



Università degli Studi di Padova

Facoltà di Ingegneria

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione e realizzazione di un impianto di
climatizzazione per uno stabilimento industriale

Relatore: Ch.mo Prof. Renato Lazzarin

Laureando: Alberto Costa

ANNO ACCADEMICO 2015 - 2016

Dedico questa Tesi ai miei Genitori, grazie ai quali ho potuto affrontare e portare a termine questo importante percorso.

Desidero ringraziare la mia fidanzata, per tutta la fiducia, la pazienza e la determinazione con cui mi ha supportato in questi anni.

Ringrazio il Professor Lazzarin, che con i suoi brillanti insegnamenti mi ha dato gli strumenti per entrare nel mondo del lavoro.

Ringrazio il Perito Industriale Benedetti e tutto lo "Studio RCS" per la grande competenza e disponibilità dimostrate.

Un ringraziamento particolare va agli Ingegneri Zambello e Trivellin, ai quali devo tutto dal punto di vista professionale e molto dal punto di vista umano.

Ringrazio me stesso, per la tenacia e la passione nell'affrontare sempre nuove sfide.

INDICE

CAPITOLO 1. LA CLIMATIZZAZIONE ESTIVA...8

- 1.1 Considerazioni generali...8
- 1.2 La situazione energetica in Italia...8
- 1.3 Fonti alternative all'energia elettrica...15

CAPITOLO 2. LO STABILIMENTO...16

- 2.1 Introduzione...16
- 2.2 L'attività...17
- 2.3 Il contesto geografico...18
 - 2.3.1 Dati geografici...18
 - 2.3.2 Orientamento...23
- 2.4 La struttura...25
 - 2.4.1 Piante...25
 - 2.4.2 Prospetti...31
- 2.5 Le attività produttive...36
 - 2.5.1 Il ciclo produttivo primario: la produzione "interna" ...37
 - 2.5.2 Il ciclo produttivo secondario: la produzione "esterna" ...39

CAPITOLO 3. L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: DIMENSIONAMENTO...40

- 3.1 Introduzione...40
 - 3.1.1 Sorgenti di calore sensibile...40
 - 3.1.2 Sorgenti di calore latente...41
 - 3.1.3 Parametri di calcolo...41
- 3.2 Dati climatici della località...42
- 3.3 Introduzione al calcolo dei carichi termici...44
- 3.4 Calcolo del carico termico per irraggiamento...47
- 3.5 Calcolo del carico termico per trasmissione...52
 - 3.5.1 La differenza di temperatura equivalente...52

- 3.5.2 L'equazione fondamentale della trasmissione del calore...53
- 3.6 Calcolo del carico termico per ventilazione...64
- 3.7 Calcolo dei carichi termici interni...66
- 3.8 Calcolo del carico termico totale...68

CAPITOLO 4. L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: CRITERI DI SCELTA...70

- 4.1 Introduzione...70
- 4.2 Considerazioni tecnico-economiche...71
- 4.3 Le macchine frigorifere...73
 - 4.3.1 La compressione del gas frigorifero...77
 - 4.3.2 La sezione di scambio termico lato aria esterna...78
 - 4.3.3 La sezione di scambio termico lato aria ambiente...84
- 4.4 I canali aerulici di distribuzione dell'aria primaria...91
 - 4.4.1 I sistemi tradizionali per la distribuzione dell'aria primaria...91
 - 4.4.2 Un sistema alternativo per la distribuzione dell'aria primaria...99

CAPITOLO 5. L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: REALIZZAZIONE...107

- 5.1 Introduzione...107
- 5.2 Il progetto esecutivo...109
- 5.3 Il diagramma di Gantt...111
- 5.4 La sostituzione del contatore di energia elettrica...114
- 5.5 L'installazione dei canali aerulici...115
- 5.6 La realizzazione dei basamenti per i gruppi frigoriferi...123
- 5.7 La posa dei gruppi frigoriferi...125
- 5.8 L'allacciamento dei gruppi frigoriferi...128

CAPITOLO 6. L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: RISULTATI OPERATIVI...129

- 6.1 Il collaudo dell'impianto...129
- 6.2 Conclusioni...135

BIBLIOGRAFIA...138

SOMMARIO

Gli argomenti affrontati in questa tesi riguardano la realizzazione di un impianto di climatizzazione, per il raffrescamento dello stabilimento produttivo di Tesina SRL, situato a Vulcano, nel comune di Sarcedo.

Gli obiettivi principali del presente lavoro sono:

- La scelta della soluzione migliore per ottimizzare il confort percepito negli ambienti di lavoro. Lo scopo non è soltanto il miglioramento delle condizioni di benessere ma anche l'aumento dell'efficienza produttiva.
- La scelta della tecnologia più efficace per l'ottenimento delle condizioni termo-igrometriche ottimali, per la lavorazione di capi pregiati, ad alto valore unitario. Tali capi sono infatti realizzati con tessuti naturali, che si comportano in maniera differente, al variare delle condizioni ambientali di produzione e stoccaggio.
- Il dimensionamento, in termini di potenza frigorifera ed assorbimento energetico di un impianto di climatizzazione estiva, per l'ottenimento degli obiettivi sopra citati.
- La valutazione di fattibilità tecnica, che dovrà tener conto degli specifici limiti attualmente presenti nello stabilimento per il prelievo di energia primaria necessaria all'alimentazione dell'impianto, nonché ai limiti strutturali per il posizionamento di attrezzature e macchinari.
- La descrizione delle tecnologie impiegate per la generazione del freddo e la conseguente distribuzione in ambiente.
- Lo sviluppo del progetto vero e proprio, con particolare riferimento alle fasi più significative.

CAPITOLO 1

LA CLIMATIZZAZIONE ESTIVA

1.1 CONSIDERAZIONI GENERALI

Nei paesi industrializzati, la produzione del freddo non viene più considerata un lusso, ma una vera e propria necessità. Il condizionamento dell'aria ha l'obiettivo di ottenere condizioni ambientali confortevoli per lo svolgimento di tutte le attività lavorative.

Tali condizioni sono identificabili sia in termini di temperatura a bulbo secco, sia in termini di umidità relativa e purezza dell'aria.

Un aspetto inoltre di fondamentale importanza è la regolazione della velocità di lancio dell'aria negli ambienti, che influenza in maniera notevole il grado di confort percepito dalle persone. Condizioni termo-igrometriche ottimali si traducono quindi non solo in un ambiente lavorativo più salubre e confortevole, ma anche in un apprezzabile aumento del rendimento delle risorse umane coinvolte nei processi industriali.

1.2 LA SITUAZIONE ENERGETICA IN ITALIA

La progressiva diffusione, tuttora in atto degli impianti di climatizzazione, ha portato ad un continuo incremento della domanda elettrica estiva sulla rete italiana.

Nella finestra temporale, individuata nel grafico di figura 1.1, il picco di assorbimento elettrico nel periodo estivo è cresciuto fino ad eguagliare il picco di assorbimento elettrico nel periodo invernale, che, fino all'anno 2003, era invece preponderante.

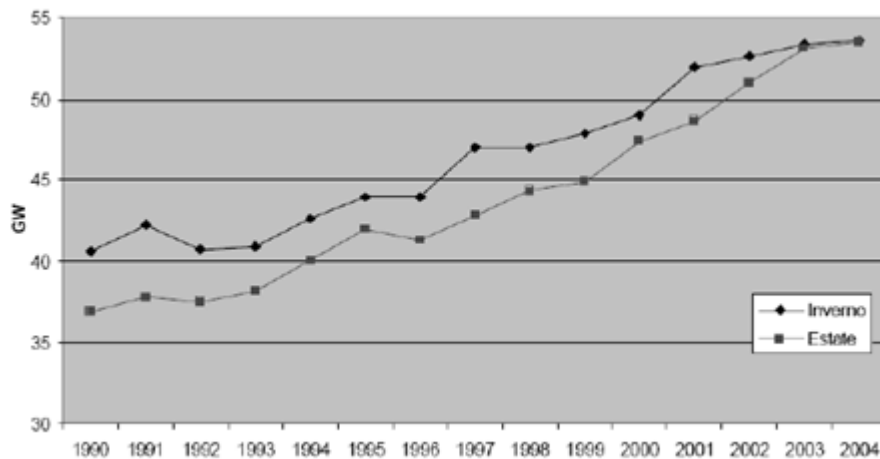


Figura 1.1 Andamento della richiesta di potenza dal 1990 al 2004 (Fonte: Terna)

Vediamo ora un altro interessante grafico (Figura 1.2) che offre un termine di paragone sul picco estivo ed invernale per l'anno 2003: è facile verificare come le potenze istantanee assorbite nei due picchi stagionali, siano del tutto confrontabili. Il 2003 per l'Italia è stato infatti in tal senso, un momento storico, che caratterizzerà il trend dei consumi negli anni successivi.

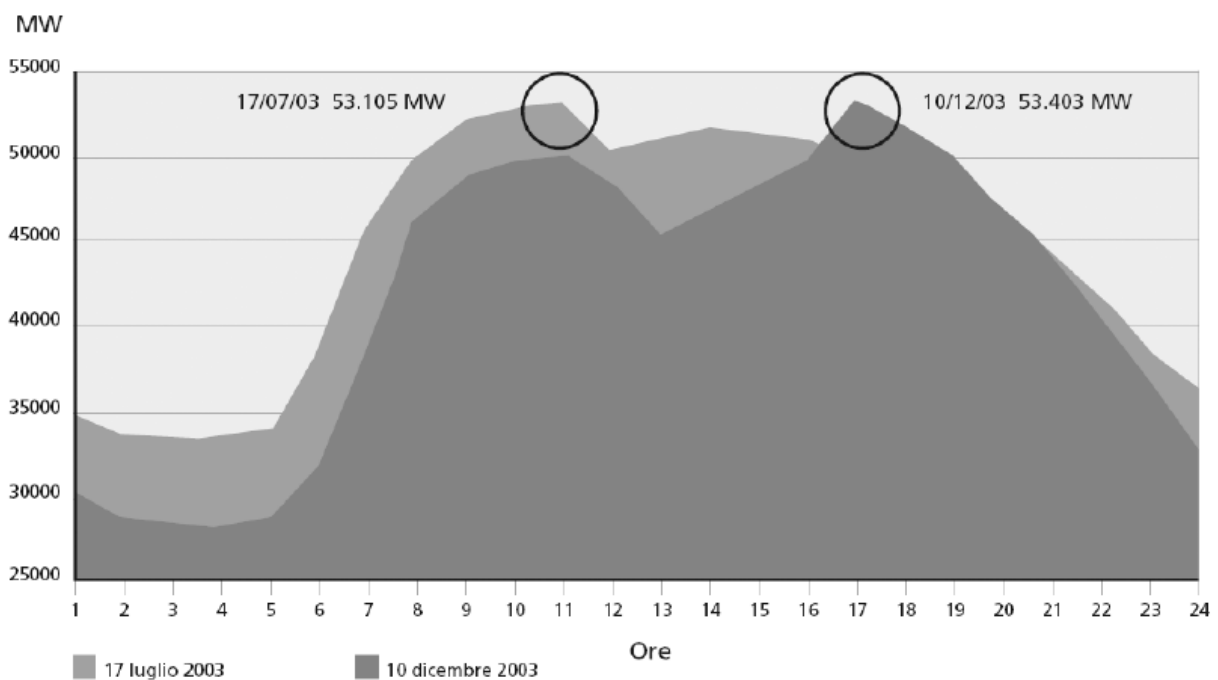


Figura 1.2 Picchi di assorbimento di energia elettrica durante l'anno 2003 (Fonte: Terna)

Vediamo ora alcuni dati statistici, che permettono di inquadrare meglio l'attuale situazione dell'energia elettrica in Italia. Prenderemo come riferimento, la nota di sintesi più recente, disponibile sul sito di Terna (Fonte: www.terna.it - "Dati statistici sull'energia elettrica in Italia – Anno 2013").

In particolare:

- Consumi: si registra una riduzione dei consumi del 3,2% complessivamente: l'industria scende del 4,5%, il domestico del 3,6%. Per la prima volta dall'inizio della rilevazione (1963) è in calo anche il settore terziario di un 1,3%.
- Produzione: aumenta il contributo delle rinnovabili, che si attesta al 35,1% (era il 28,1% nel 2012). La produzione lorda di energia elettrica da fonti rinnovabili aumenta del 21,5% raggiungendo i 112 miliardi di kWh. Continua l'incremento della produzione fotovoltaica lorda (+14,5%) e si registra un forte incremento delle bioenergie (+36,9%). Si conferma il primato del gas naturale, con una quota del 57,8% della produzione termoelettrica.
- Centrali elettriche: In termini di potenza installata, nel 2013 la potenza efficiente netta di generazione ha raggiunto i 124.750 MW, con un incremento di 516 MW (+0,4% rispetto al 2012). In questo incremento, concorre l'aumento che si è avuto nel settore fotovoltaico, ove risultano 2.001 MW in più, con una crescita del 12,2% e le dismissioni in ambito termoelettrico per 2.054 MW, che rappresentano una diminuzione del 2,7% rispetto al 2012.
- Situazione delle regioni: 12 regioni su 20 in deficit di produzione rispetto al fabbisogno (Figura 1.3).

	Fabbisogno (GWh*)	Produzione (GWh*)	Surplus (prod./fabb.)	Deficit (prod./fabb.)
Valle d'Aosta	1.104,5	3.525,0	219,2%	
Molise	1.374,8	2.784,2	102,5%	
Trentino Alto Adige	6.476,8	12.613,4	94,7%	
Puglia	18.961,2	35.431,3	86,9%	
Calabria	6.259,8	10.407,8	66,3%	
Liguria	6.292,9	9.502,6	51,0%	
Sardegna	9.304,4	13.298,2	42,9%	
Sicilia	20.507,3	22.135,0	7,9%	
Marche	7.369,9	2.341,5		-68,2%
Campania	18.354,1	9.174,0		-50,0%
Veneto	29.922,8	16.875,4		-43,6%
Umbria	5.697,1	3.439,5		-39,6%
Lombardia	67.772,3	41.388,4		-38,9%
Emilia Romagna	29.061,9	18.631,4		-35,9%
Abruzzo	6.808,3	4.586,9		-32,6%
Toscana	21.225,3	15.078,9		-29,0%
Basilicata	2.943,4	2.195,0		-25,4%
Lazio	23.715,2	18.710,9		-21,1%
Friuli Venezia Giulia	9.850,3	8.986,4		-8,8%
Piemonte	25.472,7	25.231,7		-0,9%
ITALIA	318.475,1	276.337,4		-13,2%

Figura 1.3 Elettricità nelle regioni – Anno 2013 (Fonte: Terna)

Per quanto riguarda la richiesta di energia elettrica nel 2013, essa è stata soddisfatta per l'86,8% da produzione nazionale, per un valore pari a 276,3 miliardi di kWh, con una riduzione del 3,1% rispetto al 2012.

La restante quota del fabbisogno è stata coperta dalle importazioni nette dall'estero, per un valore pari a 42,1 miliardi di kWh, 2,4% in meno rispetto all'anno precedente (Figura 1.4).

GWh*	2012	2013	2013/2012
Produzione netta	287.805,5	278.832,6	-3,1%
- idrica	43.256,4	54.068,4	25,0%
- termica	207.327,3	183.403,9	-11,5%
- geotermica	5.251,7	5.320,1	1,3%
- eolica	13.333,0	14.811,6	11,1%
- fotovoltaica	18.637,0	21.228,7	13,9%
Destinata ai pompaggi	2.689,1	2.495,2	-7,2%
Produzione destinata al consumo	285.116,4	276.337,4	-3,1%
Energia elettrica importata	45.407,6	44.337,9	-2,4%
Energia elettrica esportata	2.304,3	2.200,2	-4,5%
RICHIESTA	328.219,8	318.475,1	-3,0%
Perdite di rete	21.000,3	21.187,5	0,9%
CONSUMI	307.219,5	297.287,5	-3,2%
Agricoltura	5.923,6	5.677,1	-4,2%
Industria	130.800,9	124.870,8	-4,5%
Terziario	101.038,4	99.756,5	-1,3%
Domestico	69.456,6	66.983,2	-3,6%

Figura 1.4 Bilancio dell'energia elettrica in Italia – Anno 2013 (Fonte: Terna)

Un parametro di fondamentale importanza riguarda il picco di domanda, che nel 2013 ha raggiunto i 53.942 MW. Questa punta massima è stata registrata il 26 luglio alle ore 12.00.

Nelle figure 1.5 e 1.6, vediamo dei diagrammi che rappresentano la richiesta di potenza elettrica sulla rete italiana nel mese di picco dell'anno 2013.

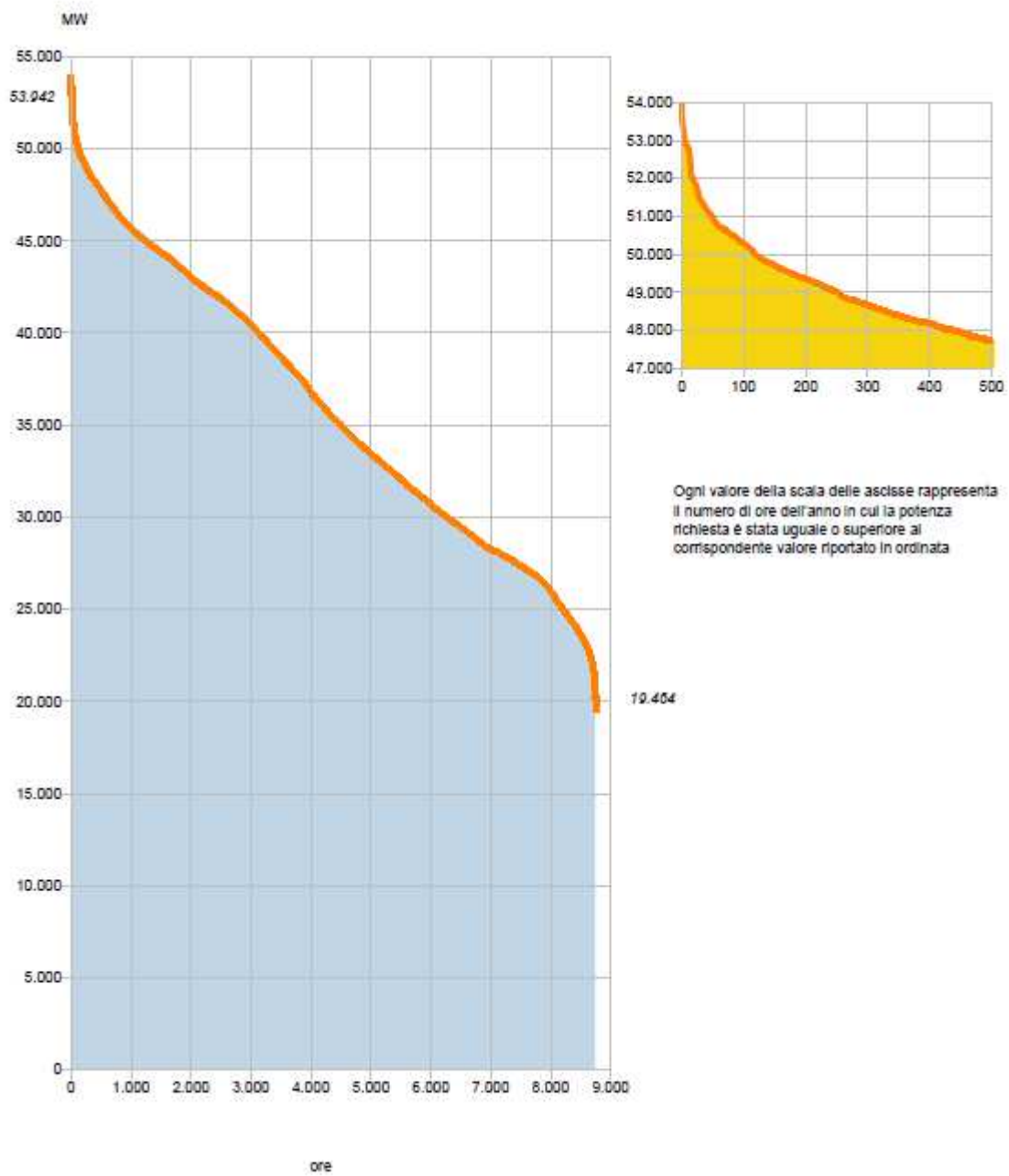


Figura 1.5 Curva di durata della potenza oraria richiesta sulla rete italiana nel 2013 (Fonte: Terna)

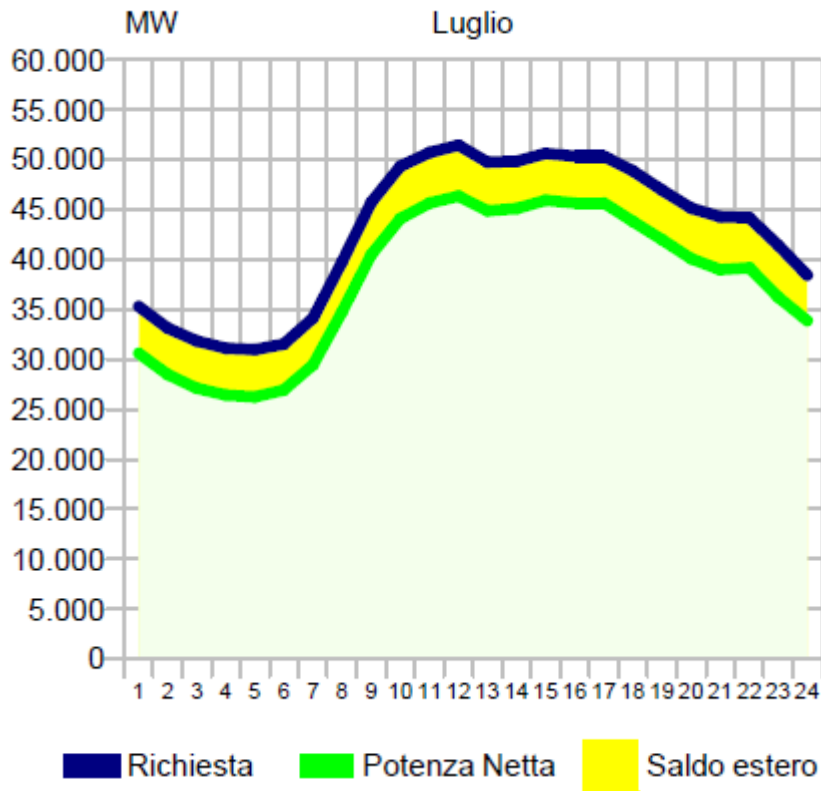


Figura 1.6 Diagramma giornaliero della potenza oraria richiesta sulla rete italiana nel 3° mercoledì di Luglio 2013, quando la potenza assorbita ha raggiunto i 51.468 MW (Fonte: Terna)

La situazione è pertanto profondamente cambiata rispetto al passato. Le massime richieste di potenza sono ora localizzate in estate e questo aspetto, conferma quanto affermato nel primo paragrafo. Tale dinamica è chiaramente riconducibile ad un utilizzo sempre più massivo degli impianti di condizionamento, che, come accennato, sono ormai diventati di utilizzo comune e continuativo, sia in ambito domestico che industriale.

Questa inversione di tendenza, rappresenta una criticità non solo nell'ambito della produzione di energia elettrica, ma anche sul fronte della trasmissione e distribuzione della stessa, i picchi di richiesta estivi sono infatti fortemente penalizzanti: i ricorrenti black-out che si verificano nelle aree metropolitane nei giorni più caldi, sono il più evidente sintomo della difficoltà delle reti di distribuzione, di far fronte all'incremento di domanda estiva.

1.3 FONTI ALTERNATIVE ALL'ENERGIA ELETTRICA

D'altra parte, l'utilizzo dell'energia elettrica per il condizionamento estivo, non è l'unica alternativa tecnologica disponibile attualmente. Una possibilità, deriva dall'utilizzo del calore come forza motrice, generato da una molteplicità di fonti.

In questo senso, un esempio ormai largamente diffuso, riguarda l'utilizzo di gruppi frigoriferi con ciclo termodinamico azionato da motore endotermico. Queste macchine sono denominate "GHP", acronimo che si traduce in "Gas Heat Pump", ovvero in italiano "pompe di calore a gas".

La differenza con i tradizionali gruppi frigoriferi con motore elettrico, risiede proprio nel funzionamento del compressore del fluido frigorifero, che viene azionato da un motore a combustione interna, alimentato da combustibili fossili.

Il combustibile più utilizzato per fornire energia primaria al motore di queste particolari pompe di calore, è il Gas Naturale. Questo porta con sé un vantaggio:

l'utilizzo del Metano infatti, per il raffrescamento tramite le GHP, porterebbe ad un aumento dei relativi prelievi estivi di Gas, che consentirebbe una maggiore flessibilità operativa nelle reti di trasporto e sarebbe pienamente compatibile con le infrastrutture di distribuzione cittadine, largamente sottoutilizzate nel periodo estivo.

Infatti, l'andamento annuale a "vasca da bagno" della domanda di gas naturale (elevata nei primi e ultimi mesi dell'anno, limitata nei mesi centrali) obbliga a un forte utilizzo degli stoccaggi: oltre alle inevitabili penalizzazioni energetiche legate agli stoccaggi, i modesti prelievi estivi dei settori civile e terziario limitano la capacità di trasporto della rete di trasmissione nazionale, saturando nel periodo estivo alcune tratte vitali della rete di trasporto stessa con le portate destinate agli stoccaggi.

CAPITOLO 2

LO STABILIMENTO

2.1 INTRODUZIONE

Lo scopo del presente capitolo è l'individuazione delle caratteristiche principali dell'edificio posto in analisi, nonché delle attività svolte all'interno dello stabilimento stesso.

Nei paragrafi successivi quindi vedremo il contesto in cui è ubicato l'edificio, da cui si ricaveranno i dati climatici ed i criteri di definizione dei parametri termodinamici di progetto e dei carichi termici in gioco.

Vedremo inoltre com'è strutturato lo stabile e, prendendo in considerazione l'area di interesse per il progetto in esame, si analizzeranno le caratteristiche e le criticità in gioco.

L'analisi inoltre farà riferimento agli impianti attualmente installati, che concorrono direttamente allo sviluppo dei carichi termici, da considerare per il corretto dimensionamento dell'impianto termo-tecnico, oggetto del presente lavoro di Tesi.

In un passaggio successivo vedremo una classificazione delle attività produttive svolte, con particolare riferimento ai carichi termici generati dalla presenza dei lavoratori all'interno dello stabilimento in esame.

