

ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA  
Sede di Forlì

Corso di Laurea in  
INGEGNERIA MECCANICA  
Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA

in Diagnostica strutturale

Analisi per via teorico-analitica del circuito di  
raffreddamento di un motoriduttore industriale

CANDIDATO  
Malpezzi Francesco

RELATORE  
Prof. Olmi Giorgio

CORRELATORE  
Ing. Casamenti Gustavo

Anno Accademico 2013/2014  
Sessione III



## INDICE:

### CAPITOLO 1: Introduzione

- Bonfiglioli Group origini e attuali aree di business.....p.4
- Prodotti Industrial, soluzioni per la trasmissione di potenza.....p.5
- La mia attività.....p.6

### CAPITOLO 2: Dispositivi per lubrificazione e raffreddamento

- Lubrificazione e raffreddamento dei motoriduttori Bonfiglioli HDP-HDO.....p.7
- Limitazioni termiche nella trasmissione di potenza.....p.10
- Centraline di raffreddamento MCR., temperature sotto controllo.....p.10
  - Modelli standard.....p.10*
  - Logica di funzionamento.....p.20*

### CAPITOLO 3: Caso particolare esaminato

- HDP 110 a lubrificazione forzata OP con Drywell.....p.24
- Analisi delle perdite di carico del circuito.....p.25
- Perdite di carico: prestazioni del vecchio circuito.....p.27
- Perdite di carico: prestazioni del nuovo circuito.....p.27
- Ottimizzazione del circuito.....p.29
- Perdite di carico: circuito nuovo ottimizzato.....p.29

### CAPITOLO 4: Considerazioni finali

- Conclusioni.....p.32
- Bibliografia.....p.33

## CAPITOLO 1: Introduzione

L'attività svolta per la tesi è stata svolta presso la Bonfiglioli Spa, azienda bolognese leader nella produzione di sistemi per la trasmissione di potenza.

### **Bonfiglioli Group: origini e attuali aree di business**

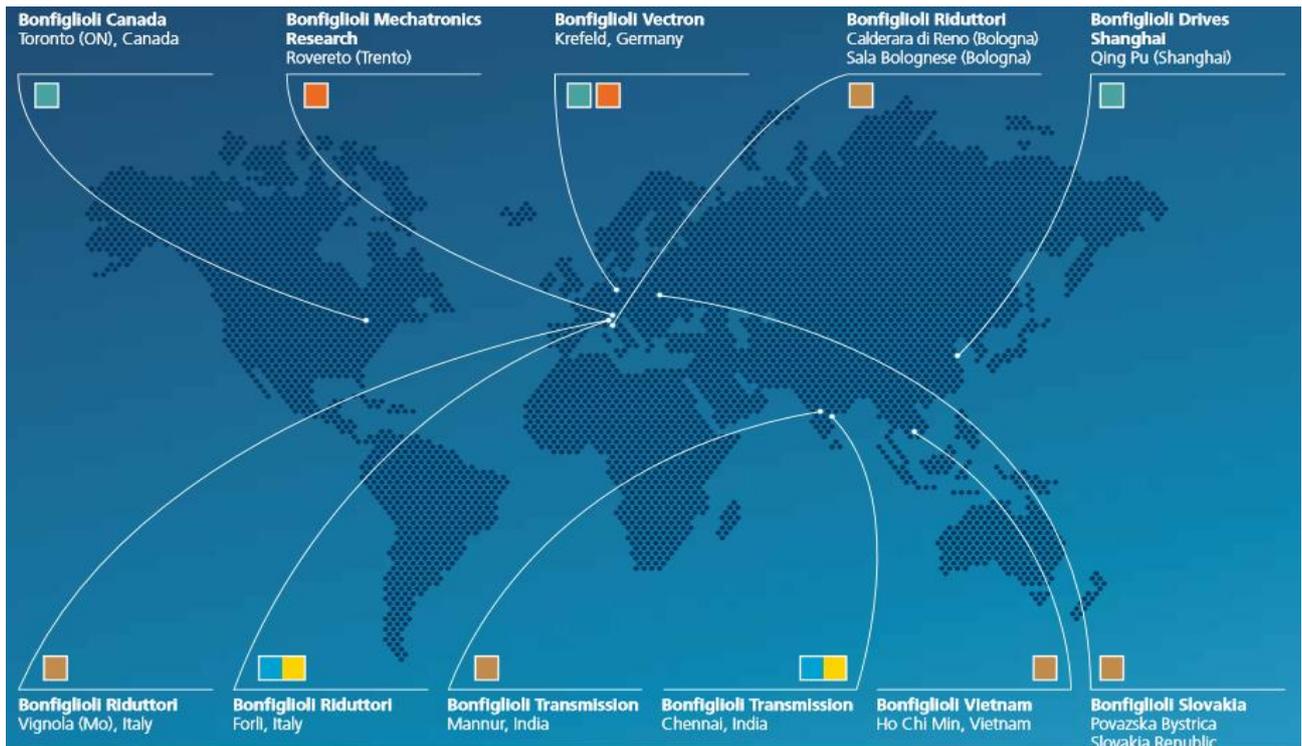
L'azienda nasce nel 1956, sotto la prima denominazione "Costruzioni meccaniche Bonfiglioli", da un'idea di Clementino Bonfiglioli che, in seguito alla sua esperienza come disegnatore e collaudatore di cambi e ingranaggi per macchine agricole e motociclette presso aziende bolognesi (quali Gilera, Ducati, Moto Morini), capisce le potenzialità che questo settore poteva avere a livello locale. Dopo pochi anni viene brevettato un innovativo riduttore epicicloidale a 2 stadi che consente all'azienda di diventare leader nel settore. Negli anni Sessanta avviene un cambiamento nella realtà imprenditoriale bolognese, con la crescita dell'industria delle macchine automatiche, in particolare nel settore del packaging, una nuova opportunità che Bonfiglioli riesce a sfruttare. Un'ulteriore affermazione avviene nel 1975 con l'acquisizione di TRASMITAL, azienda forlivese di rilievo nella produzione di riduttori epicicloidali per macchine movimento terra. Gli anni Ottanta e Novanta vedono Bonfiglioli espandersi con successo nel mercato internazionale, con l'apertura di filiali dirette e stabilimenti produttivi, anche grazie a continue innovazioni di prodotto.



**BONFIGLIOLI  
RIDUTTORI**

*Clementino Bonfiglioli e il marchio storico del gruppo fino al 1991*

Oggi il gruppo Bonfiglioli possiede stabilimenti in tutto il mondo, qui rappresentati:

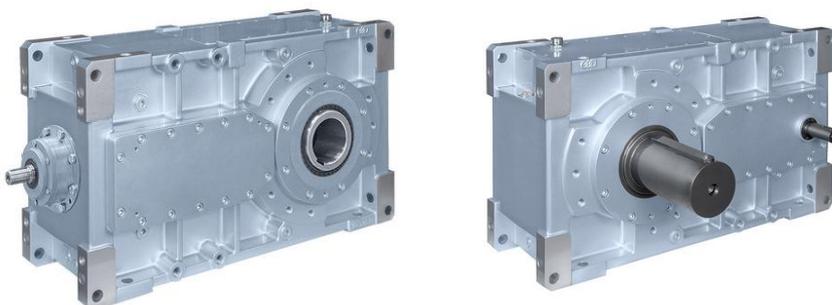


Questi stabilimenti operano in 4 diverse aree di business:

- **Industrial**  
Settore per applicazioni industriali di mecatronica e di trasmissione di potenza
- **Photovoltaic**  
Trova soluzioni per la conversione di potenza per energia fotovoltaica (stabilimenti in Canada e in Cina)
- **Wind**  
Per soluzioni di generazione di energia elettrica in impianti eolici
- **Mobile**  
Incentrato su applicazioni per macchine semoventi, agricole, movimento terra, ecc.

### Prodotti Industrial, soluzioni per trasmissione di potenza

La gamma di riduttori Bonfiglioli comprende riduttori ad assi ortogonali e paralleli, epicicloidali, a vite senza fine e riduttori specifici per determinate applicazioni industriali. In particolare mi sono occupato dei riduttori della serie HDP-HDO paralleli e ortogonali per trasmissione di elevate potenze (HD.. "High Duty"). Questi riduttori hanno maggiori problemi riguardo al raffreddamento e a volte devono prevedere circuiti di raffreddamento esterno per l'olio, vere e proprie centraline azionate da termostati.



*HDO, HDP rispettivamente ad assi ortogonali e paralleli*

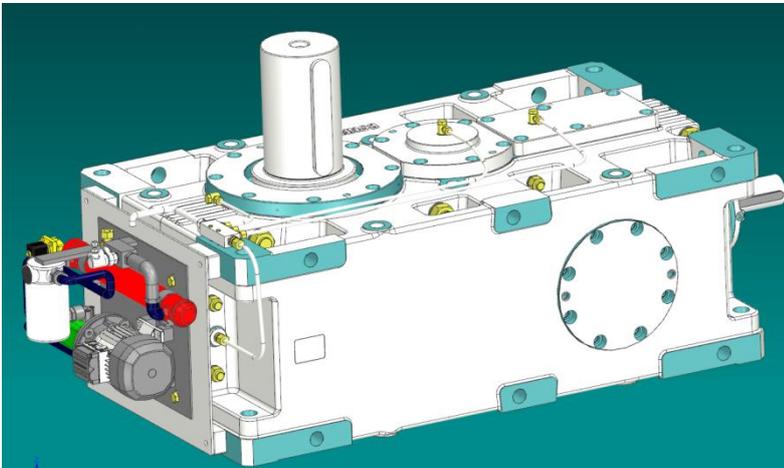
## La mia attività

Durante un periodo di un paio di mesi ho svolto il tirocinio presso lo stabilimento centrale della Bonfiglioli a Lippo di Calderara (BO).

Sono stato inserito in azienda dal mio tutor e correlatore Ing. Casamenti Gustavo all'interno dell'Ufficio Tecnico che egli stesso dirige assieme all'Ing. Cuminetti. L'ufficio comprende vari reparti tra cui quello di ricerca e sviluppo per componenti speciali con il quale ho collaborato per l'ottimizzazione dei dispositivi di lubrificazione.

Il mio primo compito è stato quello di occuparmi dei sistemi di raffreddamento, le centraline per HDP e HDO, raccogliendo documentazioni e dati sullo scambio termico per riscrivere infine il capitolo del manuale d'uso riguardante questi dispositivi, spiegandone in maniera più dettagliata la logica di funzionamento.

In seguito mi sono occupato dei sistemi di lubrificazione previsti per questo tipo di riduttori: con un approccio analitico, che ancora non era stato tentato, ho esaminato le perdite di carico in uno specifico circuito recentemente modificato e, analizzando i risultati, ho evidenziato le situazioni di maggiore criticità e proposto possibili ulteriori miglioramenti.

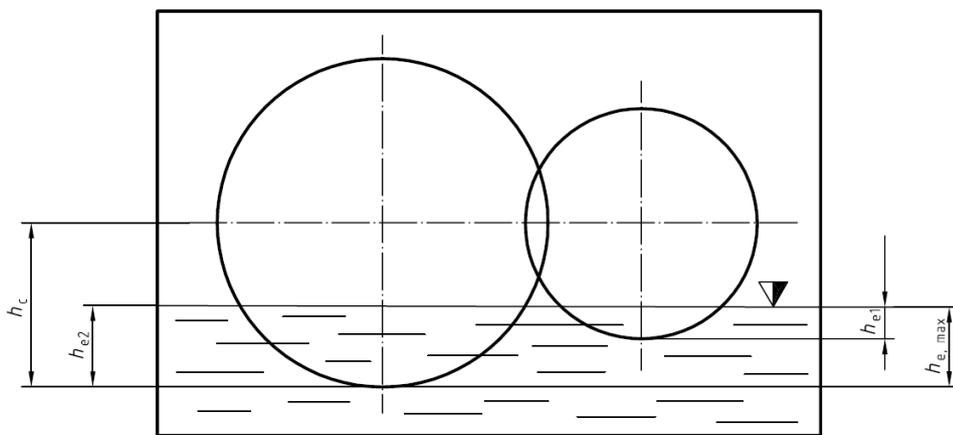


*Riduttore HDO raffreddato con centralina*

## CAPITOLO 2: Dispositivi per lubrificazione e raffreddamento

### Lubrificazione e raffreddamento dei motoriduttori Bonfiglioli HDP-HDO

Nei motoriduttori la lubrificazione avviene generalmente in modo naturale per il trascinamento (o sbattimento) da parte degli ingranaggi consente all'olio in cassa di raggiungere tutti gli ingranamenti. Il livello dell'olio minimo previsto deve bagnare almeno in parte tutti i denti delle ruote perché possa essere trascinato.



