



UNIVERSITÀ DI PARMA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica LM-33

Progettazione Integrata e Sviluppo Virtuale di Prodotti Meccanici

Progettazione di un compressore bicilindrico FIAC

Docenti:

Prof. Gianni Nicoletto
Prof. Fabrizio Moroni
Prof. Claudio Favi

Relazione di:

Andrea Sokol
Daniele Berini
Valentina Bo
Mattia Cavalli

Anno accademico 2021/22

Indice

1 Attività Preliminare	7
1.1 Parti compressore	7
1.2 Componenti, materiali e processi	9
1.2.1 Pistone	9
1.2.2 Biella	10
1.2.3 Spinotto	12
1.2.4 Albero a gomiti	13
2 Analisi della macchina	15
2.1 Introduzione	15
2.2 Grandezze caratteristiche compressore	18
2.2.1 Portata d'aria	18
2.2.2 Temperatura di mandata	19
2.2.3 Diagramma indicato p-V	20
3 Analisi dei carichi del cinematismo	22
3.1 Andamento dello spostamento in funzione dell'angolo di manovella	22
3.2 Andamento del volume in funzione dell'angolo di manovella	24
3.3 Andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella	25
3.4 Valutazione della massa dei componenti	27
3.4.1 Pistone	27
3.4.2 Biella	28
3.4.3 Spinotto	29
3.4.4 Albero a gomiti	30
3.5 Andamento delle forze agenti in funzione dell'angolo di manovella	31
3.5.1 Pistone	31
3.5.2 Spinotto	38
3.5.3 Biella	38
3.5.4 Albero a gomiti	41
3.6 Andamento del momento torcente in funzione dell'angolo di manovella	42
3.7 Determinazione del volano che regolarizza il momento torcente	46
3.8 Determinazione del motore elettrico	50
3.9 Calcolo della trasmissione con cinghia trapezoidale	50
4 Verifiche del cinematismo	57
4.1 Spinotto	57
4.1.1 Taglio puro	58
4.1.2 Flessione	58
4.1.3 Ovalizzazione	59
4.1.4 Verifica Statica	60
4.1.5 Verifica a fatica	61
4.1.6 Verifica a pressioni di contatto	63
4.2 Biella	64
4.2.1 Sforzo normale	64

4.2.2	Impuntamento	65
4.2.3	Colpo di frusta	66
4.2.4	Verifica a fatica	68
4.3	Albero a gomiti	70
4.3.1	Andamento delle caratteristiche di sollecitazione	71
4.3.2	Verifica statica	76
4.3.3	Verifica a fatica	83
4.3.4	Verifica a pressioni di contatto	90
5	Serbatoio aria compressa	91
5.1	Geometria del serbatoio da 100 lt	91
5.2	Geometria dei fondi	92
5.3	Elementi costitutivi del piping	92
5.4	Materiali e processi produttivi	93
5.4.1	Materiale	93
5.4.2	Processi produttivi	93
5.5	Verifica resistenza del serbatoio	96
5.5.1	Verifica saldature	98
6	Lubrificazione e Manutenzione	100
6.1	Lubrificazione	100
6.2	Malfuncionamento e rottura della biella	101
6.3	Manutenzione del compressore	103
7	Modellazione CAD 3D	105

Elenco delle figure

1	Esploso del compressore FIAC AB 335	7
2	Disegno a mano libera pistone	9
3	Cartiglio pistone	9
4	Disegno a mano libera biella	11
5	Cartiglio biella	11
6	Disegno a mano libera dello spinotto	12
7	Cartiglio spinotto	12
8	Disegno a mano libera albero a gomiti	14
9	Cartiglio albero a gomiti	14
10	Andamento diagramma p-V caso ideale	15
11	Andamento diagramma p-V caso reale	17
12	Andamento della temperatura di mandata in funzione di β	19
13	Andamento diagramma p-V compressore	20
14	Schema cinematismo biella-manovella	22
15	Andamento spostamento pistone in funzione di α	23
16	Andamento volume spazzato in funzione di α	24
17	Andamento della pressione in funzione di α	25
18	Modello CAD SOLIDWORKS del pistone	27
19	Caratteristiche pistone ricavate mediante software SOLIDWORKS	27
20	Modello CAD SOLIDWORKS della biella	28
21	Caratteristiche biella ricavate mediante software SOLIDWORKS	28
22	Modello CAD SOLIDWORKS dello spinotto	29
23	Caratteristiche dello spinotto ricavate mediante software SOLIDWORKS	29
24	Modello CAD SOLIDWORKS dell'albero	30
25	Caratteristiche dell'albero ricavate mediante software SOLIDWORKS	30
26	Forza esercitata dalla pressione del fluido sul pistone in funzione di α	31
27	Accelerazione pistone in funzione dell'angolo di manovella	32
28	Forza dovuta all'inerzia del pistone al variare di α	33
29	Semplificazione per lo studio della biella	34
30	Andamento della forza di inerzia dovuta al piede di biella	35
31	Andamento della forza di inerzia dovuta allo spinotto	36
32	Insieme delle forze agenti sul pistone al variare di α	36
33	Andamento della forza risultante sul pistone al variare di α	37
34	Andamento forze centrifughe agenti sulla biella	39
35	Andamento della coppia e forza di inerzia al variare di α	40
36	Equilibratura albero a gomiti	41
37	Reazioni scaricate sull'albero al variare di α	41
38	Schematizzazione delle forze di contributo al momento torcente	42
39	Andamento del momento torcente generato dal primo cilindro	42
40	Andamento del momento torcente generato dal secondo cilindro	43
41	Andamento del momento torcente dovuto alle forze di inerzia della biella	44
42	Andamento dei due momenti generati all'interno di un unico giro di manovella	45
43	Andamento del momento torcente risultate sull'albero a gomiti	46

44	Confronto andamento momento torcente con momento torcente medio	47
45	Punti A e B indicati in formula 51	48
46	Modello CAD SOLIDWORKS del volano	49
47	Caratteristiche del volano ricavate mediante software SOLIDWORKS	49
48	Catalogo Nuova Omas per la scelta del motore elettrico	50
49	Vista di una cinghia trapezoidale in sezione	51
50	Schema di montaggio delle pulegge	52
51	Ingrandimento della cava della cinghia	52
52	Dimensionamento cinghia da catalogo	53
53	Selta della cinghia da catalogo	54
54	Tabella per la scelta del fattore di correzione dell'arco di contatto	54
55	Tabella per la scelta del coefficiente K relativo alla massa lineare delle cinghie . .	55
56	Tabella del fattore di correzione della lunghezza C_l	55
57	Potenza nominale trasmissibile dalla cinghia	56
58	Schematizzazione sollecitazione spinotto	57
59	Andamento delle sollecitazioni lungo lo spinotto	57
60	Andamento delle tensioni di taglio lungo le sezioni 2	58
61	Andamento delle tensioni di flessione lungo la sezione 1	59
62	Rappresentazione deformata di ovalizzazione	59
63	Posizione delle sezioni critiche per lo spinotto	60
64	Combinazione degli sforzi di flessione ed ovalizzazione	60
65	Combinazione degli sforzi di taglio ed ovalizzazione	61
66	Ciclo di carico spinotto	62
67	Andamento del coefficiente C_{surf}	62
68	Pressioni di contatto ammissibili	63
69	Sezione resistente minore biella	64
70	Schema impuntamento della biella	65
71	Grafico di ω in funzione della snellezza	66
72	Schema di biella nella posizione di quadratura	66
73	Sezione della biella maggiormente sottoposta a colpo di frusta	67
74	Sezione in corrispondenza del foro, vicina al piede di biella	68
75	Ciclo di carico biella	68
76	Grafico K_t considerato per la biella	69
77	Grafico q in funzione del raggio	69
78	Configurazione A e B dell'albero a gomiti	70
79	Scomposizione delle due componenti della forza agente sull'albero a gomito . . .	71
80	Configurazione A piano parallelo schematizzazione a trave albero a gomiti . . .	71
81	Andamento dello sforzo di taglio in configurazione A, piano parallelo	72
82	Andamento del momento flettente in configurazione A, piano parallelo	72
83	Andamento dello sforzo normale in configurazione A, piano parallelo	72
84	Configurazione A piano perpendicolare schematizzazione a trave albero a gomiti	73
85	Andamento dello sforzo di taglio in configurazione A, piano perpendicolare . . .	73
86	Andamento del momento flettente in configurazione A, piano perpendicolare . . .	73
87	Configurazione B piano parallelo schematizzazione a trave albero a gomiti . . .	74
88	Andamento dello sforzo di taglio in configurazione B, piano parallelo	74

89	Andamento del momento flettente in configurazione B, piano parallelo	74
90	Andamento dello sforzo normale in configurazione B, piano parallelo	75
91	Configurazione B piano perpendicolare schematizzazione a trave albero a gomiti	75
92	Andamento dello sforzo di taglio in configurazione B, piano perpendicolare	75
93	Andamento del momento flettente in configurazione B, piano perpendicolare	76
94	Sezioni critiche individuate per l'albero a gomiti	76
95	Grafico del Kt per spallamento con sforzo normale	77
96	Cuscinetto 6204 da catalogo SKF	77
97	Grafico del Kt per spallamento con sforzo a momento flettente	78
98	Ciclo di carico normale sezione A	84
99	Ciclo di carico tangenziale sezione A	85
100	Catalogo Baglioni SpA per serbatoi in pressione orizzontali verniciati	91
101	Geometria dei fondi del serbatoio	92
102	Schema costruttivo compressore FIAC	92
103	Processo produttivo di calandratura	94
104	Processo produttivo di imbutitura	94
105	Processo produttivo di saldatura	95
106	Processo produttivo di foratura	95
107	Sezione accoppiamento bocchello-foro	95
108	Classi di rischio recipienti in pressione	96
109	Grafico per la scelta del coefficiente di forma C_0	98
110	Tabelle per la scelta della tensione ammissibile	99
111	Dettaglio lubrificazione piede di biella	100
112	Dettaglio lubrificazione testa di biella	101
113	Confronto superficie biella-manovella	101
114	Dettaglio biella	102
115	Rottura biella	102
116	Manutenzione del compressore	103
117	Rendering compressore modellato tramite software SOLIDWORKS	105
118	Rendering compressore modellato tramite software SOLIDWORKS	106

1 Attività Preliminare

1.1 Parti compressore

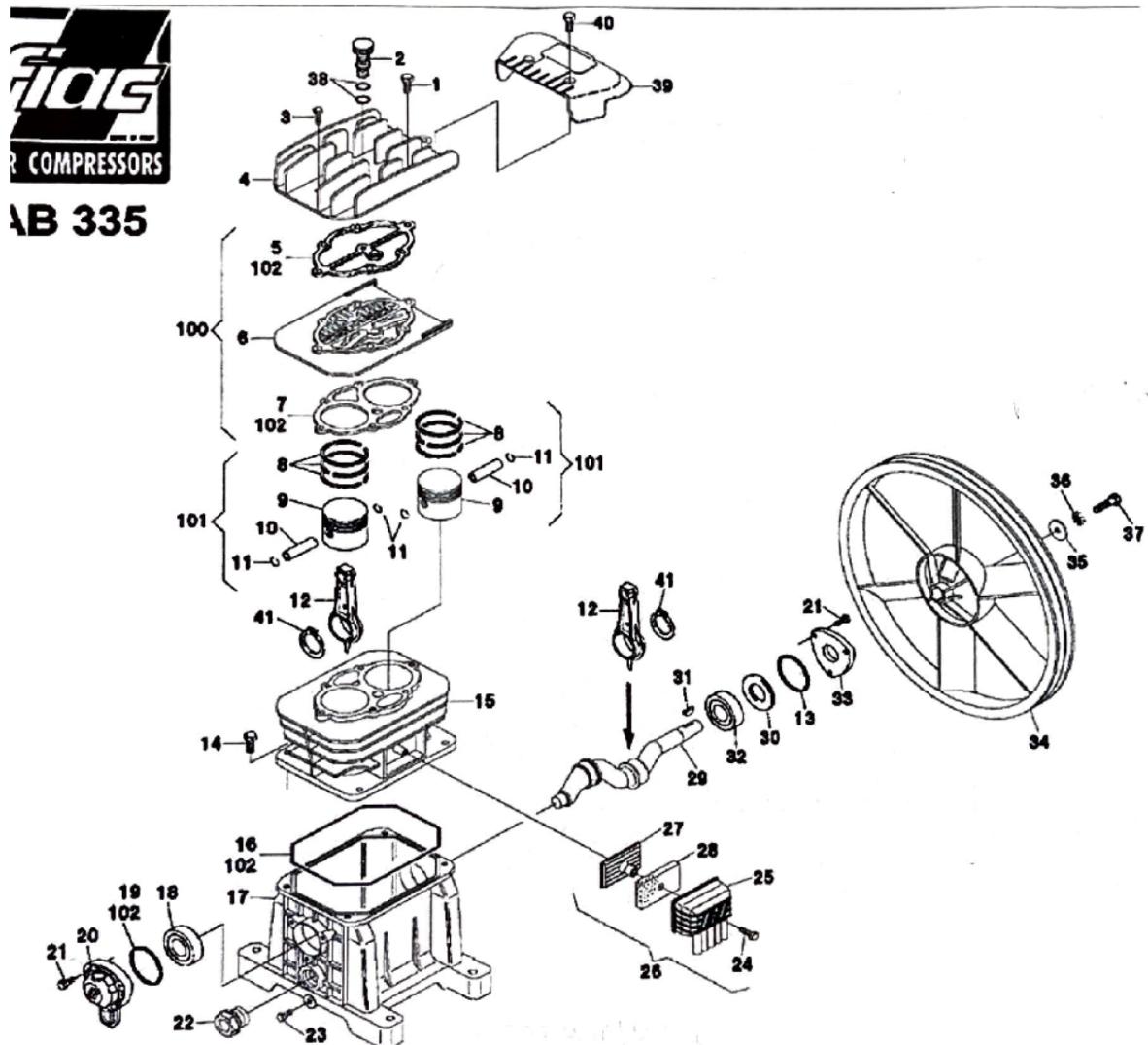


Figura 1: Esploso del compressore FIAC AB 335

1	Vite M8x35 UNI-5931	Bullone testata	Acciaio
2	Tappo sfiato	*	*
3	Vite M6x22 UNI-5931	Bullone testa	Acciaio
4	Testata	*	Alluminio fuso
5	Guarnizione	*	*
6	Corpo valvole	Lamelle precaricate	*
7	Guarnizione	*	*
8	Fasce pistone	*	Acciaio
9	Pistone	*	Alluminio fuso
10	Spinotto	D=13 mm	Acciaio
11	Seeger	*	*
12	Biella	*	Alluminio fuso
13	O-Ring	D=53x2 mm	*
14	Vite M8x25 uni-8112	Bullone fissaggio basamento cilindro	*
15	Cilindro	*	Ghisa
16	Guarnizione	*	*
17	Basamento	*	Alluminio
18	Cuscinetto 6203 "17x40x12"	*	*
19	Paraolio	*	*
20	Coperchio	*	Polimerico (AB 245 Plastic)
21	Vite M6x16	Vite fissaggio coperchio	*
22	Indicatore livello olio	AB 245	*
23	Vite M6x16	Vite fissaggio coperchio	*
24	Vite M4x12 UNI-8112	*	*
25	Cassa filtro	*	Polimerico
26	Filtro aspirazione	*	*
27	Flangia supporto filtro	*	*
28	Filtro aspirazione	*	*
29	Albero a gomiti	*	Ghisa sferoidale
30	Distanziale 20x40x7	*	*
31	Linguetta 4x6.5	A mezza luna	*
32	Cuscinetto 6204	*	*
33	Coperchio	*	Polimerico (AB 245 Plastic)
34	Puleggia	$d_{2m} = 287 \text{ mm}$	Lega di Alluminio
35	Rondella	*	*
36	Rondella anti-svitamento	*	*
37	Vite M8x25 UNI-5739	Vite fissaggio puleggia	*
38	O-Ring 3037	*	*
39	Cover testata	*	*
40	Vite M5x12 UNI-8112	Vite fissaggio cover	*
41	Seeger E 32	*	*

1.2 Componenti, materiali e processi

1.2.1 Pistone

Il pistone è uno degli elementi fondamentali del cinematismo, si muove di moto traslatorio alterno realizzando così la trasformazione del fluido, ed è dotato di sede per spinotto e di gole per fasce elastiche sul mantello.

Generalmente le 3 fasce hanno funzioni differenti, ma combinate tra loro:

1. *Anello di compressione*: è il più vicino alla sommità del pistone e funge da tenuta per l'aria compressa;
2. *Raschiaolio a scalino*: è l'anello di mezzo e serve come suggerisce il nome stesso a raschiare via l'olio dalla parete del cilindro nella corsa di aspirazione del pistone, al fine di evitare incrostazioni;
3. *Raschiaolio a feritoia*: serve a far confluire olio nella parte interna del pistone, in modo da ottenere la lubrificazione dell'accoppiamento spinotto-biella.

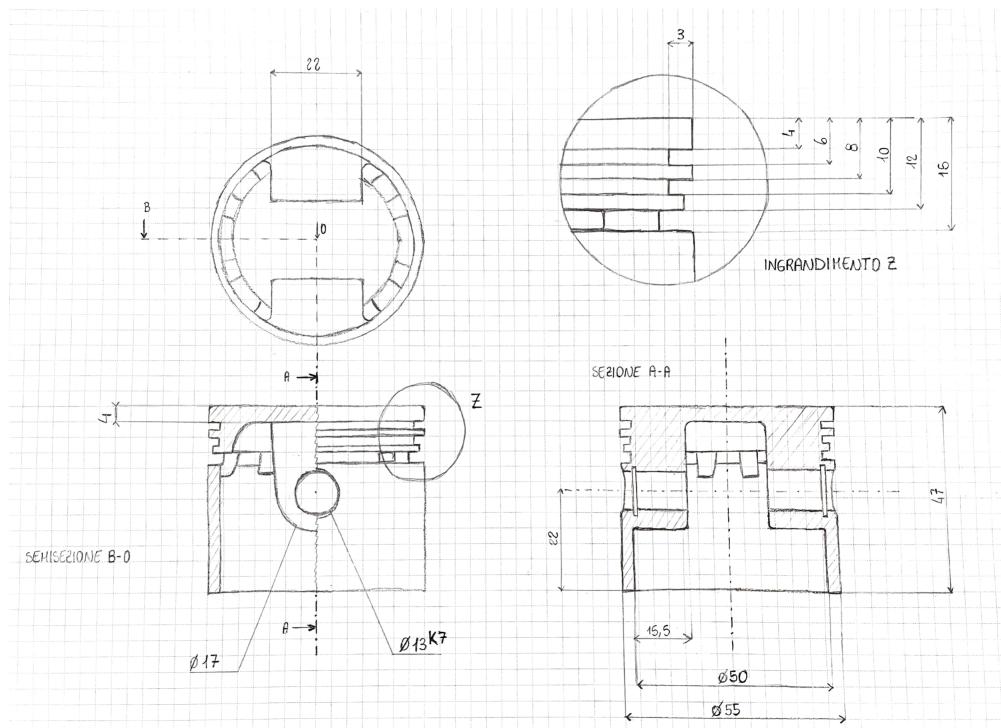


Figura 2: Disegno a mano libera pistone

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PARMA - FACOLTA' DI INGEGNERIA		
Corso di Laurea magistrale in Ingegneria meccanica		
PISVPM	Anno Accademico 2020/2021	
Pistone	Tavola: 1	
Andrea Sokol, Mattia Cavalli, Daniele Berini, Valentina Bo		

Figura 3: Cartiglio pistone

I pistoni nel compressore in esame sono due, con medesimo alesaggio di 55 mm, così come due sono le possibili tecnologie realizzative per tale componente: forgiatura o fusione.

