page*
DT-FLTN-2016-07-08	**14 Luglio 2016**	**1 di 31**

Documento tipo / *Document type*

TECHNICAL NOTE (TN)

Titolo / *Title*

STUDIO DI FATTIBILITA' PER IL RECUPERO DEL CALORE DELLA CENTRALE FRIGORIFERA DAFNE

Autori (DT se non diversamente indicato) / *Authors (DT if non differently indicated)*

M. Marchetti[1]

[1]Laboratori Nazionali di Frascati - Via E. Fermi,40 -- I-00044 Frascati (Rome) Italy

Indirizzo per comunicazioni / *Contact person*

Mauro.Marchetti@lnf.infn.it

Parole chiave / *Keywords*

Dry-cooler, torre evaporativa, recupero termico

Riassunto / *Abstract*

Questa nota tecnica riporta lo studio di fattibilità del sistema di recupero del calore proveniente dal raffreddamento del centro di calcolo e di alcuni apparati sperimentali, finalizzato al riscaldamento di ambienti.

Nome file / *Filename*	Versione / *Version*	Distribuzione / *Distribution*	Visibilità / *Access*
DT-FLTN-2016-07-08 last	**1**	**DT - DIR**	**DESIGN**
Preparato / *Compiled*	Controllato / *Controlled*	Controllato / *Controlled*	Approvato / *Approved*
Mauro Marchetti	**Ugo Rotundo**		
08 Luglio 2016	14 Luglio 2016		

LISTA DI DISTRIBUZIONE / DISTRIBUTION LIST			
#	Data/Date	Nome / Name	Ditta / Society
1	14-07-2016	Campana P., Dosselli U., Rotundo U.	LNF - INFN

ELENCO DELLE VARIAZIONI / HISTORY OF CHANGES			
Ver.	Data/Date	Pag.	Descrizione / Description
1	14-07-2016	31	Prima emissione

INDICE

1 PREMESSA 5

2 BILANCIO ENERGETICO 6

2.1. STIMA DELLA POTENZA TERMICA DISPONIBILE 6
2.2. STIMA DEL FABBISOGNO TERMICO DEGLI EDIFICI 7

3 ANALISI DEGLI ASPETTI ENERGETICI ED ECONOMICI 8

3.1. STIMA DEL MAGGIORE CONSUMO DEI COMPRESSORI 8
3.2. STIMA DEL RISPARMIO ENERGETICO 9
3.3. STIMA DEL RISPARMIO ECONOMICO SUI COSTI DEL GAS METANO 11
3.4. PRESUNTI VANTAGGI OTTENIBILI 12

4 ANALISI DEGLI ASPETTI TECNICI 12

4.1. VERIFICA IDONEITÀ DELLA DORSALE ADONE 12
4.2. MODIFICHE IN CENTRALE FRIGO 14

5 INTERVENTI IMPIANTISTICI REALIZZATI DI RECENTE 17

5.1. DISMISSIONE CALDAIA ADONE ED ALLACCIO EDIFICIO 36 18
5.2. MODIFICHE SOTTOSTAZIONE FINUDA PER TELERAFFRESCAMENTO 21

6 INTERVENTI IMPIANTISTICI DA REALIZZARE 21

6.1. RIFACIMENTO DORSALE 21
6.2. MODIFICHE SOTTOCENTRALE EDIFICIO 2 25
6.3. MODIFICHE SOTTOCENTRALE EDIFICIO 1 – OPZIONE 1 27
6.4. DISTACCO EDIFICIO 1 DALLA DORSALE – OPZIONE 2 29

7 CONCLUSIONI 30

1 PREMESSA

La centrale frigorifera di Dafne è un sistema di raffreddamento centralizzato ad acqua refrigerata dimensionato per una potenza complessiva di circa 800 kW, costruito per raffreddare gli apparati sperimentali e la sala calcolo dei Laboratori Nazionali di Frascati dell'INFN.

Essa è composta essenzialmente da tre refrigeratori condensati ad acqua di torre (due sempre accesi e uno di riserva), da una rete di distribuzione del freddo (dimensionata sulla temperatura di mandata tipica di 7°C) e da un impianto di torre per la dispersione in atmosfera del calore raccolto.

Essendo questa centrale asservita ad apparati in servizio continuativo, essa rimane accesa tutto l'anno.

Poiché, i refrigeratori in questione sono condensati ad acqua e possono lavorare a temperature di condensazione utili per il recupero termico, si è valutato qui di utilizzare le macchine frigorifere per il recupero totale di calore, senza sostituirle con apparecchiature nuove a ciò destinate.

Dal momento che i Laboratori sono dotati di una rete di teleriscaldamento locale alimentata da una grossa caldaia centralizzata che serve diversi edifici interni ai LNF, si è pensato di riversare il calore dei condensatori su questa rete interna; in questo modo si utilizzerebbe il calore raccolto dai refrigeratori, (finora disperso in atmosfera), per il riscaldamento invernale degli edifici collegati alla rete al posto della caldaia.

La Figura 1 esprime topograficamente la rete di teleriscaldamento e l'idea appena descritta.

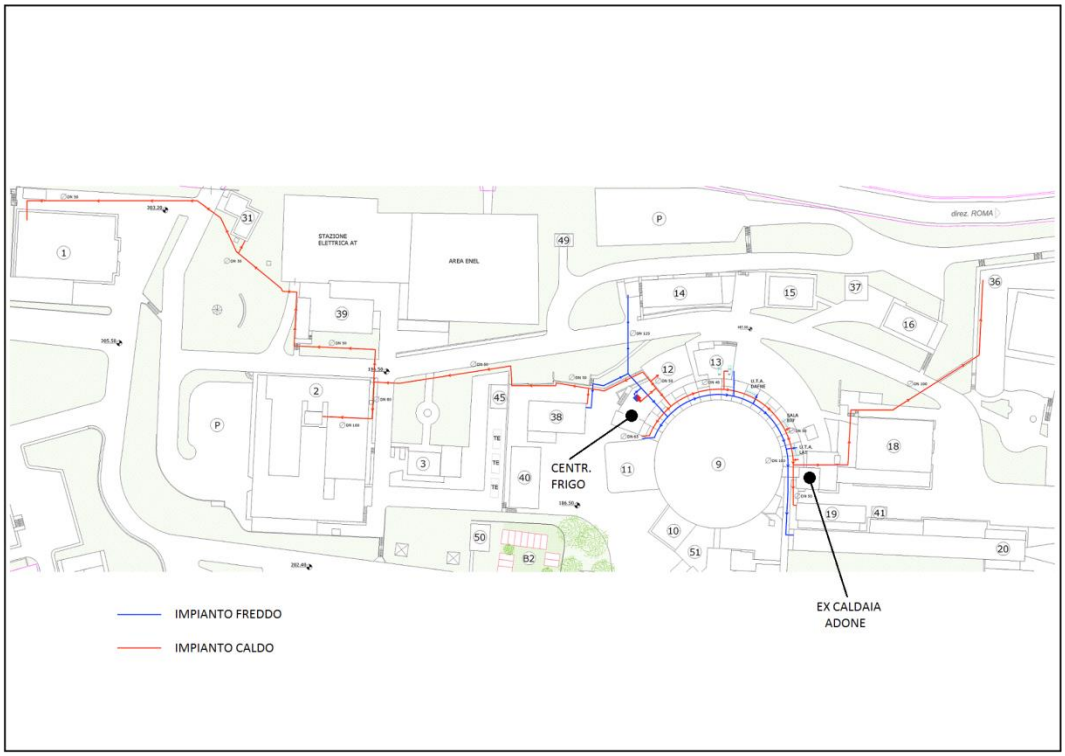

Figura 1: pianta generale della dorsale calda e dell'impianto freddo

Come si può apprezzare dal disegno, la distanza tra i refrigeratori e la dorsale di teleriscaldamento è molto breve, pertanto le lavorazioni necessarie a modificare l'impiantistica esistente sarebbero di entità relativamente modesta.

2 BILANCIO ENERGETICO

2.1. STIMA DELLA POTENZA TERMICA DISPONIBILE

In Tabella 1 vengono mostrati nel dettaglio i vari contributi termici. Il calore rilasciato a condensatore e attualmente dissipato in torre, è pari alla somma di:

- Potenza frigorifera, sul circuito a 7 °C, utilizzata dalle varie utenze, centro di calcolo, utenze sperimentali e UTA (potenza frigorifera utile);
- Potenza elettrica assorbita dalle pompe del lato freddo (che si somma al carico termico lato 7°C);
- Potenza elettrica assorbita dai compressori dei gruppi frigo;
- Potenza elettrica delle pompe sul lato condensatore (pompe di torre) che, sommandosi, si cumulano nel circuito caldo.

Tabella 1: prospetto delle misure termiche in condizioni di media stagione e degli apparati in esercizio normale delle utenze di acqua refrigerata

SORGENTE TERMICA	PORTATE (m^3/h)	TEMP. MAND. (°C)	TEMP. RITORNO (°C)	DELTA T (°C)	POTENZA UNITARIA (kW)	E.E.R.	C.O.P.
LINEA KLOE EDIFICIO	37	6,7	8,6	1,9	82		
LINEA UTAs	50	6,7	8,2	1,5	87		
LINEA KLOE ESPERIM.	50	6,7	9	2,3	134		
LINEA FINUDA ESPER.	0	0	0	0	0		
LINEA CED CALCOLO	50	6,7	9	1,5	87		
TOTALE UTENZE FREDDO	187				390		
POMPE FREDDO					35		
TOTALE GENERALE FREDDO					425		
COMPRESSORI @ Tcond. = 27°C					80	5,31	6,31
COMPRESSORI @ Tcond. = 42°C					120	3,54	4,54
POMPE CALDO (PT)					12		
TOTALE GENERALE CALDO					557		

Da Tabella 1 si stima che la potenza termica totale disponibile all'uscita dei condensatori è nell'ordine dei 550 kW, compreso anche il maggior consumo dei compressori che si avrà in ragione di una temperatura di condensazione sensibilmente più alta rispetto a quella che si aveva prima del recupero. Più avanti segue un approfondimento sulla stima del maggior assorbimento elettrico dei compressori.

2.2. STIMA DEL FABBISOGNO TERMICO DEGLI EDIFICI

La Tabella 2 descrive un quadro indicativo dei fabbisogni di calore degli edifici collegati alla rete (o facilmente allacciabili), basato su considerazioni puramente volumetriche e riferito alle condizioni di progetto della zona climatica di appartenenza (T_{in} = 20°C e T_{out} = 0°C), al fine di valutare se la domanda di calore è proporzionata alla disponibilità; nella stessa tabella vengono inoltre determinate le relative portate d'acqua, assumendo ΔT = 5°C.

Tabella 2: stima approssimativa del fabbisogno termico degli edifici da riscaldare e relative portate

UTENZA	LUNGH. (m)	LARGH. (m)	ALT. (m)	VOLUME LORDO APPROX. (m^3)	FABBISOGNO UNITARIO APPROX. @ Te = 0°C (W/m^3)	FABBISOGNO APPROX. @ Te=0°C (kW)	PORTATA ACQUA TEORICA (l/sec)	N. FAN COIL COLLEGATI	POTENZA PER FAN COIL (kW)
EDIFICIO 1 UFFICI				5000	12	60	2,9	50	1,2
EDIFICIO 1 MAGAZZINO	33	12	9	3000	12	36	1,7		
TOTALE ED. 1	40	25	9			96,0	4,6		
EDIFICIO 2 UFFICI				12000	10	120	5,7	90	1,3
EDIFICIO 2 OFFICINE				8000	0	0	0,0		
TOTALE ED. 2	55	43	9			120,0	5,7		
EDIFICIO 36 UFFICI				30000	8	240	11,4	200	1,2
EDIFICIO 36 AUDITORIUM	40	20	5	4000	8	32	1,5		
TOTALE ED.36	90	75	10			272	13,0		
SALA MEA ED. 38	21	11	10	2500	15	37,5	1,8		
UTA DAFNE LUCE ED.12	16	12	10	2000	12	24	1,1		
UTA SALA CONTR. DAFNE	14	5,5	5	400	12	4,8	0,2		
NUOVA SALA CONTR. BTF	16	6	5	500	12	6	0,3	7	0,9
EDIFICIO 19	25	10	6	1500	15	22,5	1,1	12	1,9
EDIFICIO KLOE				500	12	6	0,3	8	0,8
EX GUARDIANIA				500	12	6	0,3	7	0,9
TOTALE						588,8	28,0	374	1,6

Note tabella 2:
I valori di fabbisogno/m^3 sono stati scelti in funzione dell'epoca di costruzione dell'edificio e dell'altezza. I valori più elevati si riferiscono alle officine che sono alte e datate, i più bassi agli edifici di recente costruzione con altezze intorno ai 3 m.