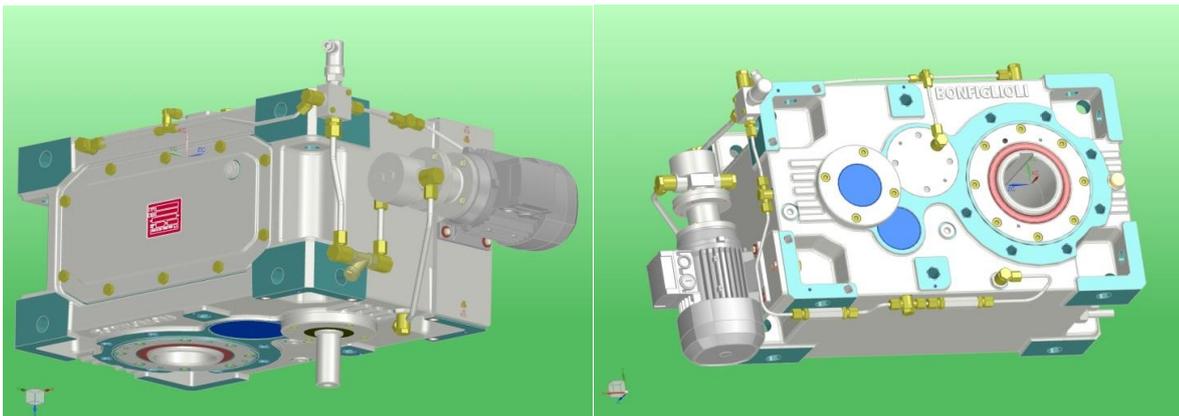
*Dal manuale ISO-TR1202, "Splash lubrication"*

*Nell'immagine schematica si nota che il livello dell'olio a macchina ferma deve rimanere entro limiti stabiliti*

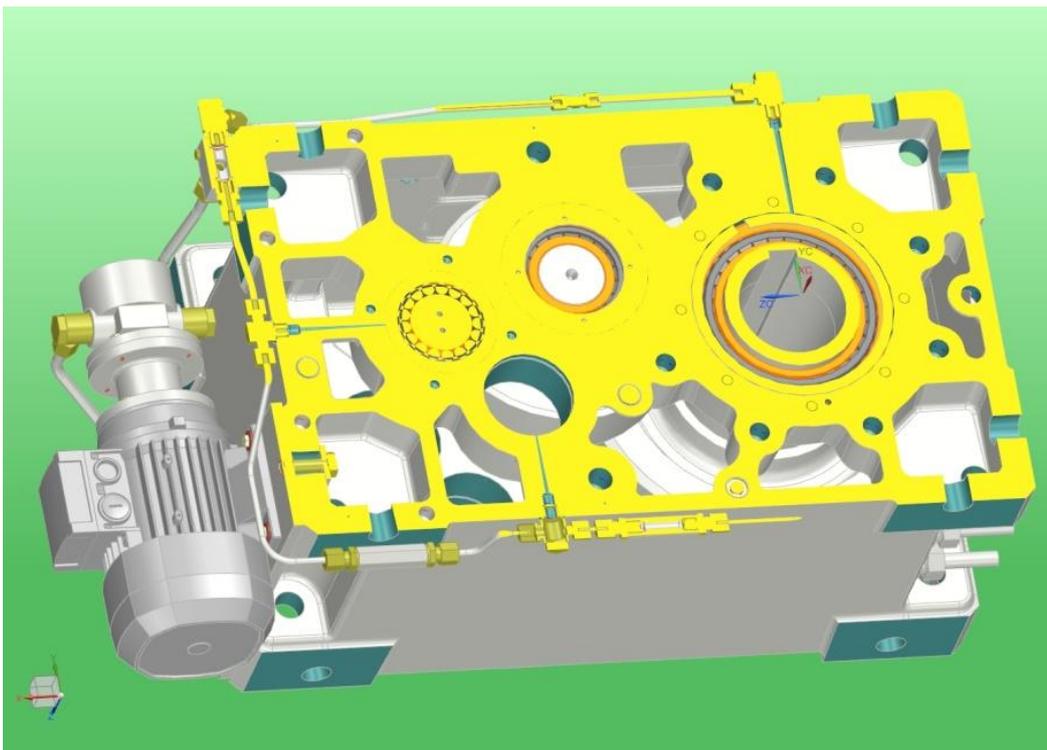
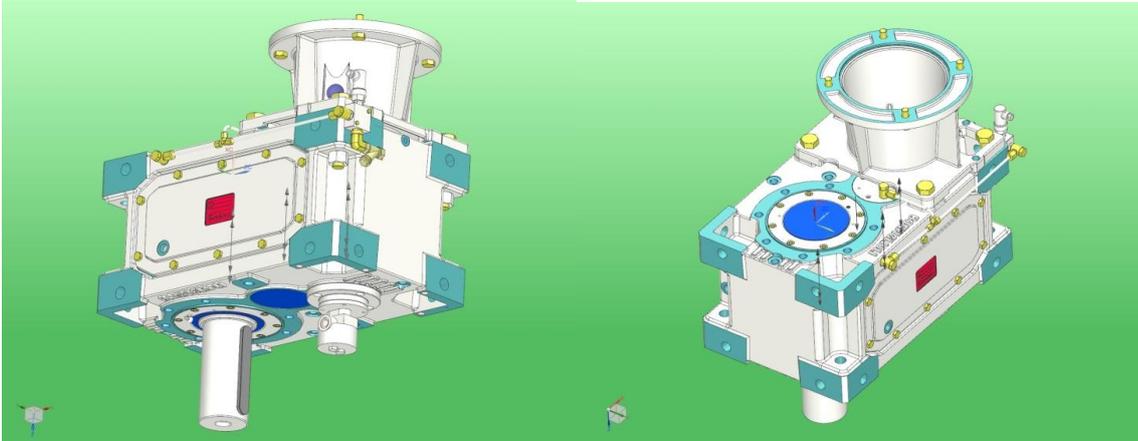
Se la posizione di montaggio del riduttore non consente all'olio in cassa di raggiungere tutti i componenti (ingranamenti e cuscinetti) anche durante il funzionamento, bisogna prevedere un circuito di lubrificazione forzata che prelevi l'olio dalla cassa e lo indirizzi in questi punti critici.

Le possibili soluzioni di lubrificazione forzata per i riduttori Bonfiglioli sono le seguenti:

-variante MOP: un motore elettrico esterno aziona la pompa dell'olio

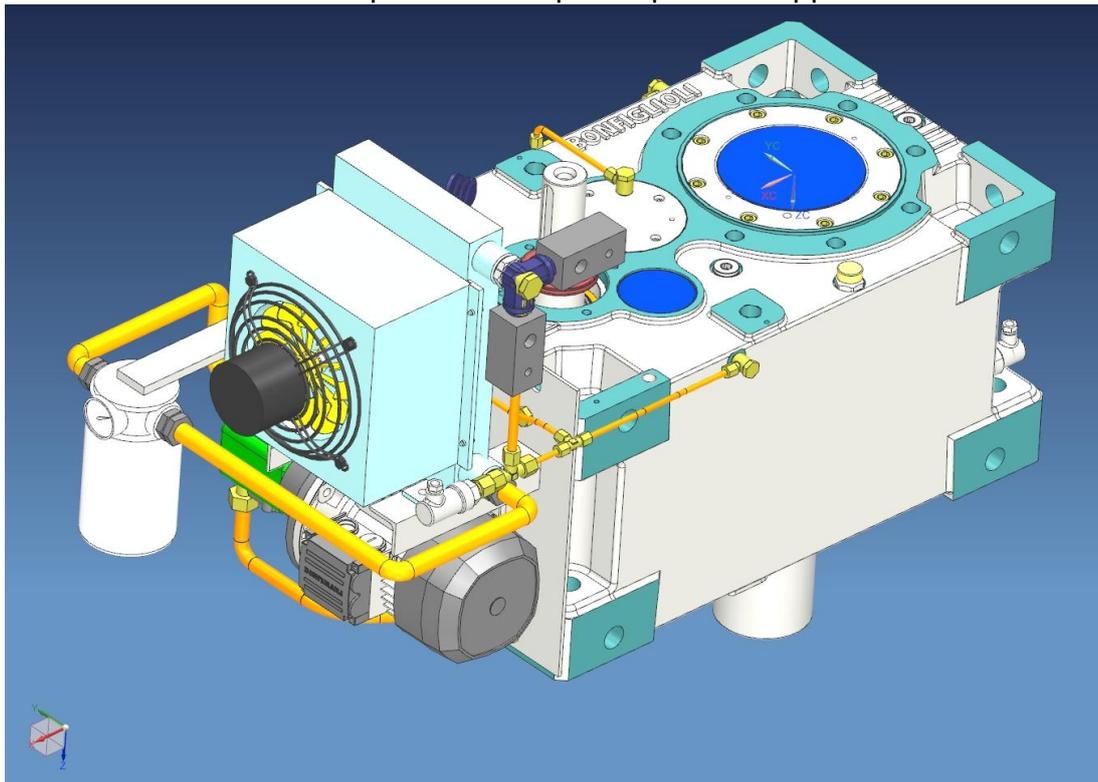


-variante OP: la pompa dell'olio è azionata dall'estremità inutilizzata di uno degli alberi del riduttore



*In questa sezione di un riduttore HDO a lubrificazione forzata MOP si vedono i fori attraverso i quali l'olio raggiunge i cuscinetti superiori*

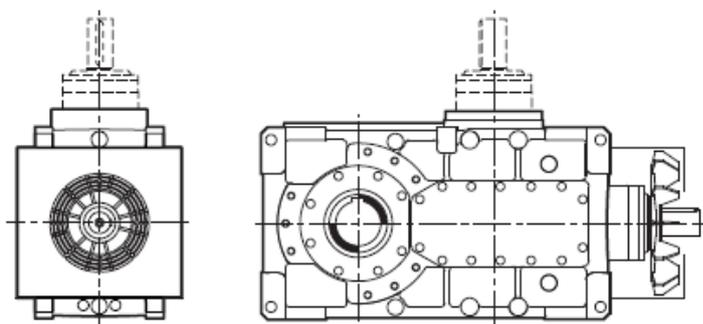
-variante con centralina di raffreddamento: l'olio viene anche raffreddato tramite uno scambiatore di calore a superficie del tipo 'acqua-olio' oppure 'aria-olio' come in figura



I riduttori Bonfiglioli prevedono anche altri dispositivi adatti esclusivamente al raffreddamento dell'olio come:

-serpentine di raffreddamento interne (SR) per cui l'utilizzatore deve prevedere un circuito di alimentazione d'acqua o fluido refrigerante

-ventilatori singoli o doppi (FAN) posti esternamente alla cassa



*Ventilazione esterna (FAN) per HDO*

## Limitazioni termiche nella trasmissione di potenza

Gli accorgimenti sopra descritti sono spesso necessari per questi riduttori che possono operare con potenze elevate (anche oltre 1000 kW per erogare fino a 210000 Nm di coppia): infatti una grande limitazione per la trasmissione di potenza dei riduttori è la 'Potenza termica', definita come la massima che un certo riduttore può trasmettere in continuo senza che la temperatura dell'olio superi un valore critico (solitamente 90°C). Se la temperatura dell'olio supera questo valore la trasmissione può arrivare rapidamente al grippaggio perché l'olio non riesce più a raffreddare adeguatamente gli ingranamenti e nello stesso tempo peggiorano le sue caratteristiche al crescere della temperatura. Si può dire quindi che la potenza termica è tanto maggiore quanto è migliore la capacità del riduttore di scambiare calore con l'ambiente esterno.

Questo problema va tenuto in considerazione al momento della scelta del riduttore verificando che nelle applicazioni previste la potenza, riferita sempre all'albero veloce, non superi il valore limite: sul catalogo Bonfiglioli sono tabulate per ogni riduttore le potenze termiche sia in condizioni di scambio termico naturale standard in un ambiente a 40°C, sia con i sistemi di raffreddamento installati, qualora siano previsti.

## Centraline di raffreddamento MCR., temperature sotto controllo

Il mio primo compito in azienda è stato quello di raccogliere dati su questi dispositivi e di proporre una modifica al capitolo del manuale d'uso e manutenzione a riguardo, approfondendo meglio la parte relativa alla connessione logica dei termostati di controllo.

### *Modelli standard:*

Le centraline standard sono proposte in diverse taglie e conseguenti potenzialità di scambio termico.

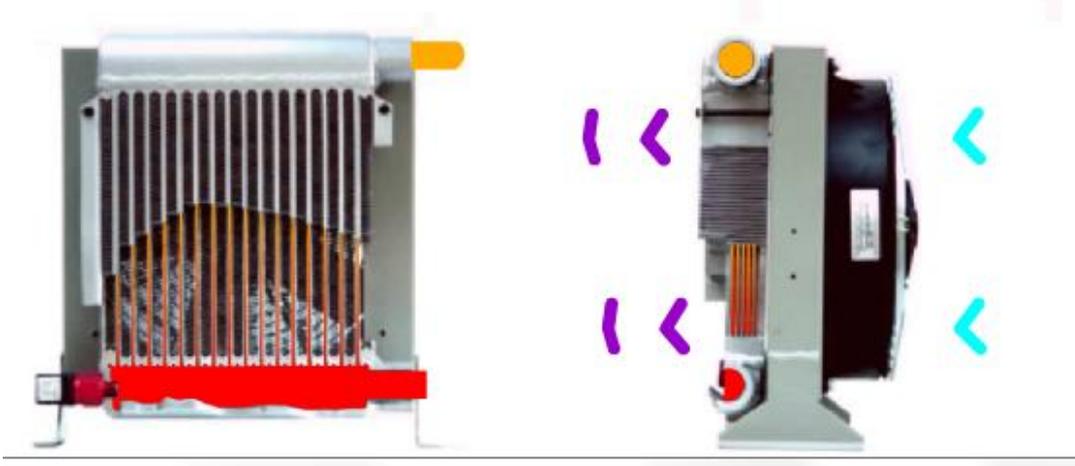
Sono contraddistinte da un numero che mostra indicativamente la portata d'olio circolante; il dimensionamento e la realizzazione è a cura di un'azienda esterna alla quale vengono fornite le specifiche richieste di funzionamento e di installazione.