Questo capitolo è quindi il driver della raccolta di dati, che verranno poi utilizzati e computati nei capitoli successivi.

Il metodo di calcolo e dimensionamento vero e proprio dei carichi termici verrà sviluppato a partire dal Capitolo 3.

2.2 L'ATTIVITÀ

La ragione sociale della ditta che occupa l'edificio in questione è "Tesina SRL".

Tesina fa parte del "Gruppo Forall", la cui azienda principale è "Forall Confezioni SPA". Tesina SRL è infatti una delle aziende controllate dal gruppo e come vedremo nel dettaglio nei successivi paragrafi, essa ha sede legale a Quinto Vicentino in via Fabio Filzi e sede operativa a Sarcedo, in via della Tecnica.

Il gruppo Forall è storicamente (inizia dagli anni '70) un'azienda di produzione, specializzata nella confezione di capi d'abbigliamento formale di eccellenza, esclusivamente maschili. L'azienda Tesina nello stabilimento di Sarcedo, è l'unità produttiva in cui vengono confezionati i pantaloni che compongono gli abiti prodotti dal gruppo stesso.

Nell'Head Quarter di Forall Confezioni di Quinto Vicentino, vengono invece prodotti i capispalla, che vengono poi "assemblati" con i pantaloni prodotti nello stabilimento di Sarcedo, presso Tesina SRL.

L'output produttivo del Gruppo Forall è un capo sartoriale che si ottiene con una moltitudine di passaggi, di cui la gran parte vengono eseguiti a mano, da parte di personale altamente qualificato e specializzato nel settore della sartoria.

Vedremo nei successivi capitoli, come l'interesse nel corretto dimensionamento dell'impianto di climatizzazione in oggetto, sia di fondamentale importanza non solo per il benessere del personale coinvolto nelle attività produttive, ma anche per garantire le condizioni ottimali per la lavorazione di tessuti e materiali di pregio, per l'ottenimento di prodotti di alta qualità.

2.3 IL CONTESTO GEOGRAFICO

2.3.1 DATI GEOGRAFICI

Lo stabilimento in analisi si trova nella località "Vulcano" del comune di Sarcedo, in via della Tecnica 21.

Di seguito alcuni dati geografici notevoli per il comune di appartenenza:

Altitudine (espressa in mslm)

- Casa Comunale: 157
- Minima: 70
- Massima: 203
- Escursione altimetrica: 133
- Zona altimetrica: Collina interna

Coordinate

- Latitudine: 45° 42' 3"96 N
- Longitudine: 11° 31' 50" 16 E
- Latitudine (gradi decimali): 45,7011
- Longitudine (gradi decimali): 11,5306

Misure

- Superficie: 13,75 kmq
- Classificazione sismicità: sismicità bassa

Clima

- Gradi Giorno: 2.445 (vedi figura 2.1 e relativa procedura di calcolo)

Nel grafico di figura 2.1, è rappresentato un esempio di calcolo dei Gradi Giorni, che si svolge nel seguente modo:

1. Si identifica innanzitutto il periodo di riscaldamento per la zona considerata, prendendo come riferimento per il giorno iniziale, il primo giorno in cui la temperatura è minore o uguale alla t_{er} , ovvero la temperatura esterna di riferimento, fissata per convenzione a 12° C. Viceversa, il giorno finale si identifica con l'ultimo giorno in cui la temperatura, è minore o uguale alla t_{er} . Nel grafico l'inizio e la fine del periodo di riscaldamento identificato, corrispondono alle linee verticali tratteggiate.
2. Nell'arco della giornata vengono rilevate a intervalli definiti le temperature esterne. La media delle temperature esterne di ogni giornata viene poi sottratta dalla temperatura convenzionale dell'ambiente interno, nell'esempio di figura 2.1 indicata con t_{ir} e fissata a 19° C). Se il valore della differenza è negativo, esso non viene preso in considerazione. Per i comuni molto freddi (per cui si hanno sempre valori di differenza positivi) la rilevazione viene estesa a tutto l'arco dell'anno.

Il calcolo viene svolto a partire dalla seguente formula:

$$\sum_{j=1}^N t_{ir} - t_{mgj}$$

Con:

j = numero di giorni compresi nel periodo di riscaldamento, nell'area del grafico compresa all'interno delle linee verticali (Figura 2.1).

t_{ir} = temperatura interna di riferimento; nell'esempio in oggetto fissata a 19° C (Figura 2.1).

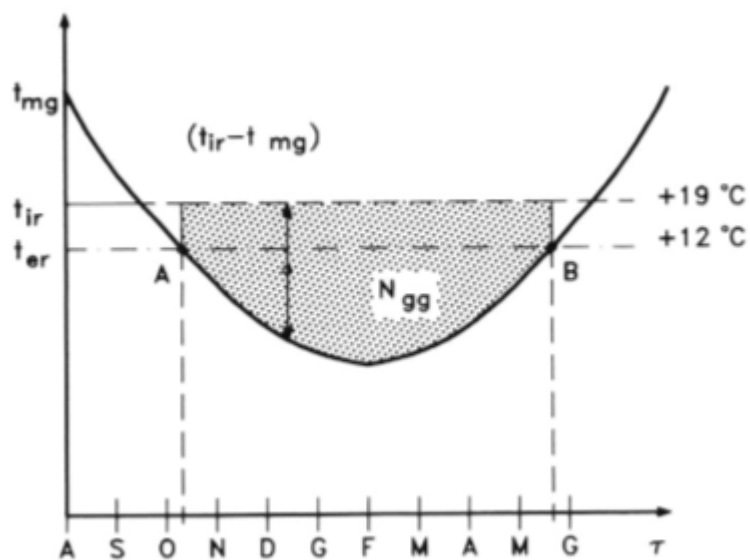


Figura 2.1 Modalità di calcolo dei Gradi Giorno.

- Zona climatica: E¹ (Vedi figure 2.2 e 2.3)

Fascia	Da [GG]	A [GG]	Ore giornaliere ^[1]	Data inizio ^[1]	Data fine ^[1]	Numero comuni
A	0	600	6	1 ^o dicembre	15 marzo	2
B	601	900	8	1 ^o dicembre	31 marzo	157
C	901	1400	10	15 novembre	31 marzo	989
D	1401	2100	12	1 ^o novembre	15 aprile	1611
E	2101	3000	14	15 ottobre	15 aprile	4271
F	3001	+∞	nessuna limitazione (<i>tutto l'anno</i>)			1071

Figura 2.2 Tabella che rappresenta la suddivisione del territorio Italiano in diverse fasce climatiche, mediante l'identificazione dei gradi giorno che le caratterizzano. Per ogni fascia identificata, è indicato il numero massimo (se presente) di ore di funzionamento consentito per gli impianti, all'interno del periodo di riscaldamento indicato in tabella da "Data inizio" e "Data fine".

¹ La zona climatica di riferimento è definita in base ai GG (Gradi Giorno) della località considerata. La suddivisione per l'Italia è visibile nella tabella di figura 8 e graficamente in figura 9, dove è presente il dettaglio per la provincia di Vicenza.

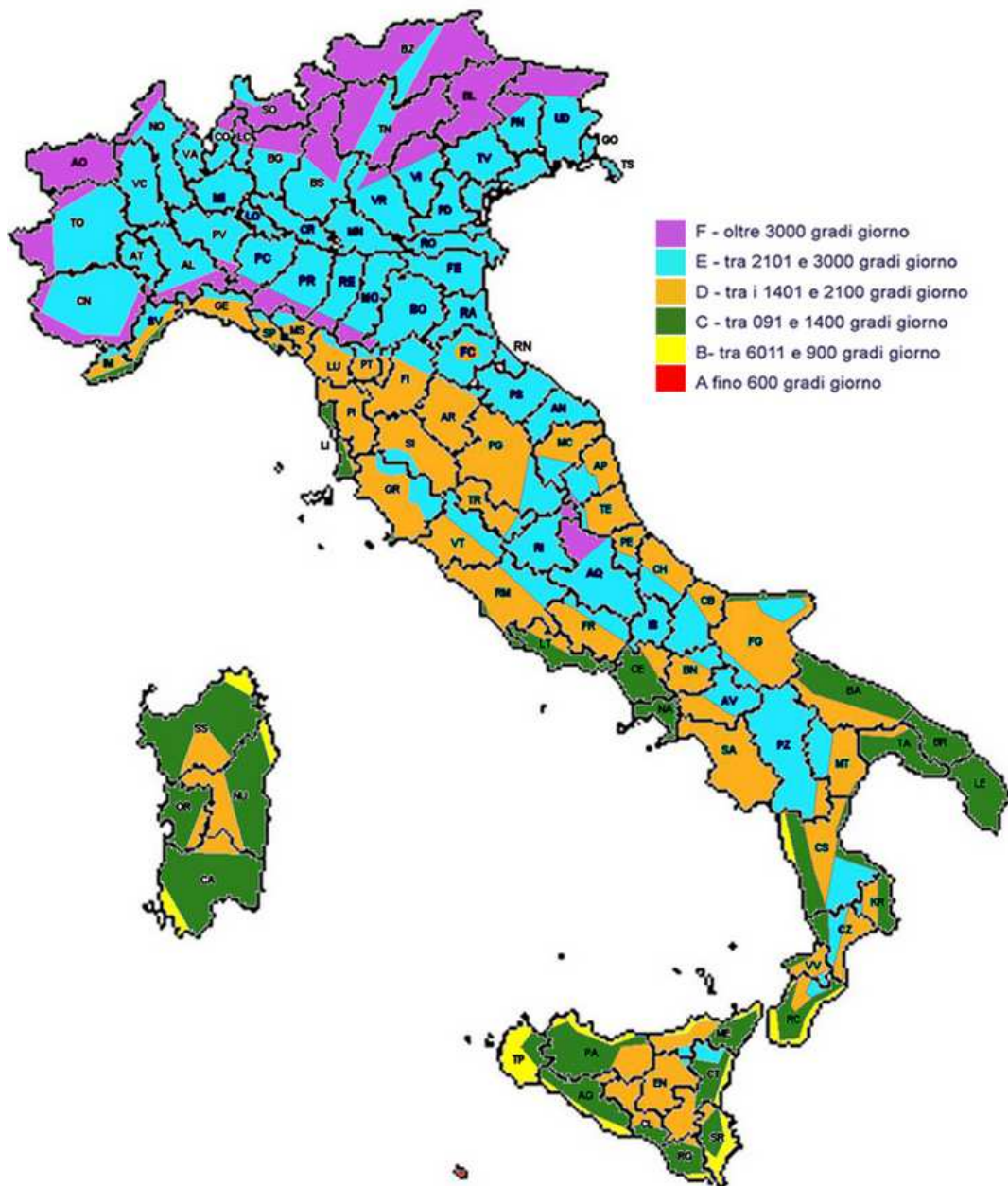


Figura 2.3 Classificazione del territorio italiano in zone climatiche. La suddivisione è effettuata in base ai GG.

- Accensione impianti termici: il limite massimo per la fascia E è di 14 ore giornaliere dal 15 ottobre al 15 aprile² (vedi figura 8).

²Al di fuori di tali periodi gli impianti termici possono essere attivati solo in presenza di situazioni climatiche che ne giustifichino l'esercizio e comunque con una durata giornaliera non superiore alla metà di quella consentita a pieno regime. Per le aree di fascia F, i limiti decadono, vista la criticità delle temperature in gioco e la quantità di GG durante il periodo invernale.

2.3.2 ORIENTAMENTO

L'obiettivo di questo paragrafo è la contestualizzazione in merito a posizionamento ed orientamento dell'edificio oggetto di studio.

In particolare, in figura 2.4, vediamo un'interessante immagine da satellite che permette di identificare la struttura.

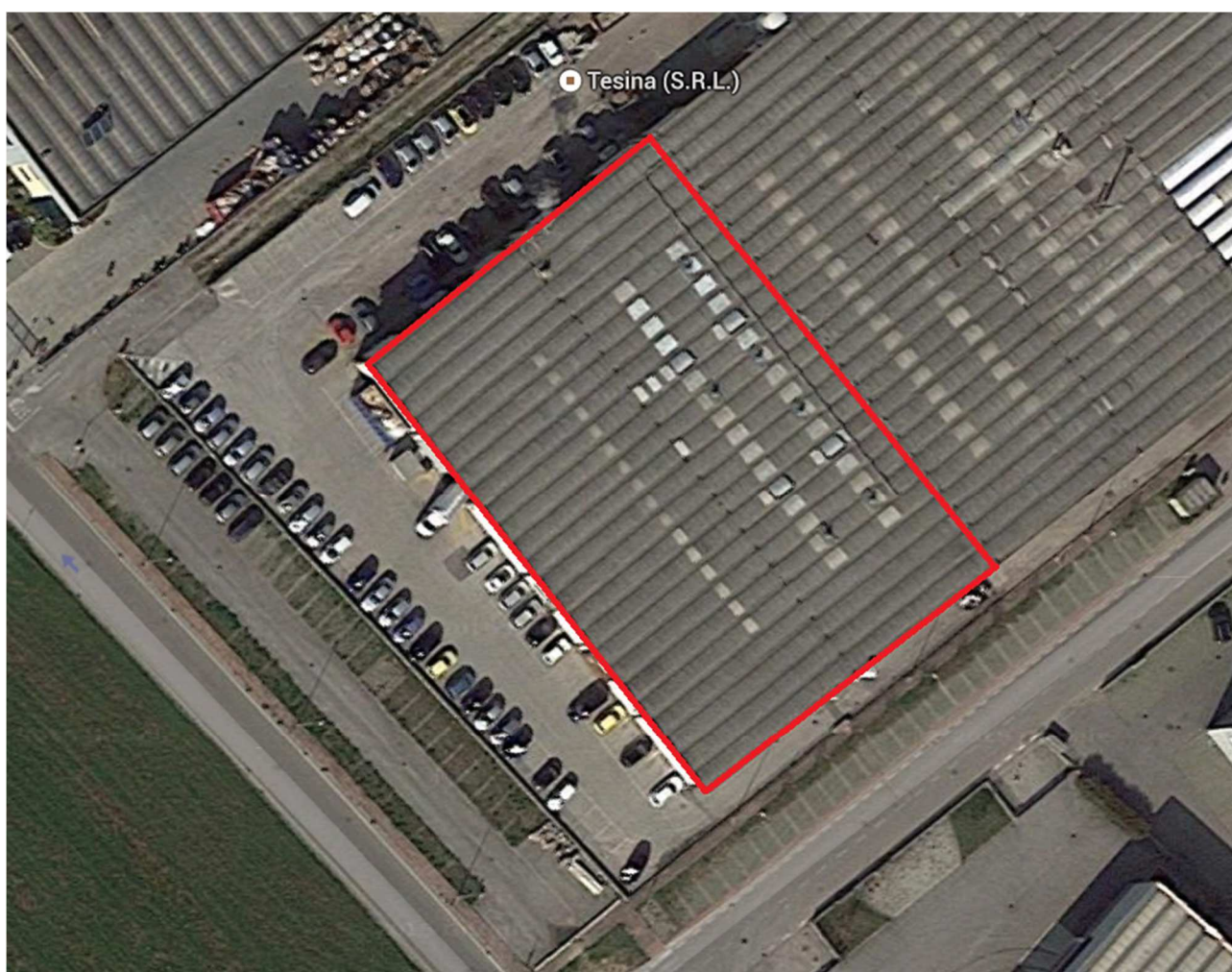


Figura 2.4 Vista da satellite dello stabilimento. Si evidenziano in rosso i confini della proprietà.

Vediamo ora un'immagine significativa del lato lungo esposto dello stabilimento dove, grazie all'ausilio di una bussola, si nota l'esposizione della stessa a SUD-OVEST.



Figura 2.5 Irraggiamento solare lato lungo esposto stabilimento. Foto 08/2011.

2.4 LA STRUTTURA

Nei successivi paragrafi si identificano i parametri strutturali principali per l'edificio in esame.

2.4.1 PIANTE

Vediamo innanzitutto in figura 2.6 la pianta dell'edificio. Escludendo le aree dedicate a magazzino (già climatizzate), la superficie di progetto è di 1700 mq totali, suddivisi nelle due aree dettagliate nelle figure successive (figure 2.7 e 2.8).

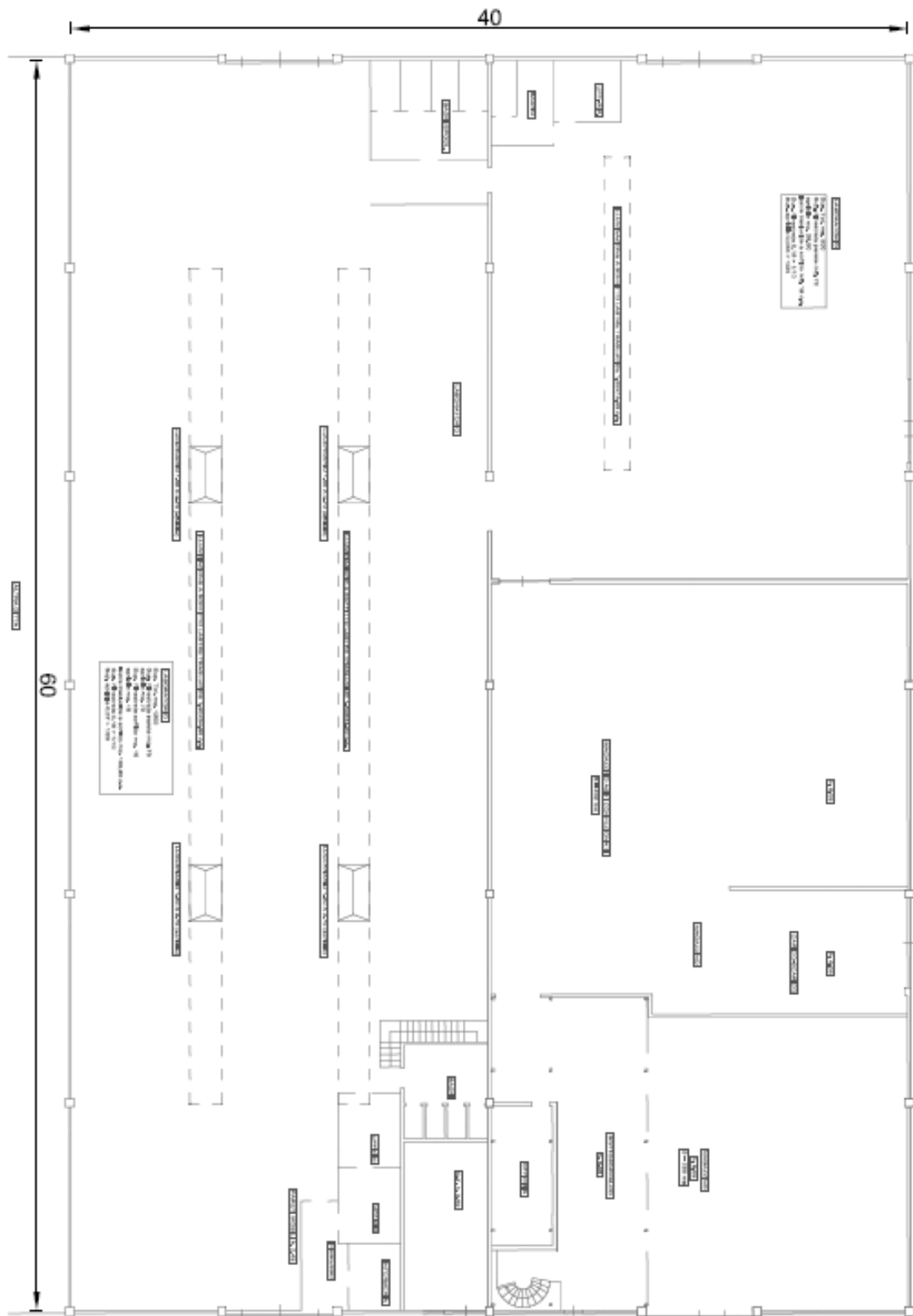


Figura 2.6 Pianta dello stabilimento produttivo dell'azienda Tesina SRL.

Per quanto riguarda il progetto di condizionamento, le zone da tenere in considerazione sono i due reparti produttivi, estratti ed evidenziati nelle figure 2.7 e 2.8.

Tutte le altre aree, sono climatizzate autonomamente o non necessitano di condizionamento/ventilazione controllata.

Nelle Figure seguenti, vediamo quindi un ingrandimento delle due macro-aree interessate dal presente lavoro.

Il reparto produttivo evidenziato in figura 2.7 rappresenta la zona adibita al collaudo dei capi che vengono prodotti/ricevuti in azienda. Questo reparto occupa una superficie di 500 mq.

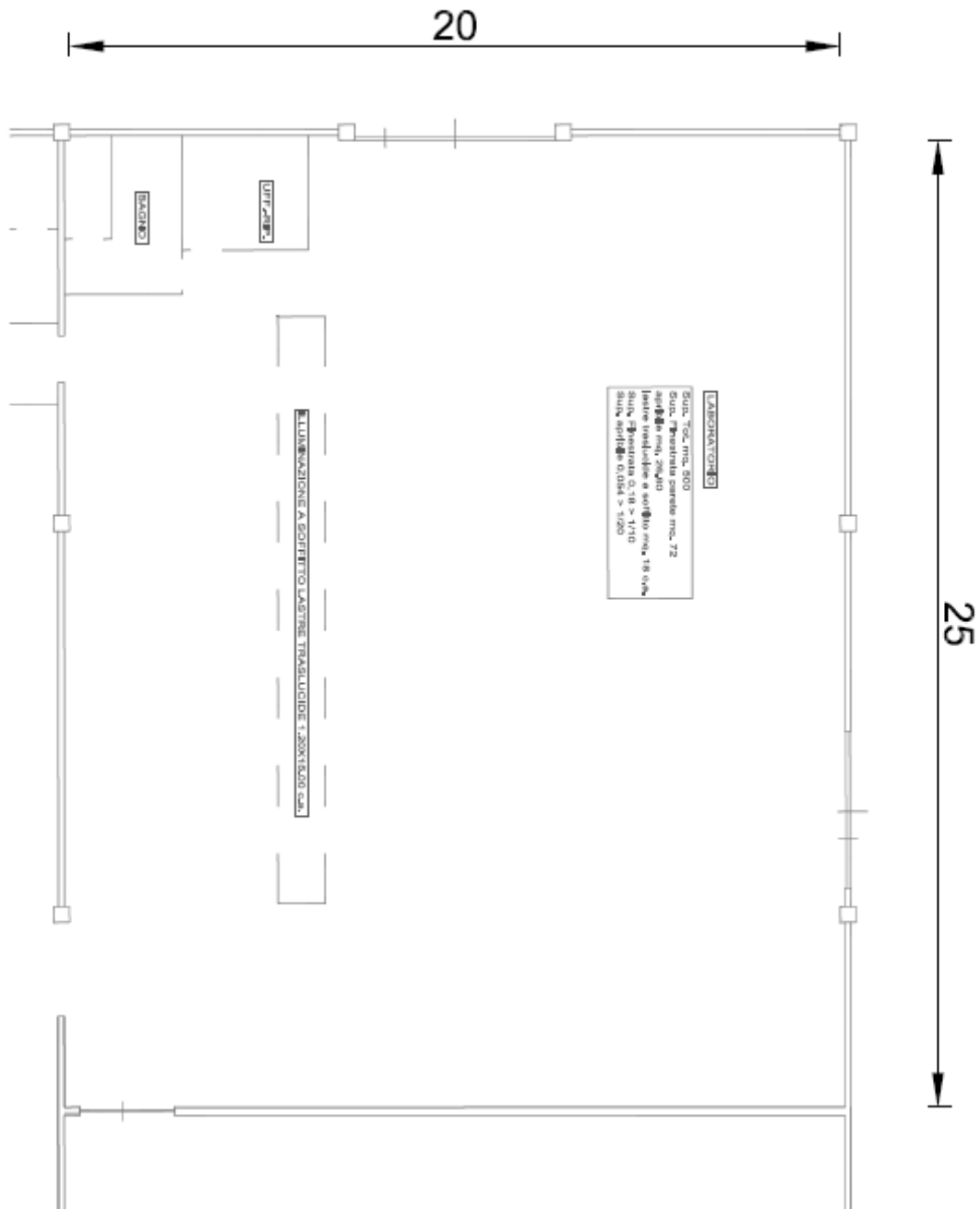


Figura 2.7 Ingrandimento del reparto produttivo adibito all'attività di collaudo.

Le problematiche principali in tal senso sono causate soprattutto da:

- Elevata densità di personale presente nel reparto. In particolare all'interno dello stabilimento sono presenti in forza 76 persone, le cui mansioni sono rappresentate e descritte nel dettaglio, nel paragrafo 2.5.
- Elevata densità di corpi illuminanti. Dalla mappatura eseguita sugli impianti di illuminazione, è emerso che sono presenti all'interno dello stabilimento nr. 183 corpi illuminanti, contenenti nr. 366 lampade fluorescenti. Ogni lampada assorbe 58 We.
- Presenza di ampie superfici vetrate, in particolare:
 - Superficie finestrata a parete: 147 mq
 - Superficie finestrata a soffitto: 16 mq
 - Lastre traslucide a soffitto: 121.8 mq
- Presenza all'interno del reparto di una zona adibita allo stiro dei capi, con conseguenti apporti termici aggiuntivi sia nella componente sensibile che latente del calore.
- Mancanza di un adeguato sistema di condizionamento dell'aria ambiente.

Le aree descritte sopra, coinvolgono pertanto le attività principali dell'azienda e sono l'oggetto del presente lavoro di Tesi.

2.4.2 PROSPETTI

Nelle pagine successive vediamo i tre prospetti principali, relativi alle facciate “esposte” dell’edificio. Il quarto lato è confinante con un'altra attività e pertanto non considerato in questo paragrafo.

I disegni rappresentano un’interessante schematizzazione delle foto che vedremo nei successivi paragrafi. Queste superfici verticali esterne ospiteranno i condotti aeraulici di mandata/ripresa dell’aria ambiente trattata/da trattare. Inoltre le macchine frigorifere verranno posizionate tutte all’esterno, ognuna per ciascuna delle pareti identificate dai prospetti.

Vediamo innanzitutto una rappresentazione schematica del posizionamento delle macchine frigorifere esterne. Come si può facilmente notare dal disegno, le macchine sono evidenziate in blu e sono disposte, come accennato, una per ogni lato esposto dello stabilimento. Nelle figure delle pagine successive, si vedono i prospetti accennati sopra.