Dalla Tabella 2 emerge che la domanda complessiva di calore degli edifici collegati alla rete di teleriscaldamento è contenuta entro 600 kW, pertanto possiamo ritenere che fabbisogno e disponibilità siano compatibili in termini di condizioni di progetto; di conseguenza non dovrebbero essere mai necessari supplementi di calore, salvo condizioni climatiche estreme.

La quadratura sulla condizione di progetto genera una prima importante considerazione di carattere energetico: la quantità di calore realmente riutilizzabile nell'intera stagione sarà nell'ordine della metà di quella prodotta in condizione di normale funzionamento degli apparati sperimentali (secondo le ipotesi della Tabella 1).

I dati climatici locali infatti consentono, attraverso una serie di indici, di quantificare il fabbisogno stagionale a partire dalla prestazione di progetto nel seguente modo: dal rapporto tra la potenza massima di progetto degli edifici (550 kW) e il ΔT di progetto (20°C), a cui tale potenza si riferisce, si ricava il parametro di dispersione termica dell'intero complesso (nel nostro caso 27,5 kW/°C); il prodotto tra questo parametro, i gradi giorno (1818) e le 24 ore, fornisce il fabbisogno dell'intera stagione (1200000 kWh, circa 300 kW medi stagionali). La produttività dell'impianto di recupero è di circa 2200000 kWh/stagione (550 kW x 4000 ore).

3 ANALISI DEGLI ASPETTI ENERGETICI ED ECONOMICI

In questo capitolo viene trattata la valutazione dei bilanci energetici ed economici relativi alla soluzione impiantistica studiata per realizzare il recupero termico.

Per far questo è necessario prima valutare il maggior assorbimento elettrico dei compressori dovuto al fatto che per rendere disponibile il calore per i normali usi termici si dovrà aumentare la temperatura dell'acqua dal lato dei condensatori, dagli attuali 27°C al valore tipico di 43°C. Tale maggior consumo incide negativamente sul risparmio energetico/economico finale e viene quindi stimato nel paragrafo che segue.

3.1. STIMA DEL MAGGIORE CONSUMO DEI COMPRESSORI

Al fine di valutare l'assorbimento elettrico dei compressori i costruttori rendono disponibili le tabelle di resa. Tuttavia la definizione dell'assorbimento esatto dei compressori stessi non è immediato perché le tabelle si riferiscono sempre all'utilizzo a pieno carico della macchina, (mentre le utenze possono richiedere un funzionamento a carico parziale) che non necessariamente coincide numericamente col carico dell'utente; inoltre il pieno carico non garantisce la costanza della prestazione, perché questa viene a dipendere sia dalla temperatura di condensazione che da quella di evaporazione. Di conseguenza, gli assorbimenti elettrici di una stessa macchina in due diverse condizioni di temperatura sono automaticamente riferiti a potenze termiche diverse tra loro ed in generale diverse dalla potenza termica richiesta dalle utenze.

In ogni caso la compensazione è semplice:

si effettua il rapporto tra le rese frigorifere e gli assorbimenti elettrici della tabella alle temperature che interessano, ottenendo così i rispettivi E.E.R. (Energy Efficiency Ratio) a pieno carico;

questi, moltiplicati per il carico termico di lavoro (che nel nostro caso è costante perché proveniente dal raffreddamento di apparati elettrici che assorbono sempre la stessa energia), restituiscono gli assorbimenti elettrici reali riferiti al carico effettivo.

Certamente questa compensazione non va generalizzata perché essa può introdurre un errore dovuto al fatto che su macchine a capacità variabile, come quelle in questione, al diminuire della capacità l'E.E.R. può subire una lieve deflessione: ciò accade in quanto le varie perdite del motore (elettriche, magnetiche e meccaniche) tendono a rimanere quantitativamente invariate mentre il lavoro utile diminuisce. Su questi aspetti però non ci sono dati precisi disponibili ma solo l'indicazione generale, di ripartire la potenza totale sul minor numero possibile di compressori in modo che quelli in funzione si discostino il meno possibile dall'utilizzo a pieno carico.

In Figura 2 sono riportati i tracciati degli assorbimenti riferiti alle tabelle di resa (curva blu) e gli assorbimenti compensati con il carico frigorifero di 425 kW (il 100% della macchina corrisponde a circa 500 kW, quindi la compensazione può ritenersi affidabile, ricadendo intorno al 75% del pieno carico).

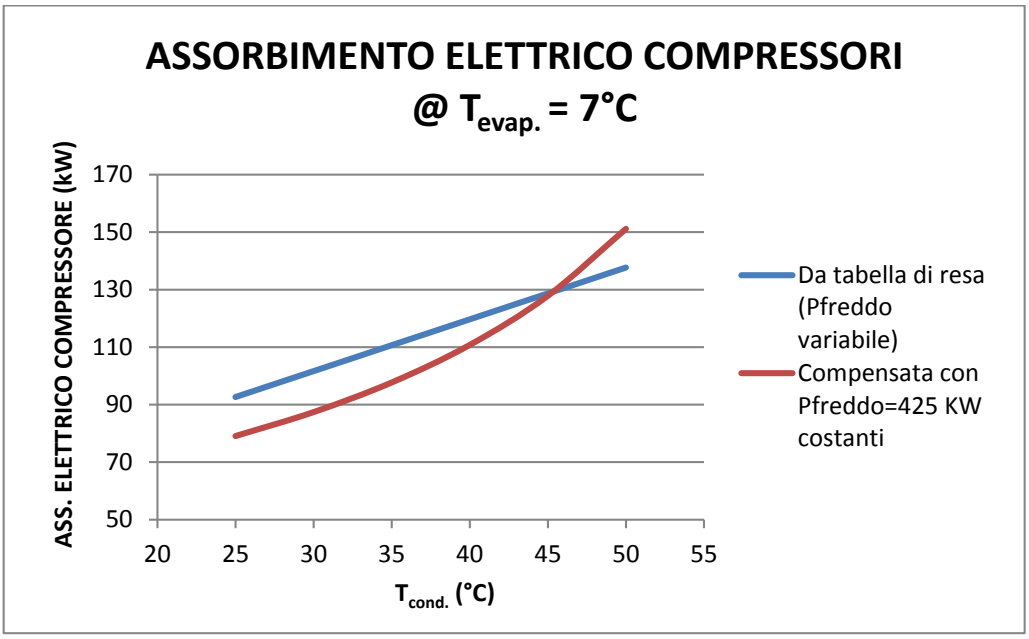

Figura 2: confronto tra assorbimento delle tabelle di resa (blu) ed assorbimento compensato con il carico frigorifero costante (rosso)

La conclusione numerica di questo argomento è che l'assorbimento elettrico dei compressori dovrebbe passare da circa 80 kW a 120 kW. Un maggior consumo di circa 40 kW per 4000 ore a 0.20 €/kWh, corrisponde ad un maggior costo per fornitura elettrica di circa 32.000 € per tutta la stagione.

3.2. STIMA DEL RISPARMIO ENERGETICO

E' possibile a questo punto fare un bilancio tra il risparmio locale di energia termica relativo al mancato uso delle caldaie e l'energia primaria relativa al maggior consumo elettrico dei refrigeratori, stimato nel paragrafo precedente.

Il criterio su cui si basa tale bilancio prevede che tutto il calore estratto dal lato freddo (circa 425 kW) venga "pompato" fino al valore di 43°C, cumulando sul lato caldo una potenza totale, incluse le pompe di circolazione dell'acqua, di circa 550 kW di cui però soltanto una parte (circa metà come accennato sopra) venga utilizzata realmente. Si presentano quindi quattro ipotesi di recupero (descritte nel seguito in Tabella 3, Tabella 4, Tabella 5, Tabella 6), tre parziali e una totale, da cui emerge che il guadagno cresce con la quantità di calore riutilizzato.

L'eccedenza -ovvero il calore non recuperato- infatti, condiziona negativamente il risparmio energetico netto, perché diminuendo la quantità di calore riutilizzato diminuisce la quantità di energia termica risparmiata, mentre resta invariata l'energia primaria del maggior consumo di elettricità dei compressori. Pertanto il risparmio netto, che è la differenza tra queste due voci, si riduce.

Tabella 3: stima del risparmio energetico caso base

CASO	POT. LATO FREDDO (kW)	POT. MEDIA UTILIZZ. (kW)	N. ORE/ANNO ESERCIZIO	CALORE TOTALE RECUPER. (kWh)	CONSUMO KWh EL. @ COP 6 (Tcond=27°C)	CONSUMO KWh EL. @ COP 4,4 (Tcond=43°C)	FATT. CONV. DA EN. PRIMARIA IN EN. ELETTRICA (kWh term./kWh el.)	EN. PRIMARIA CONSUMO COMPRESSORI (kWh term.)	ENERGIA TERMICA RINNOVABILE NETTA (kW/h)	FRAZ. RINN. (%)	FATTORE EMISS. CO2 (kg/kWh	FATTORE EMISS. CO2 (kg/kWh	CO2 NON IMMESSA (tonn)
1	425	200	4000	800000	340000	500000	2,2	352000	448000	56	0,4	0,2	96
2	425	300	4000	1200000	340000	500000	2,2	352000	848000	71	0,4	0,2	176
3	425	400	4000	1600000	340000	500000	2,2	352000	1248000	78	0,4	0,2	256
4	425	550	4000	2200000	340000	500000	2,2	352000	1848000	84	0,4	0,2	376

Note tabella 3:
I COP (Coefficient Of Performance, rendimenti) si riferiscono al solo compressore; restano esclusi dunque pompe e ventilatori.
Il fattore di conversione da energia primaria in energia elettrica e quelli di emissione di CO2 sono forniti dall'AEEG e vengono aggiornati periodicamente (i dati in tabella sono del 2012).
Si considera come proveniente da fonte fossile solo la quota di consumo elettrico relativa al maggior consumo dei compressori (non l'intero consumo, perché quello attuale si continuerebbe ad avere comunque anche senza recupero termico).

Per quanto affermato sopra, il caso di interesse (ovvero recupero di circa 300 kW) ricadrebbe nella seconda ipotesi, vedendo quindi inutilizzata, anche se comunque surriscaldata, una quota di calore nell'ordine della metà del totale.

Per massimizzare il risparmio, (e spostarsi quindi verso la quarta ipotesi) si potrebbe estendere la rete di teleriscaldamento anche ad altri edifici, saturando così la disponibilità di calore in condizioni di media stagione e implementando un sistema automatico di "boost" con caldaie locali (peraltro già esistenti) per i periodi più rigidi. Questa variante richiederebbe però un investimento aggiuntivo, e verrà eventualmente riconsiderata in futuro.

In alternativa si potrebbe puntare a "surriscaldare" solo il calore necessario al riscaldamento degli edifici e continuare a disperdere la quota eccedente alla temperatura originaria di circa 27°C. La Tabella 4 mostra questo scenario e quantifica il vantaggio rispetto al caso precedente in Tabella 3, nelle stesse ipotesi.

Tabella 4: stima risparmio energetico con separazione delle potenze

CASO	POT. LATO FREDDO (kW)	POT. MEDIA UTILIZZ. (kW)	N. ORE/ANNO ESERCIZIO	CALORE TOTALE RECUPER. (kWh)	CONSUMO KWh EL. @ COP 6 (Tcond=27°C)	CONSUMO KWh EL. @ COP 4,4 (Tcond=43°C)	FATT. CONV. DA EN. PRIMARIA IN EN. ELETTRICA (kWh term./kWh el.)	EN. PRIMARIA CONSUMO COMPRESSORI (kWh term.)	ENERGIA TERMICA RINNOVABILE NETTA (kWh)	FRAZ. RINN. (%)	FATTORE EMISS. CO2 (kg/kWh el.)	FATTORE EMISS. CO2 (kg/kWh term.)	CO2 NON IMMESSA (tonn)
1	155	201	4000	802353	124000	182353	2,2	128376	673976	84	0,4	0,2	137
2	232	300	4000	1200941	185600	272941	2,2	192151	1008791	84	0,4	0,2	205
3	309	400	4000	1599529	247200	363529	2,2	255925	1343605	84	0,4	0,2	273
4	425	550	4000	2200000	340000	500000	2,2	352000	1848000	84	0,4	0,2	376

Note tabella 4:
I COP (Coefficient Of Performance, rendimenti) si riferiscono al solo compressore; restano esclusi dunque pompe e ventilatori.
Il fattore di conversione da energia primaria in energia elettrica e quelli di emissione di CO2 sono forniti dall'AEEG e vengono aggiornati periodicamente (i dati in tabella sono del 2012).
Si considera come proveniente da fonte fossile solo la quota di consumo elettrico relativa al maggior consumo dei compressori (non l'intero consumo, perché quello attuale si continuerebbe ad avere comunque anche senza recupero termico).