Gli scambiatori adottati nelle centraline sono di tipo acqua/olio o aria/olio

*Nell'immagine si vede il percorso dell'olio, in arancio, e dell'acqua, in blu/viola, attraverso lo scambiatore acqua/olio a fascio tubiero*



*Nello scambiatore aria/olio l'olio percorre piastre lambite dall'aria*

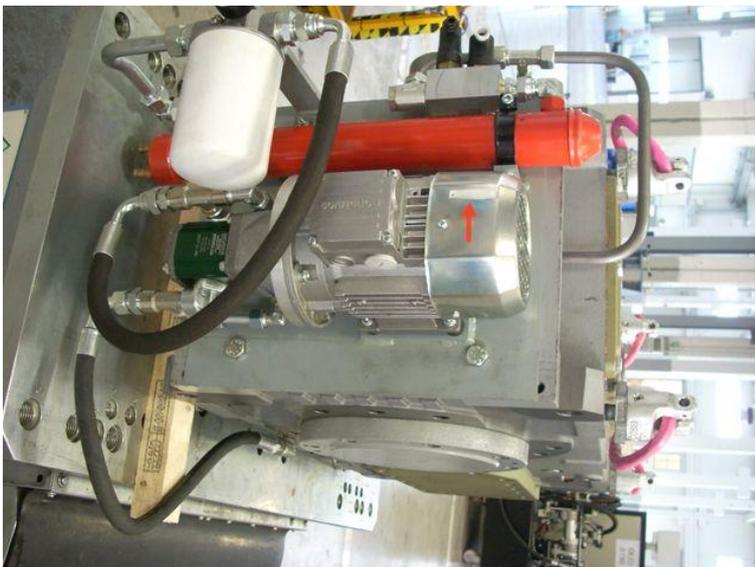


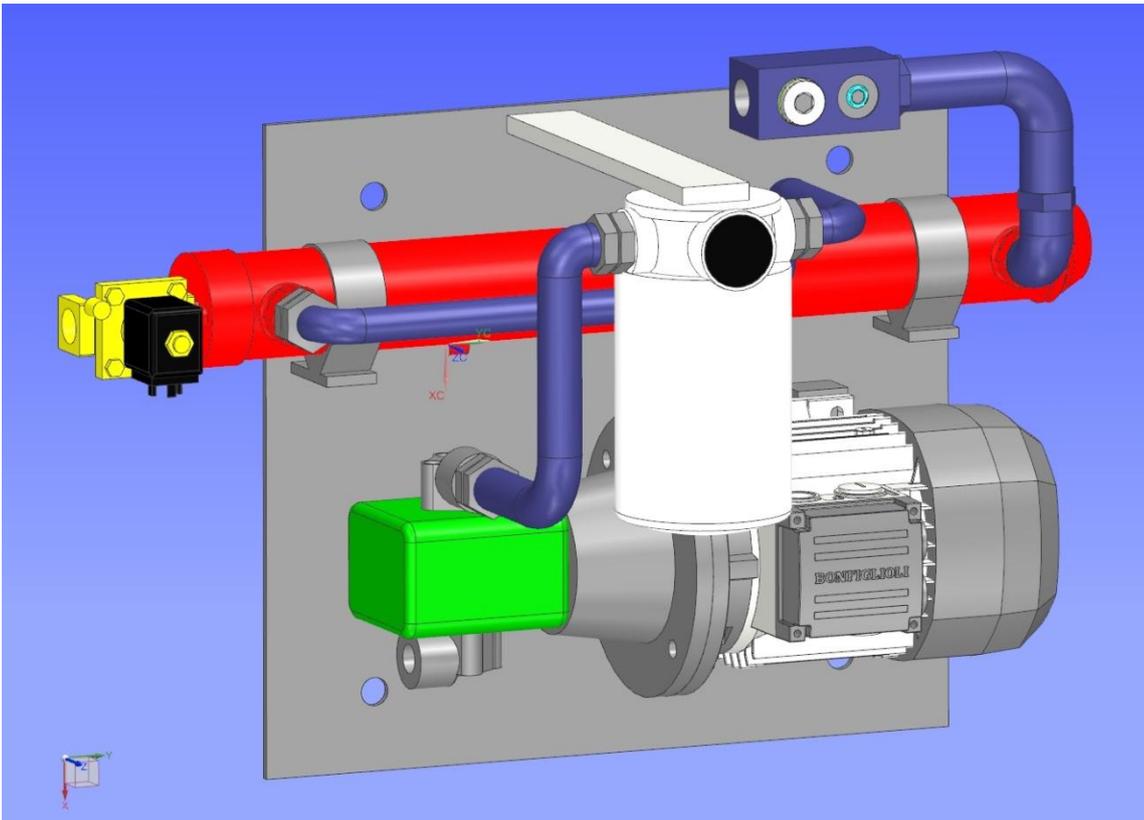
Per ogni centralina standard ho raccolto i dati tecnici principali e i dati di scambio termico ottenuti da un programma di calcolo della ditta fornitrice di scambiatori

Le centraline, nelle loro dimensioni standard, sono le seguenti:

### **MCRW.., con scambiatore acqua/olio**

**MCRW5** Potenza smaltita: 3,37kW



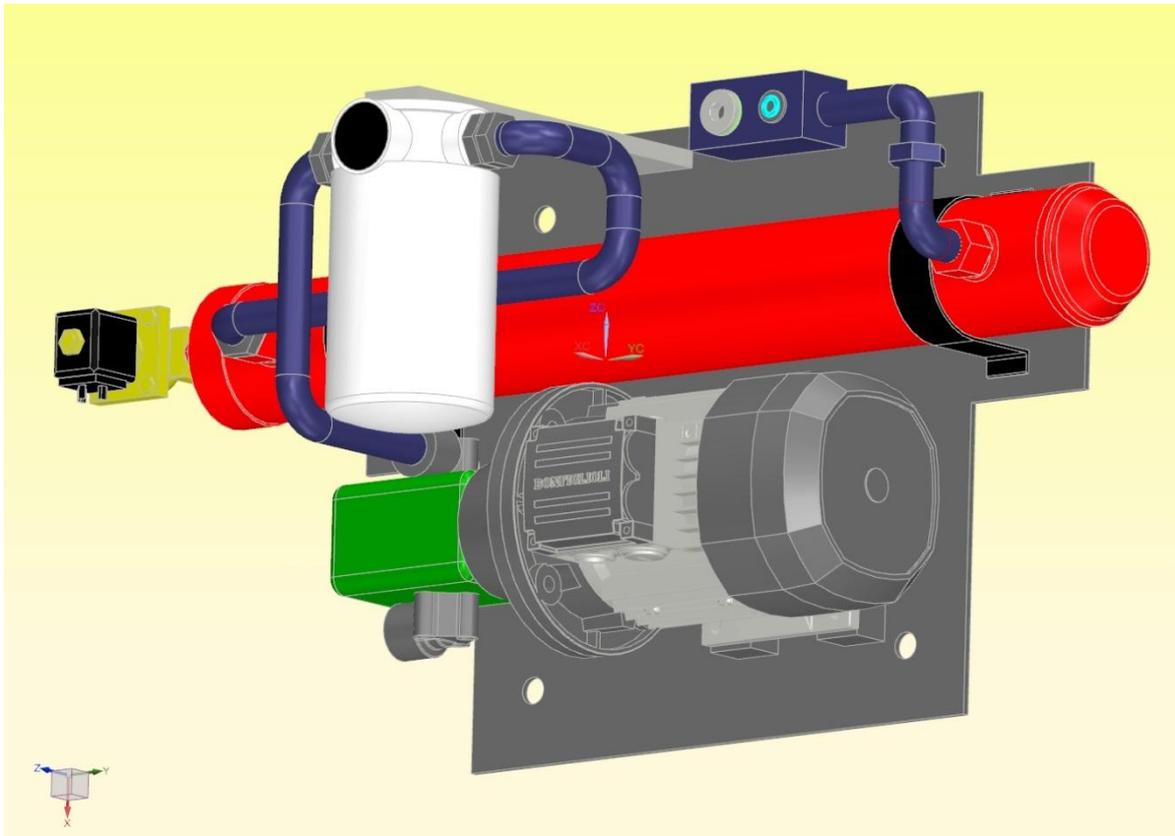


| Scambiatore Sesino a fascio tubiero (superficie m <sup>2</sup> ) | Portate    |           | Perdite di carico |          |
|--|------------|-----------|-------------------|----------|
|  | OLIO       | ACQUA     | OLIO              | ACQUA    |
| T60CB3 (0,33)  | 5,3 lt/min | 10 lt/min | 0,3 bar           | 0,09 bar |
|  | 6,4 lt/min |           | 0,3 bar           |          |

| T <sub>acqua</sub> (°C) |     | T <sub>olio</sub> (°C) |     | ΔT <sub>ml</sub> (K) | Coefficiente di scambio(W/m <sup>2</sup> *K)=Q/(S*ΔT <sub>ml</sub> ) |
|-------------------------|-----|------------------------|-----|----------------------|--|
| IN                      | OUT | IN                     | OUT |                      |  |
| 25                      | 30  | 67                     | 49  | 30,5                 | 167  |

**MCRW9** Potenza smaltita: 6,08kW

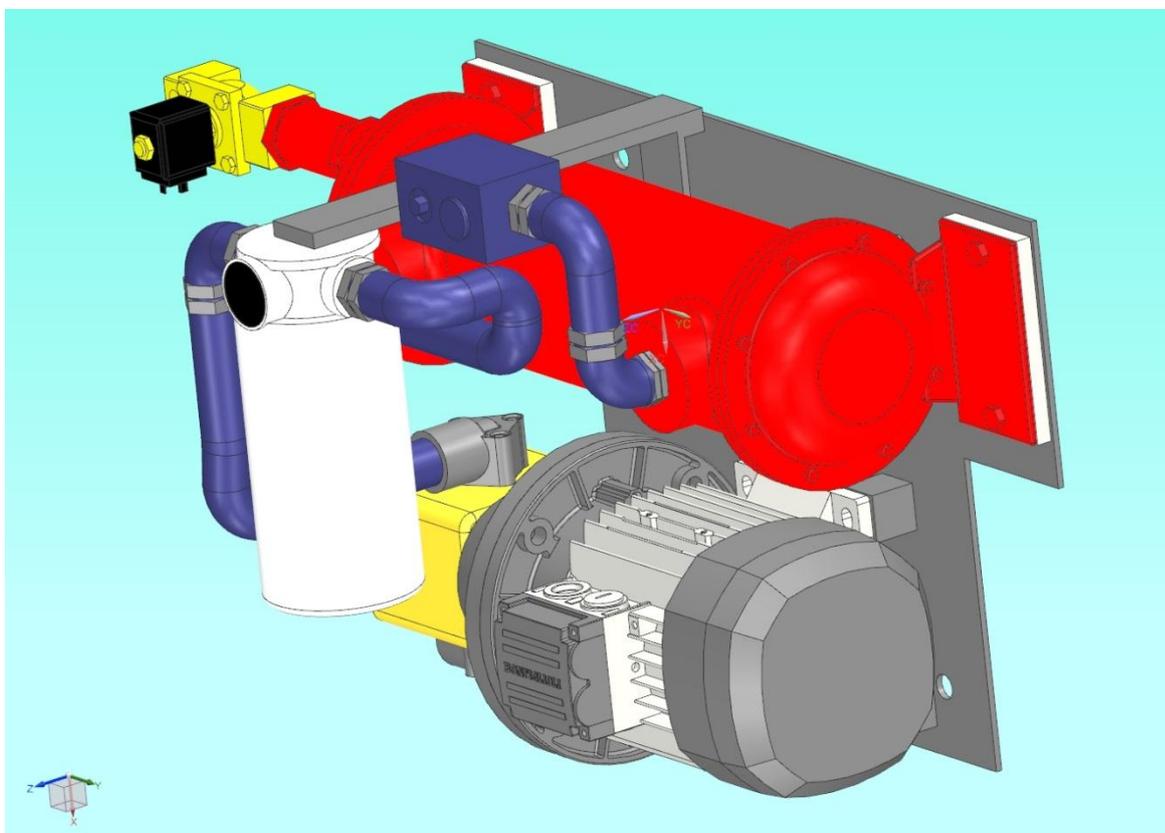




| Scambiatore Sesino a fascio tubiero (superficie m <sup>2</sup> ) | Portate     |           | Perdite di carico |          |
|--|-------------|-----------|-------------------|----------|
|  | OLIO        | ACQUA     | OLIO              | ACQUA    |
| T80CB3 (0,7)   | 9,5 lt/min  | 18 lt/min | 0,3 bar           | 0,12 bar |
|  | 11,4 lt/min |           | 0,3 bar           |          |

| T <sub>acqua</sub> (°C) |     | T <sub>olio</sub> (°C) |     | ΔT <sub>ml</sub> (K) | Coefficiente di scambio(W/m <sup>2</sup> *K)=Q/(S*ΔT <sub>ml</sub> ) |
|-------------------------|-----|------------------------|-----|----------------------|--|
| IN                      | OUT | IN                     | OUT |                      |  |
| 25                      | 30  | 69                     | 50  | 31,5                 | 137  |