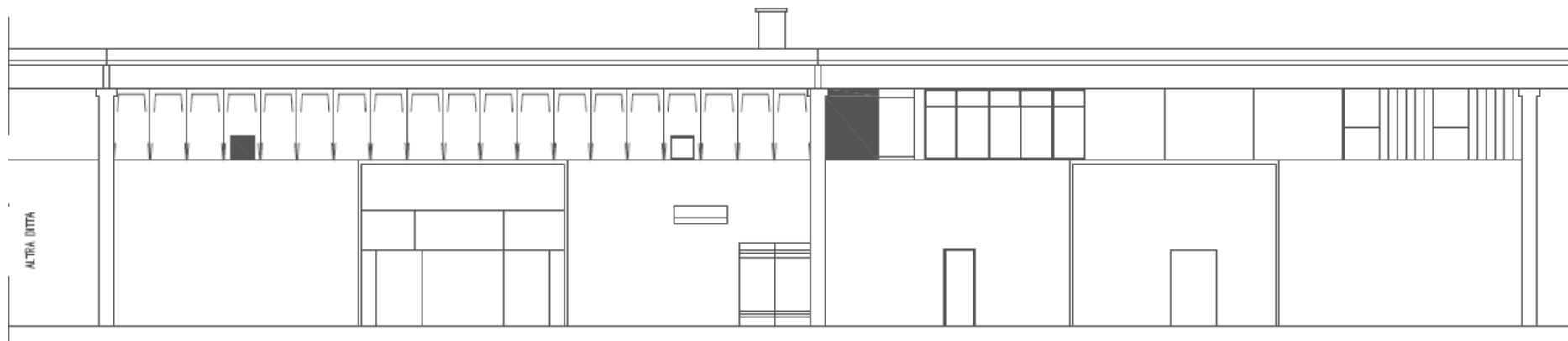


Figura 2.10 Prospetto dell'ingresso principale dello stabilimento.

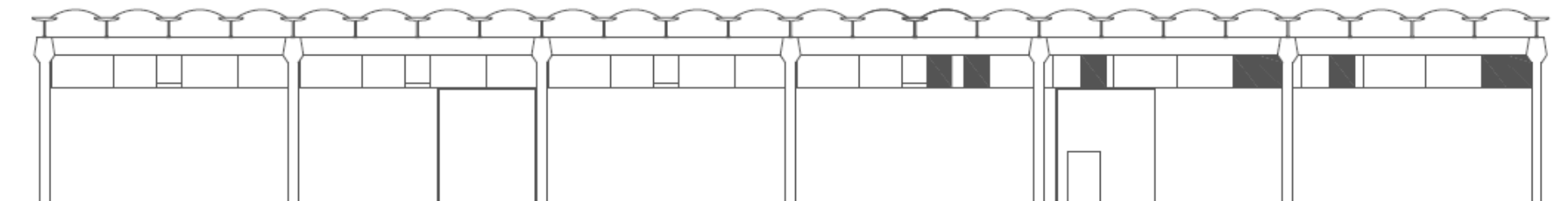


Figura 2.11 Prospetto del fianco destro (rispetto la vista dell'ingresso principale) dello stabilimento.

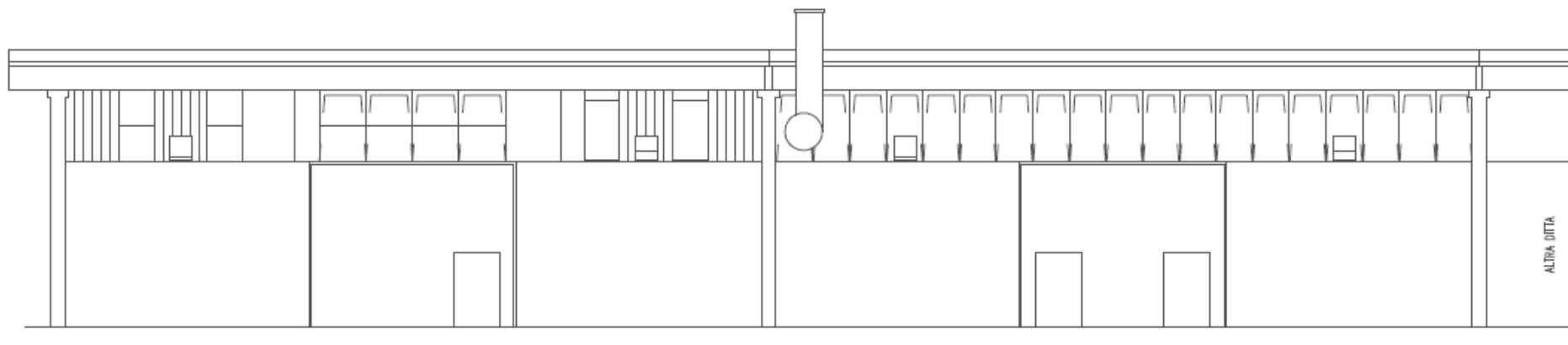


Figura 2.12 Prospetto del retro (rispetto la vista dell'ingresso principale) dello stabilimento.

2.5 LE ATTIVITÀ PRODUTTIVE

Lo scopo di questo paragrafo è di fornire una descrizione sintetica dei cicli produttivi e delle principali operazioni che li caratterizzano. In particolare, l'attività di Tesina SRL si articola in un ciclo di lavoro principale per la confezione di pantaloni definito come "produzione interna", al quale si affianca un altro ciclo denominato "produzione esterna" relativo al ricevimento ed al controllo di PF realizzati da altri façonner³.

³ Con il termine façonner, si identificano aziende esterne che realizzano prodotti in conto lavorazione. In buona sostanza rappresenta un outsourcing della produzione, mantenendo il monitoraggio dei processi produttivi e la scelta delle materie prime.

2.5.1 IL CICLO PRODUTTIVO PRIMARIO: LA PRODUZIONE “INTERNA”

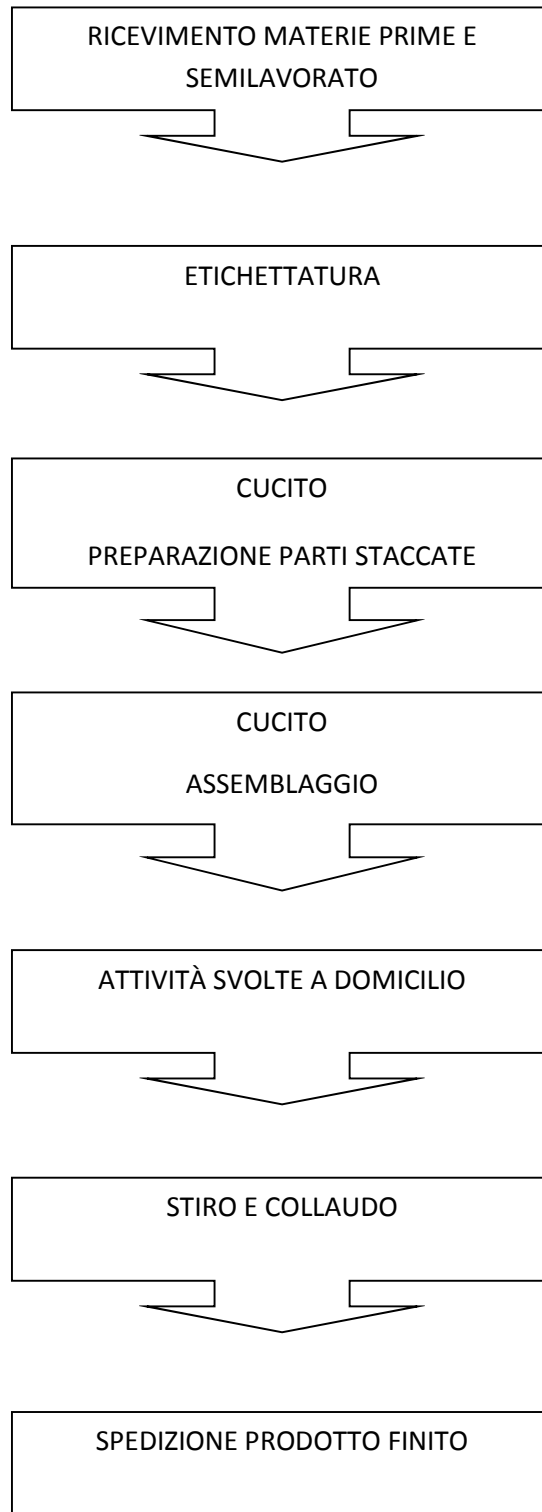


Figura 2.13 Schema a blocchi della sequenza relativa al ciclo produttivo primario.

Di seguito una descrizione qualitativa dello schema visibile in figura 2.13:

Le materie prime, ovvero i pezzi di tessuto pretagliato (nello stabilimento di Quinto Vicentino) e gli accessori, arrivano tramite automezzi vari al reparto magazzino ricevimento e spedizioni.

I pezzi di tessuto ricevuti vengono suddivisi in pacchetti di lavorazione nel reparto "Etichettatura".

La successiva fase di lavoro è la confezione vera e propria che viene eseguita in reparto cucito (preparazioni parti staccate e successivo assemblaggio e finitura).

I pantaloni confezionati subiscono poi attività di lavoro a domicilio.

A seguito delle attività a domicilio, i capi vengono portati nel reparto stiro e collaudo, dove vengono stirati tramite l'uso di idonee macchine da stiro e ferro a mano (solo per ritocchi) e pezzo per pezzo viene infine eseguito il collaudo interno (controllo qualità).

Alla fine del ciclo i pantaloni vengono portati nel magazzino ricevimento e spedizioni tramite l'ausilio di stender, per la successiva spedizione al cliente.

2.5.2 IL CICLO PRODUTTIVO SECONDARIO: LA PRODUZIONE “ESTERNA”

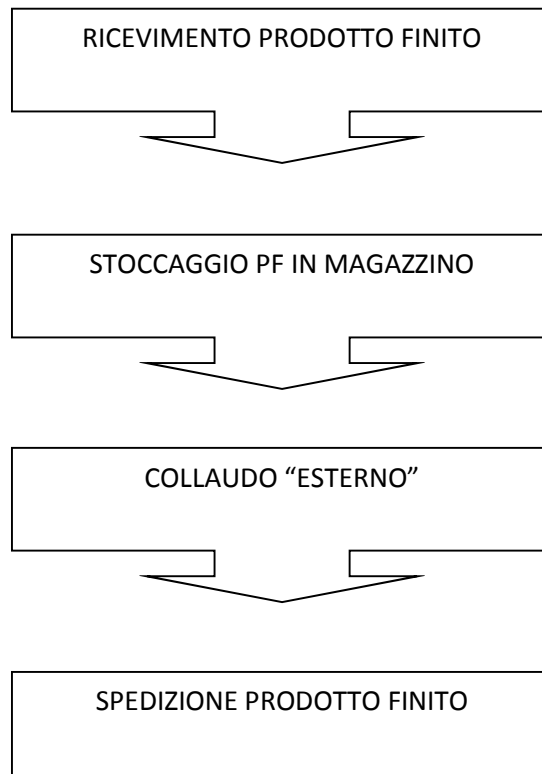


Figura 2.14 Schema a blocchi della sequenza relativa al ciclo produttivo secondario.

Vediamo anche in questo caso, una descrizione dello schema rappresentato in figura 2.14:

Nel ciclo “produzione esterna” i PF (pantaloni, giacche, gilet, ecc.) ricevuti da *façonner* esterni, vengono stoccati nel magazzino PF in attesa di un eventuale collaudo e/o di successiva spedizione al cliente.

I capi di confezione esterna che vengono collaudati vengono scaricati dal magazzino PF e portati nel reparto stiro e collaudo, dove viene eseguito il controllo qualità finale.

Alla fine del ciclo i capi collaudati vengono stoccati nel magazzino PF in attesa della successiva spedizione.

CAPITOLO 3

L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: DIMENSIONAMENTO

3.1 INTRODUZIONE

Il calcolo del carico termico estivo di un impianto di condizionamento dell'aria richiede preliminarmente la determinazione degli apporti di calore sensibile e latente nell'ambiente da condizionare.

Il carico sensibile ambiente è costituito da qualunque apporto di calore all'ambiente stesso, per conduzione, convezione o radiazione.

Diversamente invece, il carico latente ambiente è costituito da qualunque apporto di vapore d'acqua.

3.1.1 SORGENTI DI CALORE SENSIBILE

Di seguito un elenco delle più comuni sorgenti di calore sensibile:

- La radiazione solare, che si trasmette attraverso i vetri, il tetto ed i muri esterni.
- Il calore trasmesso attraverso le pareti degli edifici, a causa della differenza di temperatura esistente tra aria esterna ed aria interna.
- Il calore prodotto all'interno dell'ambiente dagli impianti di illuminazione, dalle persone e da eventuali altre dissipazioni di potenza.
- Il calore sensibile dovuto alla portata d'aria di ricambio esterna.

3.1.2 SORGENTI DI CALORE LATENTE

Di seguito un elenco delle più comuni sorgenti di calore latente:

- Il vapore prodotto dalle persone che soggiornano all'interno dell'ambiente da condizionare.
- Il vapore introdotto dalla portata d'aria di ricambio esterna, avente normalmente nella stagione estiva un'umidità specifica superiore all'umidità specifica dell'aria ambiente.
- Il vapore prodotto in ambiente da eventuali processi industriali.

3.1.3 PARAMETRI DI CALCOLO

Nel calcolo dei carichi termici è necessario considerare che i vari componenti del carico termico totale variano nel corso delle ventiquattro ore e che a volte il calcolo deve essere effettuato a diverse ore del giorno, per determinare quando il carico stesso assume il suo valore massimo, per un determinato ambiente.

La valutazione numerica delle sorgenti sopra indicate, ha, fissate le condizioni termo-igrometriche target, lo scopo di determinare:

- La portata oraria di aria da introdurre in ambiente.
- La portata di aria esterna di ventilazione richiesta
- Il carico termico sensibile da controbilanciare, in modo da raggiungere e mantenere le condizioni target.
- Il carico termico latente da controbilanciare, in modo da raggiungere e mantenere le condizioni target.
- Il carico termico totale che l'impianto deve asportare.

3.2 DATI CLIMATICI DELLA LOCALITÀ

Nel presente paragrafo vedremo i principali dati legati al clima della località in cui è situato lo stabilimento industriale, oggetto del presente lavoro.

Verrà riportata un'estrazione di alcuni dati geografici già introdotti nel paragrafo 2.3.1. Verranno inoltre esplicitati alcuni parametri climatici fondamentali per il dimensionamento dei carichi termici.

In particolare:

Caratteristiche geografiche

- Località: Vulcano (Sarcedo)
- Provincia: Vicenza
- Altitudine Casa Comunale mslm: 157 m
- Latitudine: 45° 42' 3"96 N
- Longitudine: 11° 31' 50" 16 E
- Gradi giorno: 2445
- Zona climatica: E

Località di riferimento

- Per la temperatura: VICENZA
- Per l'irradiazione: 1° località VICENZA; 2° località PADOVA
- Per il vento: VICENZA

Caratteristiche del vento

- Regione di vento: A
- Direzione prevalente: Est
- Distanza dal mare: > 40 km
- Velocità media del vento: 1,3 m/s
- Velocità massima del vento: 2,6 m/s

Dati invernali

- Temperatura esterna di progetto: -6,0 °C
- Stagione di riscaldamento convenzionale: dal 15 ottobre al 15 aprile

Dati estivi

- Temperatura esterna bulbo asciutto: 32,5 °C
- Temperatura esterna bulbo umido: 22,9 °C
- Umidità relativa: 45,0 %
- Escursione termica giornaliera: 12 °C

Temperature esterne medie mensili

Descrizione	u.m.	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
Temperatura	°C	1,7	3,5	7,8	12,2	16,3	20,6	22,9	22,3	18,9	13,2	7,8	3,4

Irradiazione⁴ solare media mensile

Esposizione	u.m.	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set	Ott	Nov	Dic
Nord	MJ/m ²	1,6	2,5	3,7	5,2	7,7	9,4	9,1	6,5	4,2	2,9	1,8	1,5
Nord-Est	MJ/m ²	1,9	3,2	5,6	8,1	10,8	12,3	12,3	10,4	6,8	3,7	2,2	1,6
Est	MJ/m ²	3,8	6,3	9,4	11,1	13,4	14,4	14,9	14,3	10,9	7,2	4,4	4,2
Sud-Est	MJ/m ²	6,6	8,7	10,8	11,7	12,4	12,7	13,3	14,3	13,0	10,3	7,6	7,0
Sud	MJ/m ²	8,5	10,4	11,5	10,7	10,2	9,8	10,5	12,0	12,9	12,0	9,6	9,0
Sud-Ovest	MJ/m ²	6,6	8,7	10,8	11,7	12,4	12,7	13,3	14,3	13,0	10,3	7,6	7,0
Ovest	MJ/m ²	3,8	6,3	9,4	11,1	13,4	14,4	14,9	14,3	10,9	7,2	4,4	4,2
Nord-Ovest	MJ/m ²	1,9	3,2	5,6	8,1	10,8	12,3	12,3	10,4	6,8	3,7	2,2	1,6
Orizzontale	MJ/m ²	4,6	7,8	12,8	16,1	20,2	22,4	22,9	20,5	15,1	9,2	5,9	4,7

Irradianza sul piano orizzontale nel mese di massima insolazione

- Per la località considerata: 265 W/m²

⁴ La norma UNI 10349 dà le seguenti definizioni:

- Energia radiante [MJ]: energia emessa, trasportata o ricevuta in forma di onde elettromagnetiche.
- Irradiazione [MJ/m²]: rapporto tra energia radiante che incide su una superficie e la superficie stessa.
- Irradianza o irraggiamento [kW/m²]: rapporto tra l'energia radiante per unità di tempo (potenza) che incide su una superficie e l'area della medesima superficie.

3.3 INTRODUZIONE AL CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

Nel paragrafo che segue, vengono illustrate le condizioni di riferimento, da cui deriva il resto dell'analisi oggetto del presente Capitolo. Tali condizioni verranno poi utilizzate per elaborare i diversi carichi termici, che concorrono al carico totale, sul quale verranno dimensionate le macchine frigorifere a servizio dello stabilimento industriale.

Il riferimento per il dimensionamento del carico termico è il mese di luglio.

Vediamo dunque le tabelle relative alle condizioni selezionate per il calcolo dei diversi carichi termici, in particolare:

Scambi termici per irraggiamento, trasmissione e ventilazione

T_{DB} [°C]	T_{WB} [°C]	U.R. [%]	Superficie utile [m ²]	Volume netto [m ³]	Ricambio di picco [vol/h]
28,0	19,0	43,2	1651,4	12484,6	0,2

Vediamo quindi il criterio di scelta utilizzato per le singole voci della precedente tabella:

- T_{DB} : è stata imposta una temperatura di 2°C superiore ai canonici 26 °C estivi per i locali ad uso uffici. Si ritiene che 28 °C sia una condizione più che accettabile in un ambiente industriale durante la fase estiva.
- T_{WB} : è stata impostata una Temperatura a bulbo umido di 19 °C, tipica di un ambiente a 26 °C (T a bulbo secco) con il 50 % di umidità relativa. Il dato di Temperatura a bulbo umido è stato ricavato da diagramma psicrometrico (a partire da 26°C di T e 50 % di UR).
- U.R. (Umidità Relativa): l'umidità relativa è stata ricavata dal diagramma psicrometrico, incrociando le Temperature a bulbo umido con le Temperature a bulbo secco imposte.
- Superficie utile e Volume netto sono stati ricavati dai disegni tecnici a disposizione.

- Il ricambio di picco è stato calcolato a partire dalla portata volumetrica di 40,3 m³/h a persona, imposta dalle norme UNI per l'attività considerata. Per trovare quindi il ricambio necessario, tale portata va moltiplicata per il numero di persone all'interno dello stabilimento. Il calcolo si sviluppa nella seguente equazione:

$$R_P = \frac{\dot{V}}{V} * p = \frac{40,3 \frac{m^3}{h * persona} * 70 persone}{12484,6 \frac{m^3}{vol}} = 0,2 \frac{vol}{h}$$

dove:

- \dot{V} è la portata volumetrica, espressa in m³/h.
- V è il volume netto, espresso in m³/vol.
- R_P è il ricambio di picco, espresso in vol/h.
- P è il numero di persone.

Carichi interni

Num. persone p [Nr.]	Q sensibile per persona [W/persona]	Q latente per persona [W/persona]	Potenza elettrica [W/m ²]	Altro Q sensibile [W]	Altro Q latente [W]
70	64	46	20	10.000	6.000

Anche in questo caso, vediamo il criterio utilizzato per ricavare le singole voci di tabella:

- Numero di persone p: il dato è stato ricavato da fonti aziendali interne.
- Q sensibile per persona: dato ricavato da norma UNI 10339.
- Q latente per persona: dato ricavato da norma UNI 10339.

- Potenza elettrica, Altro Q sensibile, Altro Q latente: dati ricavati da studi precedenti eseguiti presso l'HQ, su aree di lavoro con attrezzature dello stesso tipo, presenti in ambiente con la medesima densità.

Nel proseguire del Capitolo, verranno utilizzati dei dati di temperatura esterna standard ricavabili dalle norme UNI/TS 11300 1-2-3-4.

Per quanto riguarda inoltre gli orari da considerare nei calcoli, verrà utilizzato un intervallo di tempo compreso dalle ore 8.00 alle ore 18.00.

All'interno di questo range temporale, effettueremo il calcolo in cinque diversi istanti della giornata a distanza di due ore l'uno dall'altro, a partire dalle ore 8.00.

In questo modo saremo in grado di identificare l'orario termico "di punta", che ci permetterà di dimensionare correttamente il carico termico da smaltire all'interno dell'edificio, per raggiungere le condizioni termo-igrometriche di progetto, nella peggiore condizione.

3.4 CALCOLO DEL CARICO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO

Vediamo in questo paragrafo i carichi termici introdotti in ambiente, a causa dell'irraggiamento solare attraverso i componenti finestrati.

Lo scopo è di catalogare le superfici vetrate presenti, raccogliendone i dati dimensionali, di esposizione ed assegnando per ogni diversa componente un adeguato fattore di correzione⁵ moltiplicativo.

Di seguito quindi vediamo la classificazione delle diverse tipologie di finestre presenti nello stabilimento:

1. Finestra "W1 N-O"

- Dimensioni: 100 X 200 cm
- Area: 2,00 m²
- Quantità: 16
- Fattore di correzione: 0,85
- Esposizione: Nord-Ovest

2. Finestra "W1 S-E"

- Dimensioni: 100 X 200 cm
- Area: 2,00 m²
- Quantità: 40
- Fattore di correzione: 0,85
- Esposizione: Sud-Est

⁵ Il fattore di correzione è un coefficiente moltiplicativo che consente di stimare globalmente la riduzione (o l'aumento) della radiazione solare, causata dalla presenza di schermature, ombreggiamento, sporco della superficie vetrata, ecc.. Il fattore tiene conto anche del materiale con il quale è realizzato il telaio, che nel caso in esame è metallico.

3. Finestra "W2 S-O"

- Dimensioni: 100 X 130 cm
- Area: 1,30 m²
- Quantità: 24
- Fattore di correzione: 0,85
- Esposizione: Sud-Ovest

4. Lucernario "W3 OR"

- Dimensioni: 120 X 1500 cm
- Area: 18,00 m²
- Quantità: 1
- Fattore di correzione: 1,06
- Esposizione: Orizzontale

5. Lucernario "W4 OR"

- Dimensioni: 150 X 3460 cm
- Area: 51,90 m²
- Quantità: 2
- Fattore di correzione: 1,06
- Esposizione: Orizzontale

Vediamo ora l'equazione per lo svolgimento del calcolo dei carichi termici dovuti al meccanismo di scambio termico per irraggiamento "Q_{Irr}".

$$Q_{Irr} = R_S * F_C * F_A * A$$

Dove:

- **Q_{Irr}** è la potenza termica per irraggiamento, espressa in [W]
- **R_S** è la radiazione solare, espressa in [W/m²]
- **F_C** è il fattore di correzione
- **F_A** è il fattore di accumulo
- **A** è l'area della singola superficie vetrata [m²]

A partire dunque dalla classificazione delle superfici vetrate sopra descritta e dall'equazione precedente, possiamo procedere con il calcolo vero e proprio dei apporti termici per irraggiamento attraverso le superfici vetrate.

Tale calcolo verrà esplicitato tramite l'ausilio di tabelle relative alle singole superfici, il cui risultato dovrà essere poi moltiplicato per il numero di superfici presenti nello stabilimento. In particolare:

➤ Finestra "W1 N-O"

Ora	8	10	12	14	16	18
Radiazione solare [W/m ²]	349	349	349	349	349	349
Fattore di accumulo [-]	0,24	0,16	0,12	0,17	0,67	0,87
Q _{Irr} [W]	143	96	70	102	393	515

➤ Finestra "W1 S-E"

Ora	8	10	12	14	16	18
Radiazione solare [W/m ²]	402	402	402	402	402	402
Fattore di accumulo [-]	0,63	0,91	0,72	0,28	0,14	0,06
Q _{Irr} [W]	427	618	488	193	93	38

➤ Finestra “W2 S-O”

Ora	8	10	12	14	16	18
Radiazione solare [W/m ²]	402	402	402	402	402	402
Fattore di accumulo [-]	0,15	0,10	0,50	0,85	0,83	0,24
Q_{Irr} [W]	66	45	222	379	367	106

➤ Finestra “W3 OR”

Ora	8	10	12	14	16	18
Radiazione solare [W/m ²]	695	695	695	695	695	695
Fattore di accumulo [-]	0,19	0,56	0,84	0,87	0,60	0,21
Q_{Irr} [W]	2517	7381	11128	11545	7968	2744

➤ Finestra “W4 OR”

Ora	8	10	12	14	16	18
Radiazione solare [W/m ²]	695	695	695	695	695	695
Fattore di accumulo [-]	0,19	0,56	0,84	0,87	0,60	0,21
Q_{Irr} [W]	7265,64	21281,50	32086,00	33286,50	22973,00	7912,50

Ognuna delle potenze “ Q_{Irr} ”, indicate nelle tabelle appena descritte, rappresenta l’apporto per irraggiamento della singola superficie finestrata.

Possiamo quindi ottenere la potenza totale immessa in ambiente per irraggiamento, sommando le potenze relative alle singole superfici per il numero complessivo delle superfici stesse, nei diversi orari considerati.