L'arrangiamento ideale che permetterebbe questa separazione delle potenze è più semplice rispetto all'ampliamento della rete esistente ma comunque non immediato perché prevedrebbe che i refrigeratori, che oggi sono allacciati ad un unico impianto sul

lato caldo, diventassero indipendenti, dovendo poter essere collegati tutti su entrambi i sistemi (recupero termico e dissipazione in atmosfera) in maniera alternativa, da realizzare tramite manovre idrauliche. Dovrebbero poi essere modificate le logiche delle macchine in modo da avere la regolazione sul lato caldo oppure sul lato freddo (selezionabile da parametro), a seconda che siano collegate rispettivamente alla rete di riscaldamento o alle torri di raffreddamento (non è chiaro se ciò possa essere fatto con le macchine esistenti). Per il momento questo approfondimento è stato accantonato, anche perché una forma approssimata di modulazione può essere fatta anche manualmente, mettendo in funzione alcune macchine locali nate come riserva (ad esempio la sala CED del centro di calcolo, la sala conteggi, ecc.) che di fatto dovrebbero estrarre direttamente dai locali sperimentali una quota di calore il più possibile vicino all'eccedenza, avvicinando quindi la quota raccolta dai refrigeratori al fabbisogno istantaneo. Per far questo è ovviamente necessario un monitoraggio continuo dei flussi di calore da parte di un operatore.

3.3. STIMA DEL RISPARMIO ECONOMICO SUI COSTI DEL GAS METANO

Seguendo la stessa logica utilizzata nel paragrafo precedente, è possibile valutare il risparmio economico, nelle medesime ipotesi, derivante dal mancato consumo di gas metano. La Tabella 5 e la Tabella 6 danno appunto una connotazione economica al risparmio energetico.

Tabella 5: differenti ipotesi di fabbisogno con relativo risparmio sul costo del metano nella soluzione base

CASO	POT. LATO FREDDO (kW)	POT. MEDIA UTILIZZ. (kW)	N. ORE/ANNO ESERCIZIO	CALORE TOTALE RECUPER. (kWh)	COSTO ELETTR. (€/kWh)	CONSUMO KWh EL. @ COP 6 (Tcond=27°C)	CONSUMO KWh EL. @ COP 4,4 (Tcond=43°C)	MAGGIOR COSTO EN. EL. (€)	COSTO METANO (€/Sm^3)	POTERE CALORICO METANO (kWh/m^3)	REND. MEDIO STAG. CALDAIA	COSTO ESERCIZIO METANO (€)	RISPARMIO NETTO (€)
1	425	200	4000	800000	0,2	340000	500000	32000	0,75	10,7	0,9	62305	30305
2	425	300	4000	1200000	0,2	340000	500000	32000	0,75	10,7	0,9	93458	61458
3	425	400	4000	1600000	0,2	340000	500000	32000	0,75	10,7	0,9	124611	92611
4	425	550	4000	2200000	0,2	340000	500000	32000	0,75	10,7	0,9	171340	139340

Note tabella 5:
I COP (Coefficient Of Performance, rendimenti) si riferiscono al solo compressore; restano esclusi dunque pompe e ventilatori.
I prezzi dell'elettricità e del metano risalgono al 2012.
Si considera come proveniente da fonte fossile solo la quota di consumo elettrico relativa al maggior consumo dei compressori (non l'intero consumo, perché quello attuale si continuerebbe ad avere comunque anche senza recupero termico).

Tabella 6: risparmio sul costo del metano nella soluzione con separazione delle potenze termiche

CASO	POT. LATO FREDDO (kW)	POT. MEDIA UTILIZZ. (kW)	N. ORE/ANNO ESERCIZIO	CALORE TORALE RECUPER. (kWh)	COSTO ELETTR. (€/kWh)	CONSUMO KWh EL. @ COP 6 (Tcond=27°C)	CONSUMO KWh EL. @ COP 4,4 (Tcond=43°C)	MAGGIOR COSTO EN. EL. (€)	COSTO METANO (€/Sm^3)	POTERE CALORICO METANO (kWh/m^3)	REND. MEDIO STAG. CALDAIA	COSTO ESERCIZIO METANO (€)	RISPARMIO NETTO (€)
1	155	201	4000	802353	0,2	124000	182353	11671	0,75	10,7	0,9	62489	50818
2	232	300	4000	1200941	0,2	185600	272941	17468	0,75	10,7	0,9	93531	76063
3	309	400	4000	1599529,4	0,2	247200	363529	23266	0,75	10,7	0,9	124574	101308
4	425	550	4000	2200000	0,2	340000	500000	32000	0,75	10,7	0,9	171340	139340

Note:

I COP (Coefficient Of Performance, rendimenti) si riferiscono al solo compressore; restano esclusi dunque pompe e ventilatori.
I prezzi dell'elettricità e del metano risalgono al 2012.
Si considera come proveniente da fonte fossile solo la quota di consumo elettrico relativa al maggior consumo dei compressori (non l'intero consumo, perché quello attuale si continuerebbe ad avere comunque anche senza recupero termico).

3.4. PRESUNTI VANTAGGI OTTENIBILI

La realizzazione del progetto di recupero termico darebbe i seguenti vantaggi:

- Si otterrebbe un risparmio economico netto in termini di gas non acquistato nell'ordine dei 61.000 €/anno (che potrebbero diventare 76.000 €/anno con la separazione delle potenze e molto di più con l'ampliamento della rete).
- Si solleverebbero gli edifici sopra menzionati (Tabella 2) dall'applicazione del Dlgs. 192/05, che prevede una serie di adeguamenti sotto il profilo energetico, in quanto verrebbero utilizzati "*reflui termici provenienti da processi produttivi e non altrimenti utilizzabili*" (Art.3 c.3 lett. b dello stesso decreto).
- Si potrebbe ottenere, col passare degli anni, un miglioramento spontaneo, (quindi senza ulteriori investimenti), almeno degli indici energetici e forse anche di quelli economici sopra esposti, dovuti all'atteso incremento del rendimento medio nazionale di produzione elettrica; tale rendimento infatti, secondo i dati storici dell'AEEG presenta un trend positivo che sembra destinato a permanere anche nel prossimo futuro. Questo eventuale incremento, comporterebbe una riduzione di energia primaria a parità di consumo elettrico.

4 ANALISI DEGLI ASPETTI TECNICI

4.1. VERIFICA IDONEITÀ DELLA DORSALE ADONE

La dorsale Adone nasceva per il riscaldamento degli edifici con acqua a temperatura surriscaldata (intorno ai 100°C), pertanto potrebbe risultare potenzialmente sottodimensionata per un utilizzo a "bassa temperatura", in ragione delle portate maggiori necessarie a compensare la riduzione dei salti termici.

Tuttavia con l'allaccio all'impianto di recupero termico si sposterebbe l'origine della dorsale da un suo estremo (centrale Adone) ad un punto molto più vicino al suo centro idraulico (centrale frigo); questo ridurrebbe drasticamente le perdite di carico perché quello che era un unico tratto tutto in serie verrebbe diviso in due tratti in parallelo. Qualitativamente questo ridurrebbe la perdita complessiva ad un valore nell'ordine di ¼ dell'originale.

E' necessario a questo punto un calcolo di verifica specifico per caratterizzare nel dettaglio tutta la rete nella nuova configurazione.

A questo proposito la Tabella 7 quantifica le perdite di carico in funzione dei diametri e delle lunghezze dei vari tratti della dorsale Adone, calcolate a partire dal nuovo punto di alimentazione in centrale frigo; le portate su cui si basa il calcolo derivano dalla stima dei fabbisogni termici di cui alla Tabella 2.

A scopo di chiarimento, la Figura 3 riporta lo schema da cui deriva la Tabella 7.

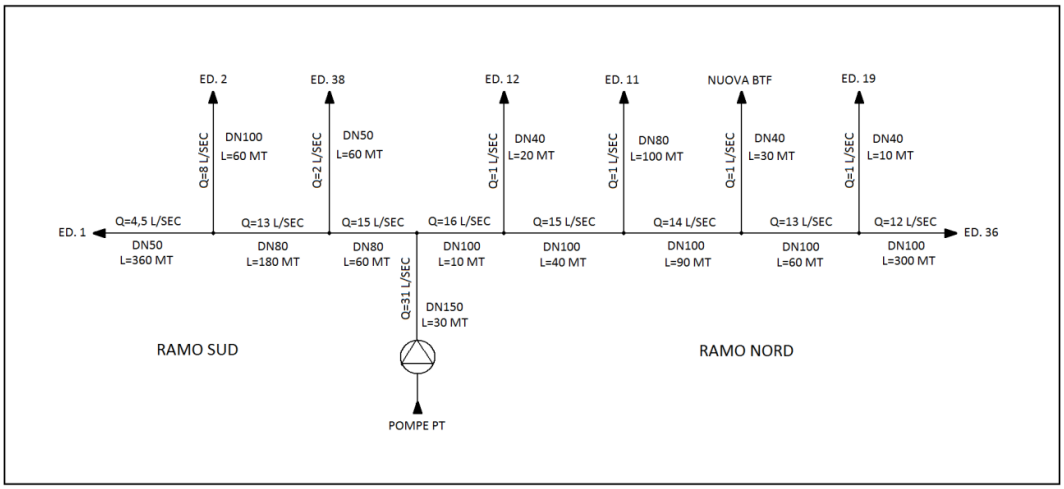

Figura 3: schematizzazione dorsale originale

Tabella 7: perdite di carico sui tratti della dorsale Adone

ELEMENTO CIRCUITO	PORTATA CALCOLATA TAB. 2 (l/sec)	DIAM TUBAZIONE (Inch)	LUNGHEZZA TRATTO (m)	PERDITA CARICO UNITARIA (mm C.A./m lineare)	FATTORE CORRETTIVO TUBAZIONI CORROSE	PERDITA TRATTO (m C.A.)
RAMO DORS. COMUNE DN150	31	5	30	14	1	0,42
RAMO SUD						
TRATTO DORS. DN100	15	4	20	28	1,4	0,78
TRATTO DORS. DN80	15	3	60	100	1,5	9,00
DIRAM. ED. 38 (SALA MEA)	2,0	2	60	20	1,4	1,68
TRATTO DORS. DN80 PER ED. 1 E 2	13	5	180	80	1,5	21,60
DIRAM. ED. 2	8	2,5	76	60	1,4	6,38
DIRAM. ED. 1	4,5	2	360	90	1,5	48,60
TOT. CADUTA RAMO SUD						80,40
RAMO NORD						
TRATTO DORS. DN100	16	4	10	30	1,2	0,36
DIRAM. ED. 12 DN40	1	1,5	20	18	1,2	0,43
TRATTO DORS. DN100	15	4	40	28	1,2	1,34
DIRAM. ED. 11 DN40	1,0	3,0	100	1	1,2	0,12
TRATTO DORS. DN100	14	4	90	24	1,2	2,59
DIRAM. NUOVA BTF (DN40)	1,0	1,5	30	18	1,2	0,65
TRATTO DORS. DN100	13		60	20	1,2	1,44
DIRAM. ED. 19 (DN40)	1,0		10	18	1,2	0,22
DIRAM. ED. 36 DN100	12,0		300	18	1,2	6,48
TOT. CADUTA RAMO NORD						12,64

Note tabella 7:
I fattori di correzione per tubazioni corrose sono stati scelti in base all'età del tratto di tubazione; per tratti nuovi il fattore è 1.
Le righe in bianco si riferiscono ai tratti della dorsale; quelle in arancio alle diramazioni.
La casella rossa indica la prevalenza totale del ramo sud.
La casella gialla indica la prevalenza totale del ramo nord.

Dai risultati emerge un primo ostacolo: il ramo sud della dorsale presenta una perdita di carico molto maggiore del ramo nord. Trattandosi di due rami in parallelo la pompa da adottare dovrebbe avere una portata pari alla somma delle portate dei due rami e una prevalenza pari alla maggiore tra le due (il ramo con perdita minore avrebbe un eccesso di pressione che verrebbe tagliato con una saracinesca di taratura). Una pompa con le

caratteristiche appena esposte, oltre che energivora (almeno 30 kW), sarebbe anche piuttosto ingombrante.