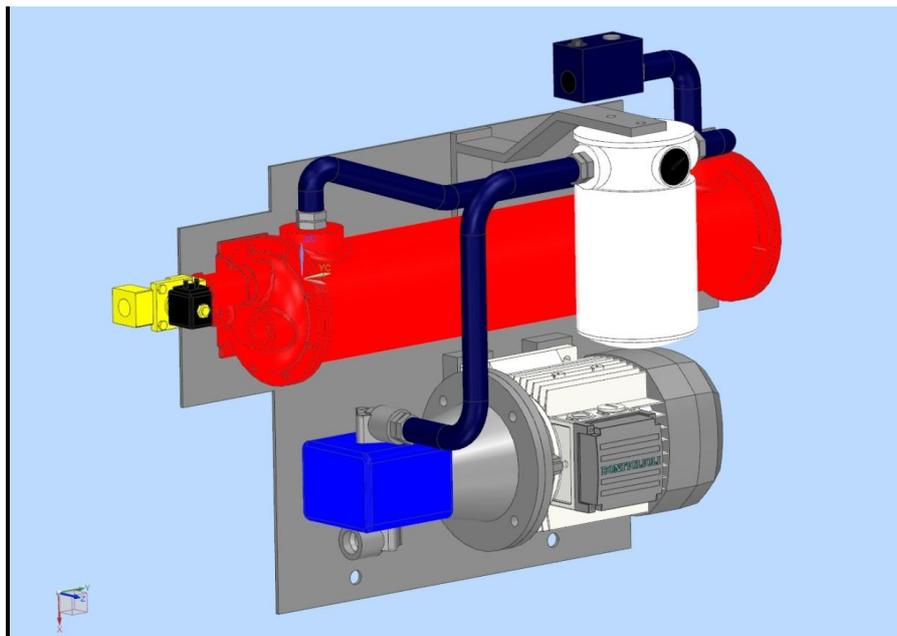
**MCRW21** Potenza smaltita: 10,72kW



| Scambiatore Sesino a fascio tubiero (superficie m <sup>2</sup> ) | Portate     |           | Perdite di carico |          |
|--|-------------|-----------|-------------------|----------|
|  | OLIO        | ACQUA     | OLIO              | ACQUA    |
| MS134P1 (1,05)   | 21,4 lt/min | 31 lt/min | 1,8 bar           | 0,02 bar |
|  | 25,7 lt/min |           | 1,8 bar           |          |

| T <sub>acqua</sub> (°C) |     | T <sub>olio</sub> (°C) |     | ΔT <sub>ml</sub> (K) | Coefficiente di scambio(W/m <sup>2</sup> *K)=Q/(S*ΔT <sub>ml</sub> ) |
|-------------------------|-----|------------------------|-----|----------------------|--|
| IN                      | OUT | IN                     | OUT |                      |  |
| 25                      | 30  | 69                     | 53  | 33,2                 | 154  |

**MCRW34** Potenza smaltita: 19,61kW



| Scambiatore Sesino a fascio tubiero (superficie m <sup>2</sup> ) | Portate     |           | Perdite di carico |          |
|--|-------------|-----------|-------------------|----------|
|  | OLIO        | ACQUA     | OLIO              | ACQUA    |
| MS134P2 (1,79)   | 33,6 lt/min | 56 lt/min | 3 bar             | 0,13 bar |
|  | 40,3 lt/min |           | 3,9 bar           |          |

| T <sub>acqua</sub> (°C) |     | T <sub>olio</sub> (°C) |     | ΔT <sub>ml</sub> (K) | Coefficiente di scambio(W/m <sup>2</sup> *K)=Q/(S*ΔT <sub>ml</sub> ) |
|-------------------------|-----|------------------------|-----|----------------------|--|
| IN                      | OUT | IN                     | OUT |                      |  |
| 25                      | 30  | 69                     | 51  | 32                   | 171  |

**MCRW51** Potenza smaltita: 28kW

| Scambiatore Sesino a fascio tubiero (superficie m <sup>2</sup> ) | Portate     |           | Perdite di carico |          |
|--|-------------|-----------|-------------------|----------|
|  | OLIO        | ACQUA     | OLIO              | ACQUA    |
| MS134P4 (2,72)   | 50,8 lt/min | 81 lt/min | 4,8 bar           | 0,29 bar |
|  | 61 lt/min   |           | 5,4 bar           |          |

| T <sub>acqua</sub> (°C) |     | T <sub>olio</sub> (°C) |     | ΔT <sub>ml</sub> (K) | Coefficiente di scambio(W/m <sup>2</sup> *K)=Q/(S*ΔT <sub>ml</sub> ) |
|-------------------------|-----|------------------------|-----|----------------------|--|
| IN                      | OUT | IN                     | OUT |                      |  |
| 25                      | 30  | 68                     | 51  | 31,5                 | 163  |

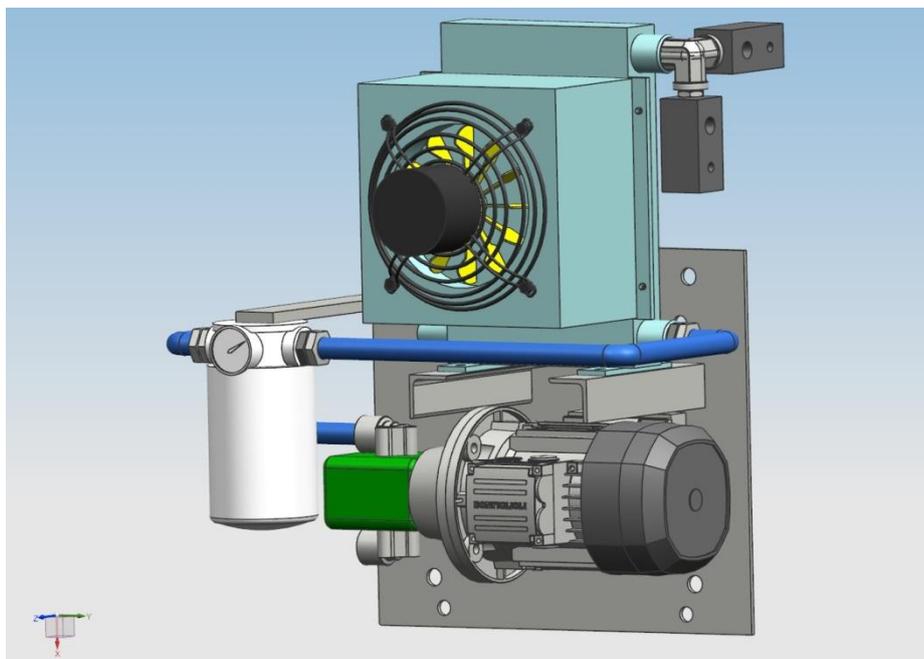
MCRW70 Potenza smaltita: 40kW

Portata olio circa 70 lt/min

Non ancora richiesto il dimensionamento dalla ditta che monta le centraline. Seguendo il metodo e le formule di dimensionamento indicate nel catalogo e mediante il programma di calcolo abbiamo provato a individuare la tipologia di scambiatore più adatta. Gli scambiatori Sesino a fascio tubiero richiedono portate d'olio eccessive per l'impiego sui motoriduttori (intorno a 100lt) per scambiare i 40kW richiesti, mentre gli scambiatori a piastre non sono idonei ad essere attraversati da un olio ad elevata viscosità (ISO320).

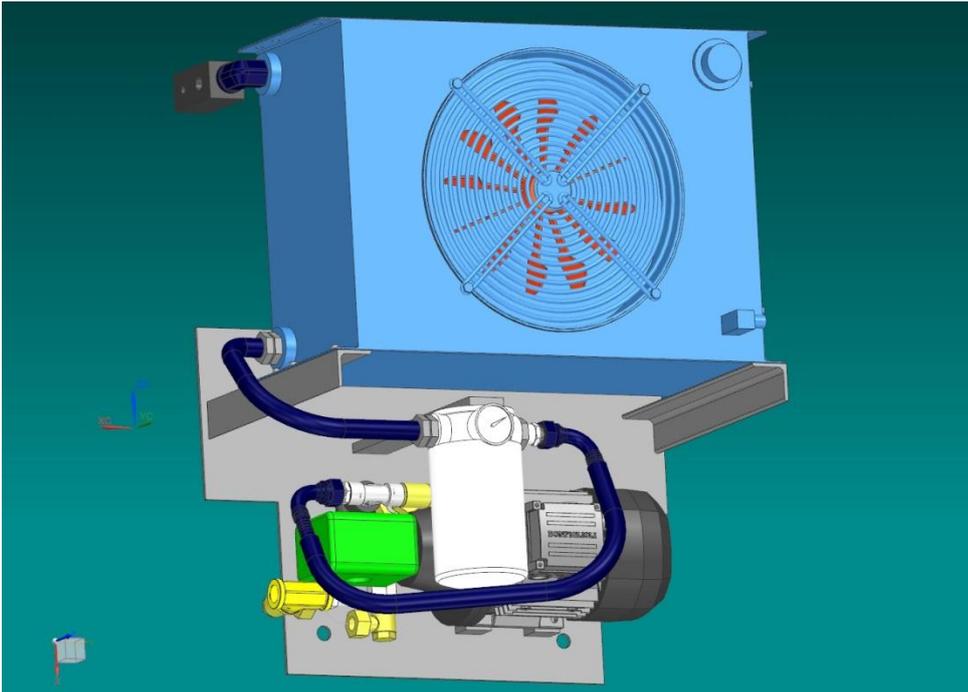
## MCRA., con scambiatore aria/olio

MCRA5 Potenza smaltita: 3,38kW



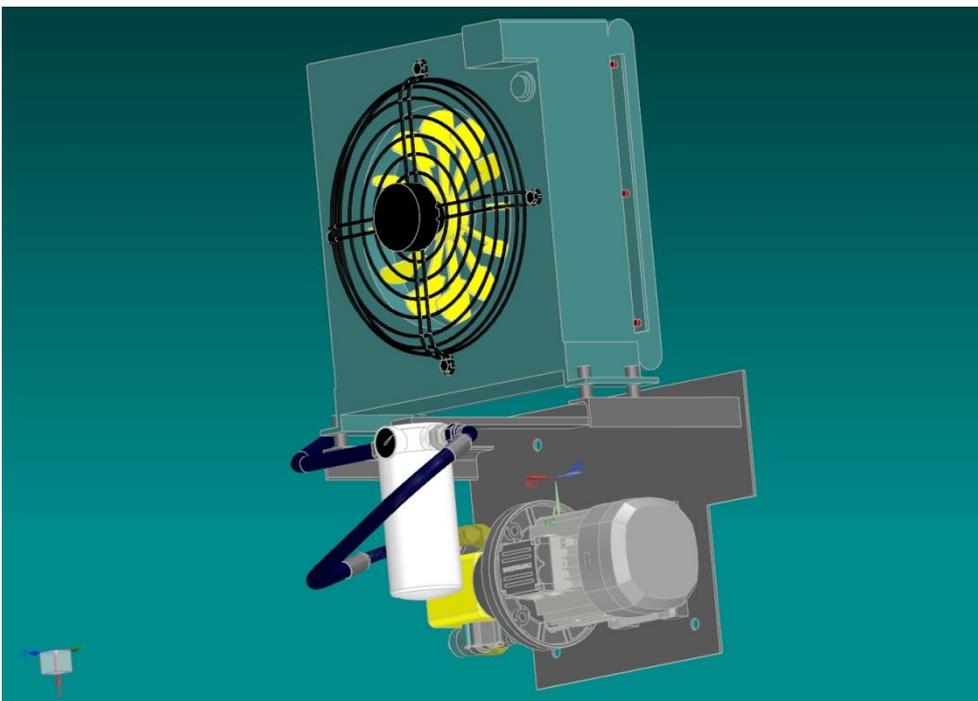
| Scambiatore Sesino con elettroventilatore | Portata olio | Portata aria          | Perdita di carico olio | Potenzialità specifica $K_r(W/K)=Q/\Delta T$ |
|---|--------------|-----------------------|------------------------|--|
| AP260E                                    | 5,3 lt/min   | 630 m <sup>3</sup> /s | 0,8 bar                | 34   |