Il risultato del calcolo è esplicitato nella seguente tabella:

Ora	Q_{irr} [W]
8	38.000
10	77.280
12	101.268
14	96.566
16	72.730
18	30.873

3.5 CALCOLO DEL CARICO TERMICO PER TRASMISSIONE

3.5.1 LA DIFFERENZA DI TEMPERATURA EQUIVALENTE

Per quanto riguarda il calcolo estivo degli impianti di condizionamento dell'aria, la trasmissione del calore attraverso le strutture esterne e tra le strutture interne degli edifici, con riferimento particolare a muri, tetti e telai delle superfici finestrate, è causata dalla radiazione solare assorbita dalle superfici esterne e dalla differenza di temperatura tra aria esterna ed aria interna.

Durante la fase estiva, le variazioni cicliche dell'irraggiamento e della temperatura dell'aria esterna, unite alla complessità dei fenomeni che di conseguenza intervengono, hanno portato all'adozione, per il computo della trasmissione totale di calore, di una differenza di temperatura equivalente.

Quest'ultima è definita come quella differenza di temperatura fittizia tra aria esterna ed aria interna, che, in assenza di qualsiasi scambio per irraggiamento, provocherebbe (attraverso le strutture dell'edificio) lo stesso flusso di calore determinato in realtà dall'insieme della radiazione solare, degli scambi per irraggiamento con la volta celeste e con l'ambiente esterno, nonché degli scambi per convezione con l'aria esterna.

La differenza di temperatura equivalente deve quindi prendere in considerazione i diversi tipi di costruzione (peso e trasmittanza), le diverse esposizioni, l'ora del giorno, la posizione geografica dell'edificio considerato (latitudine) e le condizioni di progettazione dell'impianto di condizionamento.

3.5.2 L'EQUAZIONE FONDAMENTALE DELLA TRASMISSIONE DEL CALORE

Adottando la differenza di temperatura equivalente, la trasmissione di calore attraverso una struttura si può calcolare ricorrendo all'equazione fondamentale della trasmissione di calore attraverso una parete a facce piane parallele, in condizioni di regime:

$$Q_{Tr} = k * S * \Delta t_e$$

dove:

- Q_{Tr} è la quantità di calore trasmessa, espressa in W
- k è il coefficiente globale di trasmissione termica o trasmittanza della superficie, espressa in W/m^2K
- S è l'area della superficie, perpendicolare alla direzione del flusso termico, espressa in m^2
- Δt_e è la differenza di temperatura equivalente definita sopra, espressa in $^{\circ}C$

Sulla base di quanto appena visto, è possibile procedere alla classificazione ed al calcolo dei carichi termici, imputabili ai singoli elementi trasmittenti:

1. Finestra "W1 N-O"

- o Dimensioni: 100 X 200 cm
- o Area: 2,00 m^2
- o Quantità: 16
- o Esposizione: Nord-Ovest
- o Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,830 W/m^2K

Ora	8	10	12	14	16	18
ΔT equivalente [$^{\circ}C$]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
Q_{Tr} [W]	0	0	10	23	23	16

2. Finestra "W1 S-E"

- Dimensioni: 100 X 200 cm
- Area: 2,00 m²
- Quantità: 40
- Esposizione: Sud-Est
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,830 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	10	23	23	16

3. Finestra "W2 S-O"

- Dimensioni: 100 X 130 cm
- Area: 1,30 m²
- Quantità: 24
- Esposizione: Sud-Ovest
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,873 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	6	15	15	11

4. Lucernario "W3 OR"

- Dimensioni: 120 X 1500 cm
- Area: 18,00 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Orizzontale
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 5,046 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	154	363	363	258

5. Lucernario "W4 OR"

- Dimensioni: 150 X 3460 cm
- Area: 51,90 m²
- Quantità: 2
- Esposizione: Orizzontale
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 5,065 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	447	1052	1052	747

6. Parete Sandwich "M1 (1)"

- Area: 72,59 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Nord-Ovest
- Colore: Medio
- Peso: 245,2 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 1,497 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-6,32	-5,00	-2,70	0,62	3,78	11,15
QTr [W]	0	0	0	67	411	1212

7. Parete Sandwich "M1 (2)"

- Area: 195,11 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Sud-Est
- Colore: Medio
- Peso: 245,2 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 1,497 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-2,81	5,82	9,12	8,07	5,01	3,50
QTr [W]	0	1702	2665	2357	1465	1023

8. Parete Sandwich "M1 (3)"

- Area: 147,87 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Sud-Ovest
- Colore: Medio
- Peso: 245,2 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 1,497 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-4,98	-4,30	-2,59	3,92	12,86	14,55
QTr [W]	0	0	0	867	2848	3222

9. Parete verso altra proprietà "M2"

- Area: 488,58 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: ND
- Colore: ND
- Peso: 408,0 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,723 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	2262	5321	5321	3778

10. Portone isolato "M3 (1)"

- Area: 25,50 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Nord-Ovest
- Colore: Medio
- Peso: 16,8 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 0,704 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-6,32	-4,06	-0,19	3,22	10,07	15,84
QTr [W]	0	0	0	58	181	284

11. Portone isolato "M3 (2)"

- Area: 25,50 m²
- Quantità: 2
- Esposizione: Sud-Est
- Colore: Medio
- Peso: 16,8 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 0,704 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	4,13	9,00	9,52	7,88	4,37	3,50
QTr [W]	74	162	171	142	78	63

12. Portone isolato "M3 (3)"

- Area: 25,50 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Sud-Ovest
- Colore: Medio
- Peso: 16,8 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 0,704 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-7,10	-4,30	-0,08	11,72	17,51	17,73
QTr [W]	0	0	0	211	314	318

13. Parete verso locale non riscaldato "M4 (1)"

- Area: 162,53 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: ND
- Colore: ND
- Peso: 408,0 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,723 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	752	1770	1770	1257

14. Parete verso locale non riscaldato "M4 (2)"

- Area: 216,99 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: ND
- Colore: ND
- Peso: 408,0 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,723 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	1004	2363	2363	1678

15. Parete verso locale non riscaldato "M4 (3)"

- Area: 33,59 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: ND
- Colore: ND
- Peso: 408,0 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,723 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	155	366	366	260

16. Parete verso locale non riscaldato "M4 (4)"

- Area: 66,95 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: ND
- Colore: ND
- Peso: 408,0 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 2,723 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-3,70	-0,94	1,70	4,00	4,00	2,84
QTr [W]	0	0	310	729	729	518

17. Copertura Tegolo "S1"

- Area: 338,63 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Orizzontale
- Colore: Medio
- Peso: 193,5 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 3,252 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-4,00	-2,07	2,76	8,62	13,29	14,50
QTr [W]	0	0	3042	9495	14635	15962

18. Copertura "S2"

- Area: 1232,7 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Orizzontale
- Colore: Medio
- Peso: 28,0 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 3,671 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
Δ T equivalente [°C]	-6,68	-4,27	3,72	10,97	15,84	15,84
QTr [W]	0	0	16831	49622	71692	71670

19. Pavimento su terreno "P1"

- Area: 1693,13 m²
- Quantità: 1
- Esposizione: Orizzontale
- Colore: ND
- Peso: 1007,0 Kg/m²
- Coefficiente globale di scambio termico (Trasmittanza): 0,269 W/m²K

Ora	8	10	12	14	16	18
ΔT equivalente [°C]	-4,13	-4,13	-4,13	-5,81	-4,71	-2,85
QTr [W]	0	0	0	0	0	0

Ognuna delle potenze “ Q_{Tr} ”, indicate nelle tabelle appena descritte, rappresenta l’apporto per trasmissione delle singole superfici coinvolte.

Possiamo quindi ottenere la potenza totale immessa in ambiente per trasmissione, sommando le potenze relative alle singole superfici per il numero complessivo delle superfici stesse (campo “Quantità” nella descrizione delle superfici), nei diversi orari considerati.

Vediamo allora il computo relativo alla combinazione dei carichi di trasmissione introdotti in ambiente dalle diverse componenti edilizie:

Ora	Q_{Tr} [W]
8	148
10	2.026
12	29.115
14	77.625
16	106.366
18	104.220

3.6 CALCOLO DEL CARICO TERMICO PER VENTILAZIONE

In questo paragrafo verrà sviluppato il calcolo di un'altra fondamentale componente del carico termico globale, il carico di ventilazione.

Questo carico termico nasce dall'esigenza di produrre un ricambio d'aria sufficiente per garantire condizioni salubri dell'ambiente da climatizzare.

Il ricambio infatti viene effettuato prelevando aria dall'esterno, ovviamente sia in fase estiva che invernale, generando un ulteriore carico termico da compensare per garantire le condizioni termigrometriche di progetto.

L'entità del volume d'aria da ricambiare è fissato per legge e dipende strettamente dal tipo di attività svolta all'interno dell'edificio oggetto del calcolo.

Vediamo allora nel caso specifico le formule ed i parametri utilizzati per computare il carico termico di ventilazione, che andrà a sommarsi ai carichi termici calcolati in precedenza, per costruire il carico termico globale sul quale dimensionare l'impianto di climatizzazione.

L'equazione generale per calcolare il carico termico di ventilazione è la seguente:

$$Q_V = \Delta H * \rho_{aria} * \dot{V}$$

dove:

- Q_V è il carico termico di ventilazione, espresso in W
- ΔH è la differenza di entalpia tra l'aria esterna e l'aria interna al variare della temperatura esterna, espressa in J/kg
- ρ_{aria} è la densità dell'aria, espressa in kg/m³
- \dot{V} è la portata volumetrica, espressa in m³/s

Come si evince dai dati di progetto, la portata volumetrica viene fissata secondo normativa a circa 40 m³/h, per rispondere alle specifiche caratteristiche dell'ambiente considerato.

Trasformiamo dunque tale portata in m³/s per ottenere l'unità di misura coerente con il resto della formula.

Dai dati presenti nel database di calcolo ricaviamo poi il coefficiente ΔH , al variare di temperatura ed umidità relativa esterna (dati standard, ricavati da norme UNI 11300 1-2-3-4, nelle diverse ore della giornata).

Sulla base di queste variazioni termo-igrometriche, varia conseguentemente anche la densità dell'aria (ρ_{aria}).

Computando dunque tutti i parametri in gioco è possibile calcolare il carico termico per ventilazione, il cui valore è apprezzabile nella seguente tabella:

Ora	ΔH (J/kg)	Q_v [W]
8	6.000	5.688
10	8.100	7.738
12	12.000	11.458
14	13.800	13.272
16	13.800	13.272
18	12.000	11.464

3.7 CALCOLO DEI CARICHI TERMICI INTERNI

I carichi termici interni rappresentano gli apporti di calore sensibile e latente agli ambienti condizionati, proveniente dall'interno degli ambienti stessi.

Le fonti più comuni sono:

- Le persone che soggiornano nell'ambiente
- L'illuminazione
- I motori elettrici
- Altre fonti: l'introduzione di materiali o prodotti a temperatura superiore alla temperatura ambiente o che emettono vapore

In particolare vedremo quindi una stima del carico termico generato dalle fonti elencate sopra, tramite gli strumenti che ci fornisce il metodo Carrier. Si riuscirà infatti a desumere con una certa accuratezza il valore di potenza istantanea immessa nell'ambiente da condizionare, sulla base dell'affollamento, delle attrezzature e degli impianti, presenti nell'ambiente stesso.

Sono stati dunque definiti ed utilizzati alcuni parametri che permetteranno di computare la potenza termica totale, dovuta agli apporti di calore sensibile e latente generati internamente all'edificio. In particolare:

- Per il calcolo del carico termico immesso dalle persone che lavorano nello stabilimento è stato scelto di considerare (in base al tipo di attività) un carico per singola persona di 64 W (sensibile) e di 46 W (latente). Il numero di persone coinvolte è pari a 70.
- Per quanto riguarda gli utilizzatori elettrici è stato stimato un carico di 20 Wt/m² per tenere conto della potenza termica immessa in ambiente da motori elettrici e corpi illuminanti. La superficie utile considerata ai fini del calcolo è pari a 1651,4 m².
- È stata stimata la componente sensibile immessa dai tubi isolati che trasportano vapore tecnologico e condensa di ritorno dalle utenze in 10.000 W.

- È stata stimata la componente latente immessa dalle utenze utilizzatrici di vapore in 6.000 W. Questa potenza dipende invece dalla quantità di vapore disperso in ambiente dalle macchine da stiro.

Nel calcolo complessivo considereremo costanti tutte le componenti che concorrono al carico totale, durante l'arco della giornata. Verrà mantenuta la divisione tabellare oraria, allo scopo di mantenere il calcolo coerente con le altre tabelle dei paragrafi precedenti.

Dai dati sopra esposti possiamo quindi procedere con il calcolo del carico termico totale da estrarre in fase estiva per mantenere le condizioni di progetto interne prestabilite. Vediamo dunque nella seguente tabella il computo delle varie voci di calcolo:

Ora	$Q_{lat,persone}$ (W)	$Q_{sen,persone}$ (W)	$Q_{tot,persone}$ (W)	$Q_{sen,elettrico}$ (W)	Altro Q sensibile (W)	Altro Q latente (W)	Q_i [W]
8	3.220	4.480	7.700	33.028	10.000	6.000	56.728
10	3.220	4.480	7.700	33.028	10.000	6.000	56.728
12	3.220	4.480	7.700	33.028	10.000	6.000	56.728
14	3.220	4.480	7.700	33.028	10.000	6.000	56.728
16	3.220	4.480	7.700	33.028	10.000	6.000	56.728
18	3.220	4.480	7.700	33.028	10.000	6.000	56.728

3.8 CALCOLO DEL CARICO TERMICO TOTALE

Nei paragrafi precedenti di questo capitolo è stato sviluppato il calcolo delle singole componenti termiche che concorrono al carico termico complessivo.

Possiamo dunque calcolare tale carico sommando le singole componenti, secondo la seguente equazione:

$$Q_{TOTALE} = Q_{Irr} + Q_{Tr} + Q_V + Q_I$$

dove:

- Q_{Irr} è il carico termico per irraggiamento, espresso in W
- Q_{Tr} è il carico termico per trasmissione, espresso in W
- Q_V è il carico termico per ventilazione, espresso in W
- Q_I è il carico termico interno, espresso in W

La suddivisione, come accennato è stata mantenuta coerente ed eseguita in relazione al variare delle condizioni termo-igrometriche, al variare dell'istante considerato nella giornata.

Il risultato globale, calcolato secondo l'equazione evidenziata sopra, è visibile nella seguente tabella:

Ora	Q_{Irr} (W)	Q_{Tr} (W)	Q_V (W)	Q_I (W)	Q_{TOTALE} [W]
8	38.000	148	5.688	56.728	100.564
10	77.280	2.026	7.738	56.728	143.772
12	101.268	29.115	11.458	56.728	198.569
14	96.566	77.625	13.272	56.728	244.191
16	72.730	106.366	13.272	56.728	249.096
18	30.873	104.220	11.464	56.728	203.285

Dal carico termico globale, calcolato alle diverse ore del giorno, è possibile desumere l'orario termico di punta sulla base del quale dimensionare l'impianto. È necessario garantire infatti che i gruppi frigoriferi siano in grado di mantenere le condizioni termo-igrometriche di progetto nella situazione più sfavorevole.

Nella tabella sottostante si evidenzia la riga relativa al carico termico massimo:

Ora	Q_{irr} (W)	Q_{Tr} (W)	Q_v (W)	Q_i (W)	Q_{TOTALE} [W]
8	38.000	148	5.688	56.728	100.564
10	77.280	2.026	7.738	56.728	143.772
12	101.268	29.115	11.458	56.728	198.569
14	96.566	77.625	13.272	56.728	244.191
16	72.730	106.366	13.272	56.728	249.096
18	30.873	104.220	11.464	56.728	203.285

Nel presente lavoro di dimensionamento è emerso dunque che il carico massimo nell'ambiente industriale considerato si manifesta in un intorno delle ore 16.00.

CAPITOLO 4

L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: CRITERI DI SCELTA

4.1 INTRODUZIONE

Come affrontato in dettaglio nei capitoli precedenti, l'impianto di climatizzazione oggetto del presente lavoro di Tesi viene realizzato con lo scopo primario di raffrescare gli ambienti produttivi. Gli esempi che verranno quindi esposti nelle fasi successive, saranno principalmente basati sul funzionamento dell'impianto in modalità estiva.

Nei paragrafi seguenti vedremo i criteri di scelta delle macchine frigorifere e del relativo sistema di diffusione dell'aria trattata in ambiente.

A tale scopo, verranno quindi evidenziate le componenti fondamentali dei gruppi frigoriferi, con particolare riferimento ai processi termodinamici coinvolti nelle varie fasi.

Il tutto verrà supportato da una serie di foto significative che permetteranno di vedere realmente i dettagli costruttivi delle macchine e la loro interazione con le sorgenti termiche.

4.2 CONSIDERAZIONI TECNICO-ECONOMICHE

La scelta delle macchine frigorifere è il passaggio fondamentale per la progettazione di un impianto di condizionamento. Esse rappresentano infatti il componente principale per la generazione del freddo necessario al raggiungimento e mantenimento delle condizioni termo-igrometriche ottimali identificate per l'ambiente considerato.

Il progetto in questione, a partire dalla scelta delle macchine frigorifere, è stato pensato per il condizionamento con priorità in fase estiva. Attualmente infatti, nello stabilimento non è presente alcun sistema di raffrescamento. Al contrario invece, il riscaldamento degli ambienti in fase invernale, è attuato da un generatore di vapore. Esso ha lo scopo principale di produrre vapore tecnologico per l'alimentazione delle utenze del reparto stiro, come visto nei capitoli precedenti. Una quota parte del vapore prodotto dal generatore infatti, viene utilizzato per il riscaldamento degli ambienti tramite degli aerotermini, opportunamente posizionati all'interno dello stabilimento.

Un'ulteriore fondamentale considerazione, consiste nel fatto che in ambiente il carico termico prodotto è notevole a causa delle suddette utenze utilizzatrici di vapore tecnologico. A causa di questo processo produttivo, il carico termico in fase invernale è molto ridotto rispetto al carico termico da processare in fase estiva.

Per tutti questi motivi, come visto nel Capitolo precedente, l'impianto viene dimensionato sul carico estivo da asportare dall'ambiente.

Tuttavia per la scelta dei gruppi frigoriferi, i diversi carichi in fase estiva ed invernale non sono gli unici criteri di valutazione. Rientrano infatti nell'analisi anche criteri puramente finanziari che riguardano le detrazioni fiscali, messe a disposizione per l'efficientamento degli impianti termotecnici.

In particolare, la sostituzione di impianti di riscaldamento con impianti a maggiore efficienza energetica può portare all'ottenimento di una detrazione fiscale pari al 65% del valore dell'investimento, in 10 anni.

Tale detrazione è applicabile all'importo complessivo fatturato e non solamente al costo imputabile all'acquisto dei gruppi frigoriferi. In sostanza quindi, è possibile detrarre il 65% del costo dell'intero appalto, comprensivo di acquisto di macchine, componenti e manodopera. La detrazione presenta un unico vincolo, che consiste in un tetto massimo di 30.000 euro di detrazione. L'importo minimo quindi che consente di accedere al massimo della detrazione fiscale disponibile è:

$$\frac{30.000 \text{ €}}{0.65} = \mathbf{46.154 \text{ €}}$$

Oltre questo importo, la somma deducibile resta pari al tetto massimo, ovvero 30.000 euro.

Ovviamente, tale possibilità rappresenta una variabile strategica per l'azienda. Vediamo allora i vincoli attraverso il rispetto dei quali è possibile ottenere la detrazione:

- La sostituzione dell'impianto attuale di riscaldamento, deve avvenire attraverso un sistema di riscaldamento autonomo.
- Il nuovo impianto di riscaldamento deve essere del tipo ad alta efficienza energetica. Questo vincolo si traduce, per le macchine frigorifere funzionanti in pompa di calore, in un COP $\geq 3,9$ ed in un EER $\geq 3,4$.

Considerando quanto sopra, per la climatizzazione dello stabilimento in oggetto è stato identificato un impianto con macchine frigorifere a compressione, con ciclo termodinamico invertibile. Le macchine funzioneranno quindi anche in pompa di calore e verranno utilizzate per il riscaldamento dell'edificio in fase invernale.

L'impianto di condizionamento permetterà dunque di implementare da zero la climatizzazione estiva dello stabilimento produttivo. La nuova installazione si sostituirà anche all'attuale sistema di generazione e distribuzione del calore, con sistemi a maggiore efficienza energetica ed efficacia operativa.

4.3 LE MACCHINE FRIGORIFERE

La scelta delle macchine frigorifere è il passaggio fondamentale per la progettazione di un impianto di condizionamento. Esse rappresentano infatti il componente principale per la generazione del freddo/caldo.

In particolare, per raggiungere la potenza termica necessaria al raffrescamento/riscaldamento degli ambienti di produzione, è stata identificata una soluzione con tre gruppi frigoriferi (del costruttore CLINT) di uguale potenza.

In figura 4.1 e 4.2, vediamo due schede che mostrano le caratteristiche tecniche delle macchine selezionate:

RTA/K/WP 262

CONFIGURAZIONE UNITÀ	
Mandata aria	Alto
Lato ispezione	Sinistra
	

DATI TECNICI PRELIMINARI GENERALI		ESTATE	INVERNO
Potenza frigorifera totale	[kW]	87,4	
Resa in riscaldamento	[kW]		88,9
Potenza frigorifera sensibile	[kW]	58,4	
Potenza assorbita compressori	[kW]	24,2	20,8
Trattamento aria			
Portata mandata	[m³/h]	14580	
Portata aria esterna	[m³/h]	0	
Percentuale aria esterna	[%]	0	
Prefiltri	[Tipo]	G4	
Condizioni di lavoro			
Altitudine sul livello del mare	[m]	0	
Aria ambiente	[°C / U.R. %]	27,0 / 50	20,0 / 50
Aria esterna	[°C / U.R. %]	35,0 / 50	7,0 / 87

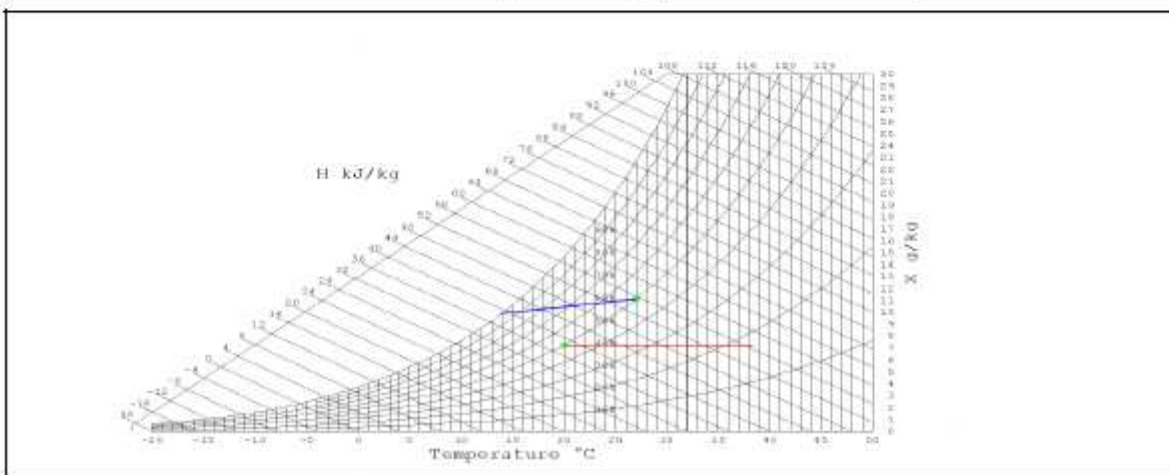


Figura 4.1 Scheda tecnica gruppo frigorifero CLINT, modello RTA/K/WP 262.

RTA/K/WP 262		
Livello Sonoro		
Pressione sonora a 1 m di distanza(ISO3744)	[dB(A)]	58
DIMENSIONE E PESO		
Lunghezza	[mm]	3190
Altezza	[mm]	2340
Larghezza	[mm]	2200
Peso	[kg]	1410
Dati elettrici		
Potenza assorbita unità	[kW]	29,8
Corrente assorbita unità	[A]	43,0
Corrente max assorbita unità	[A]	68,4
Corrente di spunto unità	[A]	201
Alimentazione elettrica (potenza)	[V/Hz/Ph]	400/50/3
Alimentazione elettrica (ausiliaria)	[V/Hz/Ph]	230/50/1
Sezione motocondensante		
Refrigerante	[Tipo]	R410A
Compressori	[Tipo]	SCROLL
Compressori	[n°]	2
Circuiti frigoriferi	[n°]	1
Gradini di parzializzazione	[%]	50/100
Carica refrigerante	[kg]	19
Ventilatori	[n°]	2
Ventilatori	[Tipo]	AXIAL
Portata aria	[m³/h]	24.120

Figura 4.2 Scheda tecnica gruppo frigorifero CLINT, modello RTA/K/WP 262 (continuazione).

Nella successiva scheda di figura 4.3, vediamo le caratteristiche dimensionali delle macchine frigorifere, fondamentali per il dimensionamento dei basamenti di appoggio delle stesse e per la pianificazione dell'occupazione degli spazi all'esterno dello stabilimento.