La forgiatura è un processo di produzione per deformazione plastica di pezzi metallici, portati ad alta temperatura (superiore a quella di ricristallizzazione) e lavorati poi con ripetuti colpi di una pressa, che cambiano permanentemente la forma del pezzo, senza portarlo a rottura.

Si tratta di lavorazioni di stampaggio a caldo dei metalli o leghe metalliche, partendo da un semilavorato portato in condizioni di maggior plasticità.

Processo totalmente differente dalla fusione in forme, nel quale il materiale è portato allo stato liquido.

Il pezzo considerato sembra essere ottenuto per fusione in conchiglia, vista la spinta cilindricità delle pareti verticali, facilmente ottenibile con quest'ultima lavorazione e meno con la forgiatura. Inoltre, la fusione risulta conveniente dal punto di vista economico per una produzione in serie di un elevato numero di componenti.

La finitura superficiale esterna indica un'ulteriore lavorazione alle macchine utensili (tornio).

Viste le elevate inerzie e l'elevata generazione di calore, dovuta sia al moto dello stantuffo, sia alla trasformazione del fluido, risulta necessario prendere in esame un pistone con caratteristiche di leggerezza e ottima conducibilità termica, in modo da dissipare il calore generato, evitando dilatazioni e mal funzionamenti.

La scelta più indicata di materiale ricade quindi su una lega di Alluminio.

Tra i materiali utilizzabili per parti lavoranti a caldo con bassa dilatazione (pistoni) ci sono:

- G-AlSi12,7NiMgCu con $R_m = 305$ Mpa, $R_s = 275$ Mpa e HB = 125 (riferimento UNI 6250-68)
- G-AlCu12 con $R_m = 280$ Mpa, $R_s = 166$ Mpa e HB = 120 (riferimento UNI 3040)

1.2.2 Biella

La biella è un elemento meccanico di collegamento tra albero a gomiti e pistoni, dotato di moto roto-traslatorio.

Il collegamento avviene tra la testa di biella e l'albero rotante (lubrificato) da un lato e tra il piede di biella e lo spinotto del pistone dall'altro.

La tecnologia realizzativa utilizzata per la biella è lo stampaggio in conchiglia per pressofusione. Questo lo si può dedurre dal fatto che in corrispondenza del piano di mezzeria è presente un bordo ad indicare la traccia di apertura dei due stampi. Inoltre, sono presenti nervature realizzate per avere uno spessore il più possibile costante dell'oggetto e non avere quindi zone che solidifichino prima di altre, essendo più sottili. In ultimo, su una faccia della biella si possono notare i canali di accesso del materiale allo stampo. Questi elementi cilindrici arrivano fino al piano di apertura degli stampi e sono collocati in zone strategiche per aver un flusso di colata omogeneo.

Anche in questo caso l'inerzia gioca un ruolo fondamentale per la dinamica del componente.

Risulta quindi necessario prendere in esame un materiale con la caratteristica fondamentale di

leggerezza.

Il materiale con cui è stata realizzata la biella, quindi, è una lega di alluminio per fusione. Tra i materiali utilizzabili si ha:

- G-AlSi7MnMg con $R_m = 275$ MPa, $R_s = 195$ MPa e HB = 95
- Al 2010-T6 con $R_m = 359$ MPa ed $R_s = 349$ MPa (riferimento UNI 3599)

Gli innesti di silicio, manganese e magnesio servono per aumentare la resistenza meccanica del pezzo.

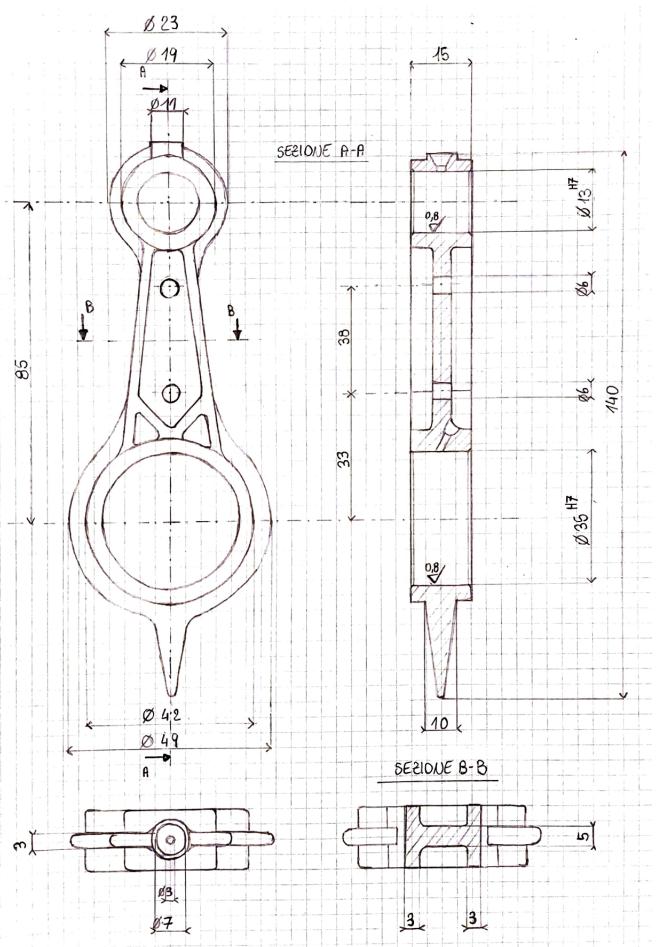


Figura 4: Disegno a mano libera biella

Rugosità: $\text{O}^{\text{0.05}}$	Raggi non quotati $r=1\text{mm}$	
UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PARMA - FACOLTA' DI INGEGNERIA		
Corso di Laurea magistrale in Ingegneria meccanica		
PISVPM		
Biella		Anno Accademico 2020/2021
Andrea Sokol, Mattia Cavalli, Daniele Berini, Valentina Bo		Tavola: 2

Figura 5: Cartiglio biella

Dettagli caratteristici:

- Si può notare la presenza di una protuberanza longitudinale chiamata “pinna” presente sulla testa di biella, la cui funzione è adibita alla lubrificazione dei componenti, andando a creare una parziale “nebulizzazione” dell’olio presente all’interno del carter.
- Sono presenti canali di lubrificazione appositamente dimensionati per garantire un’ottimale funzionamento delle superfici in moto relativo.
- Sono presenti nel fusto di biella due fori realizzati con l’obbiettivo di alleggerire il componente (risparmio quantificabile nell’intorno dei 0,8 g), senza andare a comprometterne la sua resistenza strutturale.

1.2.3 Spinotto

Lo spinotto è un elemento di forma cilindrica, che funge da collegamento cinematico tra piede di biella e pistone. All’interno di quest’ultimo sono presenti due sedi per anelli Seeger per vincolare assialmente l’elemento in esame.

È un organo che è soggetto a sollecitazioni meccaniche elevate; quindi, deve essere costituito da un materiale resistente all’usura.

Il processo produttivo vede un tubo trafilato di sezione opportuna, successivamente lavorato al tornio. Per ottenere determinate prestazioni meccaniche, devono essere previste operazioni di indurimento superficiale, il materiale sarà quindi un acciaio, al quale sarà applicato un processo di indurimento diverso a seconda del contenuto di Carbonio. Il componente viene successivamente testato, tramite prove di durezza Vickers, per controllare la buona riuscita realizzativa. In ultimo il pezzo viene rettificato, per riuscire ad avere le caratteristiche di accoppiamento desiderate.

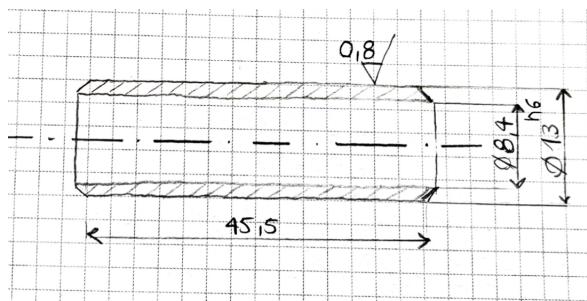


Figura 6: Disegno a mano libera dello spinotto

Rugosità: $Q'(\text{Ra})$	Smussi non quotati 1x45°	
UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PARMA - FACOLTA' DI INGEGNERIA		
Corso di Laurea magistrale in Ingegneria meccanica		
PISVPM	Anno Accademico 2020/2021	
Spinotto	Tavola: 3	
Andrea Sokol, Mattia Cavalli, Daniele Berini, Valentina Bo		

Figura 7: Cartiglio spinotto

Tra i materiali utilizzabili si ha:

- C15 per cementazione con circa $R_m = 620$ MPa.
- C40 o CrMo12 per nitrurazione con circa $R_m = 950$ MPa.
- C40 o C45 per tempra a induzione con circa $R_m = 730$ MPa.

1.2.4 Albero a gomiti

L'albero a gomiti è l'elemento che riceve il moto rotatorio dal motore elettrico e lo trasmette al pistone tramite il cinematismo biella-manovella, convertendolo in moto alternativo.

La complessità del pezzo è tale da poterlo ottenere tramite un grezzo di fusione.

Le zone adibite all'accoppiamento con la biella presentano diametri maggiorati rispetto al resto dell'albero per ridurre le pressioni di contatto e consentire l'inserimento della biella.

Le zone di accoppiamento, il tratto conico e l'altra estremità sono poi successivamente lavorate alle macchine utensili per ottenere la forma definitiva e migliorarne la finitura superficiale.

Uno dei materiali più indicati per questo componente è la ghisa.

La ghisa è costituita da una matrice (ferritica, perlitica o martensitica) e da particelle di grafite che si possono trovare in forma lamellare o sferoidale.

I vantaggi di impiegare questo tipo di materiale sono:

- Economicità (la ghisa avendo più carbonio presenta un punto di fusione più basso, dunque fonderla prevede un minor impiego di energia).
- Durezza.

Tra le ghise citate quella impiegata per il componente in esame è una ghisa sferoidale, in grado di combinare ai vantaggi prima elencati, prestazioni meccaniche piuttosto elevate ($200 \text{ MPa} < R_m < 1100 \text{ MPa}$).

Tra i materiali utilizzabili si ha:

- Gs 350-22 con R_m min. = 350 MPa, R_s min. = 220 MPa e durezza pari minore di 160 HB. Struttura della matrice perlitica-ferritica. (riferimento UNI 4544-74).
- Gs 500-7 con R_m min. = 500 MPa, R_s min. = 320 MPa e durezza pari a 168-236 HB. Struttura della matrice perlitica-ferritica. (riferimento UNI 4544-74).
- Gs 800-2 con R_m min. = 800 MPa, R_s min. = 480 MPa e durezza pari a 240-335 HB. Struttura della matrice perlitica-ferritica. (riferimento UNI 4544-74).

Dettagli caratteristici:

- Sono rilevanti le proprietà tribologiche del materiale, ovvero la sua capacità, grazie alla sua finitura porosa, di permettere un miglior insediamento del lubrificante.
- La lavorazione delle zone di accoppiamento deve prevedere la realizzazione di uno spallamento per il centraggio della biella durante il montaggio, con apposita gola di scarico.

- Un'estremità presenta un tratto conico con un foro filettato per garantire il fissaggio assiale della puleggia sull'albero a gomiti. È poi presente una sede per linguetta a mezza luna per il trasferimento del moto rotatorio tra i due organi.

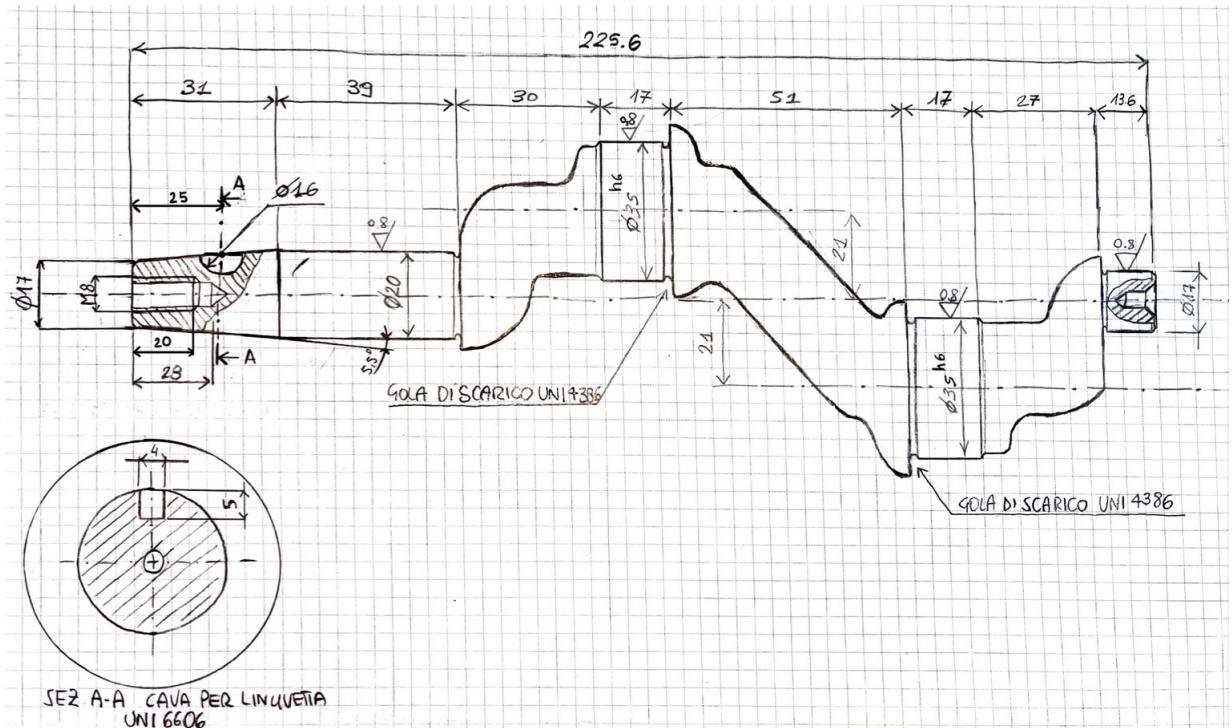


Figura 8: Disegno a mano libera albero a gomiti

Rugosità: $\text{Q}^{\text{0.8}}$	Smussi non quotati 1x45°	Raggi non quotati R=2mm	
UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PARMA - FACOLTA' DI INGEGNERIA			
Corso di Laurea magistrale in Ingegneria meccanica			
PISVPM			
Albero a gomiti		Anno Accademico 2020/2021	Tavola: 4
Andrea Sokol, Mattia Cavalli, Daniele Berini, Valentina Bo			

Figura 9: Cartiglio albero a gomiti

2 Analisi della macchina

2.1 Introduzione

I compressori alternativi possono essere caratterizzati tramite diversi diagrammi (T-s, p-V, h-s), il più interessante per l'applicazione in esame è il diagramma indicato p-V.

Il diagramma indicato è un diagramma che ha la pressione in ordinata e il volume in ascissa. Non è un diagramma termodinamico, perché il volume in ascissa non è il volume specifico del fluido, ma è il volume (in m^3) del cilindro spazzato dal pistone durante il suo funzionamento. (Non si definisce in maniera univoca lo stato termodinamico del fluido).

Questo diagramma spiega semplicemente come cambia la pressione all'interno della macchina.

Caso ideale Il diagramma è compreso tra un volume minimo (stantuffo in PME) e un volume massimo (stantuffo in PMI), tra PME e PMI si identifica la cilindrata, ovvero il volume spazzato dal pistone.

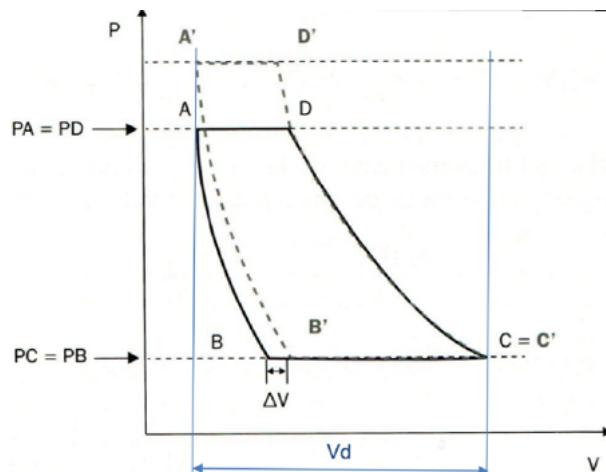


Figura 10: Andamento diagramma p-V caso ideale

Nel punto di fine aspirazione C, inizia la compressione, il volume a disposizione del fluido inizia a ridursi e la pressione inizia ad aumentare, fino a quando la pressione all'interno del cilindro diventa uguale (caso ideale) alla pressione esterna, cioè quella all'interno del condotto di mandata. Si arriva così al punto D, dove la pressione all'interno del cilindro è uguale alla pressione all'esterno, la valvola automatica si apre istantaneamente e avviene il trasferimento del fluido da dentro al cilindro alla mandata (non cambiano le caratteristiche del fluido perché non si ha più lo stantuffo che lo comprime, semplicemente viene spinto fuori dal pistone, su un diagramma T-s il tratto DA sarebbe un punto, perché non avviene una trasformazione termodinamica).

Si arriva dunque al punto A, lo stantuffo inverte la corsa, il volume a disposizione comincia ad aumentare, la pressione inizia a diminuire (espansione del gas rimanente dentro il cilindro) e la valvola di mandata si chiude immediatamente. Quando la pressione all'interno del cilindro diventa uguale a quella di aspirazione, la valvola si apre e il tratto di corsa da B verso C vede il gas entrare dentro il cilindro (anche in questo caso nel piano T-s il punto B coincide con C).

Ci sono caratteristiche di questo diagramma che dipendono dalla geometria del compressore (volume minimo e cilindrata) e altre caratteristiche che non dipendono prettamente dalla macchina, ma dipendono da come questa sta lavorando.

Se la pressione di mandata diventa più alta (D' e A'), il diagramma indicato cambia a parità di compressore. Si deve raggiungere una pressione più elevata rispetto a prima per aprire la valvola. Essendo la pressione più elevata, serve una corsa più lunga per diminuirla fino al livello di prima e quindi l'aspirazione inizia dopo. Come risultato finale si ottiene la riduzione della corsa per l'aspirazione all'aumentare della pressione di mandata. All'aumentare della pressione di mandata si riducono sempre di più i tratti orizzontali del diagramma. (Se si ha una pressione di mandata così elevata che tutta la corsa utile del pistone non riesce a creare una depressione tale da aprire le valvole, il compressore diventa una molla pneumatica).

Ha senso quindi utilizzare il compressore per un certo valore della pressione di mandata.

Si traducono questi concetti in equazioni.

Si definisce il coefficiente di volume ideale come:

$$\lambda_{Vi} = \frac{m_C - m_B}{\rho_{AS} \cdot V_d} = \frac{\text{massa aspirata}}{\text{massa ideale, massimo fluido che si può introdurre nel cilindro}}. \quad (1)$$

La portata massica ideale la si può esprimere come portata massica aspirabile corretta dal coefficiente volumetrico ideale, moltiplicata per i giri al secondo $\dot{m} = \lambda_{Vi} \cdot \rho_{AS} \cdot V_d \cdot \frac{n}{60}$.

Si definisce coefficiente di volume nocivo come: $\varepsilon = \frac{V_A}{V_d}$.

Il rapporto tra la pressione di mandata e la pressione di aspirazione viene chiamato rapporto di compressione $\frac{V_B}{V_A} = \left(\frac{p_B}{p_A}\right)^{\frac{1}{k}} = \beta^{\frac{1}{k}}$. Si ottiene quindi $\lambda_{Vi} = 1 - \varepsilon (\beta^{1/k} - 1)$.