**MCRA9** Potenza smaltita: 4,53kW



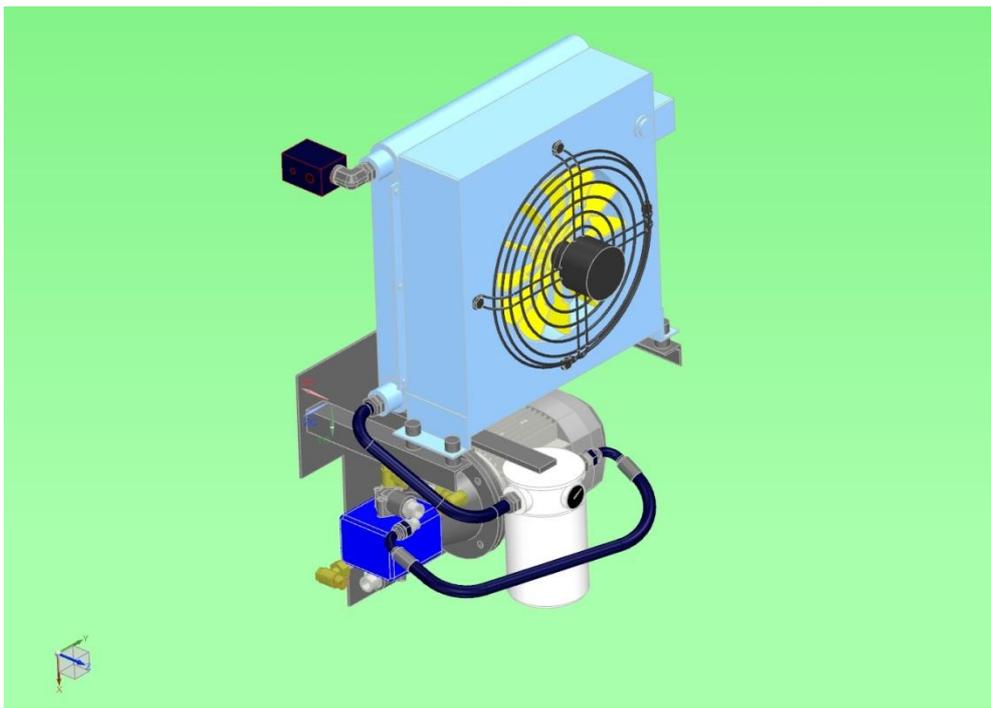
| Scambiatore Sesino con elettroventilatore | Portata olio | Portata aria           | Perdita di carico olio | Potenzialità specifica<br>$K_r(W/K)=Q/\Delta T$ |
|---|--------------|------------------------|------------------------|---|
| AP300/2E                                  | 9,5 lt/min   | 1300 m <sup>3</sup> /s | 0,4 bar                | 45  |

**MCRA21** Potenza smaltita: 9,58kW



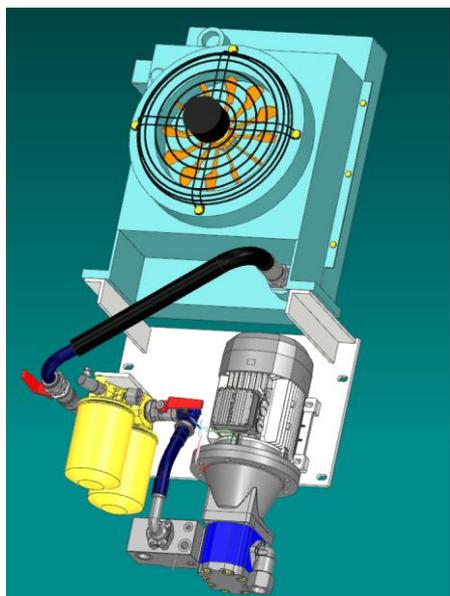
| Scambiatore Sesino con elettroventilatore | Portata olio | Portata aria           | Perdita di carico olio | Potenzialità specifica<br>$K_r(W/K)=Q/\Delta T$ |
|---|--------------|------------------------|------------------------|---|
| AP430E                                    | 21,4 lt/min  | 2750 m <sup>3</sup> /s | 1,6 bar                | 95,8  |

**MCRA34** Potenza smaltita: 12,97kW



| Scambiatore Sesino con elettroventilatore | Portata olio | Portata aria           | Perdita di carico olio | Potenzialità specifica $K_r(W/K)=Q/\Delta T$ |
|---|--------------|------------------------|------------------------|--|
| AP430/2E                                  | 33,6 lt/min  | 2700 m <sup>3</sup> /s | 0,8bar                 | 130  |

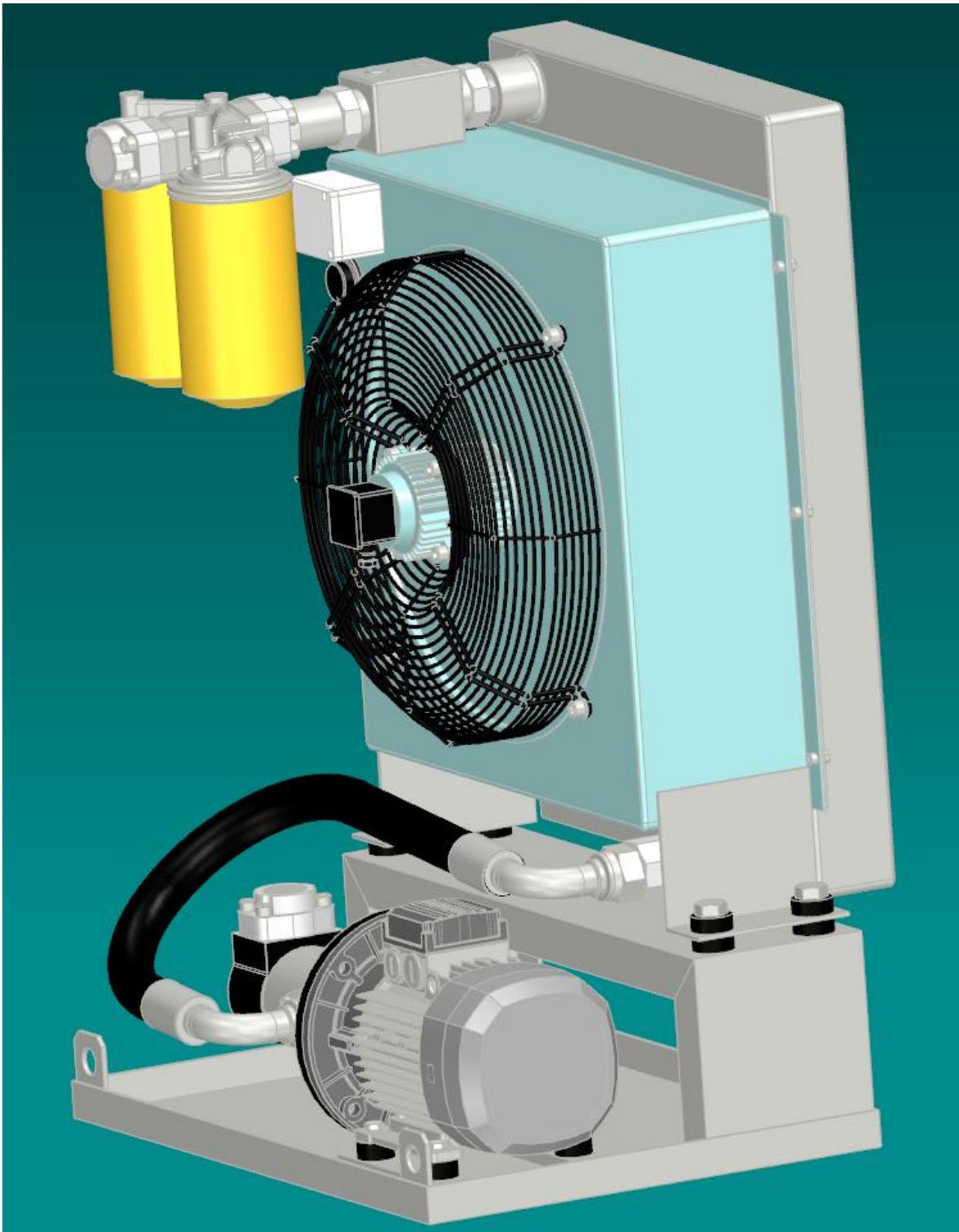
**MCRA51** Potenza smaltita: 15,93kW



| Scambiatore Sesino con elettroventilatore | Portata olio | Portata aria           | Perdita di carico |
|---|--------------|------------------------|-------------------|
| AP580E                                    | 51 lt/min    | 3500 m <sup>3</sup> /s | 2,4bar            |

\*\*

**MCRW70** Potenza smaltita: 21,7kW



| Scambiatore Sesino con elettroventilatore | Portata olio | Portata aria          | Perdita di carico |
|---|--------------|-----------------------|-------------------|
| AP730EB                                   | 70 lt/min    | 7450m <sup>3</sup> /s | 1,6bar            |

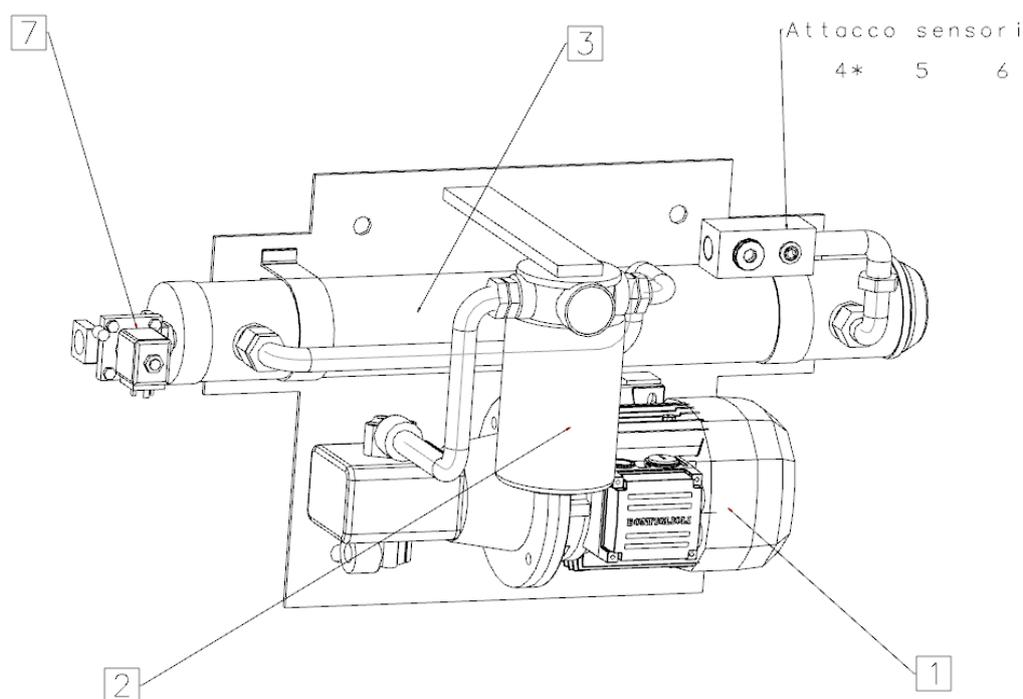
### Logica di funzionamento e componenti principali:

Il funzionamento delle centraline è descritto nel capitolo del manuale d'uso e manutenzione: questo capitolo aveva bisogno di una modifica con una descrizione più precisa dei componenti e con una miglior spiegazione delle connessioni logiche dei termostati di controllo.

Ho provveduto quindi a creare dei disegni numerati da affiancare agli schemi idraulici per dare più visibilità ai componenti, poi ho scritto in maniera più completa le istruzioni per l'installazione.

Il paragrafo che segue è tratto dal documento di modifica che ho preparato per essere inserito nel manuale d'uso e manutenzione.

### Centraline MCRW..

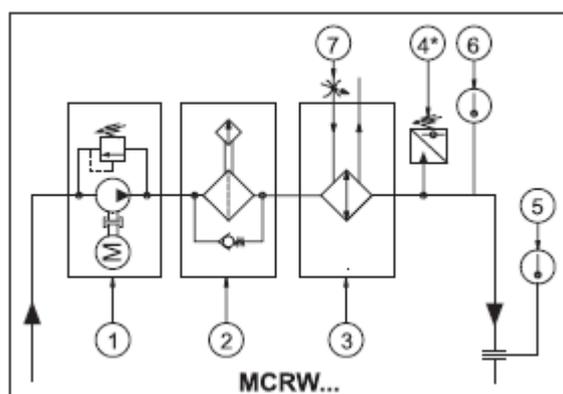


Il circuito è formato dai seguenti componenti:

- [1] motopompa con circuito di by-pass tarato a 6 bar per evitare sovrappressioni nell'impianto, azionata dal termostato di inserzione (rimane sempre in funzione in caso di lubrificazione forzata), aspira l'olio direttamente dalla cassa e ne permette la circolazione nel circuito esterno
- [2] filtro con valvola di by-pass e indicatore di differenza di pressione per controllo visivo di intasamento, elimina eventuali particelle solide in sospensione garantendo una maggiore affidabilità della trasmissione (cartuccia in rete metallica con grado di filtrazione da 60 micron)
- [3] scambiatore acqua/olio a fascio tubiero in rame, idoneo ad asportare la quantità di calore in eccesso generata dal riduttore

- [4\*] pressostato di minima: attiva un segnale d'avvertimento e successivamente arresta il riduttore se la pressione dell'olio scende al di sotto di 0,5 bar(\*presente solo in caso di lubrificazione forzata)
- [5] termostato di massima: attiva un segnale di avvertimento e successivamente arresta il riduttore se la temperatura dell'olio supera 90°C
- [6] termostato di inserzione: attiva il circuito se la temperatura dell'olio supera 60°C. In caso di lubrificazione forzata viene attivata solamente la circolazione dell'acqua nello scambiatore
- [7] elettrovalvola di intercettazione dell'acqua comandata dal termostato di inserzione

Schema idraulico



Installazione e avvio della centralina:

L'utilizzatore in fase di installazione deve effettuare collegamenti e cablaggi in modo tale da prevedere una **logica di funzionamento** coerente alla funzionalità della centralina secondo quanto descritto:

- il termostato d'inserzione tarato a 60°C deve essere collegato alla motopompa e alla bobina dell'elettrovalvola per attivarli in contemporanea
- il termostato di massima deve essere collegato ad un sistema che arresti il sistema in breve tempo e che eventualmente segnali con un allarme il malfunzionamento

Nel caso la centralina provveda anche alla lubrificazione di alcuni componenti (lubrificazione forzata):

- il termostato d'inserzione deve essere collegato alla bobina dell'elettrovalvola per attivarla
- il termostato di massima deve essere collegato ad un sistema che arresti il sistema in breve tempo e che eventualmente segnali con un allarme il malfunzionamento
- il pressostato di minima deve essere collegato ad un sistema che arresti il sistema in breve tempo e che eventualmente segnali con un allarme il malfunzionamento qualora vi sia un decadimento della pressione al di sotto di 0,5 bar
- prima dell'avvio del riduttore la centralina deve mettere in circolazione l'olio per qualche minuto

Per una resa ottimale prevedere un circuito di alimentazione dell'acqua che rispetti le seguenti specifiche:

- pressione massima del circuito di 10 bar
- temperatura massima dell'acqua di 20°C
- rispettare la portata minima indicata ed eseguire i collegamenti al circuito idrico in modo che l'acqua entri nello scambiatore passando per l'elettrovalvola, dal raccordo posto più lontano rispetto ai tubi di circolazione dell'olio, e defluisca da quello posizionato più vicino ad essi.