Le strade possibili, in linea di principio, potrebbero essere tre:

a) Frazionare in due stadi il pompaggio, in modo da applicare l'aumento di prevalenza solo dove necessario (ramo sud) invece che su tutto l'impianto, lasciando il ramo nord a carico delle pompe PT della centrale frigo, che hanno una prevalenza sufficiente per questo scopo (circa 12 m contro 12,64 m teorici). Questo ridurrebbe l'energia del pompaggio nell'ordine della metà, ma non risolverebbe il problema delle velocità elevate dell'acqua all'interno dei tubi. Si tratterebbe di una soluzione di ripiego.
b) Isolare l'edificio 1 dalla dorsale e dotarlo di una macchina locale per il riscaldamento. In questo modo la dorsale terminerebbe con l'edificio 2 e trasporterebbe quindi una portata sensibilmente inferiore, e quindi più vicina alle proprie possibilità.
c) Modificare i tratti critici del ramo sud della dorsale per ridurre le perdite di carico a valori simili a quelli del ramo nord; se si riuscisse ad ottenere questo risultato diventerebbe possibile riutilizzare le sole pompe PT per la circolazione dell'intera dorsale, evitando così l'installazione di ulteriori gruppi di pompaggio.

4.2. MODIFICHE IN CENTRALE FRIGO

L'intervento fondamentale riguarda l'interfacciamento dell'impianto attuale con un sistema in grado di iniettare l'acqua calda dei condensatori dei gruppi frigo nella dorsale Adone, e contemporaneamente di gestire l'eventuale eccesso di calore non impiegato per il riscaldamento degli edifici serviti.

Lo schema dell'impianto originale (lato caldo) è molto semplice ed è rappresentato in Figura 4. Di seguito vi è una breve descrizione del funzionamento: è composto da un unico circolo che pesca acqua dalle vasche delle torri, la invia ai condensatori dei gruppi frigo e si richiude nella torre stessa. Il by-pass realizzato con il tratto AB è normalmente chiuso, in quanto serve solo nella fase di avviamento della centrale (ciò avviene molto raramente essendo questa sempre in funzione). L'impianto è idraulicamente aperto perché le pompe PT aspirano da una vasca a pressione atmosferica.

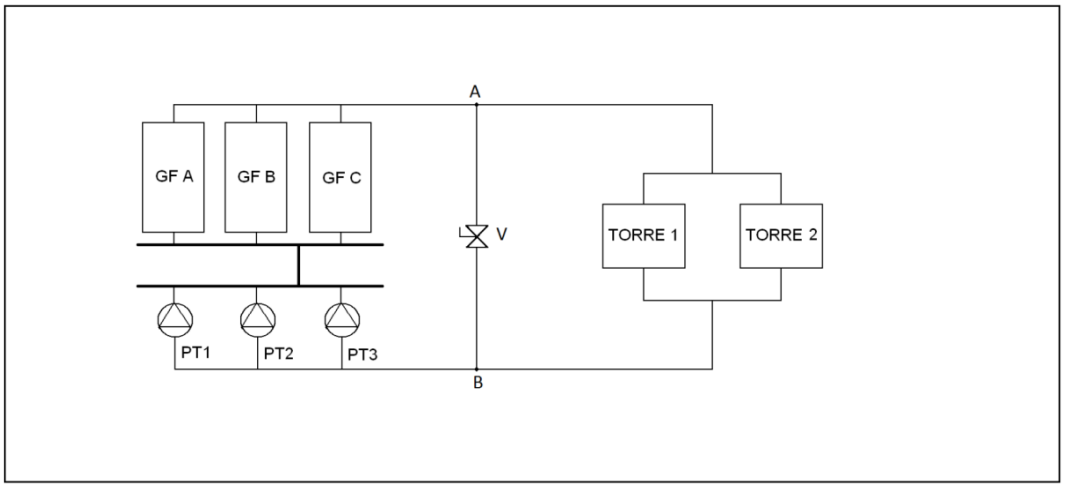

Figura 4: schema impiantistico originale centrale frigo

Le portate di acqua al condensatore sono di circa 90 m^3/h per macchina frigorifera, per un totale di 180 m^3/h sul circolo delle torri, essendo normalmente accese due macchine su tre.

Le pompe PT sono delle SALMSON modello EN4.100-10T con le seguenti caratteristiche:

- Portata: Q = 60÷200 m^3/h;
- Prevalenza: H = 16÷10 m;
- Potenza elettrica assorbita: P = 7,5 kW.

Le modifiche necessarie ad iniettare l'acqua calda dei condensatori nella dorsale di distribuzione Adone, escludendo quindi le torri nel periodo invernale, trasformerebbero l'impianto secondo lo schema funzionale di Figura 5 e di seguito spiegato:

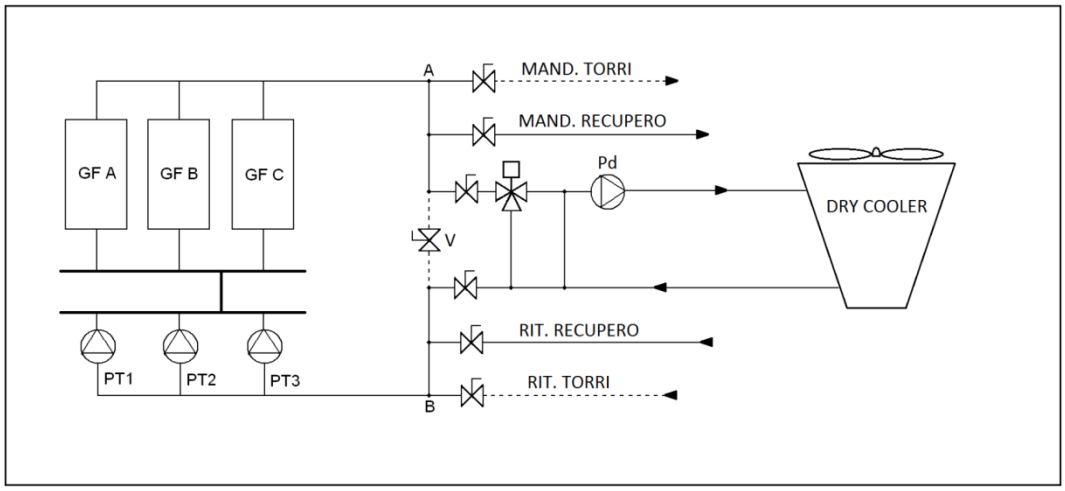

Figura 5: schema impiantistico futuro centrale frigo

- Tramite due tubazioni (DN 150) realizzate rispettivamente tra i collettori di mandata/ritorno delle torri e mandata/ritorno della dorsale Adone, si realizzerebbe la connessione tra il circuito dei condensatori e la suddetta dorsale: la circolazione dell'acqua sarebbe assicurata sempre dalle medesime pompe PT già esistenti (e sicuramente sufficienti per il ramo nord), pertanto il by-pass V resterebbe chiuso. Va detto, che tale circolazione si richiuderebbe nei rami di sfioro esistenti negli edifici 1, 2 e 36 dove sono presenti pompe locali di spillamento. A seconda delle decisioni che verranno prese a proposito degli interventi sulla dorsale, potrebbe essere necessario (o meno) l'inserimento di una o più pompe di rilancio per il ramo sud.
- Andrebbe poi inserito in parallelo all'impianto di recupero un Dry – Cooler per dissipare l'eventuale eccesso di calore non assorbito dagli edifici collegati e quindi anche leggermente sottodimensionato rispetto al calore totale e alle condizioni di lavoro nominali (si ritiene sufficiente una macchina della potenza massima nell'ordine dei 450 kW); esso sarebbe localmente chiuso in corto

circuito, e servito, come circolazione secondaria, da una coppia di pompe dedicate in grado di assicurare una portata intorno ai 90 m^3/h.

- Dai collettori delle torri poi (che rimarrebbero in pressione e non in corto circuito, restando chiuso il by-pass), una valvola a 3 vie, con Kvs (=caratteristica di flusso) tale da erogare la portata di circa 90 m^3/h alla prevalenza disponibile ai collettori stessi (circa 12 m) regolerebbe l'iniezione d'acqua calda proveniente dai condensatori nel circuito del Dry – Cooler, dissipando, tramite modulazione delle ventole, la quota di calore eccedente il fabbisogno della rete.
- In linea di principio, il Dry – Cooler potrebbe essere installato anche in serie sul ritorno dell'impianto di recupero anziché in parallelo ad esso; funzionalmente si avrebbe lo stesso risultato, ma con la differenza che la portata totale sarebbe limitata a quella del circuito di recupero, attestandosi così intorno ai 90 m^3/h, un po' scarsa per due condensatori; con la configurazione in parallelo invece, si avrebbe una portata totale pari alla somma delle portate del circuito di recupero e del Dry – Cooler, quindi circa 180 m^3/h, perfetta per due condensatori in funzione contemporanea e per le pompe PT già esistenti; inoltre con l'alternativa dell'installazione in serie non sarebbe possibile lo switch totale tra il Dry – Cooler e il recupero termico, mentre con l'installazione in parallelo questa operazione risulta molto più agevole.
- La strategia di regolazione del Dry – Cooler prevedrebbe un primo blocco logico di regolazione PI (Proporzionale-Integrale) che regolerebbe la velocità dei ventilatori in funzione della temperatura di mandata all'impianto di distribuzione e del relativo set point; la valvola a 3 vie si troverebbe normalmente tutta aperta. Si chiuderebbe soltanto se, con i ventilatori a zero, la temperatura di mandata rimanesse sotto il set point (banda di apertura valvola e banda di funzionamento ventilatori in sequenza). In ogni caso la banda di regolazione della valvola e delle ventole potrebbe anche trovarsi in parallelo sullo stesso segnale; ci si aspetta, da simulazione software, che con le bande in parallelo la regolazione diventi più stabile.
- Un altro blocco logico di regolazione PI in parallelo al primo, assolverebbe alla funzione antigelo: con la temperatura di uscita del Dry – Cooler vicino a zero e la richiesta di dissipazione di calore in eccesso nulla, la valvola a 3 vie (che dovrebbe essere chiusa per conservare il calore) aprirebbe comunque per iniettare dell'acqua calda nel circolo del Dry – Cooler onde mantenerlo ad una temperatura di sicurezza: in questo frangente i ventilatori resterebbero ovviamente fermi. E' comunque possibile che in questa circostanza la temperatura di mandata all'impianto di teleriscaldamento scenda un poco, visto che parte del calore verrebbe usato per riscaldare il Dry – Cooler, ma la priorità in questa situazione è appunto la protezione dal gelo del Dry – Cooler stesso.
- Infine, come monitoraggio della portata d'acqua al Dry – Cooler, oltre alla routine standard di scambio pompe in funzione dello stato del flussostato meccanico, sarebbe opportuno affiancare un'altra routine di impostazione più

generale basata sulla temperatura di mandata all'impianto: se questa cominciasse ad aumentare, ed anche con i ventilatori al massimo non rientrasse nel range di valori ritenuto accettabile, verrebbe accesa la seconda pompa senza spegnere la prima aumentando la portata di circolazione (si presume l'intasamento del filtro).

Le manovre di cambio stagionale prevedono procedure distinte per l'autunno e per la primavera (con riferimento alla Figura 5):

- Manovra autunnale:

  Da torri a Dry – Cooler:

  a) Apertura spurghi al massimo per ridurre i cicli di concentrazione dei sali delle torri al minimo (qualche ora prima della manovra)
  b) Controllo riempimento e disareazione Dry-Cooler
  c) Apertura by-pass "V"
  d) Chiusura ingresso torri
  e) Chiusura uscita torri
  f) Apertura Dry – Cooler
  g) Apertura ritorno impianto
  h) Apertura mandata impianto
  i) Chiusura by-pass "V"
  j) Accensione pompe Dry-Cooler
  l) Controllo pressioni

- Manovra primaverile:

  Da Dry – Cooler a torri:

  a) Forzatura ventole Dry-Cooler al 100% per abbassamento temperatura impianto
  b) Apertura by-pass "V"
  c) Chiusura mandata impianto
  d) Chiusura ritorno impianto
  e) Chiusura Dry-Cooler
  f) Apertura ingresso torri
  g) Apertura uscita torri
  h) Chiusura by-pass "V"

5 INTERVENTI IMPIANTISTICI REALIZZATI DI RECENTE

Negli ultimi anni sono stati eseguiti, per diverse ragioni, una serie di interventi riguardanti la dorsale e le sottostazioni degli edifici collegati. I paragrafi che seguono hanno lo scopo di ricostruire cronologicamente le varie fasi ed i ragionamenti che hanno portato all'attuale assetto impiantistico.

5.1. DISMISSIONE CALDAIA ADONE ED ALLACCIO EDIFICIO 36

Poiché la centrale Adone (1.200 MW termici) presentava diverse criticità tecniche che ne condizionavano l'affidabilità e visto che i consumi effettivi erano sproporzionati rispetto ai reali fabbisogni, si doveva decidere in merito ad un importante intervento di ristrutturazione della stessa.