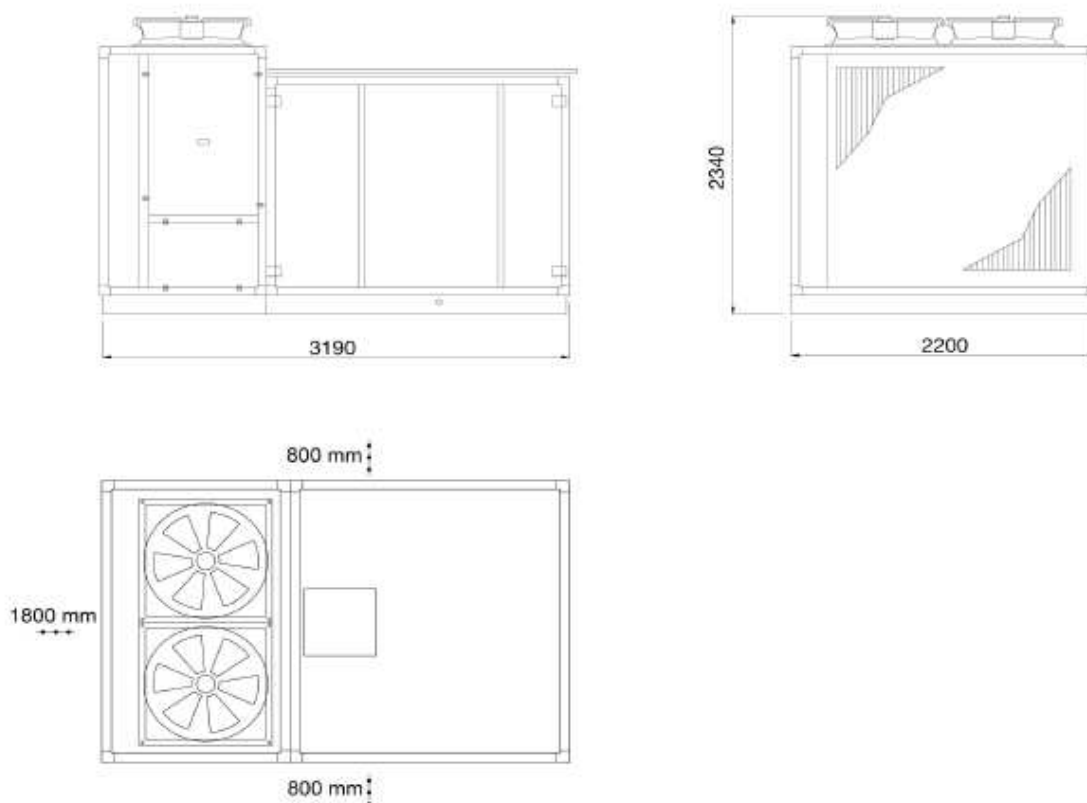


Figura 4.3 Caratteristiche dimensionali gruppo frigorifero CLINT.

Come si può facilmente evincere dalle schede tecniche precedenti, le macchine in questione sono dei monoblocchi frigoriferi con ciclo invertibile, definiti in gergo con la denominazione “rooftop”.

Tale denominazione è (soprattutto in questo caso) tecnicamente scorretta, visto che le macchine effettivamente installate presso lo stabilimento sono installate a terra e non sul tetto, come suggerirebbe il termine rooftop.

I gruppi acquistati per questa applicazione, sono dei monoblocchi frigoriferi di tipo aria-aria, nei quali il fluido frigorifero condensa/evapora sull’aria ambiente e sull’aria esterna, in funzione della modalità (estiva o invernale) scelta.

Nelle pagine successive vedremo una serie di immagini significative, che permetteranno di identificare le componenti principali deputate al trasferimento di calore per l’ottenimento dell’effetto utile desiderato, sia esso termico o frigorifero, a servizio dello stabilimento produttivo.

4.3.1 LA COMPRESSIONE DEL GAS FRIGORIGENO

In figura 4.4 vediamo i due compressori scroll. I compressori non sono dotati di inverter, pertanto ognuno di essi funziona in on-off. In base alle richieste dell'ambiente da climatizzazione quindi, funzioneranno uno soltanto o due compressori contemporaneamente.

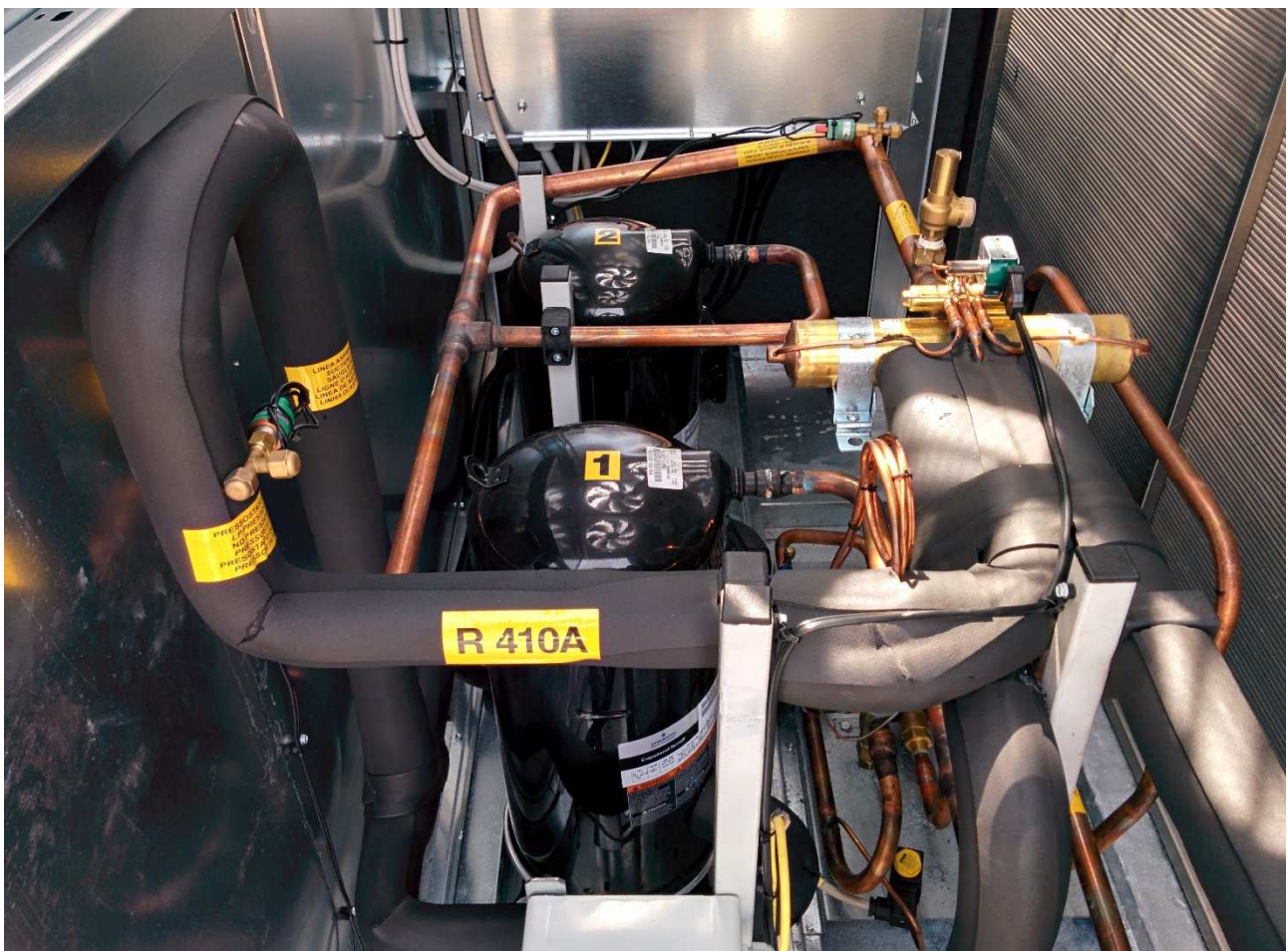


Figura 4.4 Dettaglio dei due compressori scroll (identificati dai numeri "1" e "2") in dotazione a ciascuno dei tre gruppi frigoriferi a servizio dello stabilimento produttivo. Sulla destra vediamo anche il particolare della valvola a quattro vie, per l'inversione del ciclo termodinamico. Tale valvola permette quindi di variare la configurazione della macchina da estiva a invernale (e viceversa).

4.3.2 LA SEZIONE DI SCAMBIO TERMICO LATO ARIA ESTERNA

Nelle foto di figure 4.5 e 4.6, vediamo lo scambiatore a contatto con l'aria esterna. In modalità estiva tale scambiatore assume la funzione di condensatore. Tramite la condensazione del fluido circolante all'interno dei tubi, viene ceduto calore all'aria esterna. Viceversa, in modalità invernale, lo scambiatore assume la funzione di evaporatore. In questo caso, il fluido circolante evapora, asportando calore dall'aria esterna, per ridistribuirlo sull'aria ambiente da riscaldare.



Figura 4.5 Vista dello scambiatore di condensazione/evaporazione a contatto con l'aria esterna.



Figura 4.6 Dettaglio delle tubazioni di ingresso/uscita del fluido refrigerante, nello scambiatore di condensazione/evaporazione a contatto con l'aria esterna.

Come accennato sopra, l'aria esterna è la sorgente termica attraverso la quale è possibile prelevare/cedere calore in modalità invernale/estiva. Lo scambio termico all'interno della batteria è attuato tramite la movimentazione dell'aria esterna stessa, mediante l'ausilio di ventilatori, che nel caso in esame sono del tipo assiale, chiaramente visibili nella foto di figura 4.7. Nella foto è inoltre visibile un particolare del sistema di riduzione del rumore, tramite l'utilizzo di materiale fono-assorbente.



Figura 4.7 Dettaglio dei ventilatori assiali, per la movimentazione dell'aria esterna.

Vediamo ora una vista del gruppo frigorifero dall'esterno, allo scopo di inquadrare complessivamente la movimentazione dell'aria, vettore energetico oggetto dei processi termodinamici, che avvengono nella sezione di scambio termico esterna.

Tale sezione viene comunemente chiamata "moto-condensante".

La denominazione prende spunto dai gruppi frigoriferi funzionanti in sola modalità estiva, in quanto nella sezione che processa l'aria esterna, lo scambiatore ha la funzione fissa di condensatore (da cui la parte "condensante" del nome) ed è presente la parte di compressione, che contiene quindi anche i motori elettrici di azionamento (da cui la parte "moto" del nome).

In figura 4.8 viene evidenziato, tramite l'ausilio di alcune frecce⁶, un esempio in fase estiva dell'andamento della circolazione dell'aria in questa sezione.

L'aria esterna (frecce blu) viene prelevata ed attraversa la superficie di scambio termico del condensatore, composta da tubi in cui circola il fluido da condensare e lamelle per incentivare lo scambio termico.

A questo punto, il fluido all'interno delle tubazioni dello scambiatore condensa, cedendo calore all'aria prelevata. L'aspirazione di tale aria viene attuata tramite i ventilatori assiali visti in precedenza, che viene poi espulsa dalla parte alta del gruppo frigorifero (frecce rosse), per interferire il meno possibile con l'ambiente circostante.

Il colore delle frecce vuole indicare che l'aria in ingresso, anche se calda visto che l'esempio riguarda il funzionamento in modalità estiva, viene portata ad una temperatura superiore e quindi riscaldata, a causa della condensazione del fluido frigorifero. Questo processo è necessario per espellere il calore prelevato dall'interno dell'ambiente da climatizzare (vedi nota a piè di pagina).

⁶ La convenzione dei colori che verrà utilizzata in questo esempio e nel successivo è la seguente: Le frecce di colore blu sono utilizzate per indicare la direzione di una portata d'aria che subirà un riscaldamento. Non indicano quindi necessariamente portate di aria fredda. Il viceversa si applica invece per le frecce di colore rosso.

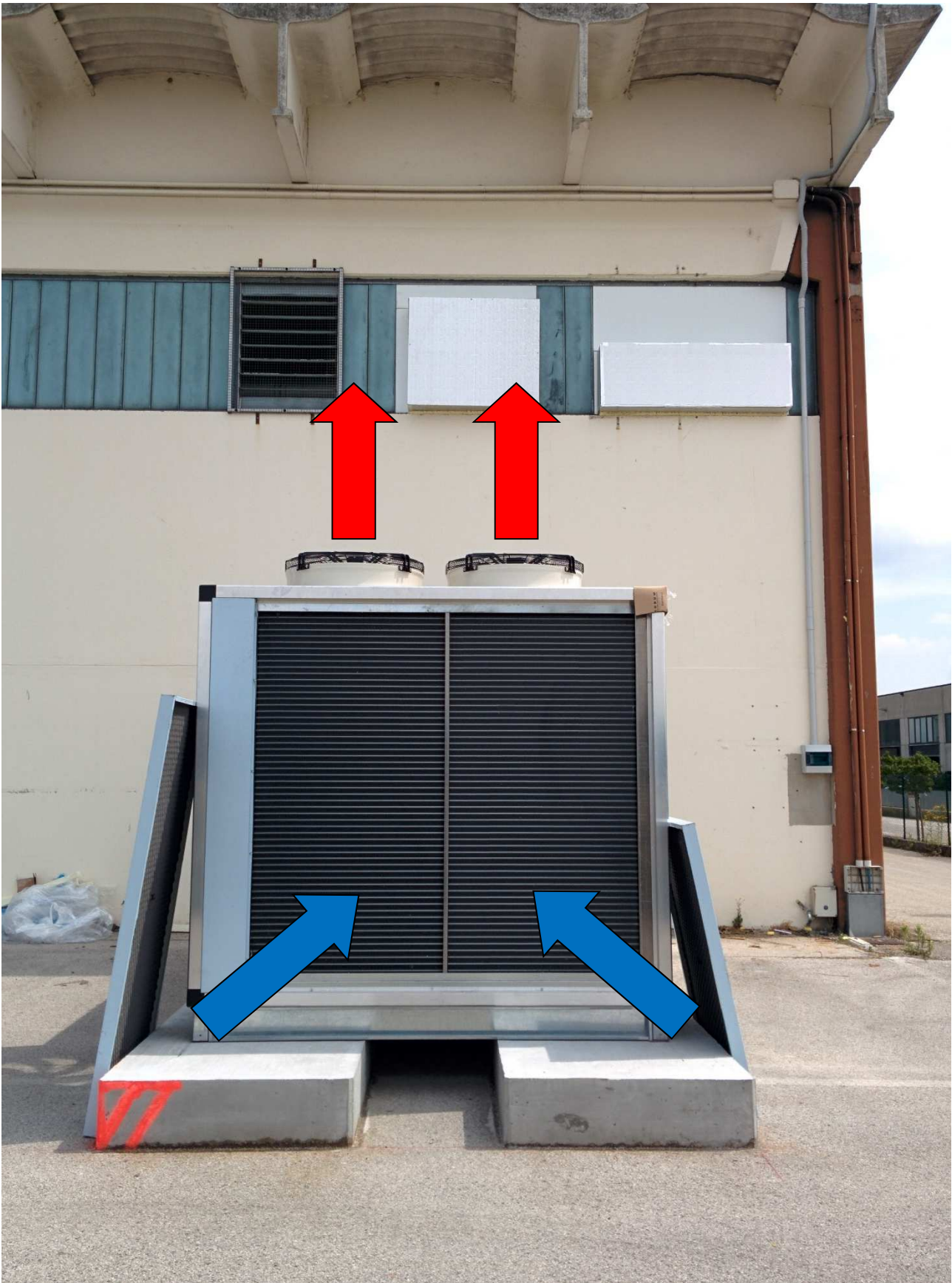


Figura 4.8 Flusso della sorgente termica (aria esterna) nella sezione “moto-condensante”, in modalità estiva.

4.3.3 LA SEZIONE DI SCAMBIO TERMICO LATO ARIA AMBIENTE

Nella foto successiva (figura 4.9) vediamo i filtri posizionati a monte del ventilatore centrifugo di aspirazione, visibile nella successiva foto di figura 4.11. Tali filtri sono visibili sulla destra della foto ed hanno lo scopo di bloccare eventuali particelle ed impurità aspirate, ripulendo l'aria che verrà poi reimpressa nell'ambiente da climatizzare. Tali filtri sono soggetti per costruzione a manutenzione periodica per il mantenimento delle loro proprietà filtranti.



Figura 4.9 Vista della sezione centrale interna del gruppo frigorifero. Sulla destra sono visibili i filtri, estraibili a scorrimento per la loro sostituzione periodica.

Una volta superati i filtri, l'aria passa attraverso la batteria di scambio termico (vedi figura 4.10) sul lato dell'aria ambiente da climatizzare. È questo il passaggio attraverso il quale si ottiene l'effetto utile desiderato. Infatti, come per la batteria sull'aria esterna, anche qui avviene l'evaporazione/condensazione del fluido frigorifero, a seconda della modalità rispettivamente estiva/invernale selezionata per il gruppo frigorifero.



Figura 4.10 Vista della sezione centrale interna del gruppo frigorifero. Sulla sinistra vediamo la batteria di scambio termico, che produce l'effetto utile sull'aria ambiente da climatizzare.

Una volta superata la sezione di filtraggio e la batteria di scambio termico, l'aria proveniente dall'interno dello stabilimento produttivo è quindi opportunamente climatizzata e ripulita da impurità.

La circolazione dell'aria proveniente dall'ambiente interno e dell'eventuale portata di rinnovo da miscelare alla prima, viene in questo caso messa in atto da un ventilatore centrifugo.

Esso ha lo scopo di prelevare l'aria da climatizzare, "costringendola" a passare attraverso la batteria di scambio termico, che, a seconda della modalità selezionata, verrà riscaldata o raffreddata.

L'aria è a questo punto "pronta" per essere inviata in ambiente, alle condizioni termo-igrometriche richieste.

Nella foto di figura 4.11 vediamo quindi un ingrandimento del ventilatore centrifugo in dotazione al gruppo frigorifero.

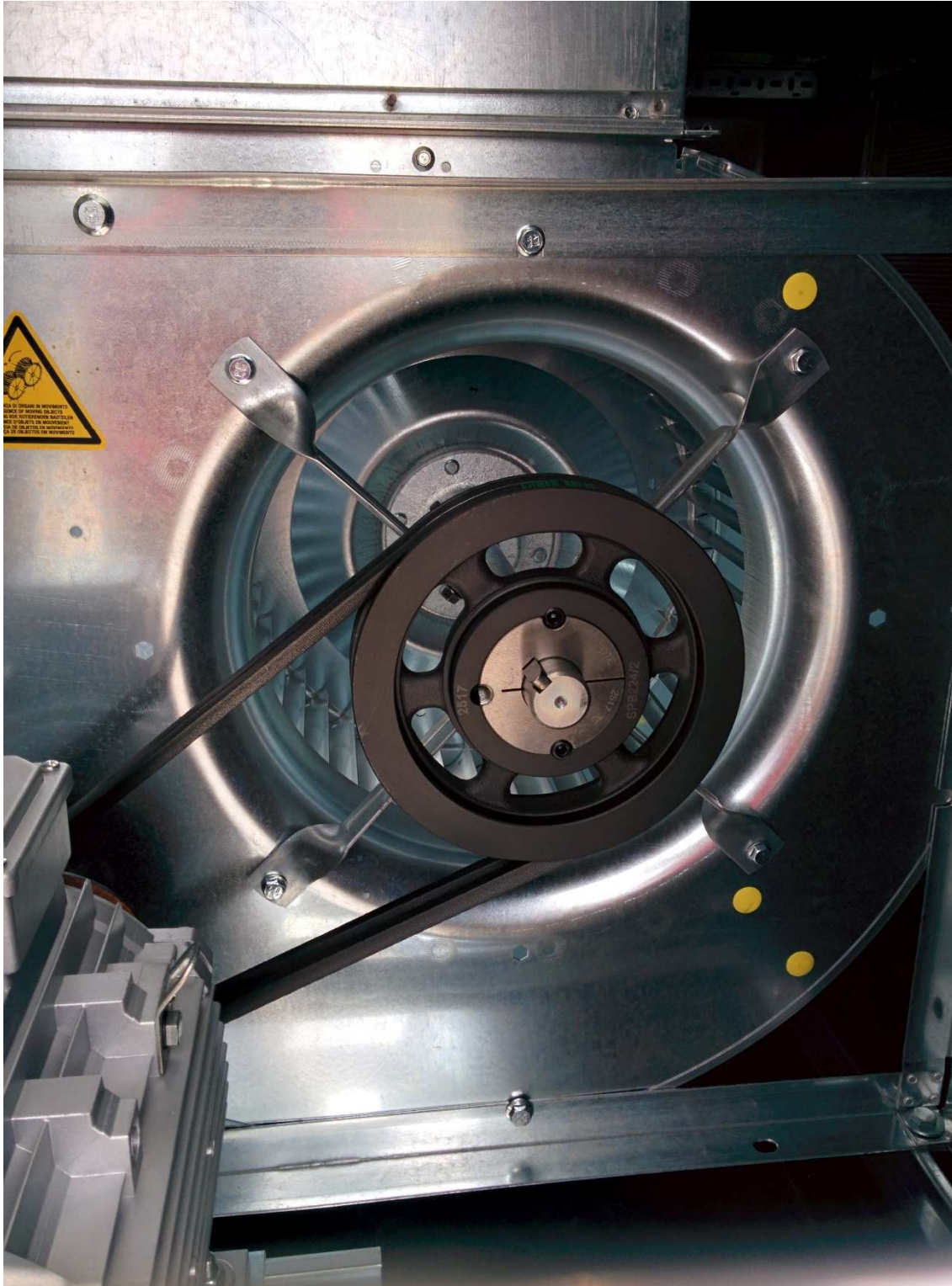


Figura 4.11 Dettaglio del ventilatore centrifugo e della relativa puleggia di azionamento.

Come per la sezione precedente, nelle figure 4.12 e 4.13 vediamo il gruppo frigorifero dall'esterno, evidenziando la movimentazione dell'aria, che avviene nella sezione di scambio termico interna.

Il processo in fase estiva si svolge nel seguente modo:

L'aria interna (serranda in alto, figura 4.12) e di rinnovo (serranda in basso, figura 4.12) calda evidenziata dalle frecce rosse, viene aspirata dai ventilatori centrifughi e attraversa la superficie di scambio termico dell'evaporatore, visibile in figura 4.10, il quale è realizzato in maniera del tutto simile allo scambiatore della sezione esterna.

Il fluido presente all'interno delle tubazioni dello scambiatore evapora sull'aria prelevata dall'ambiente esterno e sull'eventuale portata di rinnovo. L'aria in questa fase è oggetto dell'effetto utile vero e proprio in modalità estiva, ovvero viene raffreddata e deumidificata, se necessario.

L'aria trattata viene quindi spinta nella canalizzazione di mandata, che introduce l'aria climatizzata all'interno dello stabilimento.

L'operazione di mandata dell'aria raffreddata è chiaramente visibile nella foto di figura 4.13 (freccia blu).

Il colore delle frecce, con la stessa convenzione dell'esempio precedente (sezione di scambio termico "esterna") indica che l'aria calda entrante nel sistema, viene portata ad una temperatura inferiore, a causa dell'evaporazione del fluido frigorifero.



Figura 4.12 Dettaglio delle serrande di prelievo dell'aria proveniente dall'ambiente interno da climatizzare (serranda in alto) e dell'aria esterna di rinnovo (serranda in basso). La foto è stata scattata prima del montaggio delle opportune canalizzazioni; diversamente le serrande e soprattutto la separazione tra aria interna e di rinnovo, non sarebbero state visibili.

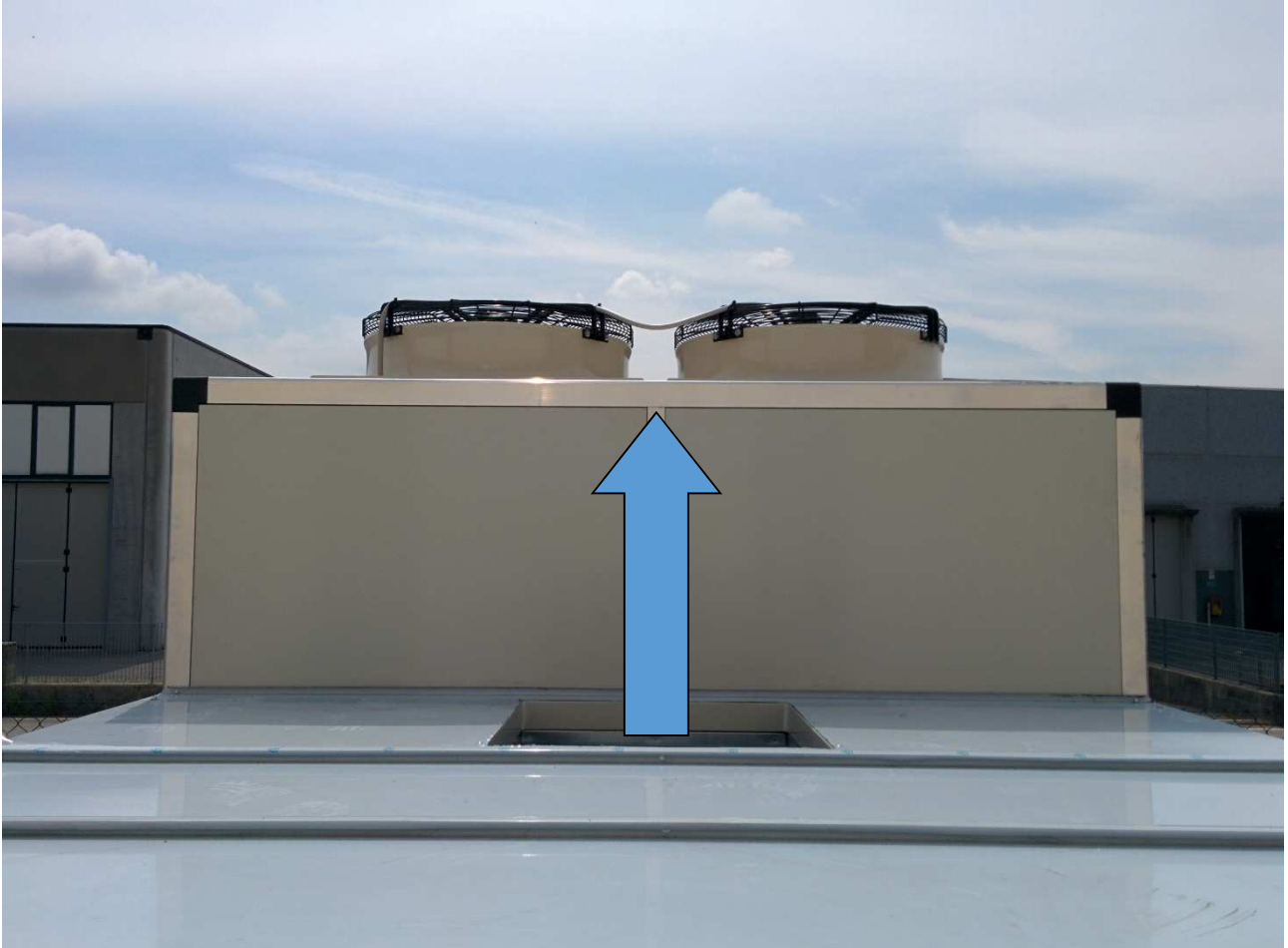


Figura 4.13 Dettaglio della mandata dell'aria raffrescata in ambiente. Anche in questo caso la foto è stata scattata prima del montaggio dei canali, per evidenziare il foro di uscita dallo scambiatore della sezione di trattamento dell'aria interna.