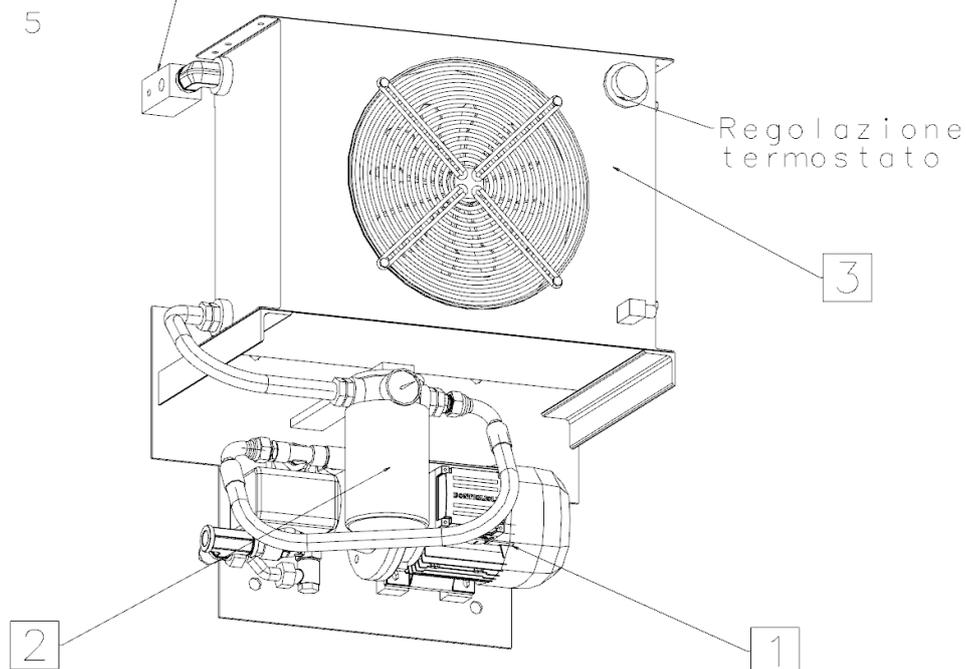
Nel caso in cui l'acqua di raffreddamento fosse molto dura, è consigliabile prevedere ad una decalcificazione della stessa.

In caso di gelo o di lunghi periodi di fermata, al fine di evitare possibili danni, occorre far defluire completamente l'acqua di raffreddamento nel circuito, eventualmente eliminando i residui con un getto di aria compressa.

### Centraline MCRA..

Attacco sensori

4\* 5

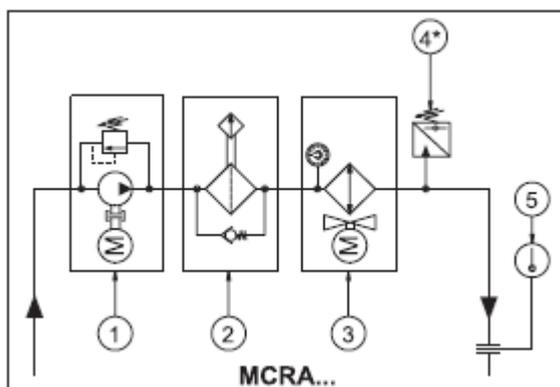


Il circuito è formato dai seguenti componenti:

- [1] motopompa con circuito di by-pass tarato a 6 bar per evitare sovrappressioni nell'impianto, azionata dal termostato di inserzione (rimane sempre in funzione in caso di lubrificazione forzata)
- [2] filtro con valvola di by-pass e indicatore di differenza di pressione per controllo visivo di intasamento, che elimina eventuali particelle solide in sospensione garantendo una maggiore affidabilità della trasmissione (cartuccia in rete metallica con grado di filtrazione da 60 micron)

- [3] scambiatore aria/olio con pacco radiante in alluminio con elettroventilatore e termostato di inserzione regolabile, idoneo ad asportare la quantità di calore in eccesso generata dal riduttore
- [4] pressostato di minima (presente solo in caso di lubrificazione forzata): attiva un segnale d'avvertimento e successivamente arresta il riduttore se la pressione dell'olio scende al di sotto di 0,5 bar
- [5] termostato di massima: attiva un segnale di avvertimento e successivamente arresta il riduttore se la temperatura dell'olio supera 90°C
- termostato di inserzione regolabile (direttamente sullo scambiatore [3])

### Schema idraulico



### Installazione e avvio della centralina:

L'utente in fase di installazione deve considerare la **logica di funzionamento**:

- per evitare il funzionamento in continuo dell'elettroventilatore è consigliata la regolazione del termostato presente sullo stesso a 60°C, salvo indicazioni e casi particolari
- il termostato di massima deve essere collegato ad un sistema che arresti il sistema in breve tempo e che eventualmente segnali con un allarme il malfunzionamento

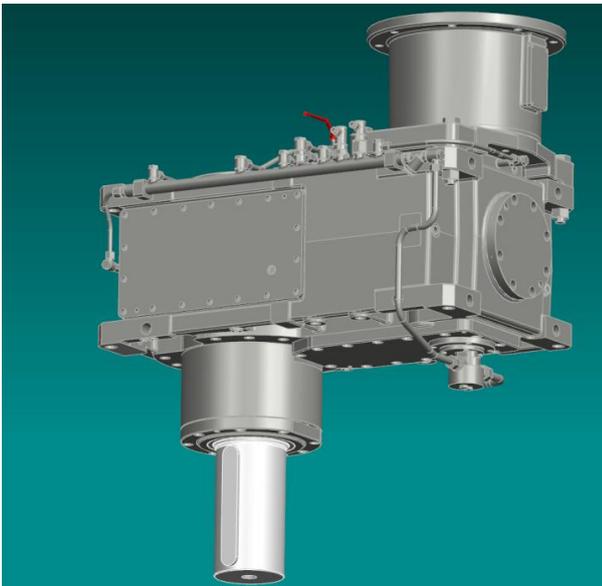
Nel caso la centralina provveda anche alla lubrificazione di alcuni componenti (lubrificazione forzata):

- per evitare il funzionamento in continuo dell'elettroventilatore è consigliata la regolazione del termostato presente sullo stesso a 60°C, salvo indicazioni e casi particolari
- il termostato di massima deve essere collegato ad un sistema che arresti il sistema in breve tempo e che eventualmente segnali con un allarme il malfunzionamento
- il pressostato di minima deve essere collegato ad un sistema che arresti il sistema in breve tempo e che eventualmente segnali con un allarme il malfunzionamento qualora vi sia un decadimento della pressione al di sotto di 0,5 bar
- prima dell'avvio del riduttore la centralina deve funzionare per qualche minuto per mettere in circolazione l'olio

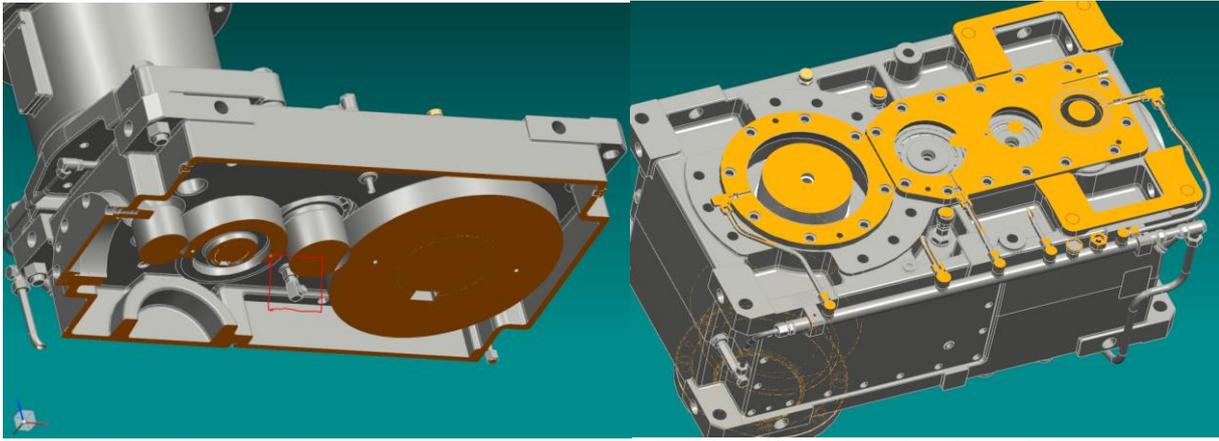
## CAPITOLO 3: Caso particolare esaminato

### HDP110 a lubrificazione forzata OP con Drywell

La seconda parte dell'attività svolta è stata incentrata sui circuiti di lubrificazione: in particolare ho studiato dal punto di vista prestazionale un circuito al quale era appena stata apportata una modifica nel progetto. Mi è stato chiesto quindi di verificare con calcoli il cambiamento di prestazioni che queste modifiche potevano portare.



Il riduttore esaminato è un HDP 110 per industria alimentare. Per questo riduttore è prevista l'applicazione ad un mescolatore: per evitare trafilamenti d'olio dal cuscinetto inferiore (albero lento) questo viene lubrificato tramite drywell, una tenuta che viene riempita di grasso o lubrificante molto viscoso. Per impedire il contatto con l'olio questa tenuta forma una barriera attorno al cuscinetto con una guarnizione in alto; in via precauzionale il livello dell'olio non può superare questa tenuta quindi rimane sotto al minimo previsto per la lubrificazione a immersione. Non raggiungendo l'ingranamento più alto, quello tra l'albero lento e l'intermedio lento, dal circuito di lubrificazione forzata l'olio viene iniettato sui denti dell'ingranamento tramite un nozzle (spruzzatore). Inoltre, come sempre accade per questo tipo di montaggio (con alberi in posizione verticale), l'olio viene indirizzato anche nei cuscinetti superiori non raggiunti dall'agitazione dell'olio: questo avviene tramite ugelli, ovvero strizioni calibrate per ripartire l'olio nelle precise portate richieste da ogni cuscinetto.



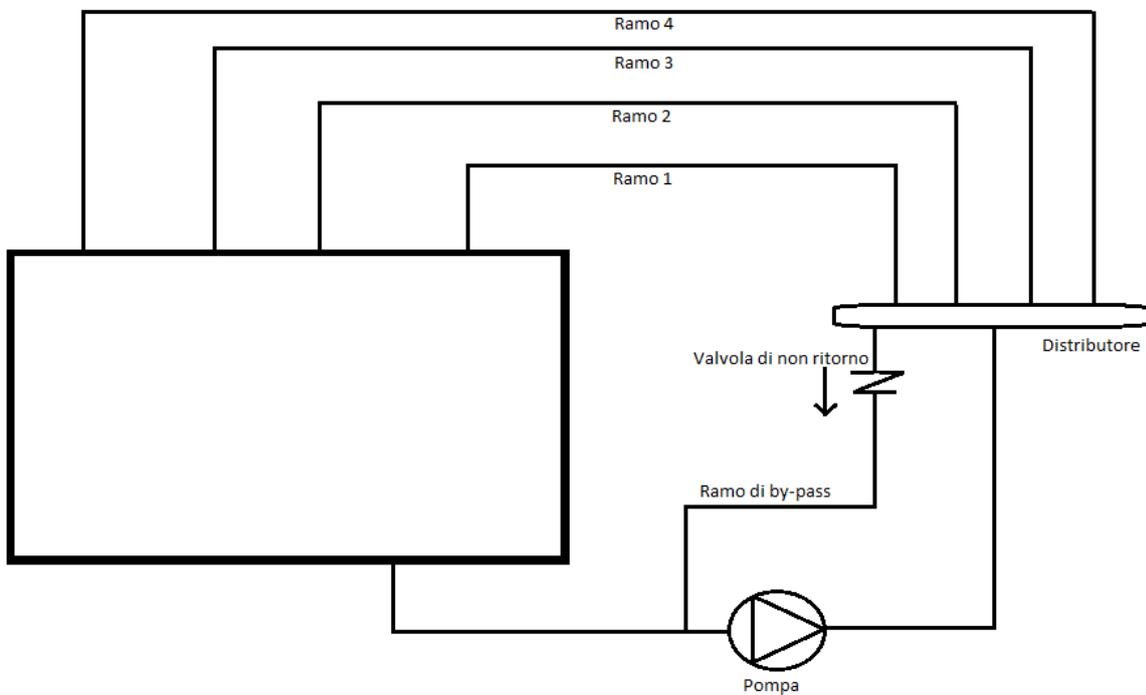
Nozzle indirizza lo spray sui denti poco prima dell'ingranamento

Ugelli lubrificano i cuscinetti superiori

Tramite fogli di calcolo excel ho stimato le perdite di carico del circuito di lubrificazione precedente e del nuovo poi ho osservato quali erano i punti di maggiore criticità per provare ad apportare alcune modifiche io stesso.