Si sono allora considerati i seguenti aspetti:

a) L'edificio 36 è dotato di due impianti praticamente indipendenti per il caldo e per il freddo a parte il circuito dei fan coil che è comune e che può essere alimentato da un lato o dall'altro a seconda della stagione, tramite manovra delle valvole V3VM e V3VR. Sono presenti due caldaie a gas (una in dismissione) e una pompa di calore elettrica sostituita di recente (che può fare quindi caldo e freddo sullo stesso circuito), idraulicamente indipendenti. La Figura 6 mostra lo schema di principio originale della centrale termica dell'edificio 36.

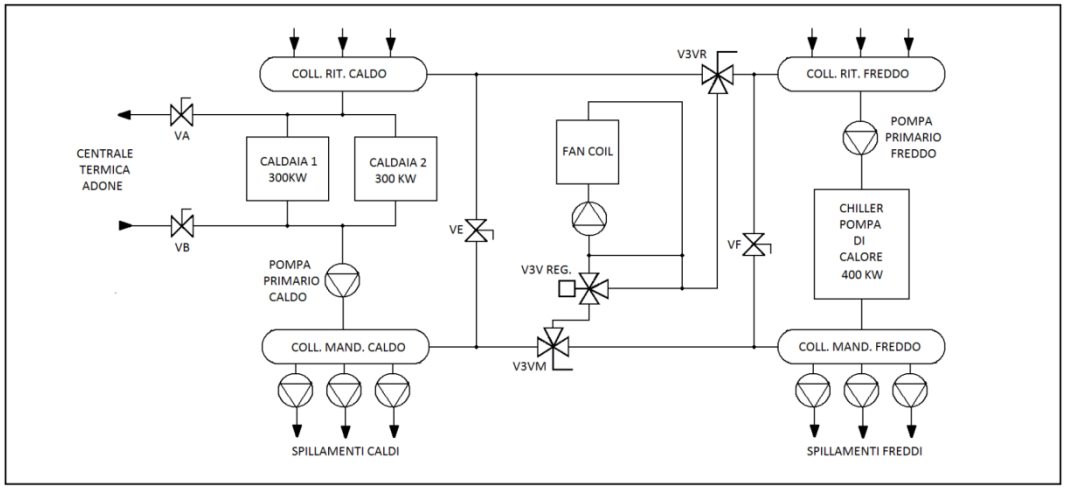

Figura 6: schema impianto originario Edificio 36

b) Esiste una tubazione di collegamento dell'impianto caldo con la centrale Adone, perché inizialmente l'edificio 36 non aveva delle caldaie proprie ma veniva scaldato dalla caldaia centralizzata insieme agli edifici 1 e 2. Tale tubazione passa per una sottocentrale, dove uno scambiatore di calore ed un gruppo di pompe disaccoppiano idraulicamente l'edificio 36 dalla centrale Adone, come da Figura 7 (è riportata solo la parte calda della centrale dell'edificio 36).

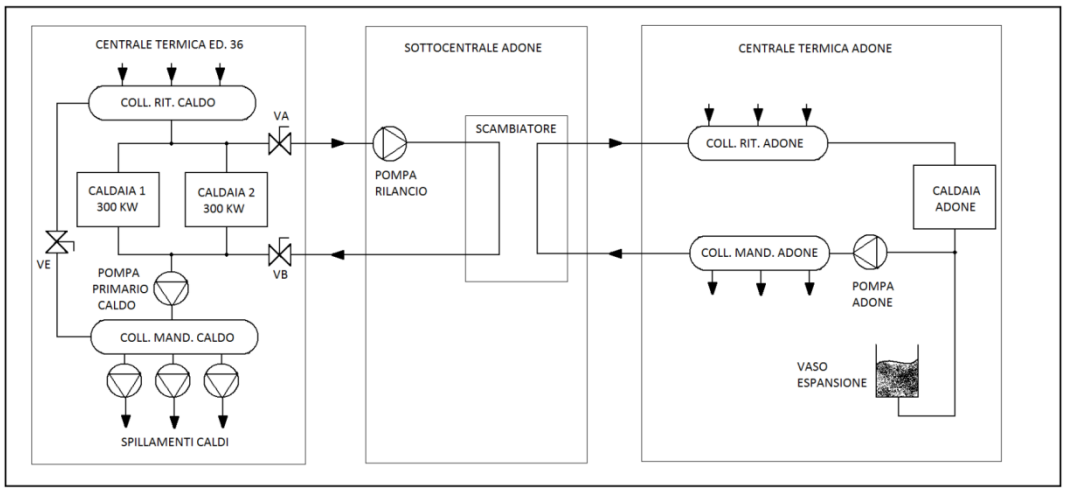

Figura 7: schema collegamento originario Edificio 36 – Adone

Premesso questo, si è deciso di non investire risorse sulle caldaie Adone e sfruttare la ridondanza dell'edificio 36 (300 kW termici disponibili) per alimentare la dorsale. Si è quindi proceduto ad eliminare le caldaie Adone, lasciando però le pompe e il sistema di espansione ed eliminando lo scambiatore e le pompe nella sottocentrale per realizzare il collegamento diretto tra i due sistemi. La Figura 8 sintetizza le modifiche fatte.

La soluzione realizzata consente una maggiore flessibilità nella scelta del metodo di riscaldamento del sistema di edifici collegati alla rete di teleriscaldamento.

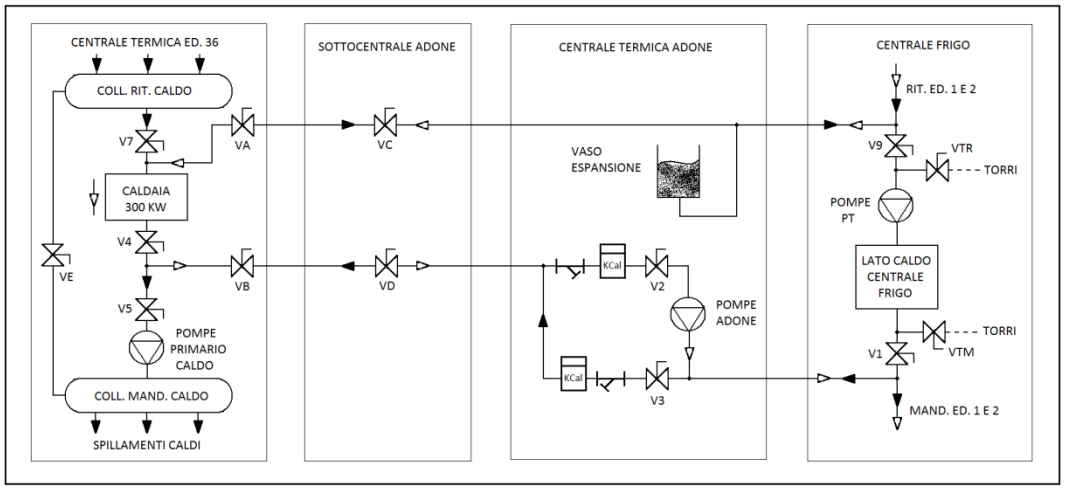

Figura 8: prime modifiche impianto Edificio 36

Con questo nuovo assetto, sono possibili le seguenti modalità di funzionamento:

A) Dalla centrale frigo si può distribuire il calore di recupero anche all'edificio 36: in questo caso la spinta verrebbe solo dalle pompe PT e l'acqua girerebbe nel senso delle frecce nere in figura, entrando dalla valvola VB per essere pescata dalle pompe locali (quelle di spillamento non rappresentate in figura) e distribuita nell'edificio e, passando per il collettore di ritorno, uscirebbe dalla valvola VA per poi tornare alla centrale frigo (aperte valvole VA, VB e valvole

con numerazione dispari, chiuse valvole con numerazione pari, pompe Adone spente e pompe PT accese). In questo caso se la valvola V4 rimanesse aperta, la caldaia farebbe da ramo di sfioro.

B) Dall'edificio 36 si può scaldare l'acqua della dorsale nel caso in cui non ci fosse calore di recupero disponibile:
in questo caso la circolazione sarebbe assicurata solo dalle pompe Adone e l'acqua girerebbe nel senso delle frecce bianche, dovendo entrare dalla valvola VA, percorrere le caldaie, per poi uscire dalla valvola VB e andare verso le pompe Adone e quindi verso la mandata della dorsale; (aperte valvole VA, VB e valvole pari, chiuse valvole dispari, pompe Adone accese pompe PT spente). In questa eventualità il riscaldamento dell'edificio 36 sarebbe assicurato dalla pompa di calore locale.

C) Nelle ipotesi del caso A, al fine di migliorare le prestazioni, è stata fatta una ulteriore modifica, illustrata in Figura 9, per far entrare l'acqua del recupero termico dal lato del freddo (frecce nere), perché questo è dotato di scambiatori più generosi e riduce quindi gli approcci (chiuse valvole VA e VB, aperte valvole VA' e VB' chiuse valvole pari accentate e aperte valvole dispari accentate).
In questo caso se la valvola V4' rimanesse aperta, il chiller farebbe da ramo di sfioro.

D) Con la modifica di cui sopra, nelle ipotesi del caso B, sarebbe ora possibile scaldare l'acqua da inviare alla dorsale Adone con la pompa di calore (chiuse valvole VA e VB, aperte valvole VA' e VB' chiuse valvole dispari accentate e aperte valvole pari accentate) e riscaldare l'edificio 36 con la caldaia (aperte V7, V4, e V5). Questo scambio dovrebbe essere vantaggioso in quanto permette di usare la pompa di calore, ritenuta più economica della caldaia, per coprire il fabbisogno maggiore.

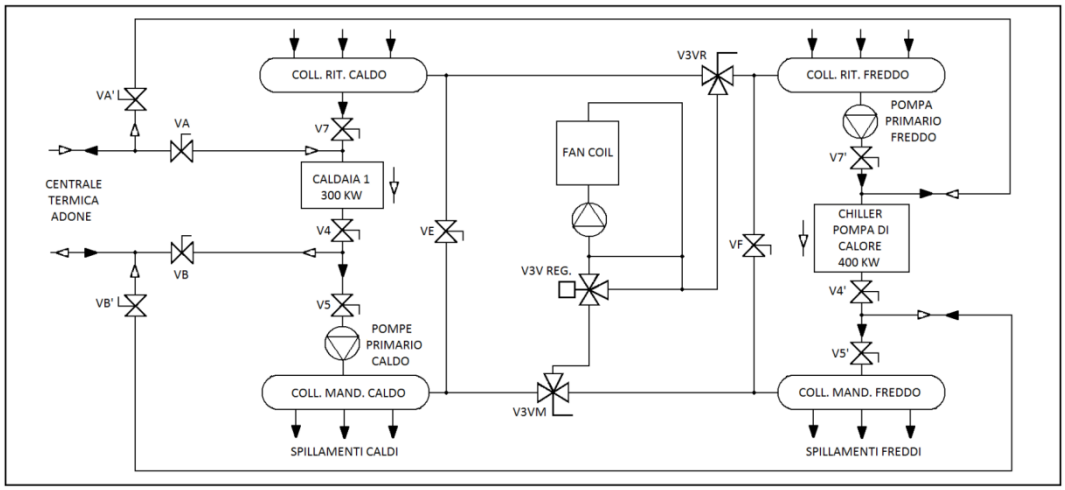

Figura 9: ulteriori modifiche impianto Edificio 36

5.2. MODIFICHE SOTTOSTAZIONE FINUDA PER TELERAFFRESCAMENTO

Dal momento che per gli edifici 2 e 38 era diventata imminente la sostituzione dei rispettivi refrigeratori locali, arrivati ormai a fine vita, si è deciso di eliminare definitivamente queste macchine, sfruttando il fatto che i menzionati edifici sono già allacciati alla dorsale e che quindi possono essere alimentati dal freddo in maniera centralizzata così come avviene per il caldo. D'altronde, la centrale frigo presenta una notevole ridondanza, visto che eroga sul freddo non più di 400 kW contro almeno 800 kW disponibili.

Si è quindi proceduto a creare un punto di iniezione per il freddo accanto a quello del caldo; lo switch estate/inverno viene fatto tramite saracinesche manuali.

Il trasferimento del freddo dall'impianto della centrale frigo a quello della dorsale non è diretto, ma passa attraverso uno scambiatore di calore che garantisce la separazione idraulica dei due impianti, per ragioni di inquinamento reciproco da evitare. A questo proposito è stata riutilizzata una sottostazione di "teleraffrescamento" esistente, ma al momento fuori servizio e completa di scambiatore e pompe le cui caratteristiche sono elencate di seguito.

Pompe: Lowara HTS 25-200/55: Q = 7,5÷21 m^3/h; H = 58÷50 m, P = 5,5 kW;

Scambiatore: Alfalaval M6-FG 95PL: P = 200 kW, LMTD = 2,7°C; Q = 9,5 l/sec (= 34 m^3/h), D_p = 0,6 bar;

Va menzionato che nel funzionamento estivo viene utilizzata solo la parte della dorsale tra la centrale frigo e l'edificio 2. In ogni caso è possibile, senza nessun intervento ulteriore, estendere il funzionamento anche all'edificio 1, in caso di guasto della macchina locale. La parte nord della dorsale invece, rimane inutilizzata perché gli edifici relativi sono già serviti da macchine locali o da apposito impianto di distribuzione del freddo dedicati.