All'aumentare di β , λ_{Vi} diminuisce, che è esattamente quello che si è detto prima commentando il diagramma indicato. La massa di aria aspirata diminuisce all'aumentare della pressione di mandata e quindi del β (tenendo implicitamente costante la pressione di aspirazione). Ne consegue che più grande è il volume minimo, più grande è ε (a parità di cilindrata), il quale essendo negativo fa diminuire il λ_{Vi} a parità di β , da qui il termine nocivo (perché minore è la portata che il compressore può erogare).

Chiaramente più è grande il volume minimo, più gas rimane intrappolato a fine corsa e quindi dovrà espandersi maggiormente per aprire la valvola di aspirazione, sottraendo parte della corsa utile del pistone.

Caso reale In questo caso bisogna abbandonare l'ipotesi di completa idealità nel funzionamento supposta prima, ovvero che la valvola di mandata si apra quando la pressione all'interno del cilindro è uguale a quella esterna.

Solo con pressioni diverse, quindi forze diverse (non equilibrate), la valvola si apre.

Si vede che sono presenti due rapporti di compressione. Il rapporto esterno è il rapporto che si instaura tra la pressione nel condotto di mandata e la pressione nel condotto di aspirazione, ed

è quello che si deve considerare.

Per quanto detto prima però per aprire le valvole il cilindro deve avere delle pressioni diverse rispetto a quelle nei condotti. Quindi, si viene a definire un rapporto di compressione interno.

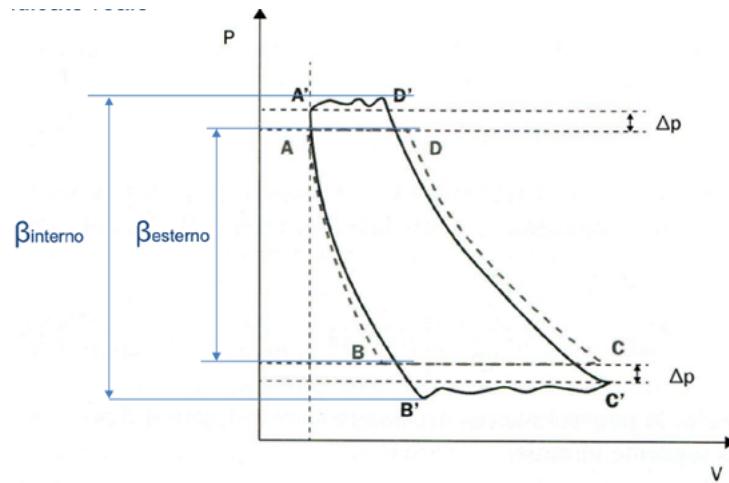


Figura 11: Andamento diagramma p-V caso reale

Partendo da C (C') come prima, il fluido subisce una compressione per cui la pressione aumenta fino a D', che si trova a pressione maggiore rispetto ad A. Si nota inoltre che D' è leggermente più alto rispetto ad A' perché la valvola rappresenta una perdita di carico concentrata e il fluido attraversandola diminuisce la sua pressione (l'andamento è oscillatorio per motivi legati alla dinamica del gas).

Il fluido si ferma ad una pressione leggermente più alta rispetto a quella di mandata (A'-A). Parlando di aria, il moto sarà sicuramente turbolento e le perdite concentrate in tale regime dipendono dal quadrato della velocità del flusso (o dalla portata). La velocità del fluido attraverso la valvola non dipende dalla differenza di pressione (quella è una conseguenza), ma dalla velocità dello stantuffo che spinge fuori il gas.

Quindi, le perdite di carico dipendono dalla velocità al quadrato, la velocità dipende dal moto dello stantuffo, quando lo stantuffo va verso il PME, va verso velocità nulla e quindi espelle sempre più lentamente il gas attraverso la valvola, evidenziando perdite di carico sempre più piccole. È per questo che la differenza tra dentro e fuori il cilindro è una differenza che si riduce (andamento decrescente D'-A').

Siccome il moto del cilindro è molto veloce, nel momento in cui la valvola è aperta non si ha il tempo a sufficienza per uniformare le pressioni tra A' e A, per cui all'interno del cilindro rimane una pressione più alta della pressione di mandata ($\Delta p_{A'-A}$) da cui inizia direttamente la fase di espansione.

Per la fase aspirazione avviene esattamente la stessa cosa, all'interno del cilindro la pressione dovrà essere minore rispetto a quella di aspirazione in modo tale da permettere alla valvola di aprirsi. Durante la fase di ingresso del gas si avrà sempre, all'interno del cilindro, una pressione differente rispetto a quella di aspirazione che va aumentando verso il punto morto inferiore, perché si riduce la velocità di scorrimento dello stantuffo e quindi le perdite di carico.

Arrivando al punto C', appena sotto al punto C, per lo stesso motivo esposto prima, il processo è istantaneo e non c'è tempo per le pressioni di stabilizzarsi.

Il diagramma reale, quindi è quello rappresentato in figura, che permette di definire due rapporti di compressione: uno interno ed uno esterno al cilindro.

La corsa utile del caso reale si è ridotta rispetto al caso ideale, per cui il coefficiente di riempimento sarà minore rispetto a quello ideale. Le fasi di compressione ed espansione rimangono sostanzialmente delle isoentropiche anche nel ciclo indicato reale.

Si capisce immediatamente che mentre il ciclo indicato ideale è definito da delle equazioni che permettono di trovare univocamente i punti di interesse, trovare i punti reali è molto più complicato e i calcoli dovranno essere molto più sofisticati.

2.2 Grandezze caratteristiche compressore

Dati:

Fluido: aria.

Pressione di manda: $p_M = 10 \text{ bar}$.

Alesaggio: $d = 55 \text{ mm}$.

Corsa: $s = 42 \text{ mm}$.

Cilindrata: $V_d = 200 \text{ cm}^3$.

Velocità di rotazione della manovella: $n = 1540 \text{ giri/min}$.

Diametro Volano: $D = 300 \text{ mm}$ ($d_{2m} = 287 \text{ mm}$).

Numero cilindri: $N = 2$.

Stadi di compressione: 1.

Per i calcoli si suppone un coefficiente di volume nocivo $\varepsilon = 0,05$.

Essendo il fluido aria il rapporto calore specifico a pressione costante e calore specifico a volume costante è $k = 1,4$.

Si assume una temperatura di aspirazione pari alla temperatura ambiente $T = 293 \text{ K}$ (20° C).

L'aria può essere considerata "idealmente" come un gas perfetto e pertanto si assumere la costante dei gas $R = 287 \text{ J/kgK}$.

2.2.1 Portata d'aria

Come descritto nell'introduzione la portata di aria compressa erogata dal compressore è:

$$\varepsilon = 0.05. \quad (2)$$

$$\beta = p_M/p_A = 11/1 = 11 \quad (3)$$

$$k = 1.44 \quad (4)$$

$$\lambda_{Vi} = 1 - \varepsilon (\beta^{1/k} - 1) = 0.77 \quad (5)$$

$$\rho_{AS} = \frac{p_A}{RT_A} = 1.19 \text{ kg/m}^3 \quad (6)$$

$$\dot{m} = \lambda_{Vi} \cdot \rho_{AS} \cdot V_d \cdot \frac{n}{60} = 4.7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3 \quad (7)$$

2.2.2 Temperatura di mandata

Si può considerare che un gas compresso aumenti la propria temperatura secondo l'equazione dell'isoentropica e di conseguenza nascono alcuni problemi:

- Difficoltà nella scelta materiali con cui deve essere realizzato il compressore (tenute stantuffo-cilindro).
- Difficoltà nella lubrificazione (non si possono ammettere particelle di lubrificante in sospensione nel fluido, per questo vengono utilizzati dei segmenti che impongono vincoli sulla temperatura).

Questi problemi legati alla temperatura intervengono già da un rapporto di compressione da 5 a 8. Tuttavia, il motivo per il quale il rapporto di compressione del sistema in esame può spingersi fino a 11 è perché, essendo una macchina adibita al settore hobbistico, l'affidabilità richiesta è minore rispetto ad una adibita al settore industriale.

Per calcolare la temperatura di mandata si utilizzano le relazioni termodinamiche dell'isoentropica:

$$T_M = T_A \beta^{\frac{k-1}{k}} \quad (8)$$

sostituendo con i valori, si ottiene $T_M = 581,3 \text{ K} = 308,3^\circ\text{C}$.

È stato ricavato nell'ambiente di programmazione Matlab l'andamento della temperatura di mandata in funzione del rapporto di compressione β .

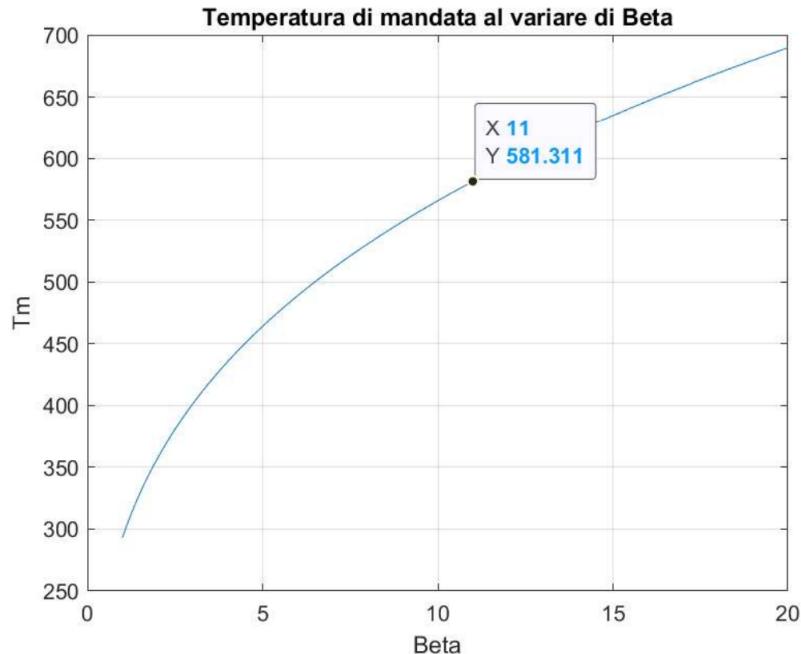


Figura 12: Andamento della temperatura di mandata in funzione di β

```

%%Dati
Ta=293; %Temperatura di aspirazione
k=1.4; %Coefficiente isoentropica
eps=0.05; %Coefficiente volume nocivo
Cil=0.0002; %Cilindrata [metri cubi]
Pa=101325; %Pressione Aspirazione [Pa]
Pm=1114575; %Pressione Mandata [Pa]

%Grafico Temperatura di Mandata%
Beta=1:0.1:20; %Definizione di beta
Tm=Ta*Beta.^((k-1)/k); %Calcolo parametro controllato
plot(Beta,Tm);
xlabel('Beta'), ylabel('Tm'), title('Temperatura di mandata al variare di Beta'), grid on;

```

2.2.3 Diagramma indicato p-V

In conclusione, alla trattazione riguardante l'analisi della macchina, viene di seguito rappresentato il diagramma indicato p-V.

Il grafico sarà costituito da 2 trasformazioni isobare, una a p_M e una a p_A e da due isoentropiche, una di espansione e una di compressione.

Il ciclo è ottenuto mediante codice all'interno dell'ambiente di programmazione Matlab.

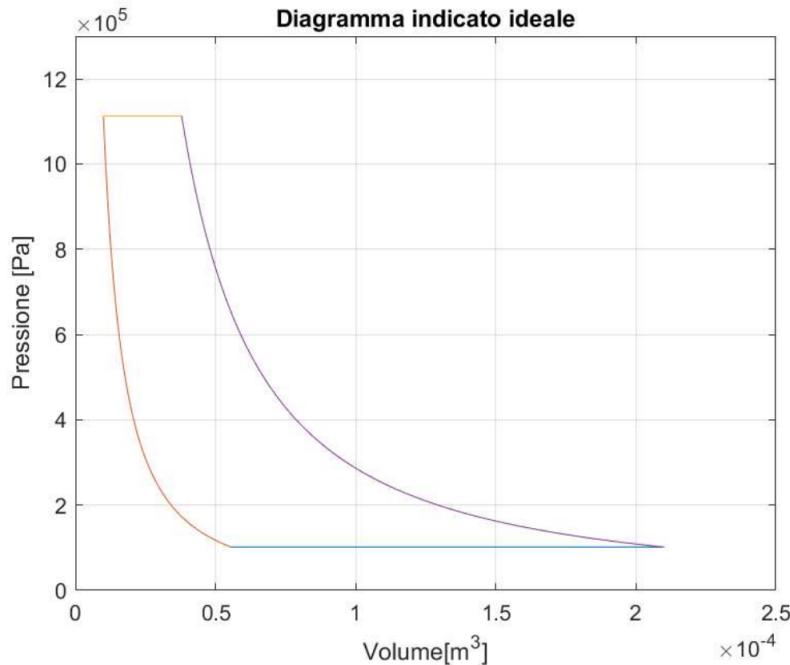


Figura 13: Andamento diagramma p-V compressore

```

%%Dati
Ta=293.15; %Temperatura di aspirazione
K=1.4; %Coefficiente isentropica
eps=0.05; %Coefficiente volume nocivo
Cil=0.0002; %Cilindrata
Pa=101325; %Pressione Aspirazione
Pm=1114575; %Pressione Mandata

%%Grandezze Ricavate
Vpmi=Cil*(1+eps); %Volume punto morto inferiore
Vpms=Cil*eps; %Volume punto morto superiore

%Grafico Ciclo ideale compressore%

%Compressione del fluido
Pciclo=Pa:Pm; %Definizione vettore pressione da Pa a Pm
Vciclo=(Pa.^ (1/K))*(Pciclo.^ (-1/K))*Vpmi; %Calcolo Volume
%in fase di compressione

%Espulsione del fluido
Vespuls=linspace(Vpms,3.79067*10^-5,5); %Definizione vettore Volume
%Espulsione

%Espansione
Vcicloesp=(Pm.^ (1/K))*(Pciclo.^ (-1/K))*Vpms; %Calcolo Volume
%Espansione

%Aspirazione
Vaspirato=linspace(5.54437*10^-5,Vpmi,5); %Definizione vettore Volume
%Aspirazione

plot(Vaspirato,Pcicloasp);
hold on
plot(Vcicloesp,Pciclo);
hold on
plot(Vespuls,Pcicloesp);
hold on;
plot(Vciclo,Pciclo);
xlabel('Volume[m^3]'),ylabel('Pressione [Pa]'),title
('Diagramma indicato_ideale'),ylim([0 13*10^5]),grid on;

```

3 Analisi dei carichi del cinematismo

Il meccanismo biella manovella è uno dei cinematismi più noti all'interno della meccanica applicata.

Il suo funzionamento è stato studiato negli anni attraverso diversi libri di testo.

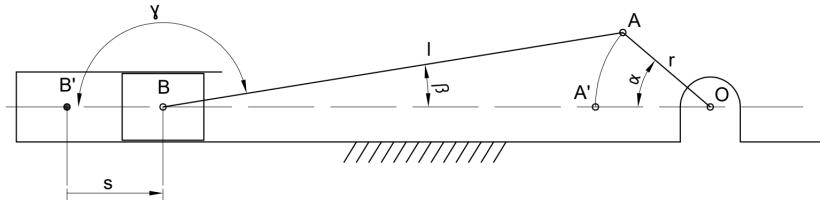


Figura 14: Schema cinematismo biella-manovella

Si consideri il manovellismo in una posizione generica.

Nella figura mostrata si distinguono:

- l lunghezza di biella
- r raggio di manovella
- α angolo di manovella
- γ angolo di inclinazione della biella
- s spostamento generico del piede di biella

3.1 Andamento dello spostamento in funzione dell'angolo di manovella

Si definisce la corsa s del pistone lo spostamento punto B da un punto morto B' , a cui corrisponde la posizione A' del punto A.

Si indichi con α l'angolo che AO forma con il raggio AO' e con γ , l'angolo che AB forma con l'asse del moto di B.

Si indichi con r la lunghezza OA e con l la lunghezza AB .

Proiettando la spezzata BAO sull'asse del moto di B si ottiene:

$$s = l + r + l \cos(\gamma) - r \cos(\alpha). \quad (9)$$

Proiettando poi la stessa spezzata sulla direzione normale alla precedente e applicando il teorema dei seni, si ottiene:

$$l \sin(\gamma) = r \sin(\alpha) \quad (10)$$

se si indica con $\lambda = \frac{l}{r}$, diventa

$$\sin(\gamma) = \frac{1}{\lambda} \cdot \sin(\alpha) \quad (11)$$

tenendo conto che $\gamma > \pi/2$

$$\cos(\gamma) = -\sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2} \cdot (\alpha)}. \quad (12)$$

L'espressione di s diventa quindi

$$s = r \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \lambda - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2(\alpha)} \right] \quad (13)$$

il cui grafico, in funzione di α , è stato ricavato in ambiente Matlab.

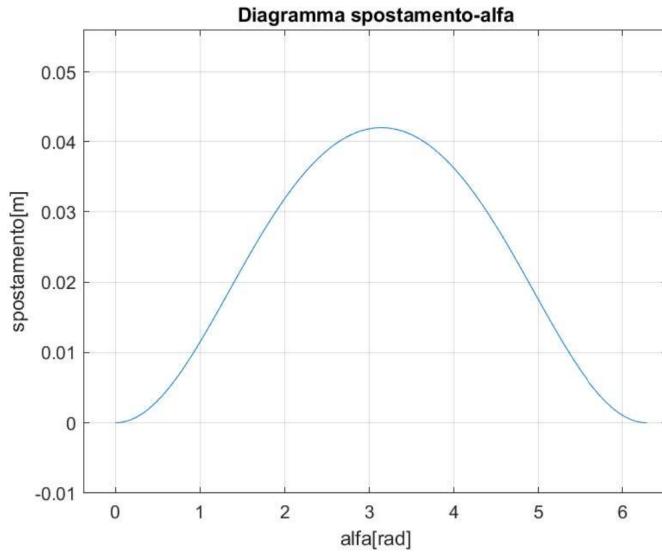


Figura 15: Andamento spostamento pistone in funzione di α

```
%Dati
Ta=293.15; %Temperatura di aspirazione [K]
k=1.4; %Coefficiente isentropica
eps=0.05; %Coefficiente volume nocivo
Cil=0.0002; %Cilindrata
Pa=101325; %Pressione Aspirazione
Pm=1114575; %Pressione Mandata
r=21*10^-3; %raggio manovella
l=85*10^-3; %lunghezza biella
n_cil=2; %Numeri cilindri
corsa=0.042; %corsa cilidri
d=0.055; %Alesaggio

%Grandezze Ricavate
Vpmi=Cil*(1+eps); %Volume punto morto inferiore
Vpms=Cil*eps; %Volume punto morto superiore
lamda=l/r; %rapporto biella-manovella
omega=(2*pi*n)/60; %Velocita manovella [rad/s]
Vcilindro=(pi*d^2/4)*corsa; %Cilindrata
Apist=d^2*pi/4; %Area pistone

%Grafico spostamento al variare di alfa
```

```

alfa=linspace(0,2*pi,6296); %vettore da 0 a 2pi con
%6296 volte un radiente
spostamento=r*(1-cos( alfa)+lambda-sqrt(lambda^2-sin( alfa ).^ 2));
plot( alfa , spostamento );
xlabel( ' alfa [ rad ] ' ), ylabel( ' spostamento [m] ' ),
title( ' Diagramma_spostamento_alfa ' ),
ylim ( [ 0 0.06] ), grid on, xlim ([0 2*pi]);

```

3.2 Andamento del volume in funzione dell'angolo di manovella

Considerando quanto ottenuto prima, moltiplicando lo spostamento per la sezione del pistone e aggiungendo il volume nocivo intrappolato a fine compressione, si ottiene l'andamento del volume in funzione dell'angolo di manovella:

$$V = V_{\text{nocivo}} + s \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (14)$$

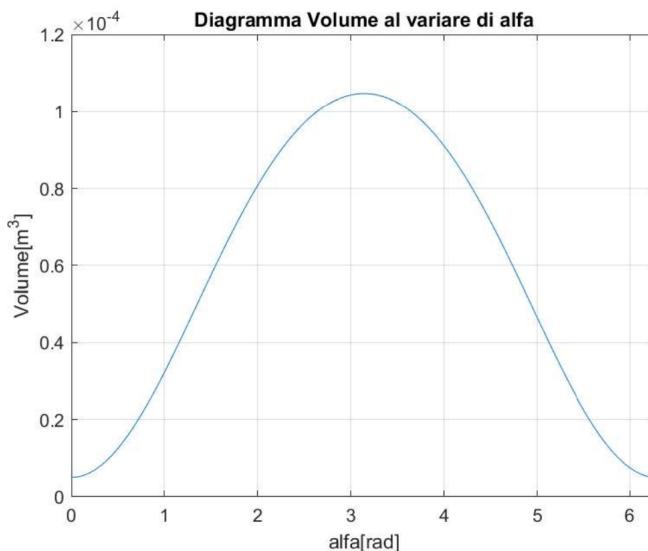


Figura 16: Andamento volume spazzato in funzione di α

```

%Volume cilindro al variare di alfa%
Vnocivo=eps*Vcilindro;
Vist=Vnocivo+(pi*d^2/4)*spostamento; %volume all'interno di un
%unico cilindro in funzione dello
%spostamento
plot( alfa , Vist );
xlabel( ' alfa [ rad ] ' ), ylabel( ' Volume [m^3] ' ),
title( ' Diagramma_Volume_al_variare_di_alfa ' ),
grid on, xlim ([0 2*pi]);

```

3.3 Andamento della pressione in funzione dell'angolo di manovella

Per analizzare l'andamento della pressione all'interno del cilindro, in funzione di α , si ipotizza di considerare trasformazioni di compressione ed espansione isoentropiche (nell'ipotesi di aria come gas perfetto).