### Analisi delle perdite di carico del circuito

I circuiti di lubrificazione esaminati possono essere così genericamente schematizzati



Il circuito in analisi può essere così scomposto nei suoi tratti principali:

- Aspirazione dalla cassa all'ingresso nella pompa
- Mandata dalla pompa al distributore
- Rami dal distributore fino agli ugelli

Per esaminare le perdite dei circuiti, dopo averli così scomposti, ho elencato per ogni tratto gli elementi attraversati dalla portata d'olio di progetto ipotizzando una perdita distribuita nei tratti di tubazione a diametro costante senza curvature e perdite concentrate nei punti particolari come curve, raccordi e variazioni del diametro.

Le formule e i metodi di calcolo li ho tratti dal libro di testo [1]

Con la seguente formula vengono quantificate le cadute di pressione concentrate

$$\Delta P = \frac{8 * k * \rho * Q^2}{\pi^2 * D^4} * 10^{-5}$$

Per le perdite distribuite, ho considerato il moto del fluido come laminare avendo calcolato numeri di Reynolds tutti ampiamente inferiori a 2300 valore di transizione, per cui ho applicato la seguente formula

$$\Delta P = \frac{128 * \nu * \rho * Q * L}{\pi^2 * D^4} * 10^{-5}$$

Dove:

k è il coefficiente di perdita concentrata ricavato da tabelle sperimentali [adimensionale]  
(ricavato dal documento[2])

L è la lunghezza del tratto sul quale si distribuisce la caduta di pressione [m]

$\rho$  è la densità del fluido a 65°C pari a 855kg/m<sup>3</sup>

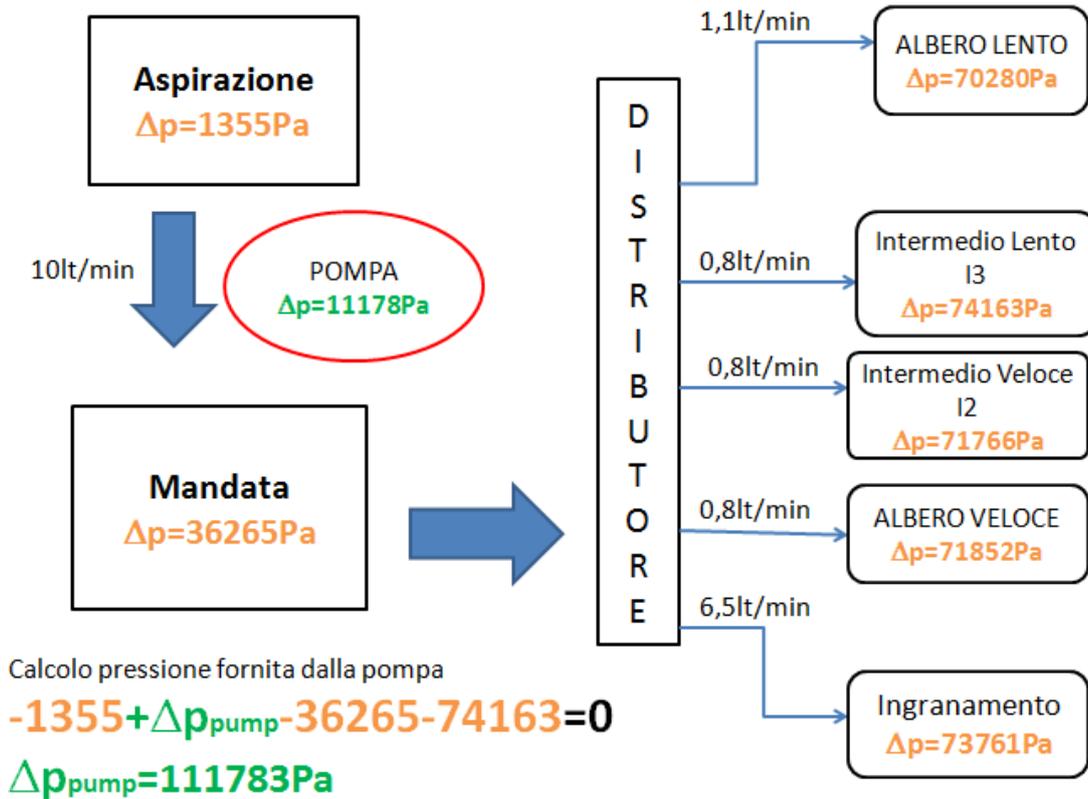
Q portata [m<sup>3</sup>/s]

D diametro interno [m]

$\Delta P$  risulta espressa in bar

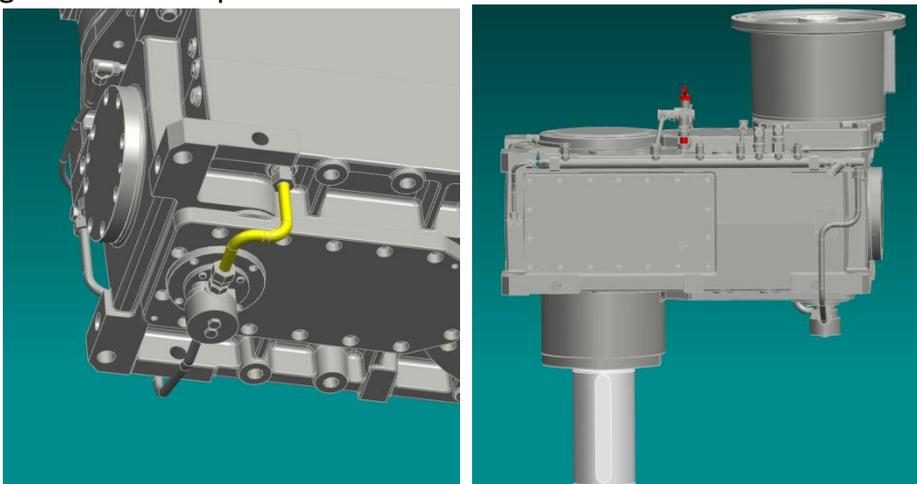
Per stabilire prevalenza richiesta dalla pompa, ho preso in considerazione la caduta di pressione nel ramo più sfavorito: infatti i rami non risultano mai perfettamente bilanciati per cui il sistema in funzionamento si porta sempre all'equilibrio e le portate di progetto variano, rimanendo comunque entro scostamenti limitati.

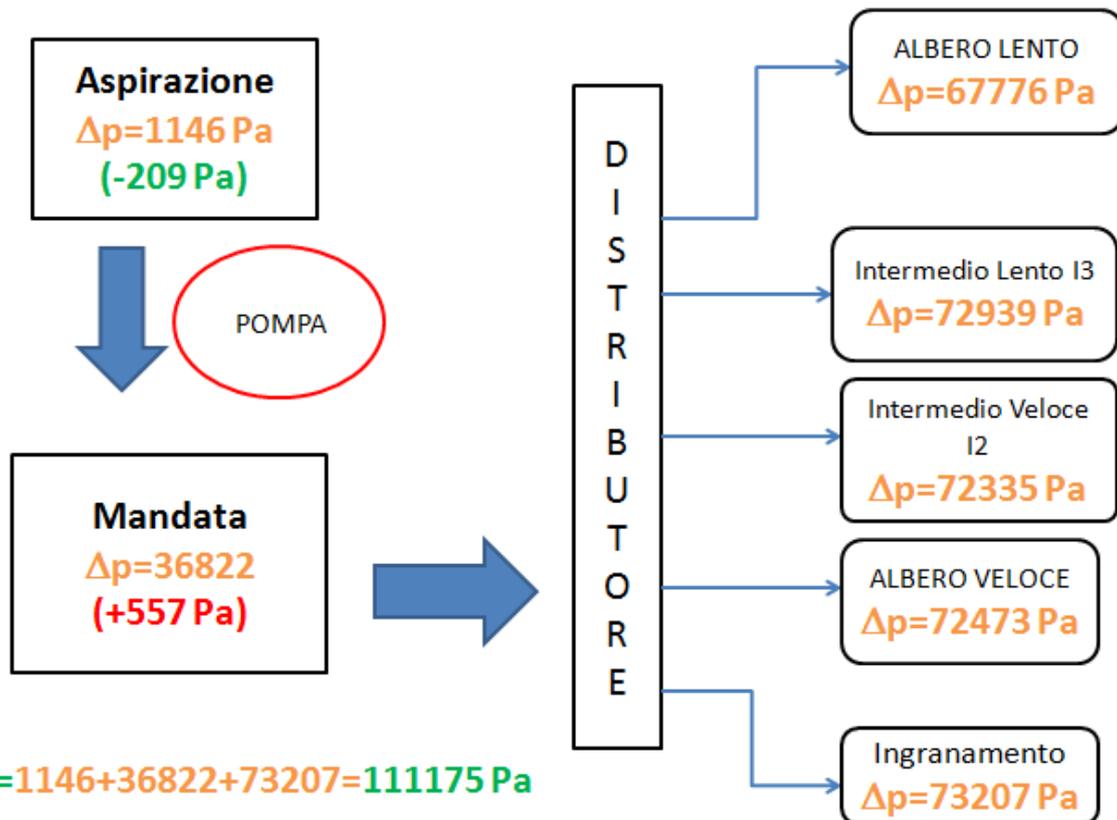
## Perdite di carico: prestazioni del vecchio circuito



## Perdite di carico: prestazioni del nuovo circuito

La modifica apportata dal progettista ha riguardato una diversa configurazione dell'aspirazione e un nuovo tipo di distributore allungato: ne risulta un layout più ordinato grazie a una disposizione meno intricata delle tubazioni.





Pressione di mandata della pompa ridotta di **608 Pa**

L'incremento di prestazioni non è stato rilevante rispetto a quanto sperato a mio avviso, poiché se da un lato sono calate le perdite di curve e raccordi eliminati dall'altro il nuovo elemento distributore ha portato altre dissipazioni e la sezione di mandata, allungata di 40mm, dissipa di più.

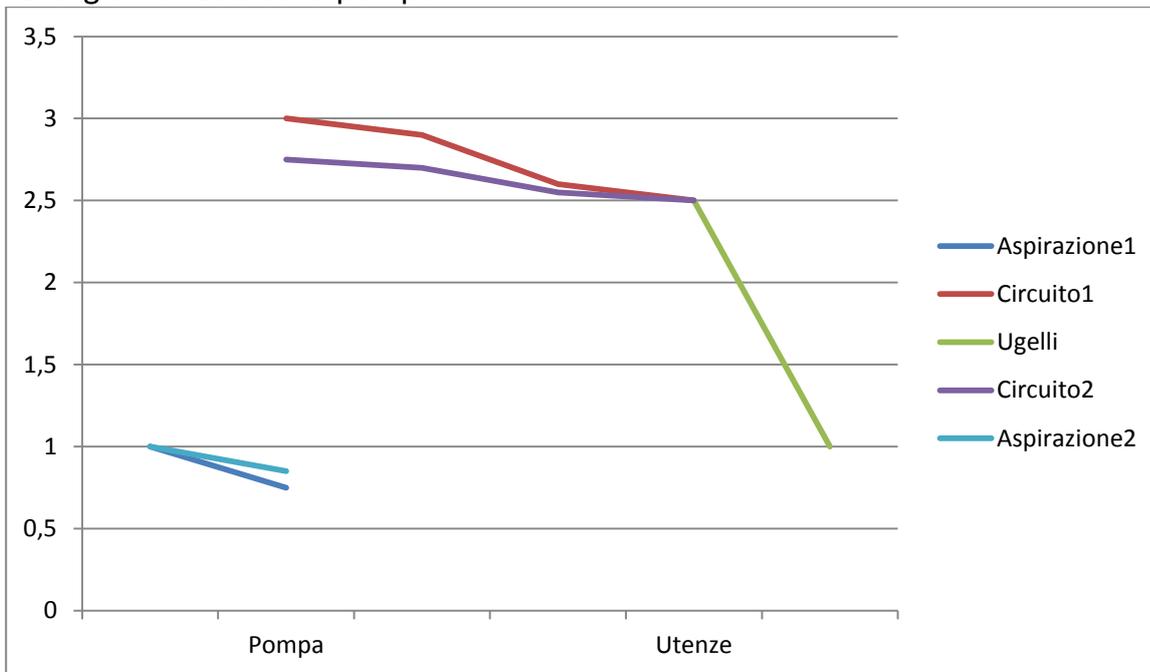
Il ramo più sfavorito è diventato quello diretto all'ingranamento, mentre il ramo LENTO trae molto vantaggio per la sua nuova disposizione: questo potrebbe portare a un bilanciamento di portate che si discosta da quello di progetto, qualora questa variazione non fosse accettabile bisogna porre una strozzatura su questo ramo per renderlo simile agli altri.