Anche nel caso estivo la soluzione centralizzata è vantaggiosa perché i rendimenti ottenibili con macchine commerciali condensate ad aria non sono paragonabili con quelli delle macchine condensate ad acqua di torre.

Parte dei fondi che si sarebbero spesi nella sostituzione delle macchine locali, si potrebbero invece spendere nella manutenzione e nel potenziamento della dorsale, che a questo punto verrebbe sfruttata anche in estate.

6 INTERVENTI IMPIANTISTICI DA REALIZZARE

6.1. RIFACIMENTO DORSALE

Per ridurre i costi di pompaggio come accennato al par 3.1, si dovrebbe cercare di ridurre la prevalenza necessaria per i tratti con portata maggiore, perché questi incidono di più sul consumo delle pompe, essendo questo dipendente dal prodotto tra portata e prevalenza. Bisogna cercare allora un ragionevole compromesso tra costi e benefici, accettando eventualmente di applicare pompe di rilancio solo ai tratti locali (tipicamente quelli terminali) che hanno ovviamente portate minori di quelli centrali.

Si potrebbe quindi ipotizzare un intervento di ampliamento del tratto appartenente al ramo sud della dorsale, dalla centrale frigo all'edificio 2, che complessivamente

impegna circa 30 m di perdita (su 80 m totali) alla portata di 15 l/sec, portandolo da DN 80 a DN 125.

La Tabella 8 mostra il nuovo quadro di perdite di carico ipotizzando la modifica appena proposta.

A scopo di chiarimento, la Figura 10 riporta lo schema derivato da quello della Figura 3 con le modifiche di cui sopra, da cui deriva la Tabella 8.

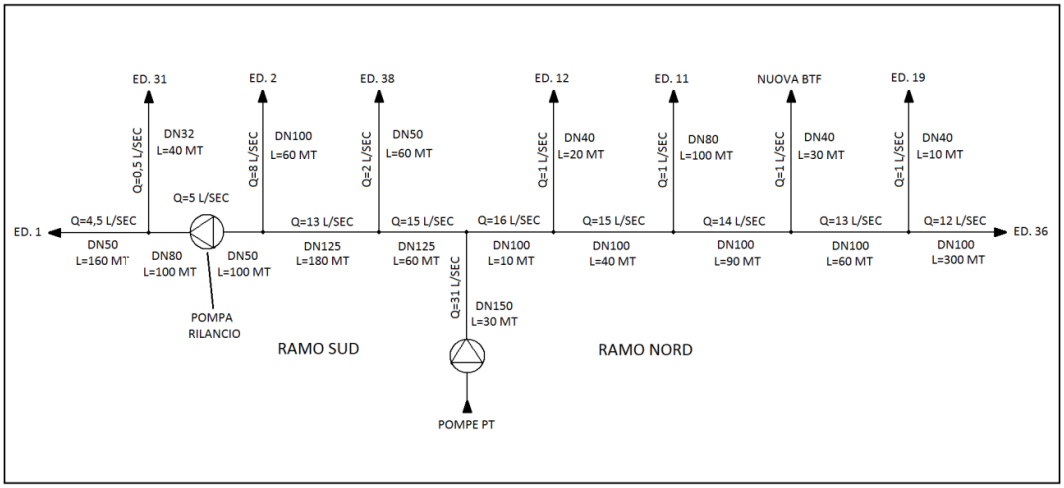

Figura 10: schematizzazione dorsale secondo modifiche proposte

In questo caso il calcolo è più articolato perché valuta l'idoneità delle modifiche da apportare ad una rete esistente, per renderla adatta alle pompe già installate, piuttosto che eseguire un dimensionamento di pompe nuove; la Tabella 8 calcola infatti le prevalenze ai nodi sulla base delle portate rappresentate in Figura 3, partendo dal valore di 12 m iniziale all'uscita delle pompe PT (in corrispondenza dei supposti 31 l/sec) e sottraendo da esso le perdite dei vari segmenti; in essa poi si calcolano le perdite delle diramazioni dei vari edifici e le si confrontano con le prevalenze dei rispettivi nodi.

I risultati vanno quindi interpretati come segue: nel caso di diramazioni con perdita di carico minore di quella disponibile al nodo, andrà parzializzata un'apposita saracinesca di taratura per ottenere la portata ipotizzata, altrimenti si avrà un valore inutilmente maggiore che comporterà un difetto di portata in altri rami; nelle diramazioni con perdita di carico maggiore della prevalenza del rispettivo nodo, è stata ricalcolata la portata reale sulla base della prevalenza realmente disponibile (ultima colonna, Tabella 8).

Tabella 8: perdite di carico nuova dorsale

ELEMENTO CIRCUITO	PORTATA CALCOLATA TAB. 2 (l/sec)	DIAM TUBAZIONE (Inch)	LUNGHEZZA TRATTO (m)	PERDITA CARICO UNITARIA (mm C.A./m lineare)	FATTORE CORRETTIVO TUBAZIONI CORROSE	PERDITA TRATTO (m C.A.)	PREVAL. DISPON. (m)	PORTATA REALE @ H = 12 m (l/sec)
RAMO DORS. COMUNE DN150	31	5	30	14	1	0,42		
RAMO SUD								
TRATTO DORS. DN125 (NUOVO)	15	5	80	10	1	0,80		
DIRAM. ED. 38 (SALA MEA)	2,0	2,0	60	20	1,4	1,68	10,78	
TRATTO DN125 (DORS.)	13	5	180	8	1	1,44		
DIRAM. ED. 2	8	4	76	8	1	0,61	9,34	
DIRAM. ED. 1 (DN50)	4,5	2	360	90	1,5	48,60	9,34	1,97
RAMO NORD								
TRATTO DORS. DN100	16	4	10	30	1,2	0,36		
DIRAM. ED. 12 DN40	1	1,5	20	18	1,2	0,43	11,22	
TRATTO DORS. DN100	15	4	40	28	1,2	1,34		
DIRAM. ED. 11 DN40	1,0	3,0	100	1	1,2	0,12	9,88	
TRATTO DORS. DN100	14	4	90	24	1,2	2,59		
DIRAM. NUOVA BTF (DN40)	1,0	1,5	30	18	1,2	0,65	7,28	
TRATTO DORS. DN100	13		60	20	1,2	1,44		
DIRAM. ED. 19 (DN40)	1,0		10	18	1,2	0,22		
DIRAM. ED. 36 DN100	12,0		300	18	1,2	6,48	5,84	11,40
TOT. CADUTA RAMO NORD						12,64		

Note tabella 8:
Le righe con intestazione in bianco si riferiscono ai tratti della dorsale; quelle in arancio alle diramazioni.
Le caselle colorate (rosso e giallo) indicano le portate ricalcolate laddove la perdita della diramazione è maggiore della prevalenza disponibile.

Si osserva che nella maggior parte dei nodi la prevalenza disponibile è maggiore di quella necessaria per le rispettive diramazioni, quindi la portata richiesta sarà assicurata; c'è poi il caso del nodo dell'edificio 36 (evidenziato in giallo) con un leggero difetto e quindi con un valore di portata reale leggermente minore di quella richiesta; infine il nodo dell'edificio 1 (evidenziato in rosso) con un difetto più grave. Mentre il caso in giallo può essere accettato senza problemi, per quello in rosso si è pensato di procedere nella seguente maniera: trattandosi di una portata relativamente piccola su un tratto molto lungo, sarebbe conveniente inserire una pompa di rilancio locale.

Questa pompa, per ragioni di spazio, non si riuscirebbe ad installare immediatamente a valle del nodo con l'edificio 2 (cioè all'inizio del tratto ad alta resistenza), ma a circa 50 m a valle di esso. Questo comporta che i primi 50 m di tratta (su 100 m di tubazione) resterebbero a carico delle pompe PT.

In aggiunta a questo, si potrebbe rifare soltanto il tratto di dorsale che passa nel prato dell'ex guardiania, per aumentare la tubazione da DN 50 a DN 80, riducendo così ulteriormente le perdite di carico.

La Tabella 9 riporta la combinazione di interventi appena descritta.

Tabella 9: perdite di carico nuova dorsale con pompa rilancio

ELEMENTO CIRCUITO	PORTATA CALCOLATA TAB. 2 (l/sec)	DIAM TUBAZIONE (Inch)	LUNGHEZZA TRATTO (m)	PERDITA CARICO UNITARIA (mm C.A./m lineare)	FATTORE CORRETTIVO TUBAZIONI CORROSE	PERDITA TRATTO (m C.A.)	PREVAL. DISPON. (m)	PORTATA REALE @ H = 12 m (l/sec)
RAMO DORS. COMUNE DN150	31	5	30	14	1	0,42		
RAMO SUD								
TRATTO DORS. DN125 (NUOVO)	15	5	80	10	1	0,80		
DIRAM. ED. 38 (SALA MEA)	2,0	2,0	60	20	1,4	1,68	10,78	
TRATTO DN125 (DORS.)	13	5	180	8	1	1,44		
DIRAM. ED. 2	8	4	76	8	1	0,61	9,34	
TRATTO DORS. DN50 FINO POMPA RIL.	5	2	100	110	1,5	16,50	9,34	3,76
TRATTO DORS. DN80 (NUOVO)	5	3	100	14	1	1,40		
DIRAM. ED. 31	0,5	1	50	40	1	2,00		
DIRAM. ED. 1	4,5	2	160	100	1,5	24,00		
TOT. DA POMPA RIL. FINO A ED. 1						25,40		
RAMO NORD								
TRATTO DORS. DN100	16	4	10	30	1,2	0,36		
DIRAM. ED. 12 DN40	1	1,5	20	18	1,2	0,43	11,22	
TRATTO DORS. DN100	15	4	40	28	1,2	1,34		
DIRAM. ED. 11 DN40	1,0	3,0	100	1	1,2	0,12	9,88	
TRATTO DORS. DN100	14	4	90	24	1,2	2,59		
DIRAM. NUOVA BTF (DN40)	1,0	1,5	30	18	1,2	0,65	7,28	
TRATTO DORS. DN100	13		60	20	1,2	1,44		
DIRAM. ED. 19 (DN40)	1,0		10	18	1,2	0,22		
DIRAM. ED. 36 DN100	12,0		300	18	1,2	6,48	5,84	11,40
TOT. CADUTA RAMO NORD						12,64		

Note tabella 9:
Le righe in bianco si riferiscono ai tratti della dorsale; quelle in arancio alle diramazioni.
La casella verde indica la portata erogata dalle pompe PT fino alla pompa di rilancio.
La casella azzurra indica la prevalenza che resta a carico della pompa di rilancio.
La casella gialla indica la portata ricalcolata per l'ed. 36.

La portata del tratto diretto all'edificio 1 passerebbe così da 2 a 3,7 l/sec, decisamente più vicina a quella ritenuta necessaria (4,5 l/sec.). Dopo il primo anno di esercizio, eventualmente si valuterà se modificare i tratti critici della tubazione in questione al fine di aumentarne ulteriormente la portata.

Le lavorazioni necessarie ad ottenere le prestazioni della Tabella 9, consisterebbero dunque in due fasi necessarie più eventualmente, una terza opzionale:

a) Apertura del cavedio (interrato di pochi centimetri) nel prato davanti al bar, sostituzione della linea esistente DN80 con una nuova DN125, ripristino della copertura del cavedio e rinterro (lunghezza complessiva tratto circa 110 m, quindi 220 m di tubazioni).
b) Installazione di pompa di rilancio con portata intorno ai 5 l/sec e prevalenza di 50 m.
c) Apertura del cavedio (interrato di un metro) nel prato davanti all'ex guardiania, sostituzione della linea esistente DN50 con una nuova DN80, allaccio dell'ed. 31, ripristino della copertura del cavedio e rinterro (lunghezza complessiva tratto circa 100 m, quindi 200 m di tubazioni). Con questo intervento la prevalenza della pompa di rilancio si ridurrebbe da 50 a 25 m.

Le opere descritte, a parte le lavorazioni di tubistica, comporterebbero interventi accessori minimi in quanto si svolgerebbero su terra e non su asfalto. In questa occasione potrebbe essere allacciato anche l'edificio 31, al momento dotato di una macchina in dismissione.

6.2. MODIFICHE SOTTOCENTRALE EDIFICIO 2

La Figura 11 riporta, in forma semplificata, lo schema impiantistico originario del sistema di distribuzione per il riscaldamento dell'edificio 2.