4.4 I CANALI AERAILICI DI DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

PRIMARIA

Un'altra scelta progettuale di primaria importanza riguarda i canali di mandata/ripresa dell'aria trattata dai gruppi frigoriferi.

L'azienda individuata a tale scopo è SINTRA. La caratteristica principale che ha definito tale scelta, è stata la particolare tecnologia di diffusione dell'aria. Nei paragrafi successivi vediamo un confronto tra i sistemi tradizionali ed il sistema scelto per la realizzazione dell'impianto.

4.4.1 I SISTEMI TRADIZIONALI PER LA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA

PRIMARIA

Come abbiamo visto nei paragrafi e capitoli precedenti la prima fase è stata quella di definire i carichi termici in gioco.

La seconda fase ha portato alla scelta delle macchine frigorifere più adatte alla gestione di tali carichi termici, tenendo sempre presente i vincoli tecnici ed economici già discussi.

La fase successiva, oggetto del presente paragrafo, porta naturalmente alla scelta di un idoneo sistema di diffusione della potenza termica/frigorifera generata dai gruppi frigoriferi, le cui caratteristiche sono dettagliate nei paragrafi precedenti del presente capitolo.

In una prima fase progettuale, è stato "pensato" un impianto di tipo standard per la diffusione e la ripresa dell'aria in ambiente.

In particolare, la prima ipotesi valutata prevedeva l'utilizzo di un sistema di diffusione dell'aria, basato sull'utilizzo di canalizzazioni che hanno il compito di trasportare l'aria all'interno dello stabilimento ed immetterla in ambiente tramite dei terminali, che possono avere le forme e dimensioni più disparate. Vediamo un esempio tipico di canalizzazioni di trasporto e dei relativi terminali di diffusione dell'aria primaria, rispettivamente nelle figure 4.14 e 4.15.



Figura 4.14 Esempio di canale aeraulico di mandata di un impianto di climatizzazione.

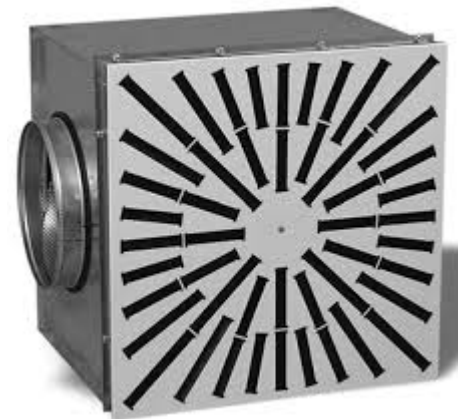
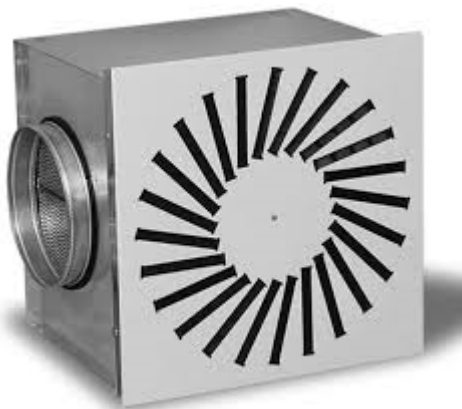


Figura 4.15 Alcuni esempi di terminali di diffusione dell'aria di mandata di un impianto di climatizzazione.

Questo tipo di approccio, porta con sé la necessità fisiologica di predisporre una moltitudine di terminali di diffusione, alimentati dagli opportuni canali di mandata dell'aria primaria. Questa necessità nasce principalmente a causa della limitata capacità di lancio dei terminali standard, che devono quindi essere installati localmente per consentire una corretta regolazione termica della zona di competenza.

Durante la valutazione di questa prima ipotesi di progetto, relativa alla scelta del sistema di diffusione per l'aria primaria dell'impianto, è emersa un'ulteriore problematica relativa alla distribuzione locale dell'aria climatizzata. La criticità maggiore infatti consisteva nel fatto che i diffusori standard non sono costruiti per movimentare l'aria circostante, ma solamente per inviare la propria all'interno dell'ambiente.

Il fenomeno avviene perché l'aria in uscita crea una depressione sull'aria circostante, che richiamata, si miscela con la parte esterna del cono di diffusione, miscelandosi con la massa d'aria di mandata e rallentandone parzialmente la velocità. Il problema è che la massa d'aria più interna al cono di diffusione subisce in maniera marginale tale influenza e pertanto la temperatura tra esterno ed interno del cono risulta sensibilmente differente (vedi figura 4.16). In buona sostanza, con questo sistema non avviene una corretta miscelazione dell'aria di mandata con l'aria dell'ambiente da climatizzare.

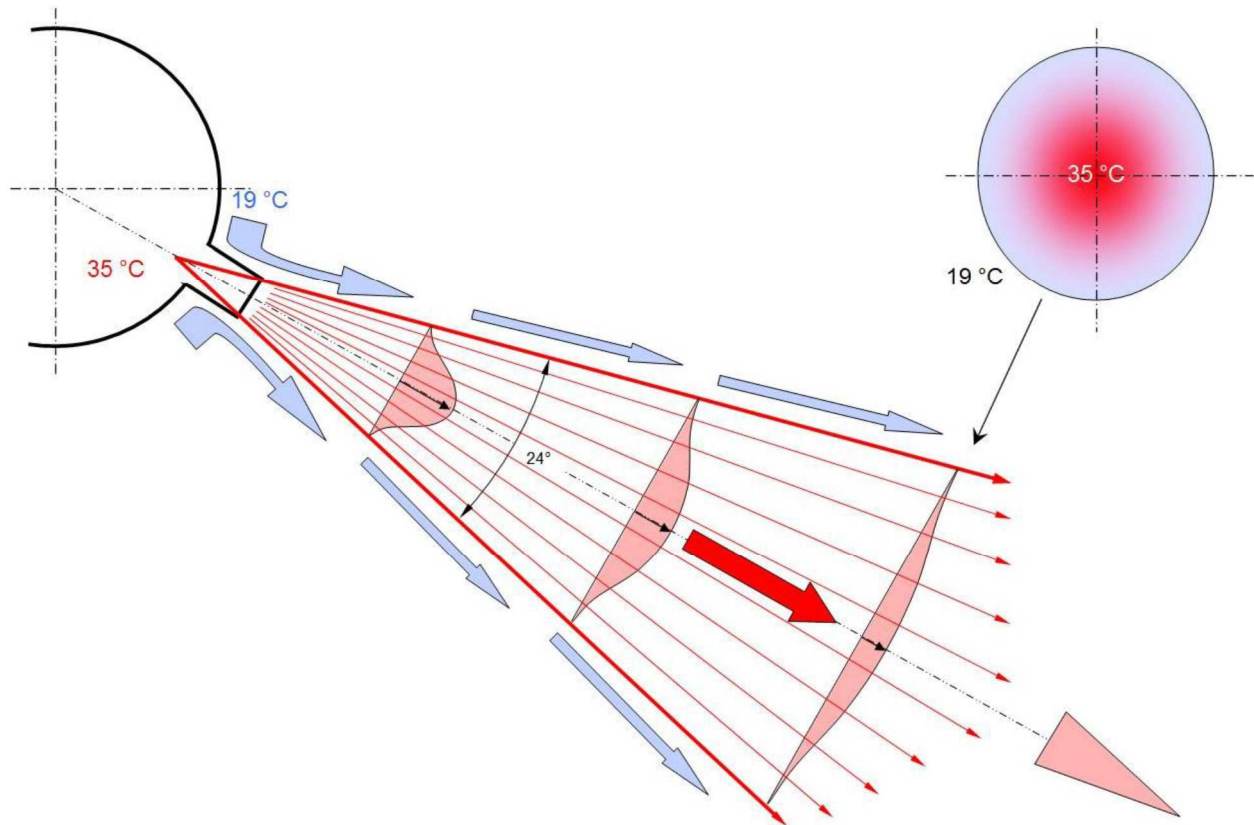


Figura 4.16 Fenomeno induttivo generato dai diffusori standard, per la distribuzione dell'aria di mandata. Nel disegno sul lato destro della figura si vede la sezione del flusso d'aria in uscita dal diffusore ad induzione. È facile notare come ci sia un'evidente differenza di temperatura tra la parte interna ed esterna del flusso d'aria. L'esempio in questione riguarda uno scenario di climatizzazione invernale.

Questo comporta che variazioni della temperatura di mandata, influenzino in maniera consistente le distanze di lancio e la distribuzione omogenea delle temperature in ambiente. Nel caso ad esempio di un aumento della temperatura di mandata dell'aria, i terminali standard tenderanno a favorire la stratificazione del calore verso il soffitto dello stabilimento, poichè l'aria di mandata, che si mantiene molto più calda dell'aria ambiente, tende a deviare verso l'alto, riscaldando la volumetria superiore dell'edificio, anziché la parte utile a terra (nel caso in esame tutta l'attività viene svolta al piano terra dello stabilimento e non sono presenti soppalcature o altre strutture simili, per l'attività industriale principale), portando con sé elevati ed inutili costi di gestione aggiuntivi.

Se viceversa andiamo a diminuire la temperatura di andata per sopperire a diverse esigenze termiche (ad esempio in fase estiva), per gli stessi motivi fisici sopra descritti, andremo a generare

delle fastidiose correnti d'aria fredda, che tipicamente impattano sensibilmente sul confort percepito all'interno degli ambienti lavorativi.

Per questa ragione gli impianti sono generalmente tarati sul confort della temperatura minima di mandata, al fine di controllare la velocità massima al suolo, tollerando la stratificazione all'aumentare della temperatura di mandata stessa.

Restano però come anticipato penalizzati i consumi energetici, in particolare in fase di messa a regime invernale⁷.

⁷ Si cerca di mantenere la temperatura minima più elevata evitando il più possibile correnti d'aria al suolo, che generano condizioni di dis-confort localizzate. A causa di questa configurazione, viene "tollerata" una certa stratificazione dell'aria a soffitto, che non incide sulle condizioni di benessere ambientali, ma penalizza i consumi energetici dell'edificio.

Nell'immagine di figura 4.17, viene messo chiaramente in evidenza il fenomeno di stratificazione nel caso di mandata di aria calda (parte destra della figura) ed il fenomeno delle correnti d'aria (indicato dalla freccia blu nella parte di sinistra della figura) nel caso di mandata di aria fredda.

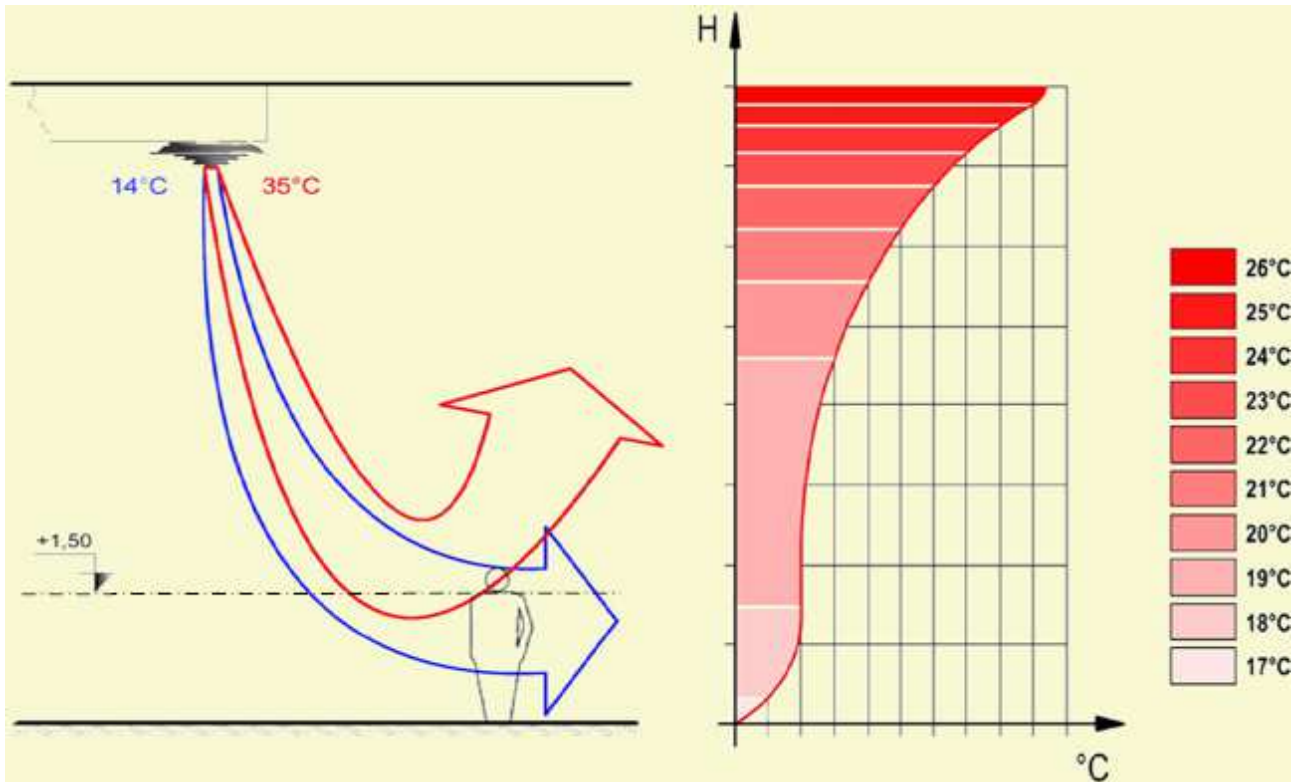


Figura 4.17 Nella parte di sinistra dell'immagine è schematizzata la deviazione del flusso d'aria di mandata, generata dalle notevoli differenze di temperatura tra l'aria ambiente e l'aria di mandata stessa. In particolare nel caso di funzionamento in modalità estiva (freccia blu) l'aria di mandata devia verso il basso, in quanto più densa dell'aria ambiente, a temperatura superiore. Viceversa, nel funzionamento in modalità invernale, l'aria di mandata devia verso l'alto, in quanto più calda e pertanto meno densa dell'aria ambiente, a temperatura inferiore.

Nella parte di destra dell'immagine troviamo un grafico che rappresenta il fenomeno di stratificazione delle temperature, durante il funzionamento in modalità invernale.

Nel caso in esame inoltre, la necessità di installare ad altezze elevate l'impianto per esigenze tecniche (circa 6 m di altezza), porta con sé anche la necessità di avere una certa distanza di lancio dell'aria, che però a sua volta, comporta una riduzione della capacità di induzione dei terminali di distribuzione e pertanto una decrescente capacità di movimentare aria ambiente in maniera efficace.

La conseguenza diretta dei limiti applicativi di questa soluzione è stato nel caso in esame, la necessità di prevedere numerosi terminali di diffusioni locali, con lunghe canalizzazioni di mandata.

Tale necessità si estende naturalmente anche alla ripresa dell'aria, che deve essere sufficientemente ripartita, proprio per mettere in moto una maggiore portata d'aria e climatizzare quindi in maniera più uniforme l'ambiente considerato.

Vediamo ora in figura 4.18, un esempio che schematizza la logica di realizzazione dell'impianto di diffusione e ripresa dell'aria nella prima ipotesi progettuale, descritta nel presente paragrafo.

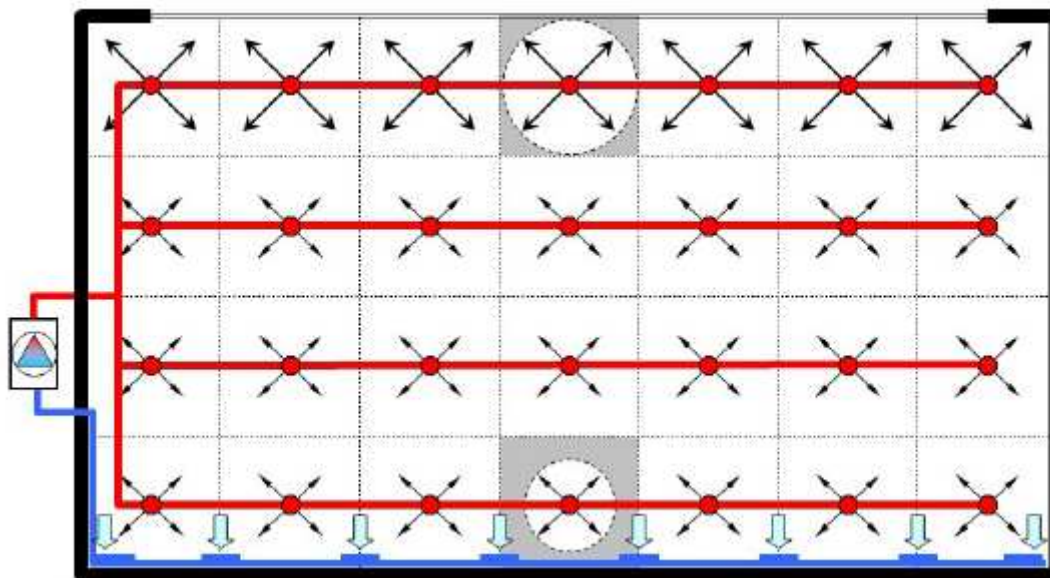


Figura 4.18 In rosso troviamo un schema della ripartizione in ambiente dell'impianto di distribuzione dell'aria, trattata dalle macchine frigorifere (canalizzazioni e terminali puntiformi). In blu viene evidenziata invece la canalizzazione e la ripresa dell'aria, che dovrà necessariamente essere ben distribuita per sopperire alla scarsa movimentazione dell'aria ambiente generata dai terminali di distribuzione. L'esempio di questo schema riguarda un caso di climatizzazione in regime di riscaldamento.

Come si evince dalla foto di figura 4.19, il reparto produttivo da climatizzare è densamente “popolato” di macchinari ed attrezzature. Questo aspetto avrebbe comportato notevoli difficoltà tecniche per l’installazione di una diffusione ed una ripresa capillare. Infatti è stato proprio tale problema il motivo principale per cui si è studiato un sistema alternativo di mandata/ripresa dell’aria.



Figura 4.19 Foto “ex ante” la posa dell’impianto di distribuzione dell’aria primaria, rappresentativa della situazione a terra ed a soffitto dello stabilimento di produzione dell’azienda Tesina SRL, oggetto del presente lavoro di Tesi.

4.4.2 UN SISTEMA ALTERNATIVO PER LA DISTRIBUZIONE DELL'ARIA PRIMARIA

L'obiettivo che è emerso discutendo la prima ipotesi di realizzazione della distribuzione dell'aria, è stato, come accennato, quello di ridurre le notevoli criticità tecniche di cantiere, che si sarebbero presentate durante l'installazione dei terminali di diffusione e dei relativi canali di mandata e di ripresa.

Inoltre lo scopo principale dell'analisi ed in generale di tutto il lavoro oggetto di questa Tesi, consiste nello sviluppare un impianto che permetta di ottimizzare la situazione termo-igrometrica all'interno dell'ambiente di lavoro considerato, contenendone al contempo i costi di gestione.

La tecnologia individuata per rispondere a questi requisiti tecnici e contemporaneamente superare i vincoli impiantistici imposti dalla struttura dello stabilimento, è stata il brevetto denominato "mix-ind" dell'azienda SINTRA.

Questo tipo di tecnologia, consiste in un approccio che cambia i criteri di progettazione degli impianti di distribuzione standard dell'aria primaria, ridisegnando la forma e la struttura dei canali di mandata.

Essa è basata su canalizzazioni circolari (nel nostro caso realizzate in materiale metallico), caratterizzate da una particolare foratura, visibile nella foto di figura 4.20.



Figura 4.20 Particolare del tipo di foratura dei canali aerulici di mandata, a servizio dell'impianto di climatizzazione.

Come visibile chiaramente dalla foto sopra, ogni canale è realizzato con delle forature, disposte linearmente lungo i tubolari. In particolare, essi sono costruiti con due tipologie di fori che funzionano secondo la seguente logica:

- Fori di induzione: Tra le due tipologie, sono i fori con il diametro inferiore.

Il ridotto diametro dei fori produce una fuoriuscita dell'aria ad elevata velocità, che genera delle micro turbolenze, che a loro volta comportano una diminuzione locale di pressione. Il risultato quindi è che il moto turbolento provocato dall'uscita dell'aria dai fori più piccoli, richiama per depressione una notevole quantità di aria dall'ambiente circostante, in modo da creare, come suggerisce il nome dei fori stessi, un fenomeno induttivo localizzato (Figura 4.21 – La figura costituisce un ingrandimento della successiva figura 4.22). Questo fenomeno induttivo provoca in aggiunta una miscelazione dell'aria di mandata con l'aria già presente

in ambiente, che, richiamata, mescola la sua temperatura e la sua portata massica con l'aria in uscita dal canale. Lo scopo di questi fori quindi non è solamente quello di "mandare" passivamente aria in ambiente, ma grazie alla produzione delle micro turbolenze sopra descritte, l'aria trattata in uscita da questi fori è anche in grado di richiamare altra aria dall'ambiente circostante. Il trascinamento nella direzione opportuna dell'aria immessa in ambiente da questi fori è deputato invece ai fori di direzione, descritti nel capoverso successivo.

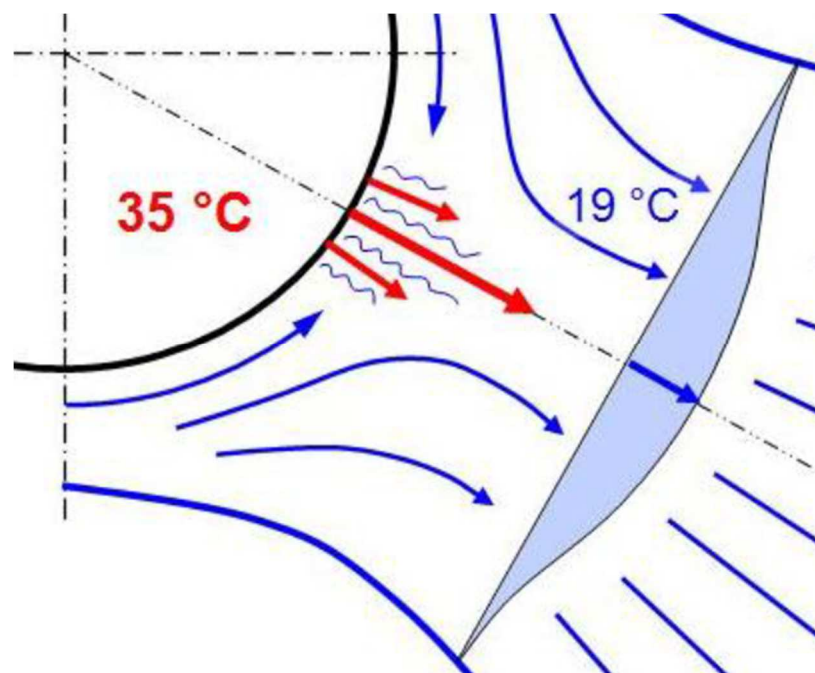


Figura 4.21 Ingrandimento di una porzione della successiva immagine 4.22. L'esempio in questione mostra come l'uscita dell'aria dai fori di induzione (frecce rosse più piccole), genera delle micro turbolenze (linee "ondulate"), in grado di richiamare aria dall'ambiente circostante per induzione. L'aria viene poi inviata, opportunamente direzionata, dai fori di direzione in ambiente. Dalle temperature in gioco, si evince facilmente che l'esempio si riferisce alla climatizzazione in regime di riscaldamento.

- Fori di direzione: Questi sono i fori con il diametro maggiore. La loro funzione è, in questo caso, quella di regolare la mandata dell'aria primaria proveniente dal canale. Il loro numero e la loro dimensione, stabilisce la direzione e la distanza alla quale deve essere inviata l'aria stessa. La loro ulteriore utilità è quella di trasportare anche l'aria ambiente richiamata e premiscelata dai fori di induzione (vedi figura 4.22).

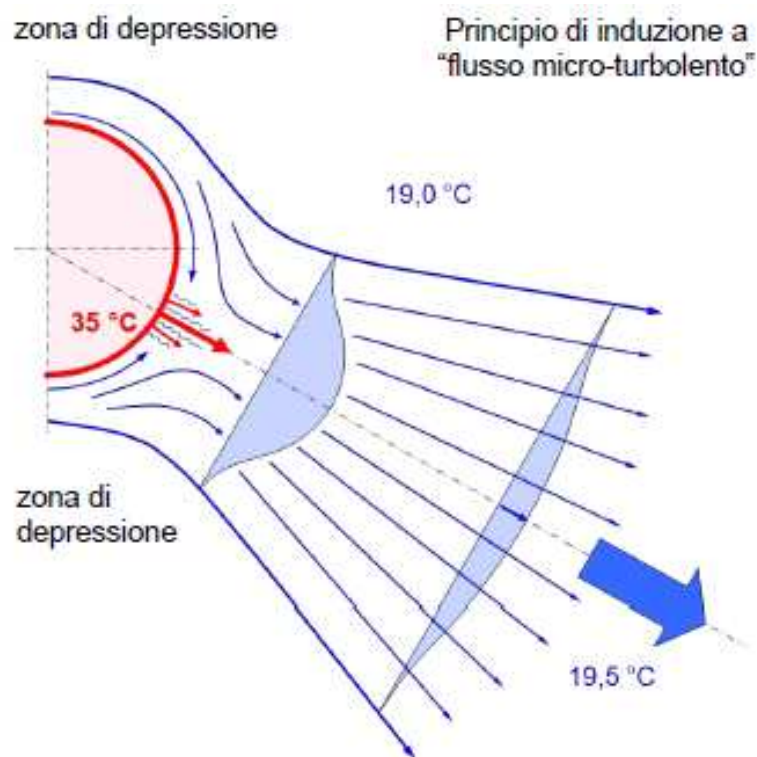


Figura 4.22 Schema complessivo dell'interazione tra aria ambiente ed aria di mandata, messo in atto dal funzionamento contemporaneo dei fori di induzione e dei fori di direzione. La freccia blu visibile sulla destra dello schema, indica la direzione e la temperatura assunta dal flusso d'aria di mandata, miscelato al flusso di aria ambiente richiamato per induzione.

Le due diverse tipologie di fori lavorano quindi in tandem per garantire da una parte, una miscelazione adeguata delle masse in gioco di aria di mandata e di aria ambiente, dall'altra l'invio dell'aria a direzione e velocità ben definite all'interno del contesto da climatizzare.