## Ottimizzazione del circuito

Per ottimizzare il circuito non è possibile intervenire sugli ugelli e gli spruzzatori perché questi devono garantire il passaggio di una portata con un getto ad una pressione adeguata. L'obiettivo è minimizzare le perdite a monte degli ugelli affinché la pompa possa erogare una prevalenza più prossima possibile a quella richiesta alle utenze →

### Grafico qualitativo:

l'obiettivo è ridurre l'inclinazione della curva rossa e della curva celeste per ridurre l'energia richiesta dalla pompa



## Perdite di carico: circuito nuovo ottimizzato

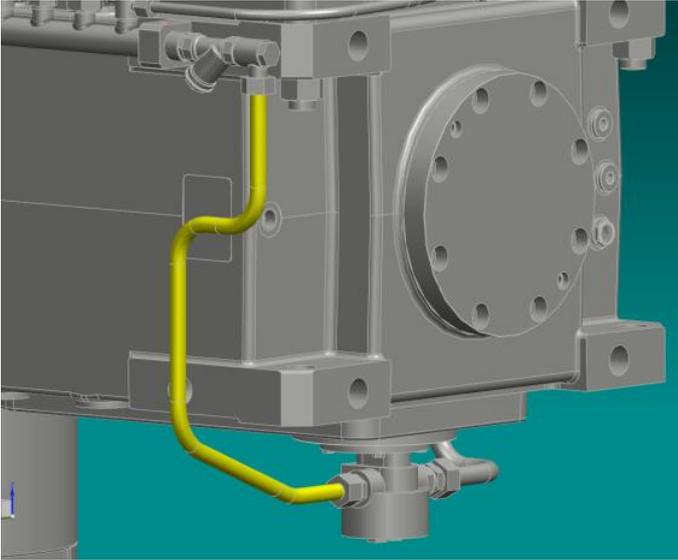
Nell'analisi del circuito si è visto che la maggior criticità è dovuta agli attriti distribuiti a causa della notevole viscosità del lubrificante impiegato.

Il nuovo layout ha portato un complessivo miglioramento e, secondo me, ha ridotto al minimo le distanze percorse dall'olio nelle tubazioni.

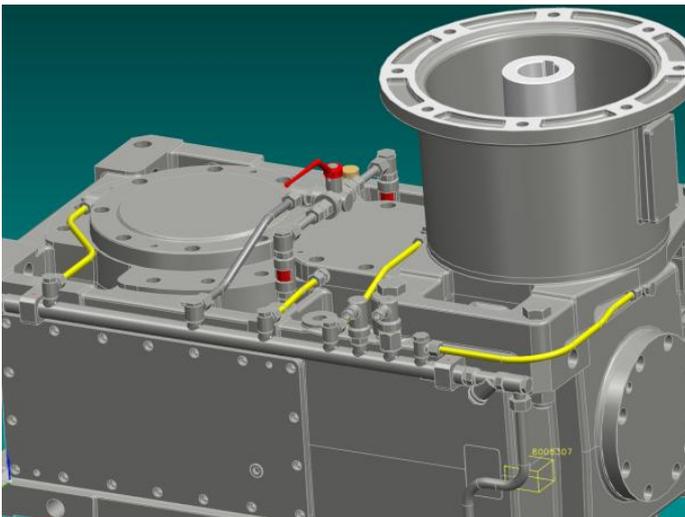
Ho calcolato quindi i miglioramenti che si avrebbero riducendo la velocità del fluido nel circuito, ovvero aumentando i diametri.

**Nuove modifiche al circuito:**

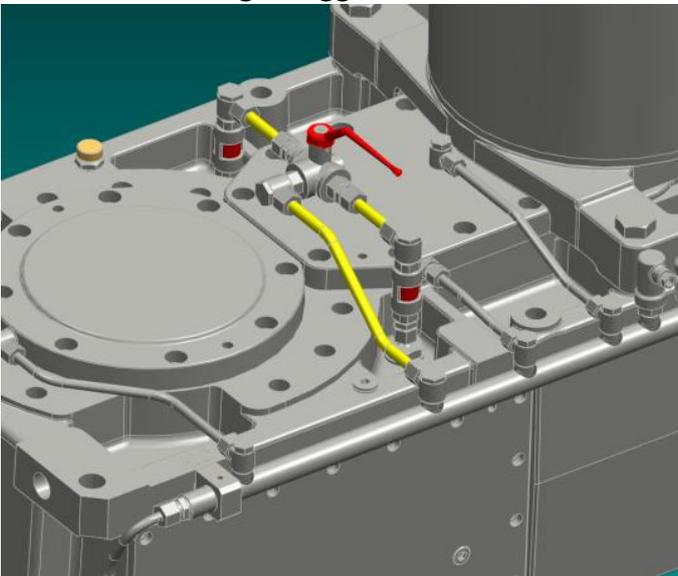
**1-Mandata: aumentato il diametro da 15mm a 18mm**

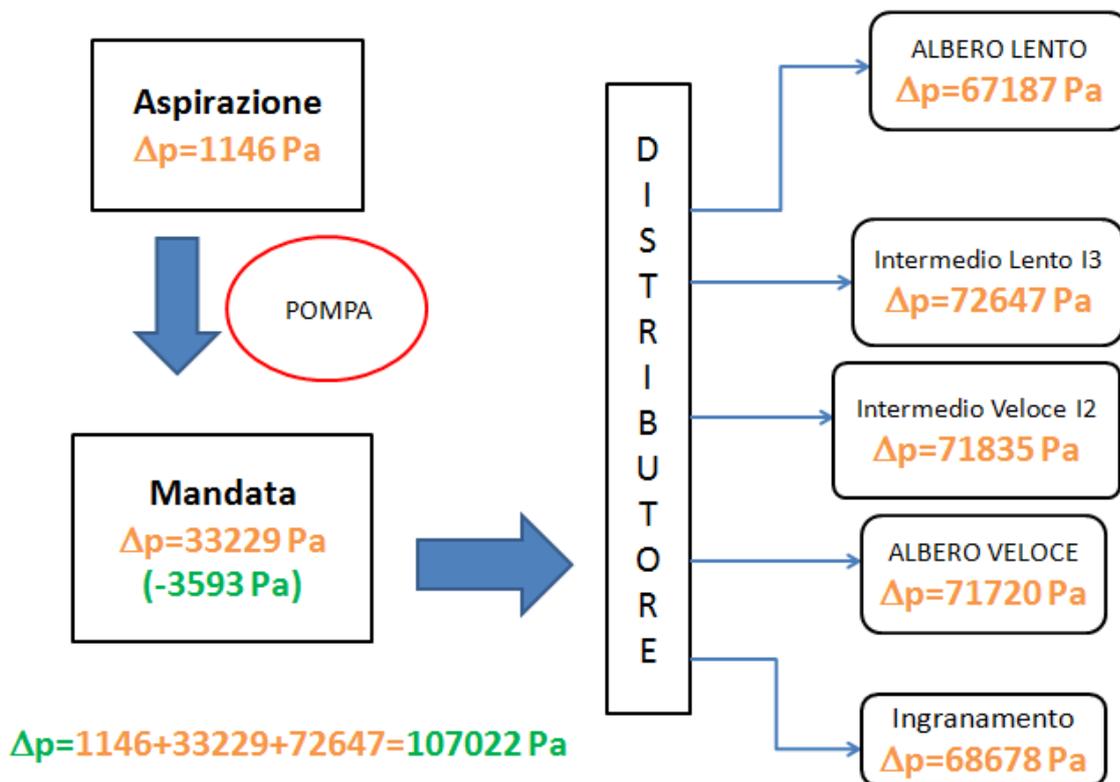


**2- Rami LENTO, I3, I2, VELOCE: diametri aumentati da 10mm a 12mm**



**3-Ramo verso l'ingranaggio: diametri aumentati da 12mm a 15mm**





Pressione di mandata della pompa ridotta di **4153 Pa**

La modifica **1** porta evidenti miglioramenti nel tratto di mandata, mentre la modifica **3** avvantaggia notevolmente il ramo diretto all'ingranamento che non è più il peggiore: ora quello più sfavorito è il ramo I3; anche questo caso bisognerà verificare che il nuovo bilanciamento raggiunto sia accettabile per decidere se è necessario imporre strozzature ai rami più favoriti.

Il vantaggio  $\Delta p$  calcolato (4153 Pa) equivale a una riduzione di potenza ceduta al fluido, per cui, ipotizzando un rendimento  $h$  della pompa del 90%, la potenza elettrica risparmiata risulta

$$P_{el} = \frac{Q \cdot \Delta p}{h} = 0,8 \text{ W}$$

## **CAPITOLO 4: Considerazioni finali**

### **Conclusioni:**

Grazie a questa opportunità avuta in Bonfiglioli ho potuto studiare e capire a fondo il problema del raffreddamento dei motoriduttori.

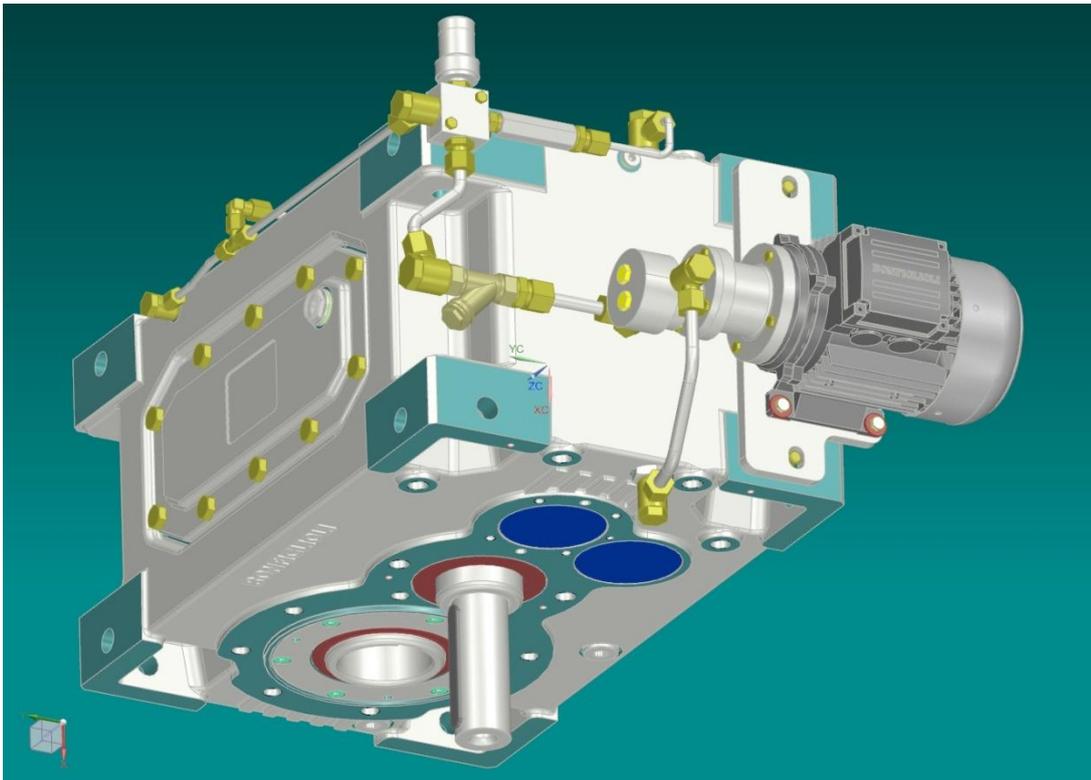
Ho preparato per l'azienda un documento di modifica del manuale d'uso e manutenzione delle centraline, rendendolo più completo e più facile da consultare.

Ho affrontato successivamente lo studio fluidodinamico degli impianti di lubrificazione forzata: l'analisi svolta mediante formule analitiche ha permesso di quantificare le perdite e soprattutto di capire quali sono le maggiori criticità nei circuiti percorsi da fluidi molto viscosi.

Mi sono confrontato con i tecnici e ho mostrato loro i miglioramenti ottenibili con queste variazioni da me apportate: il tempo a disposizione non è stato sufficiente per proseguire questa ricerca e portare a termine un progetto compiuto, ma sono riuscito comunque a fornire spunti per migliorare anche le prestazioni di altri circuiti oltre a quello esaminato.

Per ottenere i miglioramenti più significativi appare conveniente ridurre la velocità del fluido nei tratti di mandata in cui la portata non si è ancora ripartita.

L'ottimizzazione di questi circuiti comporta vantaggi in termini di risparmio energetico, riducendo i costi di esercizio, tuttavia possono aumentare i costi d'installazione dovuti al costo del materiale dei tubi: valutando caso per caso sarà necessaria un'analisi economica degli impianti, che mostri la convenienza effettiva di queste modifiche.



## Bibliografia

[1] 'Impianti meccanici'

Gentilini Marco, Professore presso la Seconda Facoltà di Ingegneria di Forlì.  
PITAGORA EDITRICE BOLOGNA

[2] 'COEFFICIENTI DI PERDITE DI CARICO'

Dispense di impianti e sistemi aerospaziali

Prof. Puccinelli Luigi

Politecnico di Milano

[www.aero.polimi.it/~l083404/bacheca//SezioneAK/03-PerditeCarico.pdf](http://www.aero.polimi.it/~l083404/bacheca//SezioneAK/03-PerditeCarico.pdf)