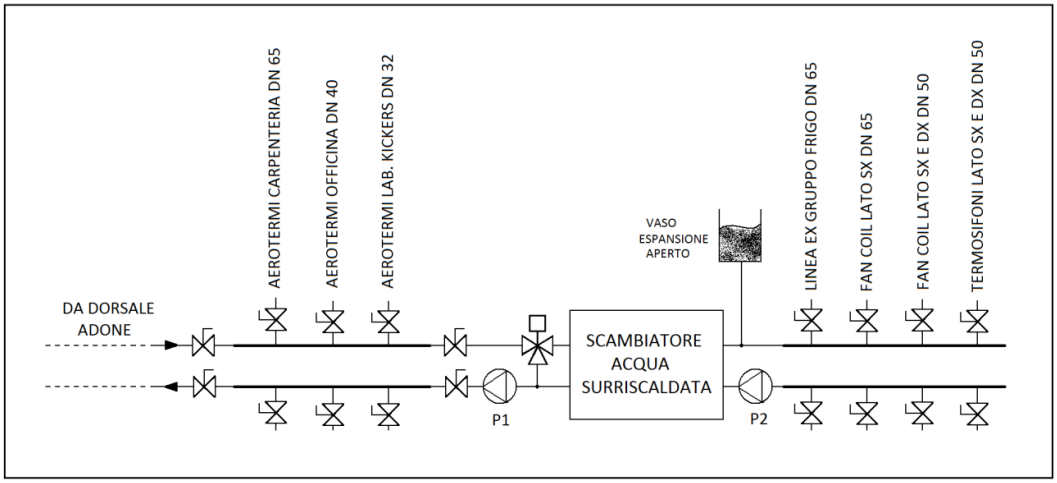

Figura 11: schema di impianto originario Edificio 2

Ci sono due sezioni, una alimentata direttamente dall'acqua della dorsale Adone, che serve sostanzialmente tutti gli aerotermi e il primario dello scambiatore, e l'altra a bassa temperatura, sul secondario dello scambiatore, per fan coil e termosifoni. Il circuito secondario è pressurizzato e reintegrato tramite vaso aperto.

Vengono però lamentati problemi di circolazione (formazione d'aria, scarsa erogazione di calore in alcune zone), riferibili senz'altro ad un problema di principio: come si può notare dallo schema in Figura 11 infatti, la pompa di circolazione del circuito secondario (P2) preme sullo scambiatore, invece che pescare da esso e questo, unito al fatto che lo scambiatore è collegato al vaso aperto, limita fortemente la prevalenza utile di lavoro. Trattandosi di un limite piezometrico riguardante l'impianto, una pompa più potente non darebbe nessun vantaggio.

Inoltre, mancano le valvole di taratura e quindi non è possibile in nessun modo bilanciare i vari rami per ottimizzare la distribuzione.

L'impianto avrebbe quindi bisogno di essere ristrutturato: oltre a correggere gli errori andrebbe dismesso lo scambiatore (eliminando così anche gli approcci, che comportano un degradamento della qualità dell'Energia, ed aprendo la strada all'erogazione del calore a bassa temperatura derivante dal recupero termico) e andrebbero riordinate tutte le mandate in un unico collettore.

Lo schema impiantistico diventerebbe quello classico del primario (localmente) in corto circuito da cui pescherebbe la pompa locale di spillamento delle utenze.

Come accessori andrebbero previsti almeno una saracinesca, un filtro e un conta calorie sulla tubazione di arrivo mentre sui collettori andrebbe montata una saracinesca di taratura su ogni mandata, per poter bilanciare l'impianto, nonché manometri e termometri per facilitare le attività di monitoraggio e diagnostica.

Andrebbe inoltre rifatto il tratto di collegamento con la dorsale (circa 60 m totali di tubazioni) per aumentare la sezione di passaggio (al momento piuttosto esigua), e quindi la portata; tale tratto passa in un cavedio in buona parte ispezionabile, pertanto le lavorazioni necessarie non sarebbero eccessivamente invasive.

La Figura 12 mostra lo schema impiantistico da realizzare nell'edificio 2.

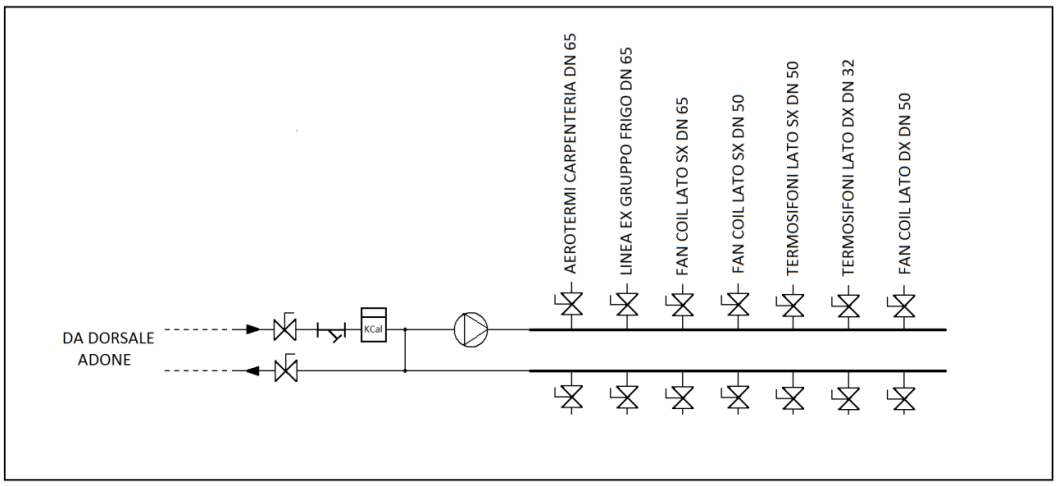

Figura 12: schema di impianto post operam Edificio 2

Come pompa locale di spillamento è possibile recuperare il circolatore (P1) esistente (il cui contributo per la posizione in cui era installato è peraltro dubbio); si tratta di un gruppo gemellare a rotore bagnato SALMSON DCX 65-50N con le seguenti caratteristiche:

- Portata: Q = 15÷25 m^3/h;
- Prevalenza: H = 8÷4 m;
- Potenza elettrica assorbita: P = 1,5 kW.

Esso può essere impiegato per il nuovo schema di distribuzione secondaria perché le varie mandate sono state caratterizzate mediante misure di portata e di perdite di carico (a zone) effettuate di recente; da tale caratterizzazione è emerso che le resistenze idrauliche sono piuttosto basse e in aggiunta a questo, il circolatore designato è predisposto per funzionare con entrambe le pompe contemporaneamente accese e quindi è senz'altro adatto allo scopo.

La Tabella 10 riporta le misure di cui sopra.

Come terminali installati, ci sono circa 80 fan coil e 50 termosifoni.

Tabella 10: misurazione delle portate e delle prevalenze Edificio 2

COMBINAZIONE	DIAMETRO (mm)	PORTATA (m^3/h)	PORTATA (l/sec)	PREVALENZA COLL. RIT. (bar)	PREVALENZA COLL. MAND. (bar)	PREVALENZA UTILE (m)	COEFF. FLUSSO Kv (m^3/h)	POTENZA MAX @ H = 1 bar
TUTTO CHIUSO		0	0	0,95	2,4	1,45	0,00	0,00
TERMOS. COLORATA	2"	8,8	2,44	0,95	1,5	0,55	11,87	69,22
FAN COIL	DN 65	10,9	3,03	0,95	1,2	0,25	21,80	127,17
F.C + TERMOS. LATO SX		11,6	3,22	0,95	1,1	0,15	29,95	174,71
F.C + TERMOS. LATO DX		11,6	3,22	0,95	1,1	0,15	29,95	174,71
F.C + TERMOS. LATO SX + DX		11,9	3,31	0,95	1,05	0,1	37,63	219,51
TUTTO APERTO		12,3	3,42	0,95	1	0,05	55,01	320,88
SOLO F.C. @ H=0,15 MT		8,44	2,35			0,15	21,80	127,17
SOLO TERMOS. LATO SX	2"	3,16	0,88			0,15	8,15	47,55
SOLO TERMOS. LATO DX	2"	3,16	0,88			0,15	8,15	47,55

In seconda priorità, si potrebbero fare ulteriori interventi esposti di seguito:

1) Ripristino del funzionamento del ramo dei Fan Coil degli uffici lato sud e piano terra (n.7 apparecchi); attualmente questa parte di edificio è sezionata ed è servita da condizionatori split.
2) Realizzazione ex novo di un ramo fan coil per gli uffici lato sud e primo piano (n.8 stanze); questi uffici sono attualmente privi di impianto e quindi serviti da condizionatori split.
3) Modifica dell'impianto di riscaldamento della carpenteria e del magazzino metalli; il locale è attualmente equipaggiato con n.3 aerotermi installati a soffitto (9 m di altezza) di cui solo uno funzionante. L'intervento prevedrebbe l'abbandono di questi apparecchi (scomodi da manutenere e poco efficienti per via del fenomeno della stratificazione che fa ristagnare il calore in alto) a fronte di terminali moderni, dotati di filtro aria, orologio programmatore, batteria ad alta efficienza e vaschetta di condensa da installare a terra. In tal caso l'allaccio idraulico andrebbe fatto alla stessa tubazione degli aerotermi, che parte sempre dalla sottocentrale Adone ed arriva nell'officina. Sarebbero necessari quindi soltanto interventi locali, oltre l'acquisto dei terminali adatti.
4) Stesse modifiche di cui al punto 3) andrebbero effettuate per l'officina meccanica, attualmente servita da split, pure se dotata anch'essa di un impianto ad aerotermi al momento abbandonato, oltre che vecchio e poco efficiente perché installato a 9 m di altezza.
5) Stesse modifiche di cui al punto 3) andrebbero effettuate per il laboratorio KICKERS, attualmente privo di riscaldamento, anche se dotato anch'esso di un aerotermo abbandonato anche in questo caso, oltre che vecchio e installato a soffitto.

Nell'ipotesi in cui si realizzassero questi interventi ci sarebbe un aumento del fabbisogno termico, comunque contenuto nel limite massimo di 300 kW complessivi per l'edificio 2, ed andrebbero quindi riviste le portate d'acqua.

6.3. MODIFICHE SOTTOCENTRALE EDIFICIO 1 – OPZIONE 1

La Figura 13 riporta, in forma semplificata, lo schema impiantistico originario del sistema di distribuzione per il riscaldamento dell'edificio 1.

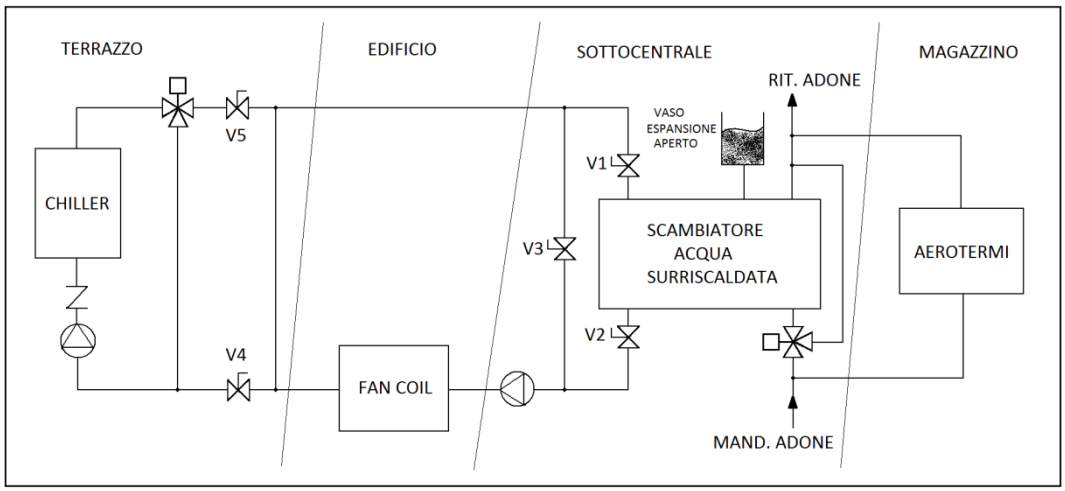

Figura 13: schema di impianto originario Edificio 1

Lo schema si caratterizza per una sezione alimentata direttamente dall'acqua surriscaldata della dorsale che serve sostanzialmente gli aerotermi del magazzino centrale e il primario dello scambiatore, e una sezione a bassa temperatura sul secondario dello scambiatore per i fan coil. Il circuito secondario è pressurizzato e reintegrato tramite vaso aperto (in questo caso collegato correttamente).