Il fenomeno descritto, lavora in sinergia con la forma circolare dei canali, che grazie all'assenza di spigoli o angoli vivi, favorisce il richiamo ed il successivo trascinarsi dell'aria ambiente.

Operando in questo modo dunque, questa particolare tipologia di canali permette di ottenere un duplice vantaggio:

- In primo luogo viene richiamata per depressione dai fori induttivi una grande massa d'aria ambiente (il produttore dichiara che questa tecnologia è in grado di richiamare una quantità d'aria ambiente circa 30 volte superiore all'aria uscente dal foro stesso).
- In secondo luogo l'efficace miscelazione dell'aria di mandata con l'aria ambiente, messa in atto dal moto turbolento provocato dai fori induttivi, permette di trasportare tramite i fori di direzione, masse d'aria con temperature molto simili a quella dell'ambiente che attraversa e pertanto deforma molto meno la traiettoria della massa d'aria stessa. Si può apprezzare tale vantaggio, attraverso l'immagine di figura 4.23. L'immagine, in contrapposizione con il fenomeno evidenziato dalla figura 4.17, relativo alla mandata tramite diffusori puntiformi standard, dimostra come la stratificazione viene enormemente ridotta. Inoltre, vista la minima differenza di temperatura fra l'aria all'uscita dei canali e l'aria ambiente che via via incontra, questo sistema di diffusione è in grado di raggiungere distanze di lancio molto maggiori, considerando che non incontra masse d'aria con temperature notevolmente diverse che ne deviano il flusso in alto (situazione tipicamente invernale) o in basso (situazione tipicamente estiva) creando rispettivamente stratificazione e correnti d'aria a terra, le cui conseguenze dirette sono un aumento dei costi di gestione dell'impianto e sgradevoli situazioni di basso confort localizzato.

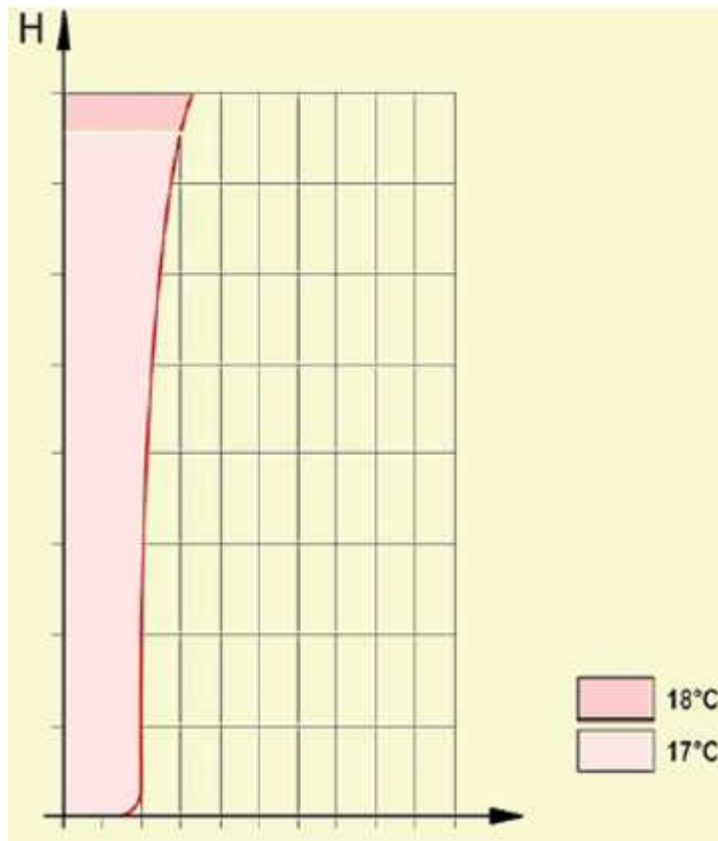


Figura 4.23 Lo schema mette in evidenza la quasi totale assenza del fenomeno di stratificazione delle temperature (a circa 8 metri di altezza il Δt è di 1 solo grado rispetto al suolo), grazie al sistema di distribuzione dell'aria climatizzata, descritto nel presente paragrafo.

La ridotta stratificazione e la grande capacità di lancio generata da questa tipologia di canali, porta con sé un enorme vantaggio in termini impiantistici. Quest'ultimo aspetto è stato strategico e determinante nella scelta della tecnologia di diffusione dell'aria di mandata. È possibile infatti progettare e realizzare l'impianto di distribuzione dell'aria, senza prevedere l'installazione di una canalizzazione per la ripresa localizzata dell'aria ambiente. In questo modo oltre ad un grosso risparmio in termini di materiali, si risparmiano moltissime ore di lavoro dovute allo smontaggio e successivo riposizionamento di strutture, impianti e macchinari esistenti, per permettere l'installazione dei canali di ripresa stessi.

Nelle figure seguenti vediamo come la ripresa dell'aria ambiente sia di tipo puntiforme e pertanto minimamente invasiva all'interno dello stabilimento. In particolare nell'immagine di figura 4.24, si vede un esempio schematico di quanto esplicitato sopra, con particolare riferimento alla ripresa puntiforme evidenziata dalle frecce azzurre sul lato sinistro dell'immagine stessa. Nelle successiva foto di figura 4.25 si può vedere l'effettiva installazione nella fase finale di cantiere, di uno dei tre punti di ripresa dell'impianto.

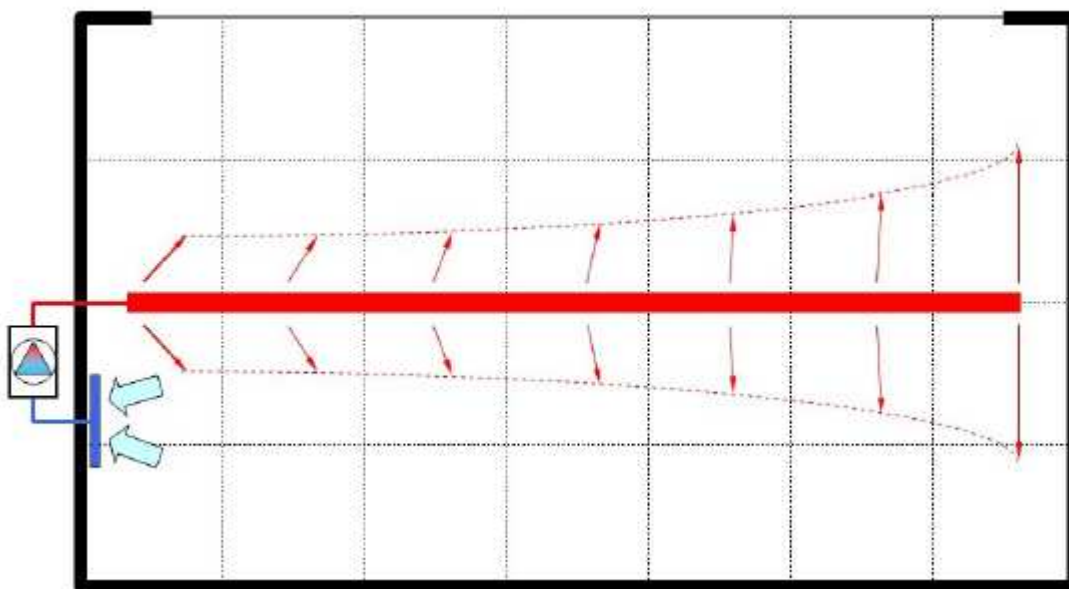


Figura 4.24 Rappresentazione schematica dell'impianto di mandata (elemento in rosso) e ripresa (elemento in blu) dell'aria primaria.

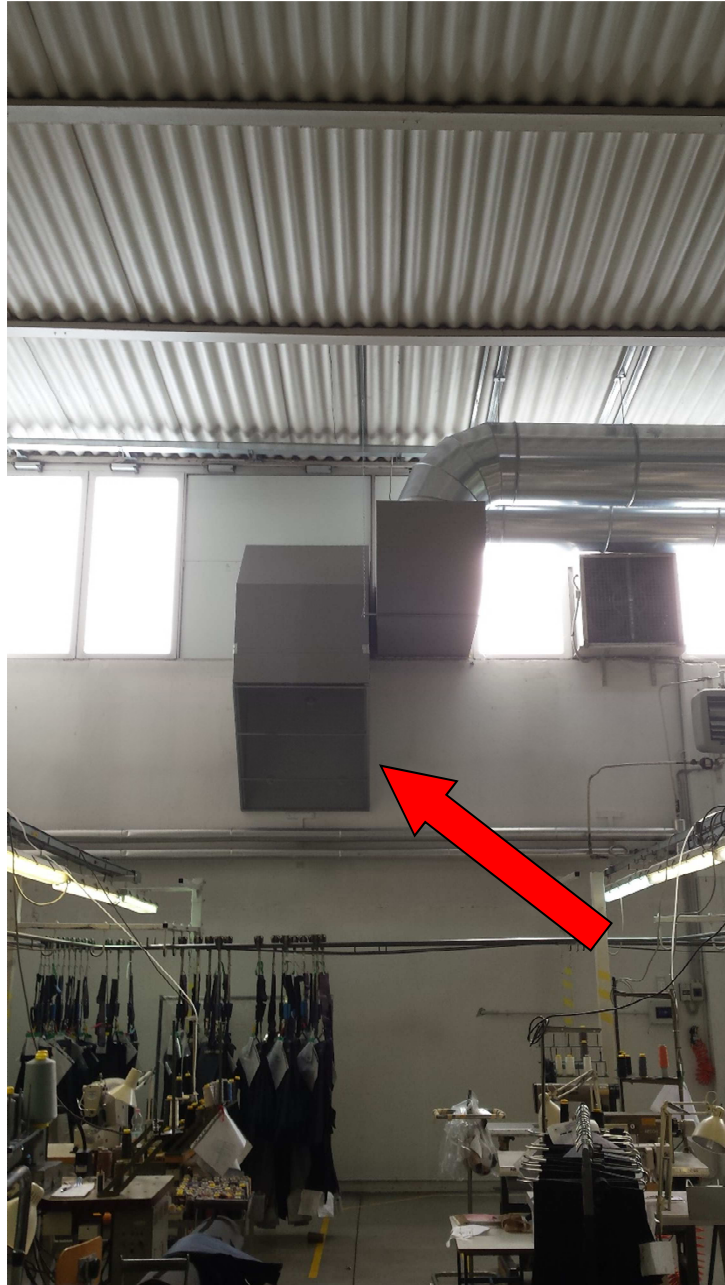


Figura 4.25 Foto di uno dei tre punti di ripresa localizzata (e non distribuita) dell'impianto di climatizzazione.

CAPITOLO 5

L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: REALIZZAZIONE

5.1 INTRODUZIONE

In questo Capitolo vedremo innanzitutto lo sviluppo del progetto esecutivo, a partire dalle esigenze evidenziate nell'analisi preliminare.

Tale progetto ha fornito le basi per scomporre i lavori di implementazione dell'impianto complessivi in diversi appalti, a seconda delle competenze che questi ultimi richiedono.

Sulla base dei dati tecnici estratti dal progetto è stato quindi possibile effettuare uno "scouting" dei fornitori. Questo ci ha dato la possibilità di selezionare quindi le aziende più idonee a soddisfare le nostre esigenze, in termini di competenze tecniche e vincoli di budget.

La fase successiva alla selezione dei fornitori, è stata la stesura di un cronoprogramma, che vedremo nel paragrafo successivo al progetto termotecnico.

Procedendo nel Capitolo, verranno descritte tramite l'ausilio di alcune foto, le fasi di cantiere più significative, relative all'implementazione dell'impianto di condizionamento per lo stabilimento produttivo dell'azienda Tesina SRL.

Contestualmente alle fasi di realizzazione vera e propria dell'impianto, si cercherà di evidenziare le criticità più importanti, incontrate durante i lavori di messa in opera.

L'obiettivo di questo Capitolo è quindi quello di ripercorrere le fasi salienti che, a partire dal progetto esecutivo, hanno portato alla realizzazione e successivamente alla consegna dell'impianto di climatizzazione (la chiusura dei lavori e la consegna, saranno oggetto del Capitolo 6). Il tutto, visualizzando per gli elementi principali dell'impianto stesso, la situazione ex-ante ed ex-post alla realizzazione fisica dei lavori. Sarà possibile pertanto apprezzare l'impatto del progetto, sulle strutture e sugli impianti a servizio dello stabilimento industriale, oggetto del presente lavoro di Tesi.

5.2 IL PROGETTO ESECUTIVO

In questo paragrafo vedremo il progetto esecutivo vero e proprio, elaborato in funzione delle considerazioni termotecniche ed applicative sviluppate ed analizzate nei Capitoli precedenti.

Come anticipato in precedenza, il presente progetto di climatizzazione riguarda solamente una parte dello stabilimento, in quanto la restante area è già climatizzata in maniera indipendente. Tali aree sono caratterizzate da carichi termici molto bassi e da una densità di personale presente molto ridotta, rispetto ai reparti produttivi oggetto di questa analisi.

Il progetto in questione è stato realizzato dallo Studio tecnico “RCS” e rappresenta il punto di partenza dal quale si sono sviluppate tutte le fasi operative per la messa in opera dell’impianto di climatizzazione.

Come brevemente accennato nell’introduzione a questo Capitolo, il progetto ha fornito le basi per definire in maniera dettagliata e puntuale le esigenze tecniche ed economiche richieste, per mettere in atto i lavori di realizzazione dell’impianto.

È stato dunque possibile fornire alle aziende dei capitolati univoci, divisi per tipo di commessa (impianti elettrici, impianti termotecnici, lavori edili, ecc.), permettendoci di individuare le aziende più idonee allo svolgimento operativo dei lavori indicati a progetto.

Nel disegno tecnico di figura 5.1 vediamo quindi il progetto esecutivo. In particolare si può notare l’impianto di distribuzione dell’aria evidenziato in blu nel disegno. Vediamo inoltre, all’esterno dello stabilimento, il posizionamento dei gruppi frigoriferi selezionati ed i relativi basamenti di appoggio. Nella parte destra ed in basso, vediamo invece rispettivamente un dettaglio delle macchine frigorifere (comprensivo del sistema di ripresa e mandata dell’aria primaria) e delle sezioni/prospetti dell’edificio.

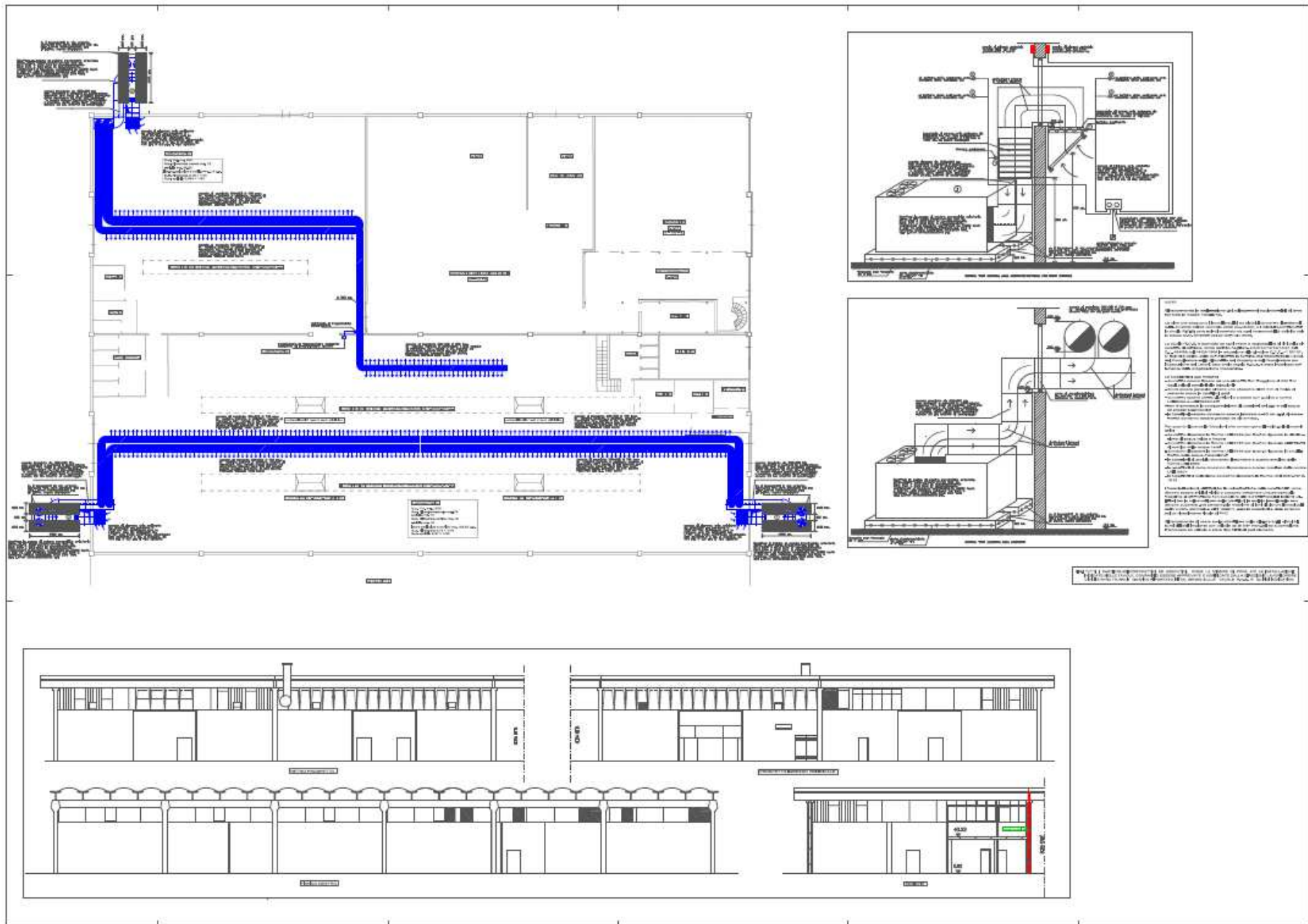


Figura 5.1 Estratto da file DWG (AutoCad), del progetto termotecnico esecutivo.

5.3 IL DIAGRAMMA DI GANTT

Vediamo in questo paragrafo il cronoprogramma sviluppato a supporto dell'attività di project management, per il coordinamento delle attività di cantiere.

In particolare:

- Nella figura 5.2 vediamo il diagramma di GANTT, che riguarda la previsione dello svolgimento delle attività, in funzione delle necessità aziendali.
Tale diagramma è stato condiviso con le aree aziendali interne, coinvolte dal cantiere in oggetto.
- La figura 5.3 rappresenta invece il diagramma di GANTT effettivo, sviluppato tracciando puntualmente le attività, durante la loro esecuzione.

Dal confronto dei due diagrammi si evince facilmente che durante lo svolgimento dei lavori, si sono verificate criticità ed imprevisti che hanno portato alla variazione nei tempi di esecuzione di alcuni lavori, nonché all'aggiunta di attività non schedate inizialmente.

IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO - TESINA SRL		APRILE														MAGGIO																																		
		SETTIMANA 17							SETTIMANA 18							SETTIMANA 19							SETTIMANA 20							SETTIMANA 21							SETTIMANA 22													
DATE		20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31							
ATTIVITÀ	FORNITORE	L	M	M	G	V	S	D	L	M	M	G	V	S	D	L	M	M	G	V	S	D	L	M	M	G	V	S	D	L	M	M	G	V	S	D	L	M	M	G	V	S	D	L	M	M	G	V	S	D
ARRIVO CANALI AERAILICI	AIRCOOL																																																	
INSTALLAZIONE CANALI AERAILICI	AIRCOOL																																																	
POSA IN OPERA ALLOGGIO CONTATORE EE	AIRCOOL																																																	
POSA IN OPERA CONTATORE EE	ENEL																																																	
REALIZZAZIONE BASAMENTO GRUPPI FRIGO	DE FACCI																																																	
ARRIVO GRUPPI FRIGO	AIRCOOL																																																	
POSIZIONAMENTO GRUPPI FRIGO	AIRCOOL																																																	
COLLEGAMENTO ROOFTOP/CANALI	AIRCOOL																																																	
COLLAUDO	AIRCOOL																																																	
AVVIO IMPIANTO	AIRCOOL																																																	
DATA DI RILASCIO	PROGETTO																																																	
14/08/2015	NUOVO IMPIANTO DI																																																	
	CONDIZIONAMENTO																																																	
	STABILIMENTO																																																	
	LABORATORIO TESINA SRL																																																	
	INDIRIZZO																																																	
	SARCEDO, VIA DELLA TECNICA																																																	

Figura 5.2 Diagramma di GANTT “previsionale” delle attività.

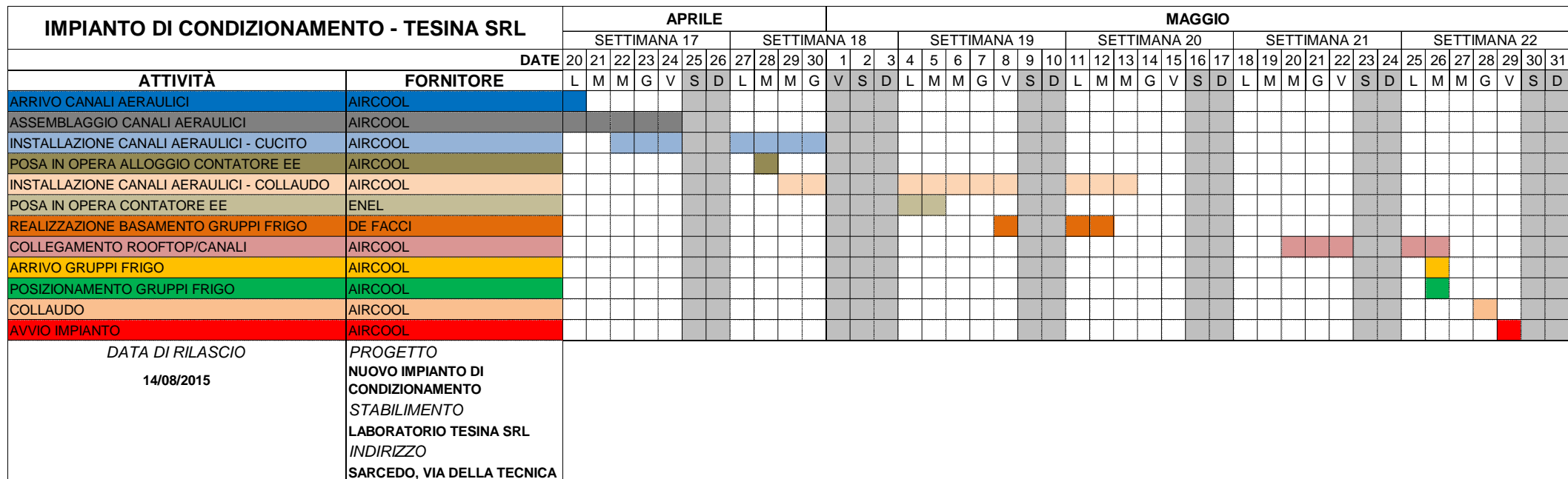


Figura 5.3 Diagramma di GANTT "effettivo" delle attività.

5.4 LA SOSTITUZIONE DEL CONTATORE DI ENERGIA ELETTRICA

Per sostenere l'assorbimento elettrico del nuovo impianto di condizionamento è stato necessario riattivare un secondo contatore in disuso da tempo, installato presso lo stabilimento di Tesina SRL. Tale contatore è stato contrattualmente riattivato a 16,5 kW e successivamente è stato richiesto ed ottenuto un aumento di potenza dello stesso fino alla potenza disponibile di 90 kW.

Tale potenza era la massima disponibile presso la vicina cabina di trasformazione MT, dell'area industriale di appartenenza dello stabilimento. È stato scelto di sfruttare tutta la potenza a disposizione per sostenere anche quella necessaria allo spunto dei compressori, come si può evincere dalle schede tecniche delle macchine frigorifere scelte, visibili nel paragrafo 4.3.

Per adeguare il contatore è stato necessario sostituirlo con un contatore di tipo industriale, adatto a sostenere i carichi in gioco.

5.5 L'INSTALLAZIONE DEI CANALI AERAILICI

La fase più critica ed impegnativa dei lavori, è stata senza dubbio l'installazione dei canali di mandata dell'aria climatizzata.

L'invasività di tale operazione è stata causata innanzitutto dalle dimensioni dei canali e dall'altezza di installazione, unitamente alla presenza di impianti tecnologici in varie aree dello stabilimento, a servizio della produzione.

Le criticità incontrate in questa fase sono state superate adattando, dove possibile, gli impianti esistenti. In caso contrario sono state apportate delle piccole modifiche al progetto esecutivo, ininfluenti dal punto di vista termo-tecnico, ma di grande aiuto nel superare le problematiche incontrate.

Nelle figure successive vedremo le fasi più interessanti dell'installazione dei suddetti canali.

Cominciamo innanzitutto visualizzando in figura 5.4 la situazione precedente la posa delle canalizzazioni, nel reparto cucito.



Figura 5.4 Vista dall'alto del reparto produttivo "cucito". Nell'ipotesi di progetto iniziale, la parete cieca sarebbe stata sfruttata come "aggancio" per i canali di ripresa dell'impianto di climatizzazione.

Nella figura precedente, si può notare la parete di sinistra (non esposta, adiacente allo stabilimento di un'altra attività), che avrebbe dovuto ospitare la canalizzazione di ripresa dell'aria.

È evidente come l'installazione di tali canali avrebbe comportato, come accennato, notevoli difficoltà.

Infatti per installare i canali all'altezza di circa 6 metri, è stato necessario utilizzare una piattaforma aerea elevatrice a pantografo.

Tale piattaforma occupa un certo ingombro e per consentirne l'ingresso nel reparto ed il successivo scorrimento nella direzione di installazione dei canali, si sarebbero dovute spostare buona parte delle attrezzature del reparto cucito nell'area di interesse, con la conseguente interruzione temporanea dei cicli di lavorazione.

Questo scenario è stato immediatamente scartato, per lasciare spazio ad una soluzione alternativa, che avrebbe previsto la pianificazione dei lavori (caratterizzati dalla più alta interferenza sulla produzione interna) in orari notturni, con il ripristino completo delle attrezzature, per consentire la ripartenza delle attività produttive il mattino successivo.