Vale quindi:

$$pV^k = \text{cost.} \quad (15)$$

Questa equazione può essere espressa in funzione di due stati del sistema, uno incognito (pV) ed uno noto (p_0V_0).

$$pV^k = p_0V_0^k. \quad (16)$$

Da cui si ricava:

$$p = p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^k. \quad (17)$$

Nel caso di espansione, lo stato noto è lo stato in cui il volume $V_0 = V_{\text{nocivo}}$ e quindi la pressione $p_0 = p_M$.

Si avrà quindi:

$$p = p_M \left(\frac{V_{\text{nocivo}}}{V} \right)^k \quad (18)$$

Nel caso di compressione, invece, lo stato noto sarà quello in cui la pressione $p_0 = p_A$ e il volume sarà il volume massimo all'interno del cilindro $V_0 = V_{\text{nocivo}} + V_{\text{cilindro}}$.

Per cui:

$$p = p_A \left(\frac{V_{\text{nocivo}} + V_{\text{cilindro}}}{V} \right)^k \quad (19)$$

Avendo precedentemente ricavato l'andamento del volume in funzione dell'angolo di manovella, sempre in ambiente Matlab è stato possibile ottenere il grafico rappresentante la pressione in funzione del medesimo angolo.

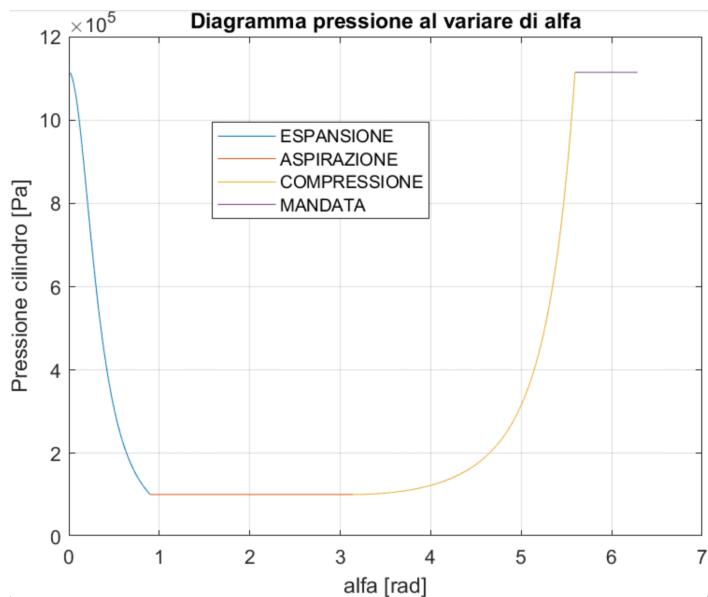


Figura 17: Andamento della pressione in funzione di α

```

%grafico pressione al variare di alfa

%espansione
alfaesp=linspace(0,0.8989, )
spostamentoesp=r*(1-cos( alfaesp)+lambda-
sqrt(lambda^2-sin( alfaesp ).^2))
Vistesp=Vnocivo+(pi*d^2/4)*spostamentoesp
pressioneesp=Pm*( Vnocivo*(( Vistesp ).^-1)).^k;
plot( alfaesp , pressioneesp );
hold on

%aspirazione
ya=Pa*ones(1,737);
xa=linspace(0.8989,pi,2000);
plot(x,y);
hold on

%compressione
alfacomp=linspace(pi,5.5934,758)
spostamentocomp=r*(1-cos( alfacomp)+lambda-
sqrt(lambda^2-sin( alfacomp ).^2))
Vistcomp=Vnocivo+(pi*d^2/4)*spostamentocomp
pressionecompare=Pa*(( Vnocivo+Vcilindro )*(( Vistcomp ).^-1)).^k;
plot( alfacomp , pressionecompare )
hold on

%mandata
ym=Pm*ones(1,241);
xm=linspace(5.5934,2*pi,2000);
plot(x,y);
hold on
grid on
xlabel(' alfa [ rad ] ') , ylabel(' Pressione cilindro [ Pa ] ') ,
title(' Diagramma pressione al variare di alfa ');

```

3.4 Valutazione della massa dei componenti

Per procedere con l'analisi dei carichi è indispensabile determinare le masse dei principali elementi del cinematismo. Queste possono essere valutate modellando i componenti con un programma di disegno solido (SOLIDWORKS nel nostro caso). Una volta definita la geometria del pezzo, la funzione "proprietà di massa" permetterà di determinare le grandezze caratteristiche

3.4.1 Pistone

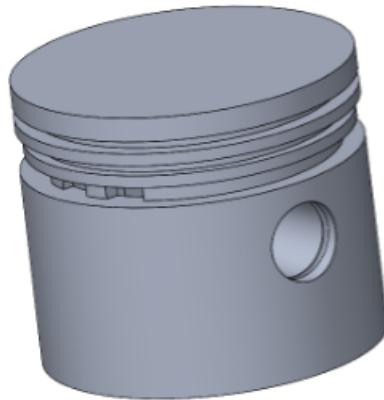


Figura 18: Modello CAD SOLIDWORKS del pistone

```
Proprietà di massa di Pistone_Compressore
Configurazione: Default
Sistema di coordinate: -- default --

Densità = 0.00 grammi per millimetro cubico
Massa = 112.81 grammi
Volume = 40290.18 millimetri cubici
Area superficie = 24328.53 millimetri quadrati

Centro di massa: ( millimetri )
  X = 30.69
  Y = 0.00
  Z = 0.00

Asse principale di inerzia e momenti principali di inerzia: ( grammi * millimetri quadrati )
Nel centro della massa.
  Ix = ( 0.00, 0.00, 1.00)    Px = 43564.40
  ly = ( 0.00, -1.00, 0.00)   Py = 48724.36
  Iz = ( 1.00, 0.00, 0.00)    Pz = 53560.47

Momenti di inerzia: ( grammi * millimetri quadrati )
Presi nel centro di massa e allineati con il sistema di coordinate risultato.
  Lxx = 53560.47           Lxy = 0.06           Lxz = -0.23
  Lyx = 0.06               Lyy = 48724.36      Lyz = 0.06
  Lzx = -0.23              Lzy = 0.06           Lzz = 43564.40

Momenti di inerzia: ( grammi * millimetri quadrati )
Al sistema di coordinate di output.
  Ixx = 53560.47           Ixy = -0.08          Ixz = 0.05
  lyx = -0.08               Iyy = 154989.70     Iyz = 0.06
  Izx = 0.05                Izy = 0.06           Izz = 149829.73
```

Figura 19: Caratteristiche pistone ricavate mediante software SOLIDWORKS

3.4.2 Biella



Figura 20: Modello CAD SOLIDWORKS della biella

Proprietà di massa di biella
Configurazione: Default
Sistema di coordinate: -- default --

Densità = 0.00 grammi per millimetro cubico **(2,8g/cm³)**

Massa = 52.58 grammi

Volume = 18779.16 millimetri cubici

Area superficie = 12457.66 millimetri quadrati

Centro di massa: (millimetri)
X = -33.16
Y = 0.00
Z = 0.01

Asse principale di inerzia e momenti principali di inerzia: (grammi * millimetri quadrati)
Nel centro della massa.

I _x = (1.00, 0.00, 0.00)	P _x = 5973.63
I _y = (0.00, 1.00, 0.00)	P _y = 60796.90
I _z = (0.00, 0.00, 1.00)	P _z = 65260.32

Momenti di inerzia: (grammi * millimetri quadrati)
Presi nel centro di massa e allineati con il sistema di coordinate risultato.

L _{xx} = 5973.63	L _{xy} = -0.02	L _{xz} = 5.18
L _{yx} = -0.02	L _{yy} = 60796.90	L _{yz} = 0.05
L _{zx} = 5.18	L _{zy} = 0.05	L _{zz} = 65260.32

Momenti di inerzia: (grammi * millimetri quadrati)
Al sistema di coordinate di output.

I _{xx} = 5973.63	I _{xy} = 0.07	I _{xz} = -4.97
I _{yx} = 0.07	I _{yy} = 118628.67	I _{yz} = 0.05
I _{zx} = -4.97	I _{zy} = 0.05	I _{zz} = 123092.09

Figura 21: Caratteristiche biella ricavate mediante software SOLIDWORKS

3.4.3 Spinotto

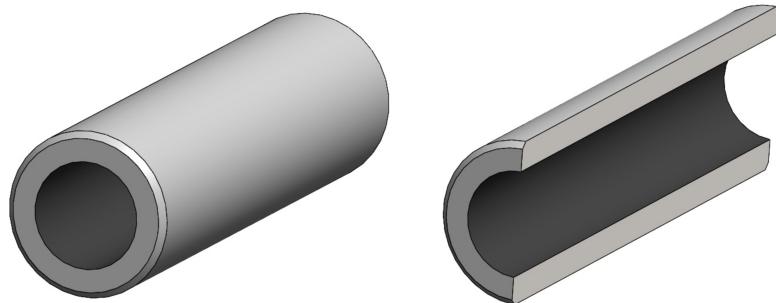


Figura 22: Modello CAD SOLIDWORKS dello spinotto

Proprietà di massa di spinotto
Configurazione: Default
Sistema di coordinate: -- default --

Densità = 0.01 grammi per millimetro cubico **(7,8 g/cm³)**
Massa = 27.36 grammi
Volume = 3507.87 millimetri cubici
Area superficie = 3189.02 millimetri quadrati
Centro di massa: (millimetri)
X = 0.00
Y = 0.00
Z = 22.75

Asse principale di inerzia e momenti principali di inerzia: (grammi * millimetri quadrati)
Nel centro della massa.
Ix = (0.00, 0.00, 1.00) Px = 818.54
Iy = (0.00, -1.00, 0.00) Py = 5103.49
Iz = (1.00, 0.00, 0.00) Pz = 5103.49

Momenti di inerzia: (grammi * millimetri quadrati)
Presi nel centro di massa e allineati con il sistema di coordinate risultato.
Lxx = 5103.49 Lxy = 0.00 Lxz = 0.00
Lyx = 0.00 Lyy = 5103.49 Lyz = 0.00
Lzx = 0.00 Lzy = 0.00 Lzz = 818.54

Momenti di inerzia: (grammi * millimetri quadrati)
Al sistema di coordinate di output.
Ix = 19264.70 Ixy = 0.00 Ixz = 0.00
Iyx = 0.00 Iyy = 19264.70 Iyz = 0.00
Izx = 0.00 Izx = 0.00 Izz = 818.54

Figura 23: Caratteristiche dello spinotto ricavate mediante software SOLIDWORKS

3.4.4 Albero a gomiti

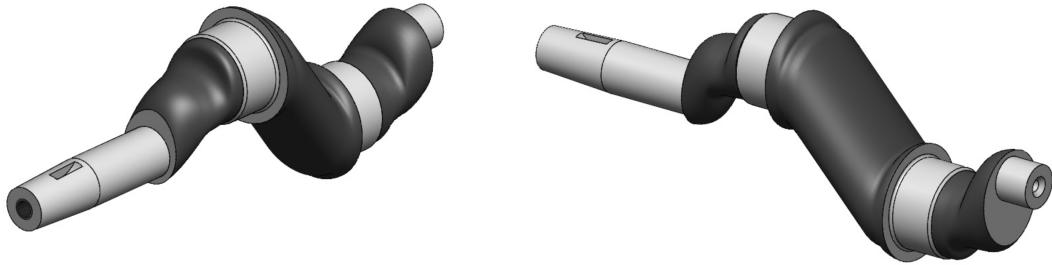


Figura 24: Modello CAD SOLIDWORKS dell'albero

```

Proprietà di massa di albero
Configurazione: Default
Sistema di coordinate: -- default --

Densità = 0.01 grammi per millimetro cubico

Massa = 1242.54 grammi

Volume = 171384.85 millimetri cubici

Area superficie = 28654.04 millimetri quadrati

Centro di massa: ( millimetri )
    X = 0.00
    Y = -0.56
    Z = -63.80

Asse principale di inerzia e momenti principali di inerzia: ( grammi * millimetri quadrati )
Nel centro della massa.
    Ix = ( 0.00, 0.19, 0.98)     Px = 402410.26
    ly = ( 0.00, -0.98, 0.19)    Py = 3199811.43
    Iz = ( 1.00, 0.00, 0.00)     Pz = 3383661.53

Momenti di inerzia: ( grammi * millimetri quadrati )
Presi nel centro di massa e allineati con il sistema di coordinate risultato.
    Lxx = 3383661.53          Lxy = -1.49          Lxz = -1.41
    Lyx = -1.49              Lyy = 3097254.39      Lyz = 525714.03
    Lzx = -1.41              Lzy = 525714.03      Lzz = 504967.30

Momenti di inerzia: ( grammi * millimetri quadrati )
Al sistema di coordinate di output.
    Ixx = 8441830.83          Ixy = -1.57          Ixz = -10.81
    lyx = -1.57              Iyy = 8155034.71      Iyz = 570068.68
    Izx = -10.81              Izy = 570068.68      Izz = 505356.27

```

Figura 25: Caratteristiche dell'albero ricavate mediante software SOLIDWORKS

3.5 Andamento delle forze agenti in funzione dell'angolo di manovella

Si analizzano ora le forze agenti sui vari elementi del cinematismo biella, pistone, spinotto e albero motore dovute all'effetto della pressione e alle azioni inerziali.

3.5.1 Pistone

La forza complessiva che agisce sul pistone è data dalla somma del contributo dovuto alla pressione del fluido e quello dovuto all'inerzia dei corpi.

Forza dovuta alla pressione del fluido In questo caso il riferimento all'interno del quale la forza è stata calcolata è relativo, perché la sollecitazione è quella che agisce sul pistone; quindi, il punto di vista è all'interno del cilindro.

Per questo motivo la pressione istante per istante viene diminuita della pressione atmosferica.

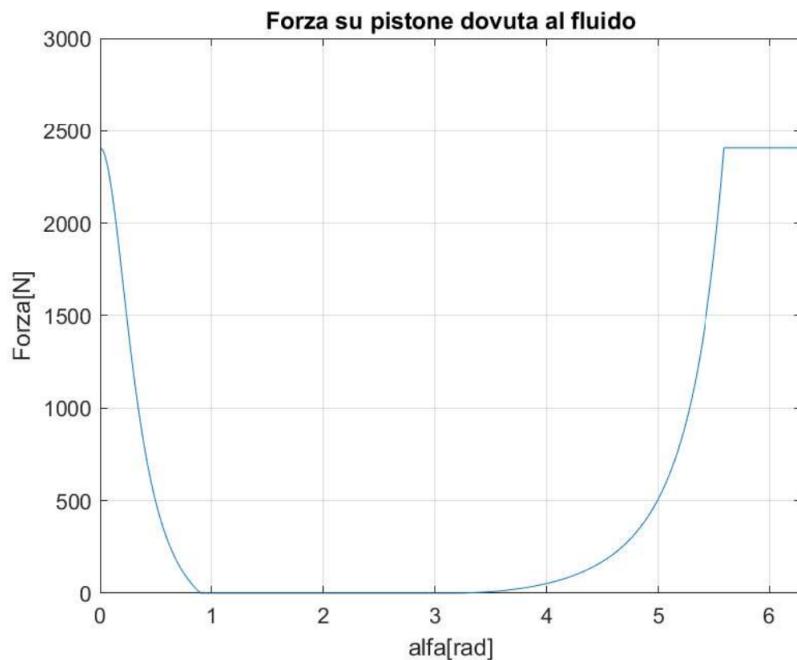


Figura 26: Forza esercitata dalla pressione del fluido sul pistone in funzione di α

```
%Calcolo forza su pistone%
```

```
Pressione=[ pressioneesp ya pressionecomp ym]; %raccolgo tutti i
%valori delle pressioni
%al variare degli
%angoli, per poi
%sottrarci 101325 Pa
alfatot=[ alfaesp xa alfacomp xm ]; %vettore degli angoli
Prel=Pressione -101325;
Forzapistone1= Apist*Prel; %1 perche dovuta al fluido
plot(alfatot ,Forzapistone1);
xlabel('alfa [rad]'), ylabel('Forza [N]'),
```

```

title( 'Forza_su_pistone_dovuta_al_fluido' ),
grid on, xlim ([0 2*pi]), ylim ([0 3000]);

```

Forza dovuta all'inerzia del pistone Per ricavare la forza dovuta all'inerzia è necessario ricavare l'accelerazione del pistone in funzione dell'angolo di manovella.

Derivando due volte la formula dello spostamento in funzione del tempo (eq.(13)) è possibile ricavare l'accelerazione cercata:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = \omega^2 r (\cos(\alpha) + \frac{\cos(2\alpha)}{\lambda}) \quad (20)$$

con $\omega = \frac{2\pi n}{60}$.

L'andamento dell'accelerazione in funzione dell'angolo di manovella è stato ricavato in ambiente Matlab.