Anche qui sono presenti problemi di riscaldamento non certo riferibili all'impianto interno dell'edificio, ristrutturato di recente e comunque sovradimensionato, ma senz'altro al sottodimensionamento/sporcamento dello scambiatore di calore ed alla scarsa portata d'acqua in arrivo dalla dorsale; sarebbero quindi opportune le seguenti modifiche:

A) Rimozione dello scambiatore (eliminando così gli approcci, che comportano un degradamento della qualità dell'Energia, ed aprendo la strada all'erogazione del calore a bassa temperatura derivante dal recupero termico).
B) Realizzazione di collettori di mandata e ritorno con ramo di sfioro, ed inserimento di un gruppo di pompaggio gemellare per gli aerotermi (con Q = 9 m^3/h, H = 10 m). La pompa dei fan coil rimarrebbe invece quella attualmente installata (Q = 12 m^3/h, H = 13 m, P = 1,5 kW), ritenuta adeguata.
C) Installazione di un nuovo aerotermo in Magazzino Centrale per il potenziamento delle prestazioni.

Come accessori andrebbero previsti almeno una saracinesca, un filtro e un conta calorie sulla tubazione di arrivo mentre sui collettori andrebbe montata una saracinesca di taratura su ogni mandata, per poter bilanciare l'impianto, nonché manometri e termometri per consentire le normali attività di monitoraggio e diagnostica.

Lo schema finale diventerebbe quindi quello classico del primario (localmente) in corto circuito da cui pescano due pompe di spillamento, una per i fan coil degli uffici e una per gli aerotermi del Magazzino Centrale. La Figura 14 mostra il nuovo assetto.

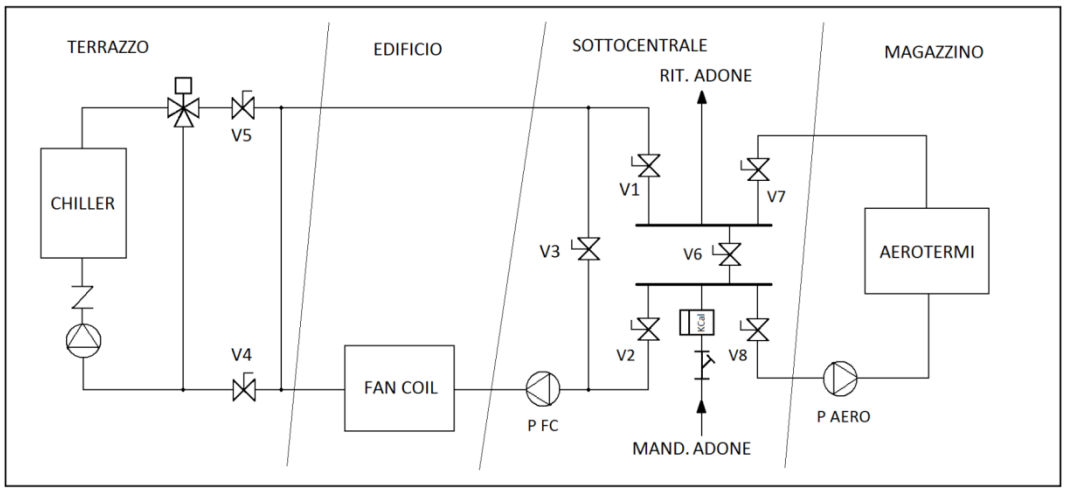

Figura 14: schema impianto post operam Edificio 1

Come terminali installati, ci sono circa 50 fan coil negli uffici e 5 aerotermi nel Magazzino Centrale.

6.4. DISTACCO EDIFICIO 1 DALLA DORSALE – OPZIONE 2

Nel caso non si volesse investire nell'ampliamento della dorsale di cui al paragrafo 6.1, si potrebbe isolare l'edificio 1 dalla dorsale e provvedere al suo riscaldamento dotandolo di una macchina locale, come accennato al paragrafo 4.1. Questo scaricherebbe il ramo sud della dorsale di circa 5 l/sec di portata, riducendo notevolmente le perdite.
La Tabella 11 quantifica questo scenario, sulla base dello schema di Figura 15.

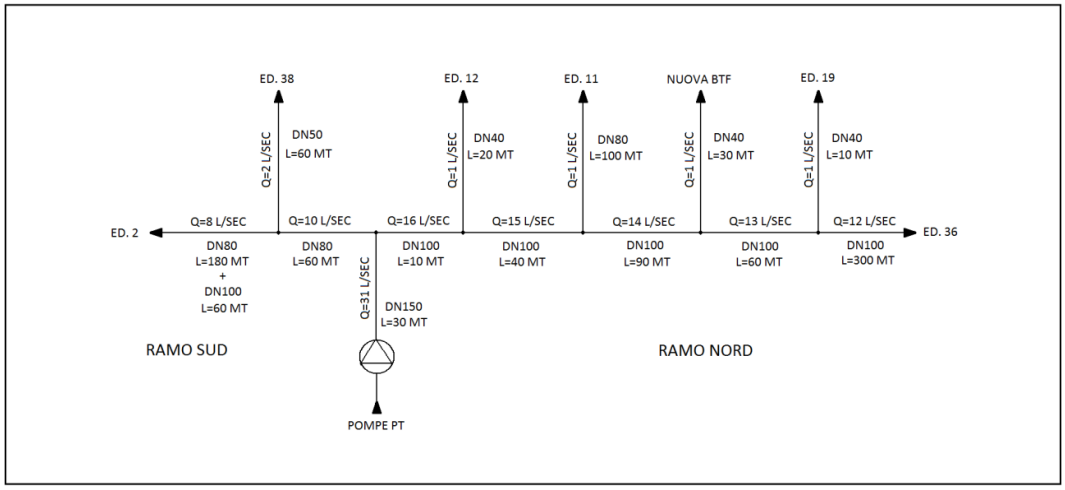

Figura 15: schematizzazione dorsale ipotesi distacco edificio 1

Tabella 11: perdite di carico nuova dorsale con ipotesi distacco edificio 1

ELEMENTO CIRCUITO	PORTATA CALCOLATA TAB. 2 (l/sec)	DIAM TUBAZIONE (Inch)	LUNGHEZZA TRATTO (m)	PERDITA CARICO UNITARIA (mm C.A./m lineare)	FATTORE CORRETTIVO TUBAZIONI CORROSE	PERDITA TRATTO (m C.A.)
RAMO DORS. COMUNE DN150	26	5	30	12	1	0,36
RAMO SUD						
TRATTO DORS. DN100	10	4	20	12	1,4	0,34
TRATTO DORS. DN80	10	3	60	45	1,4	3,78
DIRAM. ED. 38 (SALA MEA)	2,0	2	60	20	1,4	1,68
TRATTO DORS. DN80 PER ED. 1 E 2	8	5	180	30	1,4	7,56
DIRAM. ED. 2	8	4	76	8	1	0,61
TOT. CADUTA RAMO SUD						12,64
RAMO NORD						
TRATTO DORS. DN100	16	4	10	30	1,2	0,36
DIRAM. ED. 12 DN40	1	1,5	20	18	1,2	0,43
TRATTO DORS. DN100	15	4	40	28	1,2	1,34
DIRAM. ED. 11 DN40	1,0	3,0	100	1	1,2	0,12
TRATTO DORS. DN100	14	4	90	24	1,2	2,59
DIRAM. NUOVA BTF (DN40)	1,0	1,5	30	18	1,2	0,65
TRATTO DORS. DN100	13		60	20	1,2	1,44
DIRAM. ED. 19 (DN40)	1,0		10	18	1,2	0,22
DIRAM. ED. 36 DN100	12,0		300	18	1,2	6,48
TOT. CADUTA RAMO NORD						12,58

Note tabella 11:
Le righe con intestazione in bianco si riferiscono ai tratti della dorsale; quelle in arancio alle diramazioni.
Le caselle in verde indicano la portata ricalcolata dove la prevalenza disponibile è minore di quella necessaria.

La conclusione è che con questo intervento verrebbe superato il problema dei lavori di modifica della dorsale perché anche la perdita del ramo sud rientrerebbe nelle possibilità delle pompe PT.

In questo caso andrebbero ovviamente previste macchine locali per il riscaldamento dell'edificio 1 e 31.

Va però considerato che questa soluzione, escludendo l'edificio 1 dal recupero, ridurrebbe il risparmio economico in ragione della minor quantità di calore riutilizzato. Si può facilmente stimare (attraverso i gradi/giorno), che un edificio con un fabbisogno di progetto intorno ai 100 kW necessita di circa 200.000 kWh/stagione, cioè circa un quinto del fabbisogno dell'intera rete. Il controvalore economico del gas consumato sarebbe dunque intorno ai 15.000 €/anno. Di contro, con l'assetto impiantistico proposto, una riduzione della quantità di calore recuperato distribuito, non comporterebbe nessuna riduzione di potenza elettrica assorbita dai compressori e di conseguenza, il possibile risparmio netto scenderebbe da 61.000 €/anno a 46.000 €/anno.

7 CONCLUSIONI

Nel presente lavoro è stato sviluppato lo studio per la fattibilità della realizzazione di un sistema di recupero del calore refluo prodotto dal raffreddamento di apparati scientifici, da impiegare per il riscaldamento invernale di alcuni edifici dei LNF. Questo è stato associato alla presentazione delle necessità di ristrutturazione di vari impianti a servizio degli edifici stessi, che trarrebbero vantaggio dall'implementazione di detto recupero.

In questa sezione si sintetizzano le considerazioni fatte in modo da facilitare l'orientamento tra le varie combinazioni possibili, quantificando anche i relativi oneri finanziari (IVA inclusa).

Le opere descritte al paragrafo 4.2, (Modifiche in Centrale Frigo) sono ritenute fondamentali e quindi comuni a tutte le combinazioni; tra parte idraulica, elettrica e di automazione, si stima che il costo totale sarà intorno ai 90.000 €.

I lavori della sottocentrale dell'edificio 2 avrebbero un'incidenza economica nell'ordine dei 30.000 €, e sarebbero comunque da considerare necessari e quindi comuni alle varie soluzioni.

I lavori della sottocentrale dell'edificio 1, che avrebbero un'incidenza economica nell'ordine dei 20.000 €, potrebbero invece essere considerati opzionali, in ragione della possibilità di rendere indipendente l'edificio 1. A fronte di questo però va considerata fornitura ed installazione di una macchina locale, la cui incidenza economica sarebbe più o meno equivalente. Questa opzione è quindi neutra come costo iniziale, ma negativa come esercizio perché esclude un edificio importante dal recupero termico.

Infine, i lavori di ampliamento della dorsale, la cui incidenza economica è nell'ordine dei 60.000 €, sono da considerare facoltativi, in quanto subordinati sostanzialmente alla scelta di cui al punto precedente.

L'intervento integrale, che permetterebbe il riutilizzo della maggior quantità di calore possibile, in quanto sfrutterebbe tutta la rete esistente, avrebbe un costo intorno ai 200.000 €. Dalle stime sul risparmio economico (paragrafo 3.3), che prospettano nell'ipotesi minima, un possibile risparmio netto di 61.000 €/anno, otterremmo un tempo di ammortamento di 3,3 anni.

L'intervento parziale invece, che escluderebbe l'edificio 1 dal recupero, evitando così i lavori di ampliamento della dorsale, avrebbe un costo intorno ai 140.000 €. Rimodulando il risparmio economico in ragione della minor quantità di calore riutilizzato, il possibile risparmio netto scenderebbe intorno a 46.000 €/anno, definendo un tempo di ammortamento di 3,1 anni.

Si può concludere dunque che la scelta relativa ai lavori della dorsale è, nell'ottica generale, senz'altro conveniente in quanto ha un'incidenza trascurabile sui tempi di ammortamento complessivi ma permette anzi, includendo anche gli edifici 1 e 31, di utilizzare una maggiore quantità di calore refluo con conseguente aumento del risparmio annuo.

A proposito dei vantaggi offerti dal recupero termico vanno menzionati, oltre al risparmio relativo al combustibile non utilizzato, anche aspetti più generali, come la riduzione degli oneri di manutenzione dovuta alle macchine dismesse, la maggiore robustezza ed affidabilità del sistema centralizzato rispetto alle macchine locali e una attività di conduzione più snella perché più centrata sugli impianti che sulle macchine. Inoltre verrebbero integrate in un unico progetto sia le opere strettamente finalizzate al recupero termico, che altre di ordinaria ristrutturazione impiantistica (come ad esempio gli interventi delle sottocentrali), a tutto favore di un'armonizzazione degli interventi.

Infine va menzionato il fatto che il delicato lavoro di valutazione degli aspetti tecnici ed economici che riguardano la stesura del presente studio, ha stimolato un'attività di indagine a tappeto da cui sono emerse una serie di criticità (e possibilità) che difficilmente sarebbero state individuate nel corso di attività di ordinaria manutenzione.