È evidente che questa soluzione alternativa avrebbe portato conseguentemente un aumento dei costi da sostenere per l'appalto in oggetto, incontrando problematiche legate al budget pianificato per la commessa. Inoltre quasi certamente sarebbe stato posticipato il "go live" pianificato dell'impianto (vedi diagramma di GANTT, figura 5.2 e 5.3), provocando notevoli disagi organizzativi, nonché problematiche dal punto di vista termico. Entrando nel mese di Giugno infatti, ritardi nella consegna di un impianto di climatizzazione anche di pochi giorni o settimane possono diventare critici, visto il tendenziale aumento delle temperature, dovuto fisiologicamente all'ingresso nella stagione estiva.

Questa difficoltà tecnica ed economica è stata però uno spunto per l'elaborazione di una soluzione tecnologicamente più avanzata ed economicamente più virtuosa. Tale soluzione è stata la scelta progettuale di installare i canali di mandata a maggiore capacità induttiva, che hanno eliminato la necessità di predisporre canalizzazioni per gestire la ripresa distribuita.

I dettagli tecnici relativi ai canali utilizzati nel progetto si trovano nel Capitolo 4 del presente lavoro.

Nella foto di figura 5.5 vediamo i canali aeraulici ancora rivestiti con la pellicola protettiva, pronti per essere installati.

Inizialmente, il materiale è stato ricevuto in pallet, contenenti una certa quantità di lamiera metalliche rettangolari impilate tra loro. Questo sistema è stato ovviamente utilizzato per ottimizzare i volumi in gioco da trasportare.

Successivamente tali lamiere sono state piegate e sagomate in loco ed assemblate opportunamente tra loro, fino a formare dei moduli da tre pezzi ciascuno (i moduli assemblati sono visibili in figura 5.5), per rendere più agevole l'installazione a soffitto.



Figura 5.5 Foto dei canali di mandata, divisi in moduli pre-assemblati, in stoccaggio presso il magazzino dello stabilimento di Sarcedo, in attesa della posa.

Vediamo ora in figura 5.6 l'inizio dei lavori, con il sollevamento del primo modulo di canalizzazione, in corrispondenza della trave in acciaio precedentemente predisposta.



Figura 5.6 Start-up della fase operativa di installazione (22/04/2015).

Nella foto di figura 5.7 vediamo invece un particolare del sistema di fissaggio a soffitto, per il sostegno e l'allineamento delle canalizzazioni.



Figura 5.7 Dettaglio del sistema di aggancio a soffitto dei canali di mandata.

Le foto di figura 5.8 e 5.9 evidenziano il successivo avanzamento dei lavori di installazione dei canali di mandata.

Superate le difficoltà iniziali, costituite principalmente dalla difficile movimentazione della piattaforma elevatrice a terra, il posizionamento a soffitto è proseguito spedito.

Pochi giorni dopo infatti è stata raggiunta e superata la metà dello stabilimento in lunghezza, senza incontrare ulteriori difficoltà.

In figura 5.9 è visibile un dettaglio dell'arrivo dei canali di ventilazione all'altezza della linea mediana del reparto cucito.

Sulla sinistra della stessa foto si vede l'arrivo dei canali dalla direzione dell'ingresso principale dello stabilimento. Le tubazioni percorrono il reparto nella sua lunghezza, procedendo quindi da Nord-Ovest a Sud-Est fino a metà capannone, dove le stesse tubazioni terminano con un elemento cieco.

Come chiaramente visibile dalla foto, l'altra coppia di canali riparte poi nella stessa direzione, fino ad arrivare al limite opposto dell'edificio. Questo perché ogni coppia di canali è alimentata da un gruppo frigorifero indipendente, a servizio dunque di metà stabilimento ciascuno.

Tale soluzione impiantistica è stata messa in atto per ottimizzare la distribuzione dell'aria in ambiente, evitando canali di mandata eccessivamente lunghi. Inoltre in questo modo la potenza frigorifera è equamente ripartita su due macchine. Questo permette in caso di guasto, di evitare il fermo totale del raffrescamento del reparto, in carico ad una sola macchina.



Figura 5.8 Foto rappresentativa dello stato di avanzamento dei lavori (28/04/2015).



Figura 5.9 Arrivo dei canali di ventilazione al centro del reparto cucito. Ogni coppia di canali termina con dei moduli ciechi ed è alimentata da un gruppo frigorifero indipendente (28/04/2015).

5.6 LA REALIZZAZIONE DEI BASAMENTI PER I GRUPPI FRIGORIFERI

Il corretto posizionamento dei gruppi frigoriferi è un aspetto di primaria importanza per garantire un adeguato accesso ai gruppi stessi, permettendone l'agevole manutenzione sia ordinaria che straordinaria.

Inoltre un aspetto da non sottovalutare è la sospensione da terra delle macchine. Infatti mantenendole sollevate da terra tramite dei supporti, si migliora la circolazione di aria nella parte sottostante, aiutando a mantenerne asciutte le componenti ed al riparo da accumuli di acqua stagnante, che nel tempo possono favorire la corrosione e l'usura.

Un ulteriore problema collegato alla posa diretta delle macchine al suolo, sarebbe stata la presenza di asfalto. L'asfalto, a causa del calore estivo e sotto il notevole peso delle macchine, avrebbe ceduto, dando luogo a sbilanciamenti del carico, con conseguenti problemi di ristagno per mancato scarico corretto della condensa prodotta dall'impianto, con ulteriori rischi di corrosione e degrado della componentistica interna.

Per garantire le specifiche di cui sopra e risolvere i problemi di posizionamento, è stato scelto di realizzare dei getti in CLS armato (calcestruzzo armato), che sulla base delle dimensioni delle macchine, hanno le seguenti caratteristiche:

- Dimensioni: L X P X H = 400 X 80 X 20 [cm]
- I getti in CLS armato sono due per ogni macchina. Essi sono installati paralleli fra loro, alla distanza di 1 metro

Nella foto di figura 5.10 è visibile la posa completata di due dei sei getti in CLS, a sostegno dei gruppi frigoriferi.



Figura 5.10 Getti in calcestruzzo armato per il sostegno delle macchine frigorifere.

5.7 LA POSA DEI GRUPPI FRIGORIFERI

La fase successiva alla realizzazione dei basamenti, è stata l'arrivo e la posa delle macchine.

Quest'ultima è stata effettuata tramite l'ausilio di un trasporto dotato di gru, che ha permesso di scaricare e posizionare in maniera precisa i gruppi frigoriferi sui basamenti in CLS.

Nelle foto seguenti, vediamo rapidamente i mezzi di trasporto, le modalità di scarico ed il posizionamento delle macchine:



Figura 5.11 Arrivo presso lo stabilimento, dei mezzi di trasporto con i tre gruppi frigoriferi (26/05/2015).



Figura 5.12 Predisposizione delle strisce antivibranti di gomma polimerica sui basamenti in CLS ed aggancio del gruppo frigorifero con il braccio di sollevamento (26/05/2015).



Figura 5.13 Scarico del gruppo frigorifero e successiva posa sui basamenti in CLS (26/05/2015).

Nella foto di figura 5.14 si vede l'esito del posizionamento di una delle tre macchine frigorifere.

Si può notare come il gruppo sia stato posato il più distante possibile rispetto la parete esterna dello stabilimento, in modo da lasciare spazio al canale di ripresa e relativa curva di collegamento al gruppo stesso.

Nel paragrafo successivo vedremo il completamento della posa con l'aggiunta dei terminali di ripresa e mandata.



Figura 5.14 Posa completa a misura, di uno dei tre gruppi frigoriferi (26/05/2015).

5.8 L'ALLACCIAMENTO DEI GRUPPI FRIGORIFERI

L'operazione immediatamente successiva alla posa dei gruppi frigoriferi è stata l'allacciamento degli stessi ai canali aeraulici interni, precedentemente predisposti per essere collegati alle macchine esterne.

Tale predisposizione è stata realizzata nei giorni immediatamente precedenti l'arrivo delle macchine frigorifere e completata il giorno della posa, come si evince dal diagramma di GANTT di figura 5.3.

Contestualmente all'allacciamento delle macchine ai canali aeraulici, è stato eseguito il collegamento anche all'alimentazione elettrica, proveniente dal contatore precedentemente potenziato, come descritto nel paragrafo 5.3.

Il risultato operativo finale del collegamento tra macchine e canali è visibile nella foto di figura 5.15:

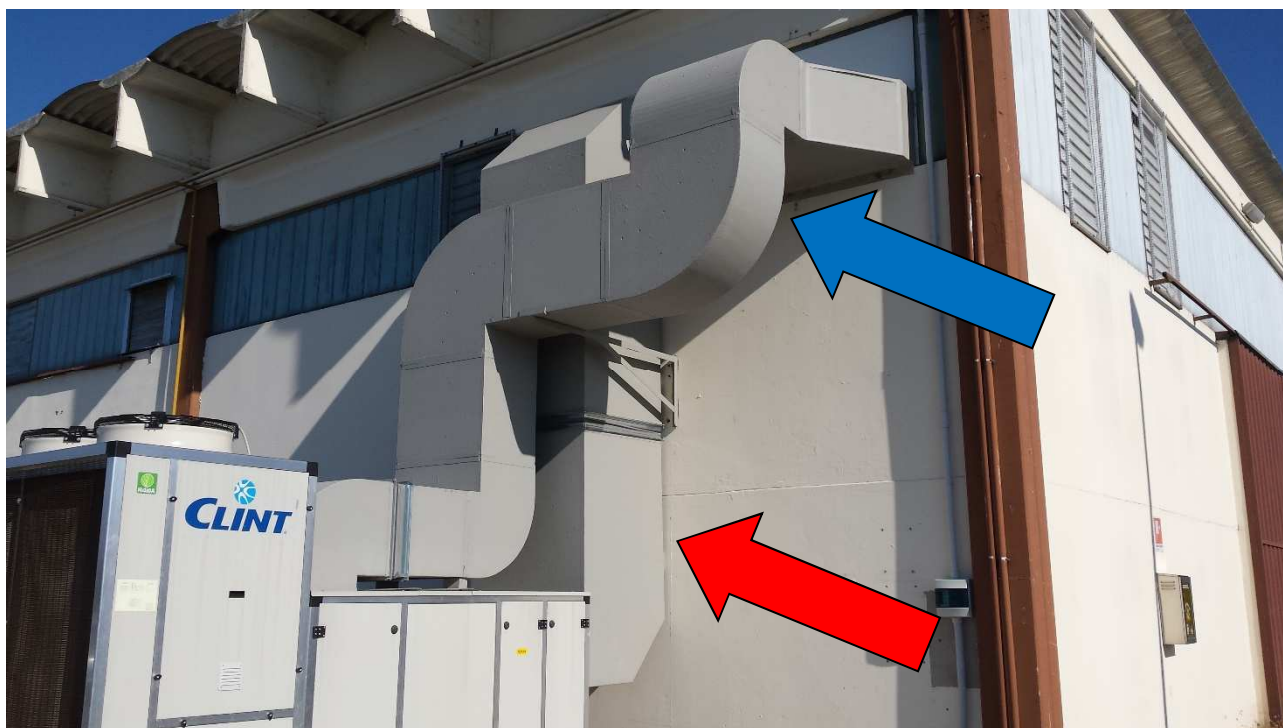


Figura 5.15 Dettaglio dell'installazione dei canali aeraulici di mandata (freccia blu) e ripresa (freccia rossa).

CAPITOLO 6

L'IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE: RISULTATI OPERATIVI

6.1 IL COLLAUDO DELL'IMPIANTO

Lo scopo del presente paragrafo è quello di sintetizzare l'esito del collaudo⁸ eseguito sull'impianto di climatizzazione, oggetto del presente lavoro.

Nel caso specifico, sono state svolte alcune operazioni per verificare la conformità dell'impianto stesso alle richieste progettuali indicate dallo studio R.C.S. e per validarne l'efficacia ai fini delle attività svolte all'interno dello stabilimento climatizzato.

Il collaudo è stato eseguito il giorno 12/06/2015, in presenza dell'installatore e del progettista. La giornata era soleggiata e la temperatura esterna era di 34 °C, con umidità relativa pari all'80%.

Il rilievo delle condizioni interne di temperatura e umidità, è stato effettuato con lo strumento visibile in figura 6.1.

Ovviamente l'impianto è dotato di termostati elettronici, le cui misure però sono state volutamente messe in contraddittorio, per verificarne il corretto funzionamento.

⁸ Il termine collaudo (dal latino cum-laude, ovvero "alla regola dell'arte"), nell'ambito dell'ingegneria, si riferisce ad una serie di operazioni messe in atto al fine di verificare il corretto funzionamento di un'opera di ingegno prima che questa venga destinata al suo regolare utilizzo.

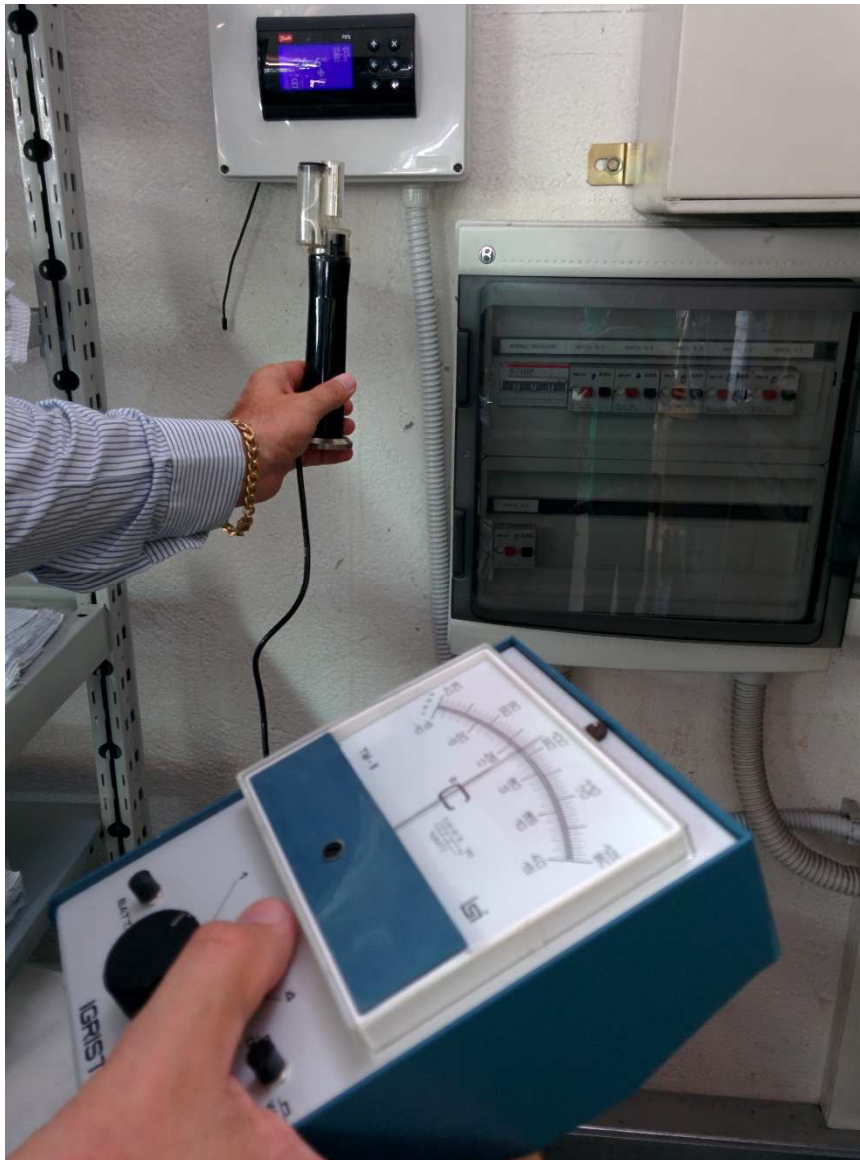


Figura 6.1 Misura di temperatura con termo-igrometro.

La temperatura media interna rilevata era di 27 °C (figura 6.2), mentre l'umidità relativa era al 55%.

La criticità maggiore è raggiunta a ridosso delle postazioni del reparto stiro, durante l'emissione del vapore, dove le temperature salgono mediamente di 2 °C, raggiungendo circa i 29 °C.



Figura 6.2 Dettaglio della temperatura rilevata in ($^{\circ}\text{C}$) in un punto all'interno dello stabilimento.

Un altro obiettivo di fondamentale importanza, sottolineato in fase di progettazione, per l'ottenimento di condizioni confortevoli nell'impianto industriale considerato, è quello di raggiungere un livello di temperatura il più possibile costante ed uniforme all'interno dello stabilimento.

A tale scopo sono state rilevate alcune temperature nelle condizioni più svantaggiose possibili.

La misura è stata pertanto effettuata in due punti opposti all'interno dello stabilimento, ad una distanza di circa 60 metri l'uno dall'altro.

La differenza massima di temperatura rilevata è stata di $0,8^{\circ}\text{C}$.

La prima parte del collaudo è stata dunque focalizzata sul rilievo puntuale dei valori termigrometrici all'interno degli ambienti di lavoro.

La seconda parte del collaudo ha avuto invece lo scopo di evidenziare eventuali difformità da quanto stabilito dal progetto esecutivo e dai riferimenti tecnico-normativi vigenti per l'impianto in oggetto.

Vediamo allora l'esito del controllo effettuato:

- 1) Sono state rilevate alcune postazioni (2/3), in cui gli operai percepivano una corrente d'aria fredda, di disturbo alla normale attività lavorativa.
- 2) La batteria di scambio termico della sezione esterna è stata fornita senza le necessarie protezioni antigrandine. In particolare, le alettature, che incentivano lo scambio termico sulle tubazioni dell'evaporatore/condensatore, non sono al riparo da grandine, la quale può provocare ammaccature in grado di compromettere seriamente le prestazioni del gruppo frigorifero.
- 3) I quadri elettrici a bordo delle macchine frigorifere, non sono dotate di un adeguato sistema di ventilazione. Durante le giornate estive più calde, questo può comportare il surriscaldamento delle componenti, aumentando la possibilità di guasti o anomalie nel funzionamento della macchine.
- 4) È stato rilevato il posizionamento dello scarico condensa a cielo libero, nonché nelle vicinanze dell'aspirazione dell'aria di rinnovo esterna. Questo costituisce una difformità in quanto vengono favorite le condizioni per la formazione di virus e/o batteri (ad es. legionella), che possono poi essere aspirati ed immessi in ambiente, con il conseguente rischio biologico collegato.

Nelle settimane successive al collaudo sono state messe in atto alcune operazioni, per adeguare l'impianto alle prescrizioni indicate nella lista precedente (la numerazione delle due liste è coerente). In particolare:

- 1) I tratti di canale di mandata, responsabili del lancio di aria fredda (in fase estiva) che disturba l'attività degli operai, sono stati opportunamente ruotati (di circa 45°/60°). Tale accorgimento ha permesso di deviare il flusso d'aria in uscita dai canali, che attualmente non raggiunge direttamente il personale precedentemente coinvolto.
- 2) Le alettature della batteria della sezione di scambio termico esterna sono state protette tramite l'installazione di reti antigrandine con passo di 8 mm X 8 mm.
- 3) Sono stati realizzati dei fori nei comparti che ospitano i quadri elettrici. Tali fori sono stati eseguiti per mettere in comunicazione i quadri stessi con la sezione di scambio termico "interna" in cui circola l'aria trattata dall'impianto (che in fase estiva è refrigerata) che quindi raffredda le componenti elettroniche a bordo macchina.
- 4) L'uscita delle condense è stata spostata. Viene ora drenata nel sottosuolo e nella rete pluviale, tramite dei pozzetti realizzati a tale scopo.

Tutti gli interventi segnalati in sede di collaudo, sono stati successivamente messi in opera secondo le suddette modalità.

Alla data di chiusura del presente lavoro di Tesi, tutte le opere sono state correttamente eseguite e pertanto, l'impianto è da considerarsi realizzato in conformità "alla regola dell'arte".

Il passaggio finale, a conclusione dei lavori oggetto del cantiere descritto in questo lavoro, è la raccolta e l'archiviazione di tutto il materiale documentale, a supporto delle attività eseguite e delle componenti acquistate.

La documentazione è stata tempestivamente fornita dall'installatore e si compone dei seguenti allegati principali:

- Attestazione del collaudo ufficiale del Servizio di Assistenza del costruttore dei gruppi frigoriferi.
- Schemi elettrici e termotecnici dei gruppi frigoriferi.
- Schede tecniche di costruzione delle macchine, elenco e dimensione componenti, manuali d'uso e manutenzione.
- Certificazione per ogni macchina, per l'accesso alla detrazione fiscale del 65%, con efficienza conforme all'articolo 9, comma 2 bis, allegato I del D.M. del 02/2007 e successivi aggiornamenti in materia di detrazione per le spese di riqualificazione energetica del patrimonio edilizio esistente. Le prestazioni delle macchine sono state rilevate in conformità alla norma UNI EN 14511:2004.
- Dichiarazione di conformità alla regola dell'arte per i gruppi frigoriferi e per l'installazione dell'impianto di condizionamento canalizzato.

6.2 CONCLUSIONI

I risultati conseguiti in sede di collaudo sono da considerarsi ottimali, non solo tenendo presente che all'interno dello stabilimento vi è ampio utilizzo di vapore, ma soprattutto in vista del fatto che prima dell'installazione dell'impianto in oggetto, la temperatura media in periodi confrontabili, con il medesimo utilizzo di vapore, si aggirava intorno ai 40°C. In alcune zone più critiche le temperature raggiungevano anche i 45°C.

Una problematica molto sentita dai lavoratori anche in condizioni meno estreme, era infatti il notevole gradiente termico nelle varie zone del laboratorio cucito, dovuto alla totale assenza di un controllo termico ed ad una opportuna movimentazione dell'aria.

I dati raccolti durante l'esecuzione del collaudo, dimostrano come le problematiche riscontrate prima dell'installazione del nuovo impianto, siano state risolte o notevolmente ridotte.

Oltre alle evidenze dei risultati termo-igrometrici conseguiti, si ipotizza che la realizzazione dell'impianto di climatizzazione per lo stabilimento industriale in oggetto, porterà con sé anche dei notevoli miglioramenti in termini organizzativi e gestionali.

In particolare si prevede che verranno riscontrati nel breve-medio periodo i seguenti risultati:

- Miglioramento dell'efficienza produttiva, traducibile in un maggior numero di lavorazioni eseguite e pertanto in un aumento dell'output produttivo, a parità di tempo.
- Riduzione del tasso di assenteismo. Le temperature che precedentemente si raggiungevano in alcune giornate critiche in fase estiva, causavano il fisiologico aumento del numero e della frequenza di episodi di assenteismo. Condizioni termiche particolarmente ostili portano inoltre con sé anche un aumento statistico del rischio di infortuni, dovuto ad un abbassamento della soglia di attenzione, conseguente all'aumento dell'affaticamento a parità di ore lavorate.

- Estensione dell'orario giornaliero di lavoro. Prima dell'accensione del nuovo impianto, veniva adottato, a partire dal mese di maggio un orario lavorativo ridotto, per sfruttare un range di orario che risentisse in misura minore degli apporti termici solari diretti e che consentisse di sfruttare l'inerzia termica dell'edificio, che ritarda il rilascio di calore accumulato nelle strutture edili. Rispetto all'orario adottato negli stessi reparti dello stabilimento produttivo principale (HQ di Quinto Vicentino; 7.30 – 12.00 / 13.00 – 16.30), veniva anticipato l'inizio della giornata lavorativa di un'ora e ritardata l'uscita per il pranzo di 30 minuti. La giornata lavorativa si svolgeva pertanto dalle 6.30 alle 12.30, con orario continuato. La finestra produttiva era quindi di 6 h.

Grazie al nuovo impianto di climatizzazione, tale orario è stato ora riportato in linea con l'HQ di Quinto Vicentino, in una finestra produttiva di 8 h giornaliere.

Dei risultati appena elencati, i primi due punti potranno essere verificati solamente nel momento in cui si avrà a disposizione una base di dati di almeno qualche annualità lavorativa.

Per l'ultimo punto invece, i risultati conseguiti sono immediatamente riscontrabili e quantificabili, in particolare:

La policy di riduzione di orario veniva adottata a partire dal mese di maggio fino al mese di settembre compreso, con l'esclusione del mese di agosto in cui le attività produttive sono svolte con regime ridotto e pertanto concentrate in una sola settimana lavorativa (durante le restanti tre settimane l'azienda è chiusa). Le settimane coinvolte nella riduzione di orario sono dunque 17.

Considerando che una settimana è costituita da 5 giorni lavorativi e che le ore "recuperate" grazie al nuovo impianto sono 2 al giorno, è possibile affermare che sono state guadagnate 170 h/anno; che spalmate su giornate da 8 h, risultano essere 21,25 giorni lavorativi in più all'anno (circa un mese lavorativo), immediatamente a disposizione dell'azienda.

Tale recupero consentirà quindi di aumentare sensibilmente la produttività, senza ricorrere a giornate lavorative straordinarie o alla riduzione di ferie e festività durante il periodo estivo.

In ultima sintesi quindi l'impianto di climatizzazione è stato progettato con criteri conformi alle esigenze specifiche delle attività svolte all'interno dello stabilimento.

Il progetto è stato poi sviluppato e realizzato di conseguenza e le criticità di cantiere incontrate nel percorso sono state affrontate e superate. Nientemeno, In alcuni casi tali difficoltà hanno portato all'implementazione di nuove soluzioni tecnologiche a maggiore efficienza, come il sistema di diffusione dell'aria primaria senza ripresa distribuita, descritto in dettaglio nel paragrafo 4.4.2.

Il tutto è stato coordinato ed implementato nel rispetto dei vincoli tecnici ed economici imposti da budget e strutture.

Pertanto, possiamo in conclusione affermare che l'obiettivo del progetto, trattato nel presente lavoro di Tesi, è stato raggiunto con successo.

BIBLIOGRAFIA

- Pizzetti C., “Condizionamento dell'aria e refrigerazione. Teoria e calcolo degli impianti”
- Lazzarin R., “Pompe di calore – parte teorica, parte applicativa”
- Lazzarin R., Appunti del corso “Energy Manager”, “TMD Demotech, Centro Produttività Veneto”
- Lazzarin R., Appunti del corso “Gestione dell’energia”, “Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi industriali, Università degli Studi di Padova”
- http://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/edifici-pa/2012/rds-2013-153.pdf
- http://www.terna.it/default/Home/SISTEMA_ELETTRICO/statistiche/dati_statistici.aspx
- <http://www.regione.veneto.it/web/energia/gradi-giorno-dei-comuni-del-veneto>
- <https://www.google.it/maps/>
- <http://www.comuni-italiani.it/024/097/clima.html>
- <http://www.mix-ind.it/>
- <http://www.wikipedia.it/>