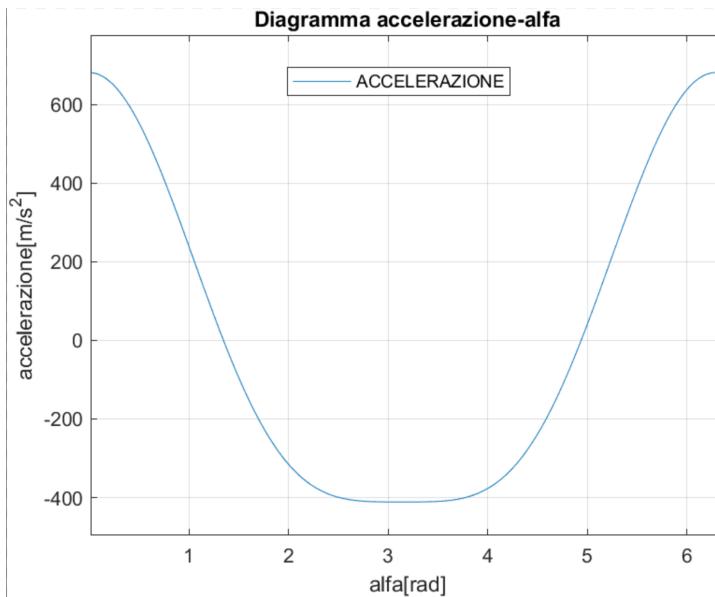


Figura 27: Accelerazione pistone in funzione dell'angolo di manovella

```

%Grafico accelerazione al variare di alfa

alfa=linspace(0,2*pi,2000)
accelerazione=(w^2)*r*((cos( alfa ))+(cos(2* alfa )*lambda^(-1)));
plot( alfa , accelerazione );
xlabel( 'alfa [ rad ] ' ), ylabel( 'accelerazione [m/ s ^ 2 ] ' ),
title( 'Diagramma_accelerazione-alfa' ),grid on; xlim(0,2*pi);

```

La forza di inerzia si definisce come:

$$F_i = -m_{pistone} \cdot a_{pistone} \quad (21)$$

Questa forza ha una direzione parallela a quella del moto del pistone e con verso discorde a quello dell'accelerazione.

La massa del pistone è stata determinata precedentemente mediante software di modellazione SOLIDWORKS ($m_p=112,81$ g).

Anche in questo caso è stato ricavato l'andamento mediante uno script Matlab dell'andamento di questa forza in funzione dell'angolo di manovella.

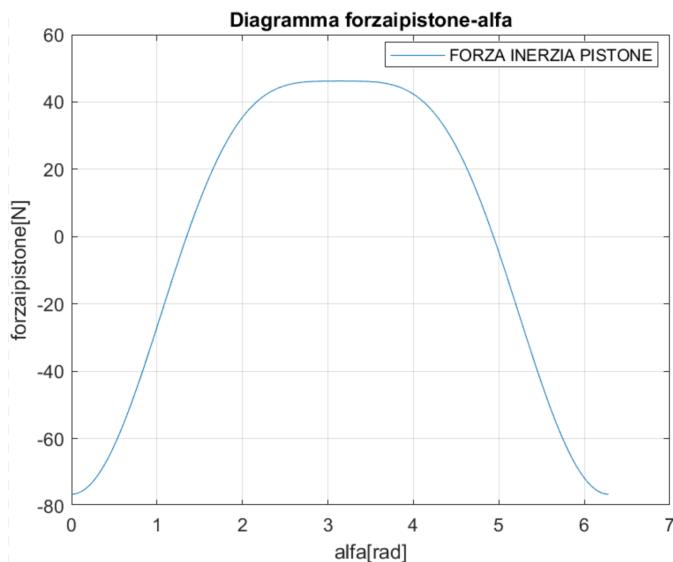


Figura 28: Forza dovuta all'inerzia del pistone al variare di α

```
%Grafico forza inerzia al variare di alfa

mp=0.11238 %massa pistone [Kg]
forzaipistone=mp*accelerazione;
plot( alfa , forzaipistone );

xlabel( ' alfa [ rad ] ' ), ylabel( ' forzaipistone [ N ] ' ),
title( ' Diagramma_forzaipistone_alfa ' ),
grid on; xlim(0,2*pi);
```

Forza dovuta all'inerzia della biella Per studiare le sollecitazioni agenti sul pistone dovute alla biella è necessario fare una semplificazione. Si passa dallo studio di un corpo rigido tridimensionale avente massa e tensore di inerzia fissati, all'analisi di un sistema equivalente costituito da due masse puntiformi concentrate alle estremità.

Per poter adoperare questo stratagemma, bisogna impostare che l'energia cinetica rimanga invariata, così come il baricentro.

Condizioni per le quali le precedenti assunzioni sono verificate:

$$m_A + m_B = m \quad (22)$$

$$m_A a^2 + m_B b^2 + J_0 = J \quad (23)$$

$$m_A a = m_B b \quad (24)$$

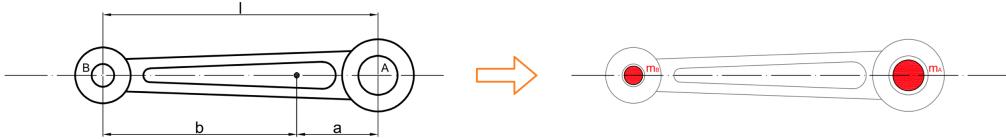


Figura 29: Semplificazione per lo studio della biella

I termini m_A e m_B sono le due masse, J_0 è il momento d'inerzia puro, m è la massa della biella e J è il suo momento di inerzia rispetto a un asse baricentrico ortogonale al piano del moto. Il termine J_0 è un termine fittizio che è necessario introdurre come artificio algebrico (talvolta trascurabile) per steli snelli e che quasi sempre corrisponde ad una correzione di segno negativo. Le distanze a e b sono prese in valore assoluto dal baricentro G ai punti A e B nei quali sono collocate m_A e m_B .

Dalle condizioni scritte precedentemente si ottiene:

$$m_A = \frac{mb}{l} \quad (25)$$

$$m_B = \frac{ma}{l} \quad (26)$$

$$J_0 = J - mab \quad (27)$$

Dall'analisi delle proprietà di massa della biella su SOLIDWORKS (Fig.21) è stato possibile ricavare la posizione del baricentro, quindi le distanze a e b e il momento d'inerzia J .

$$J(P_z) = 6,5311 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2 \quad (28)$$

$$a = 33,16 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (29)$$

$$b = l - a = (85 - 33,16) \cdot 10^{-3} \text{ m} = 51,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}. \quad (30)$$

Noti questi parametri, si ricavano dalle formule prima citate le grandezze associate allo studio della biella:

$$m_B = 0,0205 \text{ kg} \quad (31)$$

$$m_A = m - m_B = (52,61 \cdot 10^{-3} - 0,0205) \text{ kg} = 0,03209 \text{ kg} \quad (32)$$

$$J_0 = -2,5126 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2. \quad (33)$$

Avendo supposto di avere parte della massa di biella concentrata sul piede, essa durante il moto sarà soggetta a un'accelerazione che si tradurrà in una forza d'inerzia trasmessa al pistone.

La forza d'inerzia sarà:

$$F_i = -m_B \cdot a_{\text{pistone}} \quad (34)$$

il cui andamento è stato ricavato mediante uno script Matlab.

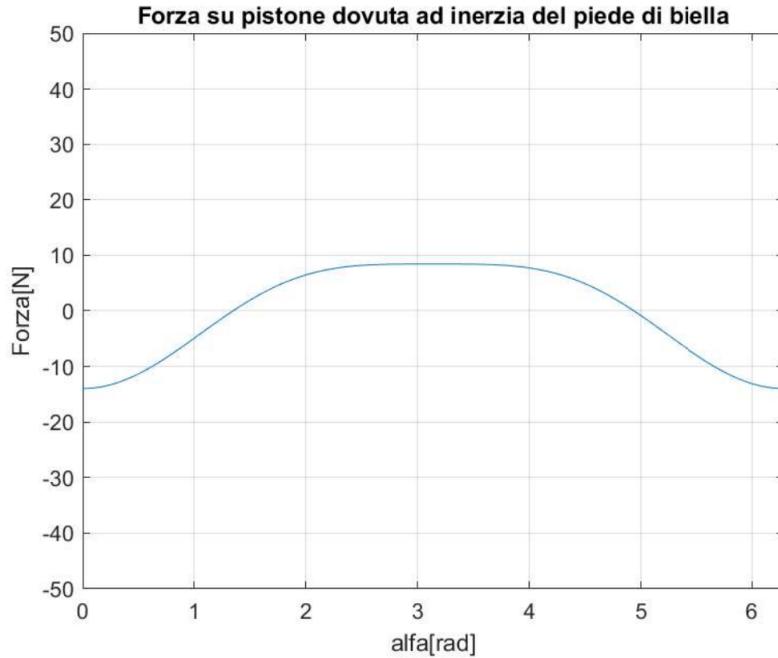


Figura 30: Andamento della forza di inerzia dovuta al piede di biella

```
%Grafico forze di inerzia dovute alla massa del piede di biella

mbiella=52.61*(10^-3); %[kg]
b=33.16*(10^-3); %distanza tra centro di massa e testa di biella [m]
a=51.84*(10^-3); %distanza tra centro di massa e piede di biella [m]
l=85*(10^-3); %interasse tra testa e piede di biella [m]
mB=(mbiella*b)*(l^2);
Forzapistone3=mB*accelerazione;
plot(alfa ,Forzapistone3 );
xlabel( ' alfa [ rad ] ' ),ylabel( ' Forza [ N ] ' ),
title( ' Forza_su_pistone_dovuta_ad_inerzia_de_piede_di_biella ' ),
grid on,xlim([0 2*pi]), ylim([-50 50]);
```

Forza dovuta all'inerzia dello spinotto Essendo lo spinotto solidale al pistone durante il moto, anch'esso contribuirà a generare una componente d'inerzia sul pistone.

Tale forza può essere quantificata come:

$$F_i = -m_{\text{spinotto}} \cdot a_{\text{pistone}} \quad (35)$$

il cui andamento è ricavato mediante uno script Matlab.

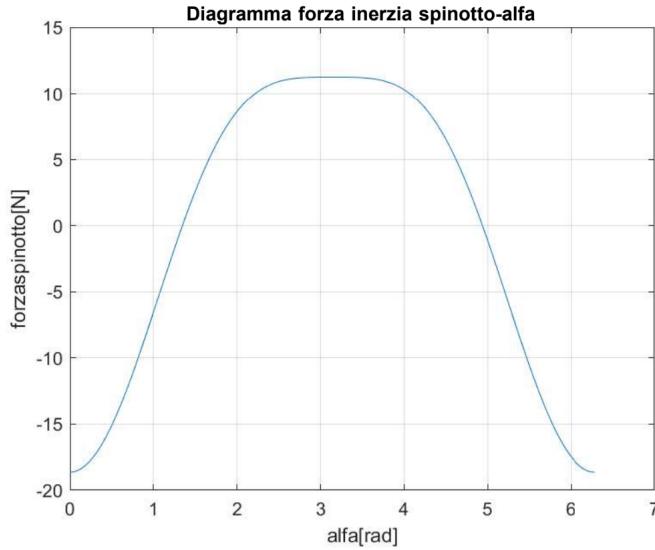


Figura 31: Andamento della forza di inerzia dovuta allo spinotto

```
%Grafico forze di inerzia dovute alla massa dello spinotto

mspinotto=27.36*(10^-3); %/kg
forzaspinotto=mspinotto*accelerazione;
plot(alfa ,forzaspinotto);
xlabel('alfa [rad]'),ylabel('forzaspinotto [N]'),
title('Diagramma_forza_inerziaspinotto-alfa'),
grid on;xlim(0,2*pi);
```

Di seguito si riportano in un unico grafico tutti i contributi di forze dovuti alla pressione e alle inerzie che agiscono sul pistone.

Si può notare come queste ultime siano trascurabili rispetto all'entità della forza generata dalla pressione del fluido.

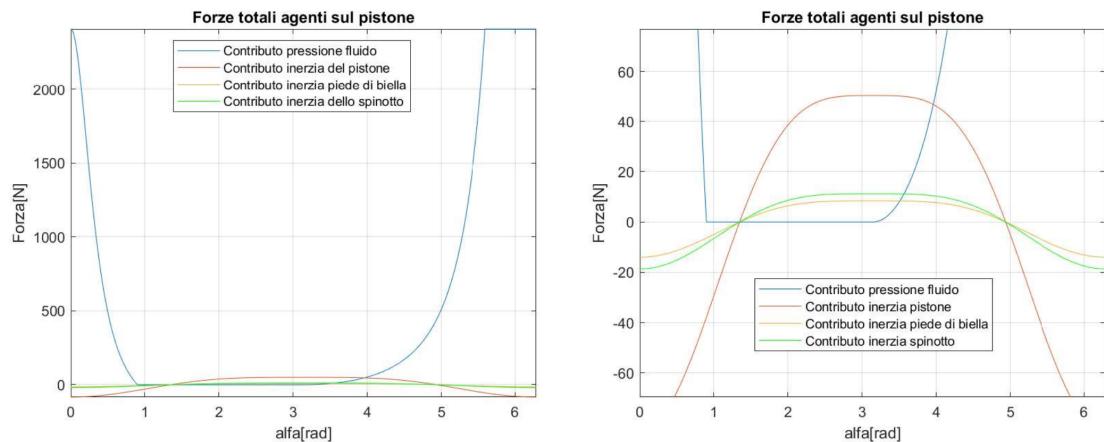


Figura 32: Insieme delle forze agenti sul pistone al variare di α

```
%Grafico insieme delle forze

plot( alfatot , Forzapistone1 );
hold on
plot( alfa , forzaipistone );
plot( alfa , Forzapistone3 );
plot( alfa , forzaspinotto , 'g' );
xlabel( 'alfa [ rad ]' ), ylabel( 'Forza [ N ]' ),
title( 'Forze totali agenti sul pistone' ),
grid on , xlim([0 2*pi]), ylim([-50 50]);
hold off
```

Sommando tutti i contributi delle forze agenti sul pistone la risultante avrà un andamento come mostrato in figura:

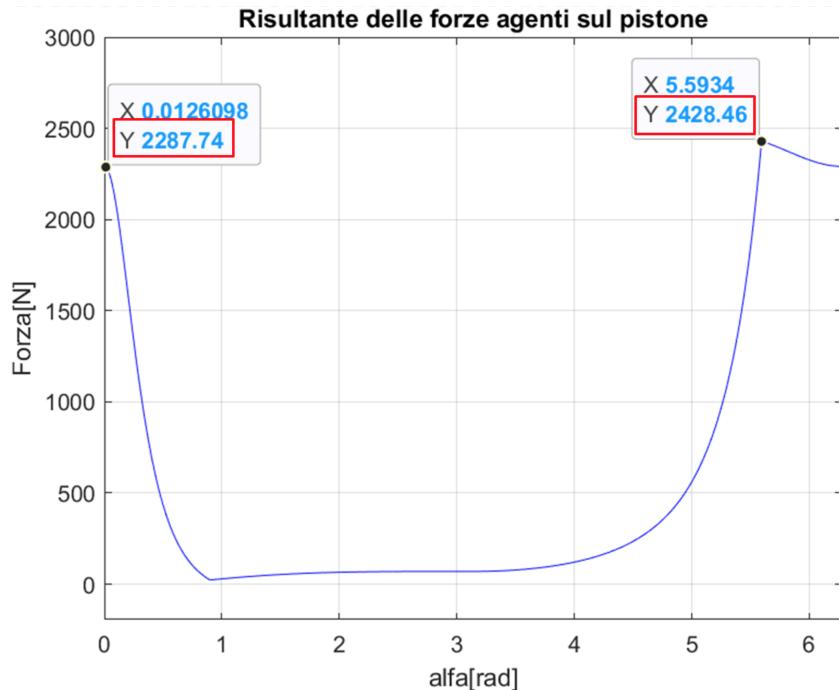


Figura 33: Andamento della forza risultante sul pistone al variare di α

```
%Grafico andamento forza totale

Ftot=forzaspinotto+Forzapistone3,+Forzapistone1+forzaipistone ;
plot( alfa , Ftot )

xlabel( 'alfa [ rad ]' ), ylabel( 'Forza [ N ]' ),
title( 'Risultante delle forze agenti sul pistone' ),
grid on , xlim([0 2*pi]), ylim([-100 3000]);
```

Come è possibile dedurre dal grafico, le posizioni in cui il pistone è soggetto a maggiori sollecitazioni comprendono dal punto di fine compressione a quello di inizio espansione.

La forza massima agente si può assumere da grafico pari a 2428.46 N.

Per i calcoli strutturali che verranno effettuati successivamente si ipotizzerà di avere una forza massima agente sul pistone pari a $F_{\text{pistone}} = 2500 \text{ N}$, contemplando già da qui un fattore di sicurezza per considerare eventuali valutazioni approssimative effettuate durante l'analisi dei carichi del cinematismo (per esempio la considerazione del ciclo ideale per i calcoli, il fatto che la modellazione CAD non è perfettamente fedele alla realtà e la scelta del materiale).

3.5.2 Spinotto

Le forze che agiscono sullo spinotto sono le stesse che agiscono sul pistone e quindi quelle che possono essere osservate in Fig.33.

Quindi anche in questo caso per i calcoli strutturali, esattamente come quanto detto per il pistone, considereremo una forza massima agente pari a $F_{\text{spinotto}} = 2500 \text{ N}$.

3.5.3 Biella

Le forze che agiscono sulla biella sono:

Forza agente sul piede di biella La forza totale agente sul piede di biella è quella trovata precedentemente dovuta a pressione del fluido, inerzie di pistone, spinotto e piede di biella.

L'andamento in funzione dell'angolo di manovella è quindi analogo a quello osservato per il pistone (Fig.33). La sollecitazione sulla biella si divide in due componenti, una parallela all'asse della biella (compressione) e una ortogonale (flessione).

Forza di inerzia centrifuga sulla testa di biella La forza di inerzia dovuta alla rotazione della testa di biella attorno all'asse dell'albero ha direzione radiale ed è indipendente, in modulo, dall'angolo di manovella α .

Il modulo può essere quantificato con la seguente formula:

$$F_{c1} = m_A r \omega^2 \quad (36)$$

con m_A massa della testa di biella pari a 0,03209 kg, r raggio di manovella pari a 0,021 m e ω velocità angolare di rotazione pari a $\omega = \frac{2\pi n}{60} = 161,27 \text{ rad/s}$.

Si ottiene quindi $F_{c1} = 17,53 \text{ N}$.

Bisogna tenere conto, inoltre, della forza rotante centrifuga dovuta al moto della manovella, secondo la formula

$$F_{c2} = m_m r_m \omega^2 \quad (37)$$

si ottiene quindi $F_{c2} = 327,7 \text{ N}$.

In conclusione, la forza risultante agente sulla testa di biella corrisponde a:

$$F_c = F_{c1} + F_{c2} = (17,53 + 327,7) \text{ N} = 345,2 \text{ N} \quad (38)$$

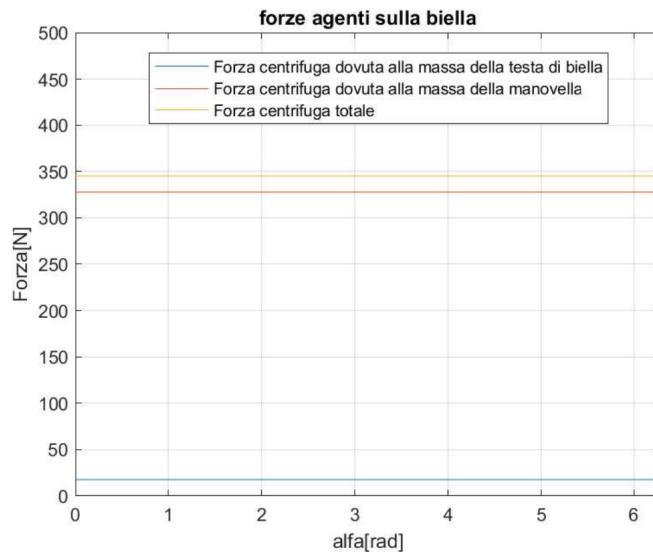


Figura 34: Andamento forze centrifughe agenti sulla biella

```
%Calcolo forze su biella

%Dati
mB=0.03209; %massa B sistema equivalente biella [kg]
massaman=0.6; %massa di meta albero , ovvero della manovella [kg]
r=0.021; %raggio dimanovella [m]
n=1540; %velocita rotazione [giri/s]
l=0.085;
lambda=l*(r^-1); %[kg m^2]
Jo=-2.5126*(10^-5);

%Grandezze derivate
w=(2*pi*n)*(60^-1); %velocita angolare [rad/s]

%Forza centrifuga testa di biella
Fcent1=(mB)*r*w^2;
F=linspace(Fcent1,Fcent1,2000);
alfa=linspace(0,2*pi,2000);
plot(alfa, F);
xlabel('alfa [rad]'), ylabel('Forza [N]'),
title('forze agenti sulla biella'), grid on, xlim([0 2*pi]);
ylim([0 500]);
hold on

Fcent2=(massaman)*r*w^2;
F=linspace(Fcent2,Fcent2,2000);
alfa=linspace(0,2*pi,2000);
plot(alfa, F);
hold on
```

```

Ftot=Fcent1+Fcent2;
F=linspace(Ftot ,Ftot ,2000);
alfa=linspace(0 ,2*pi ,2000);
plot( alfa , F);
hold off

```

Coppia di biella Ricordando la semplificazione ad uno schema equivalente adottato nello studio della biella è possibile stimare la coppia di inerzia rotante agente sul corpo.

La coppia di inerzia vale $-J_0 \lambda \Omega^2 \sin(\alpha)$.

Essa si può pensare come due forze di uguale intensità e direzione, ma di versi opposti, con la retta d'azione passante per A e per B e dirette perpendicolarmente all'asse di moto del pistone

$$F_{ci} = \left| \frac{J_0 r}{l^2} \Omega^2 \sin(\alpha) \right|. \quad (39)$$

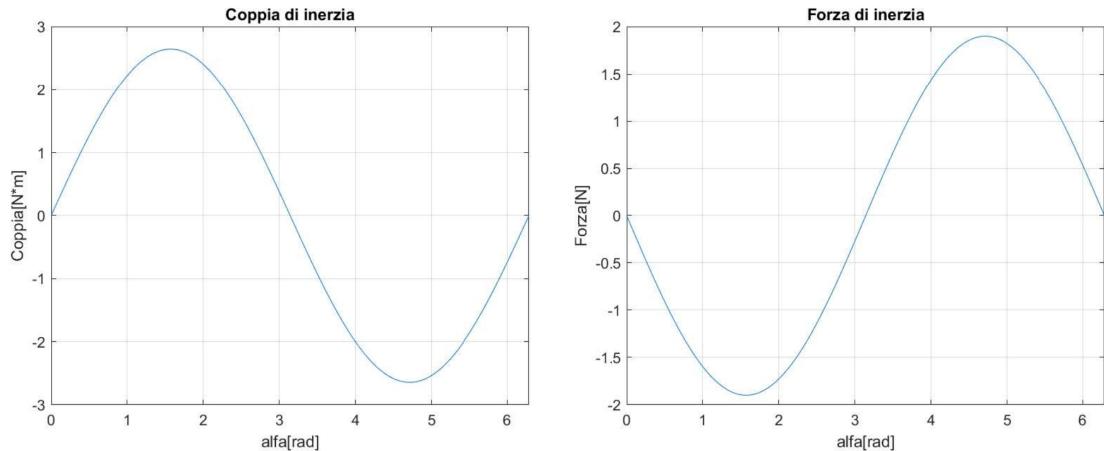


Figura 35: Andamento della coppia e forza di inerzia al variare di α

```

%Grafico coppia di inerzia
alfa=linspace(0 ,2*pi ,2000);
Coppiainerzia=Jo*lambda*w^2*( sin( alfa ))
plot( alfa ,Coppiainerzia);
xlabel( ' alfa [ rad ] ' ),ylabel( 'Coppia [N*m] ' ),
title( 'Coppia_di_inerzia' ),grid on ,xlim ([0  2*pi ]);

%Grafico forza di inerzia
Finerzia=Jo*(r/(1^2))*(w^2)*sin( alfa );
plot( alfa ,Finerzia );
xlabel( ' alfa [ rad ] ' ),ylabel( 'Forza [N] ' ),
title( 'Forza_di_inerzia' ),grid on ,xlim ([0  2*pi ]);

```

3.5.4 Albero a gomiti

Forza di inerzia centrifughe Le forze di inerzia centrifughe attorno all'asse di rotazione dell'albero corrispondono alle stesse agenti sulla testa di biella, calcolate in precedenza.

Quindi $F_c = 345,2 \text{ N}$.

Tuttavia in questo caso, essendoci due manovelle sfasate tra loro di 180° , si formerà una coppia di forze rotanti di medesimo modulo, verso opposto e con rette di applicazioni non appartenenti allo stesso piano ortogonale all'asse.

Per tale motivo l'albero sarà equilibrato alle forze alterne del I ordine (traslazione), ma non al momento, manifestando un fenomeno di beccheggio durante il funzionamento.

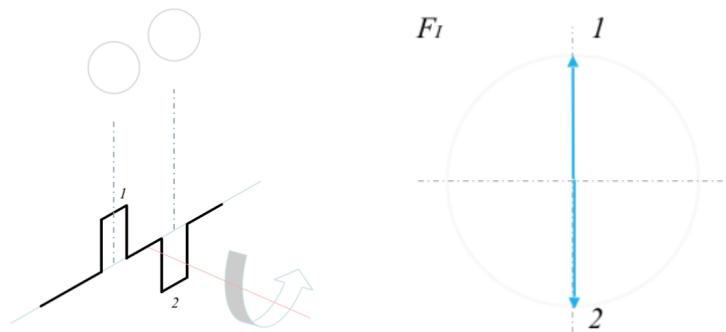


Figura 36: Equilibratura albero a gomiti

Reazioni scaricate dalla biella sull'albero Le forze che agiscono su pistone, spinotto e biella si scaricano sull'albero, secondo l'andamento trovato in precedenza (Fig.33).

Essendo doppi gli elementi del cinematismo di spinta, in totale sull'albero agiranno due azioni uguali, ma sfasate di 180° tra loro.

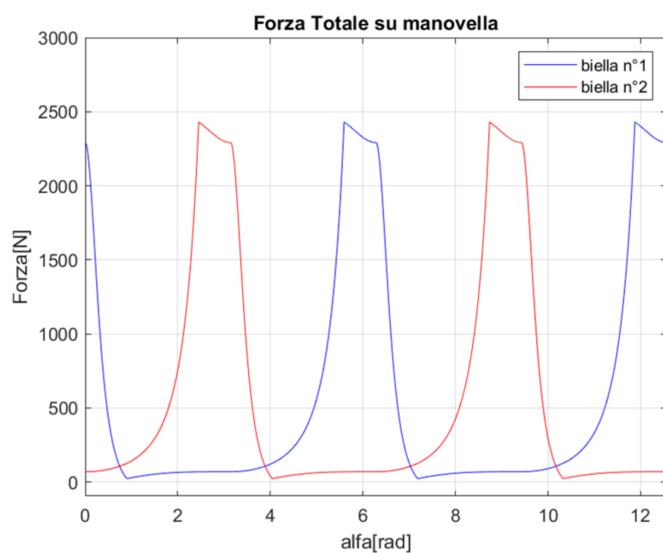


Figura 37: Reazioni scaricate sull'albero al variare di α

3.6 Andamento del momento torcente in funzione dell'angolo di manovella

Per calcolare il momento torcente sarà necessario identificare la forza F_{PB} ricavata a partire dalla forza totale, precedentemente ricavata, F_{tot} agente sul pistone:

$$F_{PB} = \frac{F_{tot}}{\cos \beta} \quad (40)$$

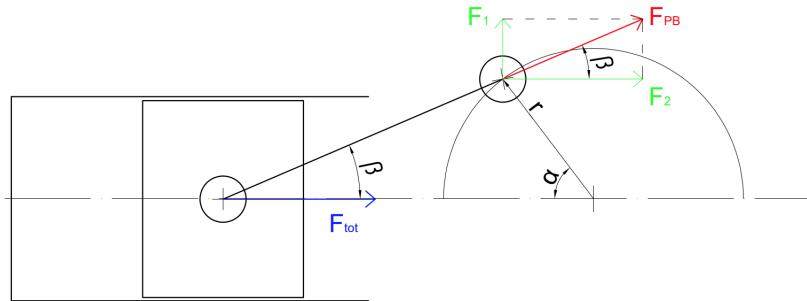


Figura 38: Schematizzazione delle forze di contributo al momento torcente

Per quantificare il momento generato da tale forza attorno all'asse di rotazione sarà necessario scomporla in due componenti F_1 (ortogonale all'asse di moto del pistone) e F_2 (parallela all'asse di moto del pistone).

$$F_2 = F_{PB} \cos \beta \quad (41)$$

$$F_1 = F_{PB} \sin \beta \quad (42)$$

Ricavate queste componenti sarà quindi possibile calcolare i momenti, noti i rispettivi bracci d'azione.

$$M_1 = F_1 r \cos \alpha \quad (43)$$

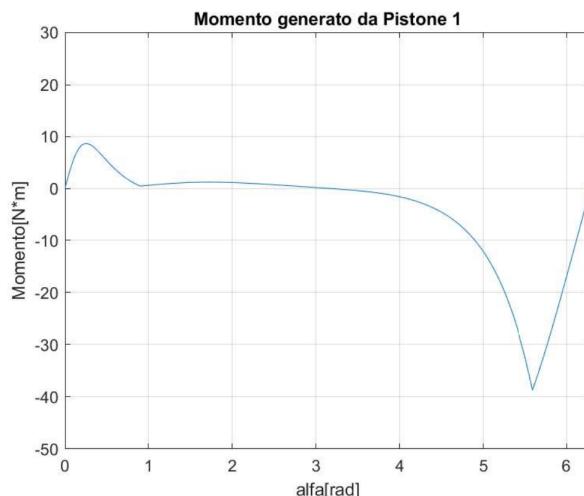


Figura 39: Andamento del momento torcente generato dal primo cilindro

L'immagine di Fig.39 mostra l'andamento del momento torcente sull'albero a gomiti dovuto alle forze di pressione, all'inerzia del pistone, spinotto, testa e piede di biella.

```
%Grafico Momento torcente cilindro 1

senbeta=r/1*sin( alfatot );
cosbeta=sqrt(1-senbeta.^2);
Forzatrasmessa=Ftot./ cosbeta ;
F1=Forzatrasmessa.* senbeta ;
F2=Forzatrasmessa.* cosbeta ;
Mt1=r.*cos( alfatot ).*F1+r.*sin( alfatot ).*F2;
plot( alfatot ,Mt1 , 'b' );
xlabel( ' alfa [ rad ] ' ), ylabel( 'Momento[N*m] ' ),
title( 'Momento_generato_da_Pistone_1' ),
grid on, xlim([0 2*pi]), ylim([-50 50]);
```

L'andamento del momento torcente dovuto all'azione del secondo cilindro sarà uguale in modulo a quello ottenuto per il primo (Fig.39), ma sfasato di 180° .

$$M_2 = F_2 r \sin \alpha \quad (44)$$

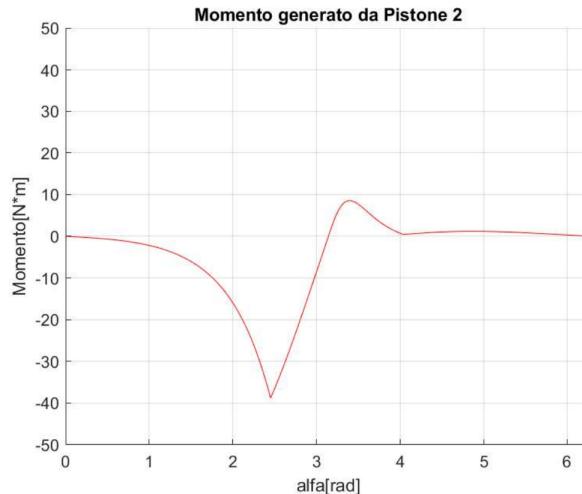


Figura 40: Andamento del momento torcente generato dal secondo cilindro

```
%Momento torcente pistone 2

alfatot2=alfatot +3.14;
senbeta2=r/1*sin( alfatot2 );
cosbeta2=sqrt(1-senbeta2.^2);
F12=Forzatrasmessa.* senbeta2 ;
F22=Forzatrasmessa.* cosbeta2 ;
Mt2=+r.*cos( alfatot2 ).*F12-r.*sin( alfatot2 ).*F22;
```

```

plot( alfatot2 ,Mt2 , 'r' );
hold on
plot( alfatot2 -2*pi ,Mt2 , 'r' );

xlabel( ' alfa [ rad ] ' ),ylabel( 'Momento [N*m] ' ),
title( 'Momento_generato_da_Pistone_2' ),
grid on,xlim ([0 2*pi]), ylim ([-50 50]);

```

In aggiunta bisognerebbe considerare anche il contributo in termini di momento dovuto alle forze derivanti dal momento di inerzia della biella J:

$$M_{ci} = F_{ci}r \cos \alpha \quad (45)$$

con F_{ci} da eq.(39), il cui andamento era già stato riportato in Fig.35.

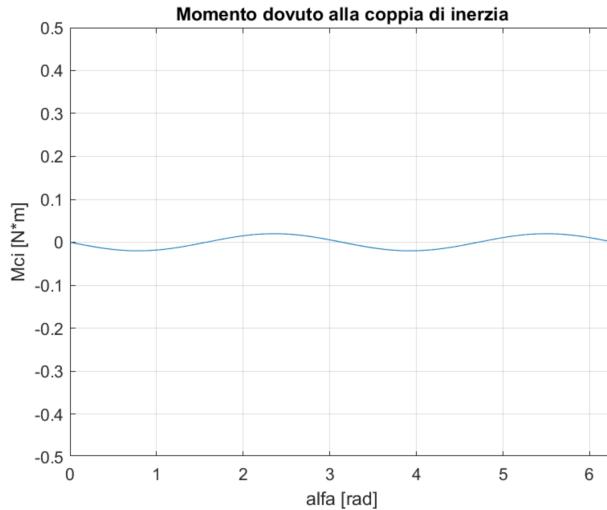


Figura 41: Andamento del momento torcente dovuto alle forze di inerzia della biella

```

% Momento torcente dovuto alla coppia di inerzia della biella

Mci=Finerzia*r.*cos( alfa );
plot( alfa ,Mci);
xlabel( ' alfa_[ rad ] ' ),ylabel( 'Mci_[N*m] ' ),
title( 'Momento_dovuto_alla_coppia_di_inerzia' ),
grid on, xlim ([0 2*pi]), ylim ([-0.5 0.5]);

```

Com'è possibile osservare dal grafico ottenuto in Matlab questo contributo risulta trascurabile in termini quantitativi rispetto ad M_1 ed M_2 .

Quindi questo contributo non sarà tenuto in considerazione nemmeno per il momento torcente complessivamente generato sull'albero a gomiti.

In fase di calcolo si terrà comunque conto indirettamente di questo contributo, assumendo un minimo coefficiente di sicurezza, che contempli il fatto che il momento potrebbe essere leggermente superiore rispetto al valore considerato.

Di seguito vengono riportati i due andamenti precedentemente ottenuti all'interno di un unico grafico.

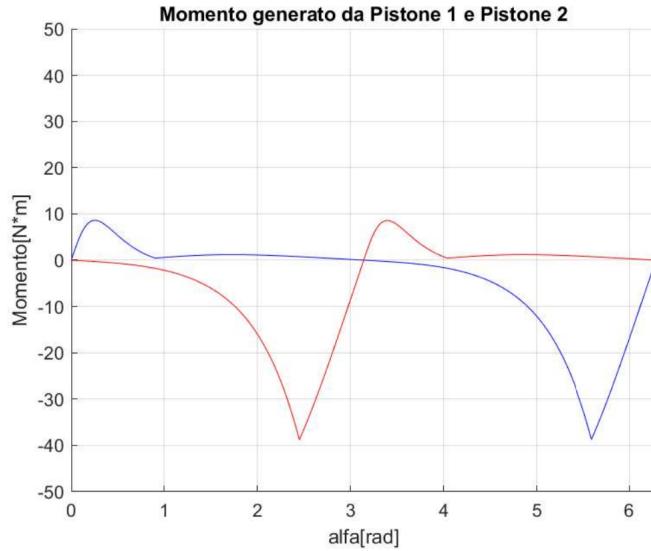


Figura 42: Andamento dei due momenti generati all'interno di un unico giro di manovella

```

%%Momento torcente dei due pistoni insieme

%Momento torcente pistone 1
senbeta=r/1*sin(alfatot);
cosbeta=sqrt(1-senbeta.^2);
Forzatrasmessa=Forzaris./cosbeta;
F1=Forzatrasmessa.*senbeta;
F2=Forzatrasmessa.*cosbeta;
Mt1=r.*cos(alfatot).*F1+r.*sin(alfatot).*F2;
plot(alfatot,Mt1,'b');

hold on          %del momento torcente 1

%Momento torcente pistone 2
alfatot2=alfatot+3.14;
senbeta2=r/1*sin(alfatot2);
cosbeta2=sqrt(1-senbeta2.^2);
F12=Forzatrasmessa.*senbeta2;
F22=Forzatrasmessa.*cosbeta2;
Mt2=+r.*cos(alfatot2).*F12-r.*sin(alfatot2).*F22;
plot(alfatot2,Mt2,'r');

hold on          %del momento torcente 2
plot(alfatot2-2*pi,Mt2,'r');

xlabel('alfa [rad]'), ylabel('Momento[N*m]'),
title('Momento generato da Pistone 1 e Pistone 2'),

```

```

grid on, xlim ([0 2*pi]), ylim ([-50 50]);

hold off      %dei due momenti torcenti

```

Il momento torcente totale relativo ai due cilindri sarà definito come:

$$M = M_1 + M_2. \quad (46)$$

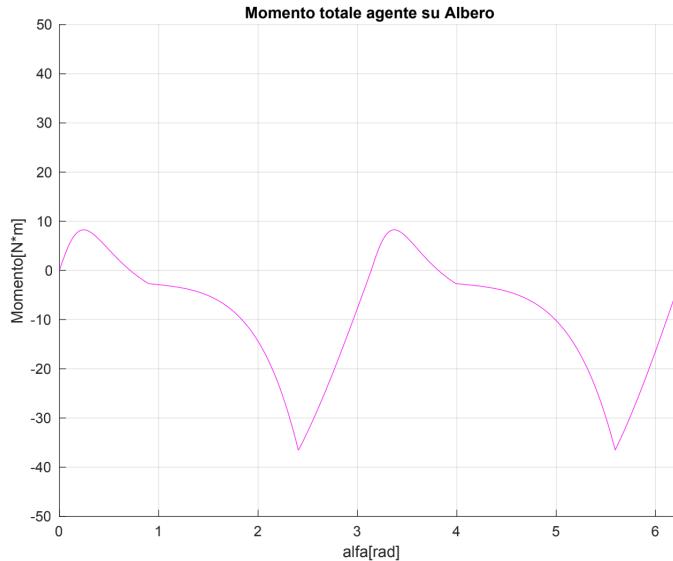


Figura 43: Andamento del momento torcente risultante sull'albero a gomiti

```

%Grafico momento torcente totale

Mt2=circshift (Mt1,1000); %shifta il vettore Mt1
                           %di meta dei valori (1000)
Mttot=Mt1+Mt2;
plot (alfatot , Mttot , 'm');
xlabel( ' alfa [ rad ] ' ), ylabel( 'Momento [N*m] ' ),
title( 'Momento _ totale _ agente _ su _ albero ' ),
grid on, xlim ([0 2*pi]), ylim ([-50 50])

```

3.7 Determinazione del volano che regolarizza il momento torcente

Il volano ha il compito di assorbire l'eccesso di lavoro resistente rispetto a quello motore, sotto forma di energia cinetica, evitando che si verifichino incrementi di velocità angolare non compatibili con l'impiego a cui il sistema è destinato.

Come già mostrato, in Fig.43 è riportato il momento resistente del compressore bicilindrico in esame.

Quando il momento resistente medio M_{rm} è uguale al momento motore M_m , la velocità di rotazione media ω rimane costante, ma nell'intervallo in cui il momento resistente effettivo è

maggiori del momento motore, la velocità istantanea di rotazione diminuisce (e quando il momento resistente è minore del momento motore, la velocità istantanea tende ad aumentare).

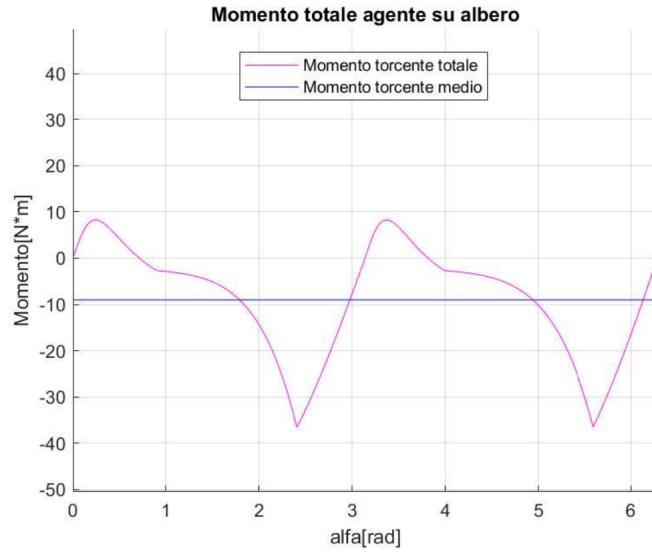


Figura 44: Confronto andamento momento torcente con momento torcente medio

```
%Momento torcente medio
m=mean(Mttot); %trova la media
s=linspace(m,m,2000);
plot(alfatot,s,'b')
hold off %il vecchio grafico era stato tenuto in
%plot con comando hold on
```

Grado di irregolarità e lavoro eccedente Indicando con ω_2 la massima velocità nel periodo e con ω_1 la minima, è possibile ricavare la la velocità mediante:

$$\omega = \frac{(\omega_1 + \omega_2)}{2}. \quad (47)$$

Si definisce grado di irregolarità nel periodo il rapporto tra la variazione di velocità e la velocità media:

$$\delta = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega} \quad (48)$$

Da tabella I.141 del Manuale di meccanica Hoepli si stima $\delta = 0.03$, relativo alle trasmissioni da officina.

Calcolo del momento di inerzia del volano Indicando con N [W] la potenza e con n [giri/min] i giri al minuto dell'albero motore, si ha:

$$N = M_{rm}\omega = M_{rm} \frac{2\pi n}{60} \quad (49)$$

da cui si può ricavare il lavoro medio in un giro:

$$M_{rm}2\pi = 60 \frac{N}{n}. \quad (50)$$

Il lavoro massimo di fluttuazione risulta essere pari a:

$$L_F = \int_{\alpha_A}^{\alpha_B} (M_r - M_{rm}) d\alpha = \frac{1}{2} I (\omega_2^2 - \omega_1^2) \quad (51)$$

dove I rappresenta il momento di inerzia di tutte le masse rotanti rispetto all'asse di rotazione.

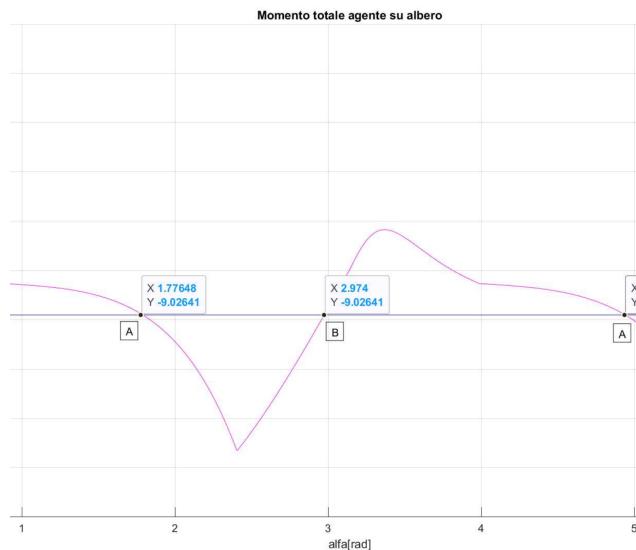


Figura 45: Punti A e B indicati in formula 51

In prima approssimazione si ritiene preponderante il momento di inerzia del volano rispetto alle altre masse e, quindi, nella trattazione I sarà il momento di inerzia del volano.

Concretamente il lavoro massimo di fluttuazione corrisponde alla massima area sottesa tra la curva del momento resistente M_r e il suo valore medio M_{rm} .

Esso può essere anche espresso come frazione del lavoro medio in un giro:

$$L_F = \varphi M_r 2\pi = \varphi 60 \frac{N}{n} \quad (52)$$

in cui φ è il coefficiente di fluttuazione, dipendente dal tipo di applicazione e ricavabile tramite tabelle.

Per i successivi calcoli considereremo un φ pari a 0,15.

Calcolo momento di inerzia del volano Tenendo conto delle eq.(52), (51) e (50), può essere scritta:

$$\varphi 60 \frac{N}{n} = I \omega^2 \quad (53)$$

da cui si può ricavare il momento di inerzia del volano in funzione della potenza, del coefficiente di fluttuazione e del grado di irregolarità:

$$I = \frac{2\pi\varphi N}{\delta\omega^3}. \quad (54)$$

Facendo i calcoli si ottiene che $I = |10,9 \cdot 10^{-3}| \text{ kgm}^2$. Noto il raggio del volano pari a $r = 150 \text{ mm}$, è possibile determinare la massa del volano come:

$$m = \frac{I}{r^2} = 0,5 \text{ kg}. \quad (55)$$

I risultati ottenuti sono compatibili con quelli ricavati mediante SOLIDWORKS.

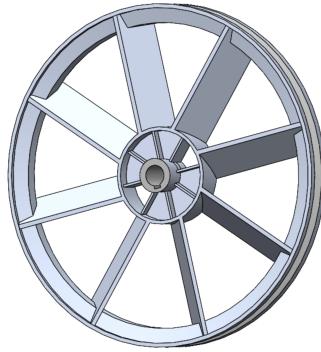


Figura 46: Modello CAD SOLIDWORKS del volano

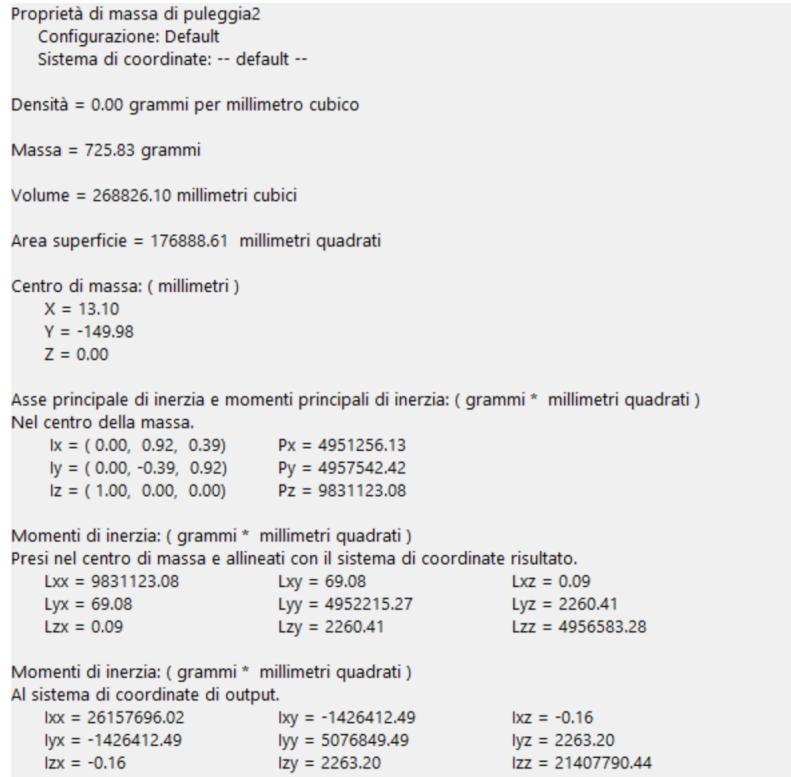


Figura 47: Caratteristiche del volano ricavate mediante software SOLIDWORKS

È possibile, inoltre, determinare la velocità periferica dei punti più esterni della corona che non può superare limiti ben precisi, per non creare eccessive sollecitazioni nel materiale. Nella maggior parte dei casi si tende a mantenere tale velocità intorno ai 30 - 35 m/s. Nel caso specifico in esame si ottiene una velocità periferica pari a:

$$v = \omega r = 24,25 \text{ m/s} \quad (56)$$

rientrante nel range di sicurezza.

3.8 Determinazione del motore elettrico

Noto il valore medio del momento resistente, sarà possibile determinare la potenza motrice richiesta per il funzionamento del compressore alla macchina elettrica:

$$N = M_r m \omega = 1454,64 \text{ W} = 1,45 \text{ kW.} \quad (57)$$

Considerando un rendimento complessivo della trasmissione a cinghia pari a $\eta = 0,96$ si ottiene che la potenza che il motore deve complessivamente fornire corrisponde a:

$$N_{eff} = \frac{N}{\eta} = 1,5 \text{ kW.} \quad (58)$$

Da catalogo Nuova Omas è stato scelto un motore con caratteristiche idonee.

2 POLI				
Motori elettrici asincroni trifase				
2 poli 230/400V – 400/690V 50Hz				
Potenza (kW)	Velocità (g/min)	In 400V 50Hz (A)	Fattore Potenza (cosf)	Rendimento (?%)
0.09	2800	0.24	0.77	62
0.12	2800	0.3	0.78	64
0.18	2800	0.5	0.8	66
0.25	2800	0.66	0.81	69
0.37	2800	0.94	0.81	71
0.55	2800	1.33	0.82	74
0.75	2825	1.73	0.83	76
1.1	2825	2.46	0.84	78
1.5	2840	3.26	0.84	79.2
2.2	2840	4.61	0.85	81.5
3	2880	6.01	0.88	83.5
4	2890	7.69	0.88	85.5
5.5	2900	10.5	0.89	86.5

Figura 48: Catalogo Nuova Omas per la scelta del motore elettrico

3.9 Calcolo della trasmissione con cinghia trapezoidale

Le cinghie trapezoidali sono così chiamate per la forma della loro sezione, che si presenta come nella figura sottostante (Fig.49).

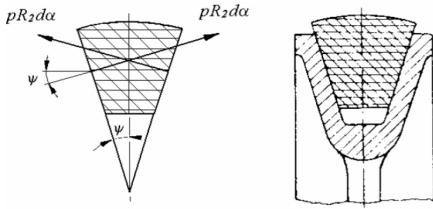


Figura 49: Vista di una cinghia trapezoidale in sezione

La cinghia è costruita in elastomero, con uno o più strati di trefoli in poliestere ed un rivestimento esterno protettivo di tela impregnata con elastomero. Il materiale con cui la cinghia è realizzata permette di raggiungere elevati coefficienti di attrito, ma è soprattutto il modo con cui essa esercita la sua azione sulla puleggia, che contribuisce ad accrescere l'attrito con quest'ultima (contatto con le superfici laterali di una gola a V).

Le cinghie di trasmissione trapezoidali sono le più utilizzate per la trasmissione di potenza, perché risolvono allo stesso tempo il problema dell'allineamento e parzialmente dello slittamento.

Se le potenze in gioco sono elevate, è possibile utilizzare sulla stessa puleggia (con scanalature multiple) più cinghie trapezoidali.

I dati fino ad ora noti ed indispensabili per la progettazione del sistema di trasmissione sono:

- Velocità di rotazione albero a gomiti: $n = n_2 = 1540 \text{ rpm}$
- Velocità di rotazione albero motore elettrico: $n_1 = 2840 \text{ rpm}$
- Diametro esterno puleggia compressore: $d_{2e} = 300 \text{ mm}$
- Diametro interno puleggia compressore: $d_{2i} = 274 \text{ mm}$
- Diametro medio puleggia compressore: $d_{2m} = \frac{d_{2e}+d_{2i}}{2} = 287 \text{ mm}$
- Potenza trasmessa: $P = 1,5 \text{ kW}$
- Velocità periferica media puleggia compressore: $v_{2m} = \frac{2\pi n_2}{60} \cdot \frac{d_{2m}}{2} = 23,14 \text{ m/s}$ (gamma di velocità ottimale varia fra i 5 e i 50 m/s).

Note le velocità di rotazione del motore elettrico e dell'albero motore del compressore, è possibile stimare il rapporto di trasmissione del sistema meccanico come:

$$\tau = \frac{n_2}{n_1} = 1,844 \quad (59)$$

da cui è possibile ricavare il diametro medio della puleggia associata alla macchina elettrica, ovvero quella più piccola:

$$d_{1m} = \frac{d_{2m}}{\tau} = 155,6 \text{ mm}. \quad (60)$$

Ottenuti questi parametri si può quindi procedere nella progettazione della trasmissione a cinghia trapezoidale, riferendosi alle procedure indicate sul catalogo Pi Belt Pizzirani.

Si inizia supponendo un opportuno interasse tra le due pulegge scelto fra un range di valori raccomandati, in funzione dei diametri medi delle due pulegge.

$$0,7(d_{1m} + d_{2m}) < I < 2(d_{1m} + d_{2m}) = 309,83 \text{ mm} < I < 885,24 \text{ mm} \quad (61)$$

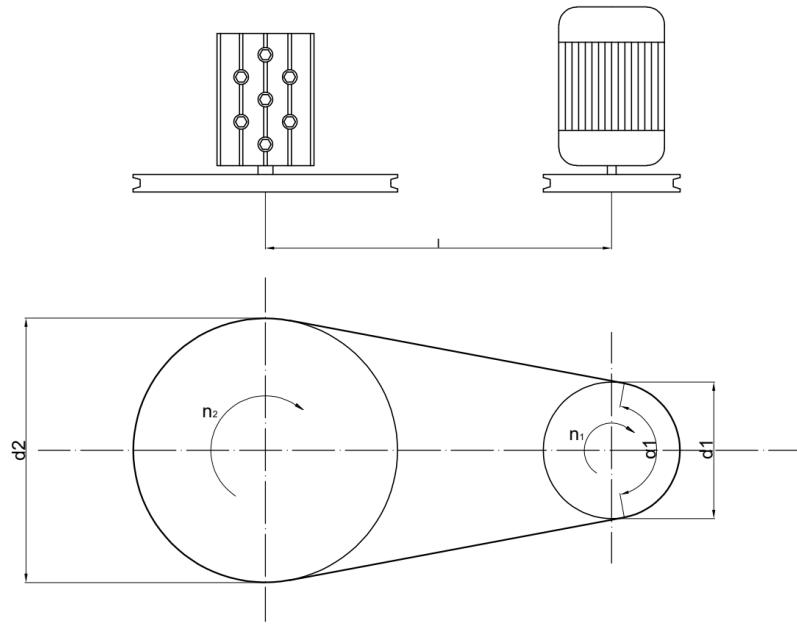


Figura 50: Schema di montaggio delle pulegge

Si sceglie un interasse teorico pari a $I_{th} = 450 \text{ mm}$. Da questo sarà quindi poi possibile determinare la lunghezza complessiva dell'organo flessibile mediante la seguente relazione:

$$L_{th} = 2I_{th} + 1,57(d_{1m} + d_{2m}) + \frac{(d_{2m} - d_{1m})^2}{4I_{th}} = 1604,5 \text{ mm} \quad (62)$$

Prima di determinare la lunghezza reale della cinghia sarà però necessario determinarne la tipologia costruttiva, in base alle dimensioni note della puleggia reperibili mediante valutazione del disegno su SOLIDWORKS.

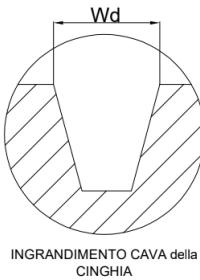


Figura 51: Ingrandimento della cava della cinghia

Poiché risulta $W_d = 13 \text{ mm}$ è stata scelta una cinghia di tipologia B con le caratteristiche dimensionali rappresentate sotto in tabella.

A questo punto è possibile individuare la lunghezza reale della cinghia, scegliendola sempre dal medesimo catalogo.

Caratteristiche dimensionali:

SEZIONE	ISO 4184 RMA	Z	A	B	C	D	E
larghezza alla sommità W (mm)	10	13	17	22	32	40	
larghezza primitiva Wd (mm)	8,5	11	14	19	27	32	
Altezza della sezione T(mm)	6	8	11	14	20	25	
Sviluppo primitivo cinghia Ld=Li + (mm)	22	30	42	55	75	82	
Sviluppo esterno cinghia La=Li + (mm)	38	50	66	85	126	157	
Diam. effettivo min. puleggia d (mm)	50	63	100	160	300	450	
Peso (kg/m)	0,06	0,108	0,185	0,298	0,595	0,950	
Velocità max. della cinghia raccomandata v (m/s)			33				

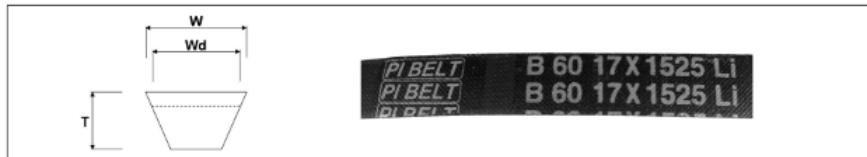


Figura 52: Dimensionamento cinghia da catalogo

La cinghia scelta è la B64, con una lunghezza pari a:

$$L = 1625 \text{ mm.} \quad (63)$$

Da questa si ricava il valore reale dell'interasse, che inizialmente era solo stato ipotizzato, come:

$$I = \frac{L - 1,57(d_{1m} + d_{2m})}{2} - \frac{(d_{2m} - d_{1m})^2}{4[L - 1,57(d_{1m} + d_{2m})]} = 462 \text{ mm} \quad (64)$$

Si è quindi caratterizzato dimensionalmente il sistema di trasmissione meccanica a cinghia.

Si può poi proseguire con la valutazione del pretensionamento da conferire alla cinghia, per garantire la trasmissione del moto fra le due pulegge evitando slittamenti.

Calcolo del pretensionamento Nuovamente dal catalogo è possibile quantificare il valore della forza di pretensionamento da fornire al sistema di trasmissione, come esplicitato dalla seguente relazione:

$$T = \frac{50(2,5 - a)P}{aNv_{2m}} + Kv_{2m}^2 \quad (65)$$

dove:

- a: fattore di correzione dell'arco di contatto (ricavabile dalla Fig.54)
- K: coefficiente relativo alla massa lineare delle cinghie (ricavabile dalla Fig.55)
- N = numero di pulegge (supposto inizialmente N = 1).

Quindi con $a = 0.96$, $K = 0,019$ e $N = 1$ si ottiene una forza di pretensionamento pari a:

$$T = 52,1 \text{ N.} \quad (66)$$

CINGHIE TRAPEZOIDALI CLASSICHE CONVENTIONAL V-BELT POWER					
SEZIONE A - SECTION A		SEZIONE B - SECTION B		SEZIONE B - SECTION B	
Tipo Type	Intern. Li mm	Tipo Type	Intern. Li mm	Tipo Type	Intern. Li mm
A 112	2845	B 22 1/2	570	B 45	1142
A 113	2870	B 23	587	B 46	1168
A 115	2920	B 24	612	B 46 1/2	1180
A 116	2946	B 24 1/2	625	B 46 3/4	1187
A 118	3000	B 25	637	B 47	1194
A 120	3048	B 26	660	B 47 1/4	1200
A 122	3099	B 27	686	B 47 1/2	1207
A 124	3150	B 28	710	B 48	1220
A 126	3200	B 29	737	B 49	1250
A 127	3225	B 29 1/2	750	B 50	1275
A 128	3250	B 30	762	B 51	1300
A 130	3302	B 30 1/2	775	B 52	1320
A 132	3350	B 31	787	B 53	1350
A 134	3404	B 32	800	B 53 1/2	1360
A 136	3454	B 32 1/4	822	B 54	1372
A 138	3505	B 32 1/2	829	B 55	1400
A 140	3550	B 33	838	B 55 1/2	1412
A 142	3606	B 33 1/2	850	B 56	1422
A 144	3658	B 34	863	B 57	1450
A 146	3710	B 34 1/2	875	B 58	1473
A 147	3734	B 34 3/4	880	B 59	1500
A 148	3759	B 35	889	B 60	1525
A 150	3810	B 35 1/2	900	B 61	1550
A 155	3937	B 35 3/4	907	B 62	1575
A 158	4000	B 36	917	B 63	1600
A 162	4115	B 36 3/4	937	B 64	1625
A 167	4250	B 37	942	B 64 1/2	1637

Figura 53: Selta della cinghia da catalogo

Questo pretensionamento T genera sull'albero una forza statica di modulo:

$$R_s = 2NT \cos \left(90^\circ - \frac{\alpha_1}{2} \right) = 103,05 \text{ N} \quad (67)$$

con $\alpha_1 = 163^\circ$, arco di contatto della cinghia sulla puleggia minore, ricavato dalla Fig.54.

ANGOLO DI AVVOLGIMENTO O ARCO DI CONTATTO

D - d E	Fattore di correzione	Angolo avvolgim. puleggia piccola
0,00	1	180°
0,05	0,99	177°
0,10	0,99	174°
0,15	0,98	171°
0,20	0,97	169°
0,25	0,97	166°
0,30	0,96	163°
0,35	0,95	160°
0,40	0,94	157°
0,45	0,93	154°

Figura 54: Tabella per la scelta del fattore di correzione dell'arco di contatto

COEFFICIENTE K RELATIVO ALLA MASSA LINEARE DELLE CINGHIE

SPZ	0,007	XPZ	0,007	Z	0,006
SPA	0,012	XPA	0,012	A	0,011
SPB	0,019	XPB	0,019	B	0,019
SPC	0,038	XPC	0,036	C	0,031
				D	0,059

Figura 55: Tabella per la scelta del coefficiente K relativo alla massa lineare delle cinghie

Verifica della potenza trasmissibile dalla cinghia Al termine della progettazione si verifica che il sistema flessibile scelto riesca a trasmettere la potenza necessaria al compressore per il suo funzionamento.

Si può stimare la potenza massima trasmissibile dalla cinghia con la seguente formulazione, estraibile dal catalogo:

$$P_{amm} = aC_l (P_{nom} + P_{aggiuntiva}) \quad (68)$$

con

- $a = 0,96$ (già ottenuto in precedenza)
- C_l : fattore correttivo della lunghezza (ricavabile dalla Fig.56)
- P_{nom} : potenza massima complessiva che può essere trasmessa alla cinghia (ricavabile da Fig.57)
- $P_{aggiuntiva}$: potenza aggiuntiva alla P_{nom} (ricavabile anch'essa da Fig.57).

FATTORE DI CORREZIONE DELLA LUNGHEZZA C_l

Sezione	Lunghezza mm											
	600-800	800-950	1000-1250	1250-1700	1700-2350	2350-3150	3150-4000	4000-5000	5000-6000	6000-7000	7000-9000	9000-12500
Z	0,9	0,95	1	1,05	1,12							
A		0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05					
B			0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05				
C				0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,02	1,05	1,1	
D					0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,02	1,05	1,1
SPZ	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,08	1,12					
SPA		0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05					
SPB			0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05				
SPC				0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,02	1,05	1,1	
XPZ	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,08	1,12					
XPA		0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05					
XPB				0,9	0,95	1	1,05					
XPC					0,9	0,95	0,98	1				

Figura 56: Tabella del fattore di correzione della lunghezza C_l

Con $a = 0,96$, $C_l = 0,85$, $P_{nom} \cong 10 \text{ kW}$ e $P_{aggiuntiva} \cong 1,10 \text{ kW}$, si ottiene:

$$P_{amm} = 9,06 \text{ kW}. \quad (69)$$

Risulta quindi verificato che:

$$P_{amm} = 9,05 \text{ kW} > P = 1,5 \text{ kW} \quad (70)$$

Il sistema adottato è quindi idoneo a questa applicazione, ed è verificata l'ipotesi iniziale di un'unica cinghia, quindi $N = 1$.

Numero Giri puleggia minore	POTENZA NOMINALE IN KW DIAMETRO PRIMITIVO DELLA PULEGGIA MINORE												Vel. Cing. m/s	Potenza aggiuntiva (Kw) in base al rapporto di velocità							
	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160	180	200	1,01	1,06	1,27	1,58	oltre			
	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	1,05	1,26	1,57	3,38					
100	0,23	0,27	0,30	0,33	0,37	0,41	0,45	0,49	0,54	0,60	0,66	0,78	0,90	10	100	0,00	0,02	0,03	0,04	0,04	
	200	0,42	0,47	0,53	0,60	0,68	0,75	0,83	0,91	1,00	1,12	1,23	1,46		200	0,01	0,04	0,06	0,08	0,08	
	300	0,58	0,66	0,75	0,85	0,95	1,06	1,18	1,29	1,43	1,60	1,76	2,09		300	0,01	0,07	0,10	0,12	0,12	
	400	0,72	0,84	0,95	1,08	1,22	1,35	1,51	1,66	1,84	2,05	2,27	2,70		400	0,01	0,09	0,13	0,16	0,16	
	500	0,86	1,00	1,14	1,31	1,47	1,63	1,82	2,01	2,23	2,49	2,76	3,29		500	0,02	0,11	0,16	0,19	0,21	
	600	0,99	1,16	1,32	1,52	1,71	1,90	2,13	2,35	2,61	2,92	3,24	3,86		600	0,02	0,13	0,19	0,23	0,25	
	700	1,12	1,31	1,49	1,72	1,94	2,17	2,42	2,68	2,97	3,34	3,70	4,41		700	0,02	0,16	0,22	0,27	0,29	
	720	1,14	1,34	1,53	1,76	1,99	2,22	2,48	2,75	3,05	3,42	3,79	4,52		720	0,02	0,16	0,23	0,28	0,30	
	800	1,24	1,45	1,66	1,92	2,17	2,42	2,71	3,00	3,33	3,74	4,15	4,95		800	0,03	0,18	0,25	0,31	0,33	
	900	1,35	1,59	1,82	2,11	2,39	2,67	2,99	3,31	3,68	4,13	4,58	5,48		900	0,03	0,20	0,29	0,35	0,37	
1000	1,41	1,67	1,92	2,20	2,51	2,81	3,15	3,50	3,88	4,36	4,84	5,79	6,72	20	960	0,03	0,21	0,30	0,37	0,40	
	1000	1,46	1,72	1,98	2,29	2,60	2,91	3,26	3,62	4,02	4,52	5,01	5,99		1000	0,03	0,22	0,32	0,39	0,41	
	1100	1,56	1,85	2,13	2,47	2,80	3,14	3,53	3,91	4,35	4,89	5,43	6,49		1100	0,04	0,25	0,35	0,43	0,45	
	1200	1,66	1,97	2,27	2,64	3,00	3,37	3,78	4,20	4,67	5,26	5,84	6,98		1200	0,04	0,27	0,38	0,47	0,49	
	1300	1,76	2,09	2,42	2,81	3,20	3,59	4,04	4,48	4,99	5,61	6,23	7,46		1300	0,04	0,29	0,41	0,51	0,54	
	1400	1,85	2,20	2,55	2,97	3,39	3,80	4,28	4,76	5,30	5,96	6,62	7,92		1400	0,05	0,31	0,44	0,54	0,58	
	1440	1,88	2,25	2,61	3,04	3,46	3,89	4,38	4,87	5,42	6,10	6,78	8,10		1440	0,05	0,32	0,46	0,56	0,59	
	1500	1,94	2,31	2,69	3,13	3,57	4,01	4,52	5,03	5,60	6,30	7,00	8,37		1500	0,05	0,34	0,48	0,58	0,62	
	1600	2,02	2,42	2,81	3,29	3,75	4,22	4,75	5,29	5,89	6,64	7,37	8,81		1600	0,06	0,36	0,51	0,62	0,66	
	1700	2,10	2,52	2,94	3,44	3,93	4,42	4,98	5,54	6,18	6,96	7,73	9,24		1700	0,06	0,38	0,54	0,66	0,70	
2000	2,18	2,62	3,06	3,58	4,10	4,61	5,20	5,79	6,45	7,27	8,08	9,65	11,18	20	1800	0,06	0,40	0,57	0,70	0,74	
	1900	2,25	2,72	3,18	3,72	4,26	4,80	5,42	6,03	6,73	7,58	8,42	10,05		1900	0,07	0,43	0,60	0,74	0,78	
	2000	2,33	2,81	3,29	3,86	4,42	4,98	5,63	6,27	6,99	7,88	8,75	10,44		2000	0,07	0,45	0,64	0,78	0,82	
	2100	2,40	2,90	3,40	3,99	4,58	5,16	5,83	6,50	7,25	8,17	9,07	10,82		2100	0,07	0,47	0,67	0,82	0,87	
	2200	2,46	2,99	3,50	4,12	4,73	5,34	6,03	6,72	7,49	8,45	9,38	11,18		2200	0,08	0,49	0,70	0,86	0,91	
	2300	2,52	3,07	3,61	4,25	4,88	5,50	6,23	6,94	7,74	8,72	9,68	11,53		2300	0,08	0,51	0,73	0,90	0,95	
	2400	2,58	3,15	3,70	4,37	5,02	5,67	6,41	7,14	7,97	8,98	9,96	11,86		2400	0,08	0,54	0,76	0,93	0,99	
	2500	2,64	3,22	3,80	4,48	5,16	5,83	6,59	7,35	8,19	9,23	10,24	12,17		2500	0,09	0,56	0,79	0,97	1,03	
	2600	2,69	3,29	3,89	4,59	5,29	5,98	6,77	7,54	8,41	9,47	10,50	12,48		2600	0,09	0,58	0,83	1,01	1,07	
	2700	2,74	3,36	3,98	4,70	5,42	6,12	6,93	7,73	8,62	9,71	10,76	12,76		2700	0,09	0,60	0,86	1,05	1,11	
2840	2800	2,79	3,43	4,06	4,81	5,54	6,26	7,09	7,91	8,82	9,93	11,00	13,03	14,91	10	2800	0,10	0,63	0,89	1,09	1,15
	2880	2,83	3,48	4,12	4,88	5,64	6,37	7,22	8,05	8,97	10,10	11,19	13,24	-		2880	0,10	0,64	0,91	1,12	1,19
	2900	2,84	3,49	4,14	4,90	5,66	6,40	7,25	8,08	9,01	10,14	11,23	13,29	-		2900	0,10	0,65	0,92	1,13	1,20
	3000	2,88	3,55	4,21	5,00	5,77	6,53	7,40	8,25	9,20	10,34	11,45	13,53	-		3000	0,10	0,67	0,95	1,17	1,24

Figura 57: Potenza nominale trasmissibile dalla cinghia

4 Verifiche del cinematicismo

Si procede ora con la verifica degli elementi del cinematicismo.

4.1 Spinotto

Il primo componente sottoposto ad analisi è lo spinotto, le cui caratteristiche geometriche e di carico risultano espresse in Fig.58.

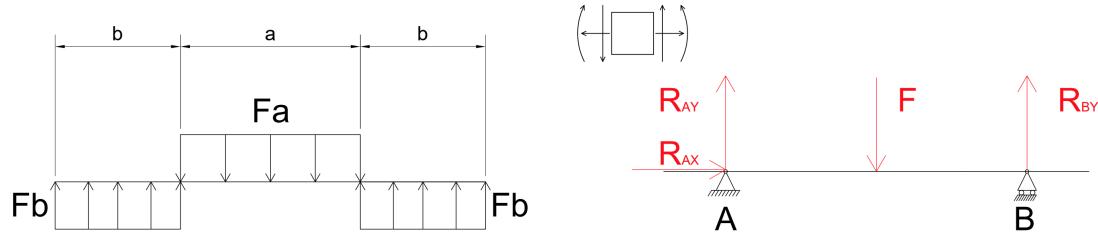


Figura 58: Schematizzazione sollecitazione spinotto

dove:

- $a = 19 \text{ mm}$
- $b = 13, 25 \text{ mm}$
- $F_a = 2500 \text{ N}$
- $F_b = \frac{F_a}{2} = 1250 \text{ N}$

avendo assunto una distribuzione delle pressioni di contatto sullo spinotto costante lungo l'asse del componente.

Attraverso uno studio di Scienza delle Costruzioni, basato su una schematizzazione a trave, si ottengono i seguenti diagrammi di caratteristiche delle sollecitazioni.

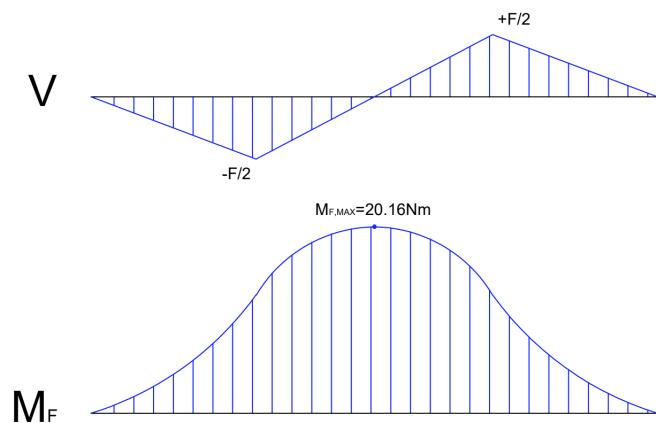


Figura 59: Andamento delle sollecitazioni lungo lo spinotto

Durante il funzionamento del cinematismo, lo spinotto è sottoposto a diverse tipologie di carico:

- taglio puro
- flessione
- ovalizzazione

4.1.1 Taglio puro

Dall'analisi a taglio della Fig.59 si deduce che le sezioni maggiormente interessate da questo tipo di sforzo saranno in corrispondenza dei picchi del diagramma (sezioni 2, Fig.63).

Si calcola attraverso la seguente formula la massima tensione tangenziale τ in corrispondenza dell'asse passante per i punti C e C' di Fig.60.

$$\tau = \frac{4}{3} \frac{F_a}{\frac{\pi}{2} (D^2 - d^2)} = 24,11 \text{ MPa} \quad (71)$$

con $D = 13 \text{ mm}$ e $d = 8,4 \text{ mm}$.

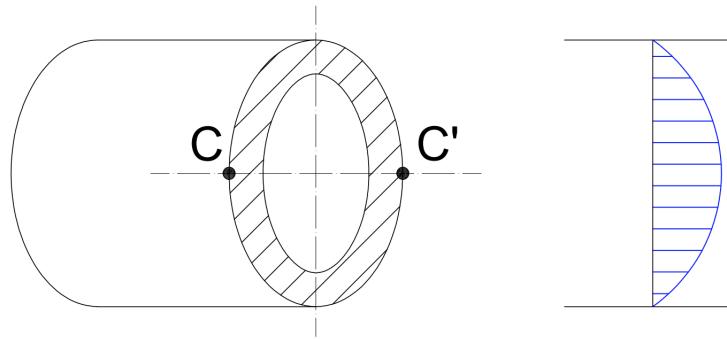


Figura 60: Andamento delle tensioni di taglio lungo le sezioni 2

4.1.2 Flessione

Seguendo l'approccio già utilizzato, si procede alla valutazione degli sforzi dovuti alla sollecitazione di flessione.

Analogamente a quanto fatto in precedenza, osservando Fig.59 si nota che la sezione maggiormente sollecitata da questo tipo di sforzo, risulterà essere quella di mezzeria in corrispondenza del momento flettente massimo.

Si può valutare l'entità dello sforzo massimo σ_f sulla sezione 1 (sezione sollecitata a massimo momento flettente), in corrispondenza dei punti A ed A', attraverso la seguente formula:

$$\sigma_f = \frac{M_{f,Max}}{W} = 113,20 \text{ MPa} \quad (72)$$

dove $W = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} = 178,09 \text{ mm}^3$.

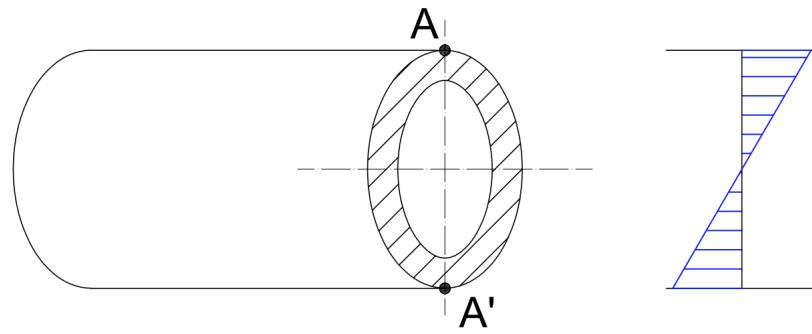


Figura 61: Andamento delle tensioni di flessione lungo la sezione 1

4.1.3 Ovalizzazione

Questo tipo di stato tensionale non deriva dalla schematizzazione a trave precedentemente discussa, ma si manifesta nel caso in cui le forze in gioco siano molto elevate e lo spinotto sia di ridotte dimensioni. La tensione di ovalizzazione si calcola con la seguente formula:

$$\sigma_o = \frac{3}{4} \frac{F_a \cdot r_m}{l \cdot s^2} = 41,68 \text{ MPa} \quad (73)$$

dove $r_m = \frac{r_e + r_i}{2} = 5,35 \text{ mm}$ è il raggio medio, $l = 45,5 \text{ mm}$ è la lunghezza dello spinotto e $s = 2,3 \text{ mm}$ il suo spessore.

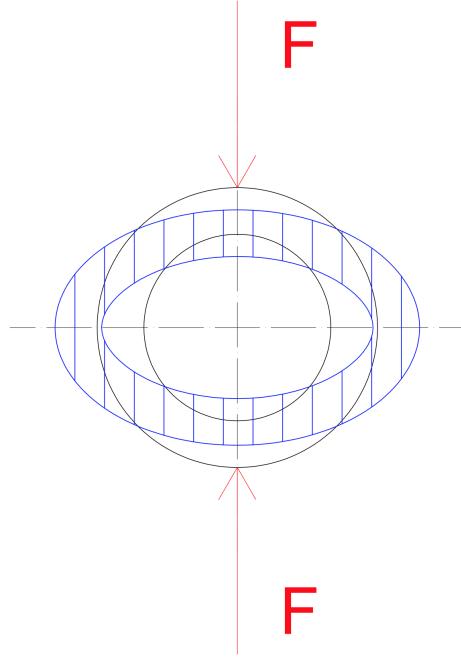


Figura 62: Rappresentazione deformata di ovalizzazione

4.1.4 Verifica Statica

Da quanto osservato fin ora, le sezioni maggiormente sollecitate risultano essere:

- sezione 1, in corrispondenza della mezzeria del componente
- sezione 2, a distanza b dall'estremità dello spinotto

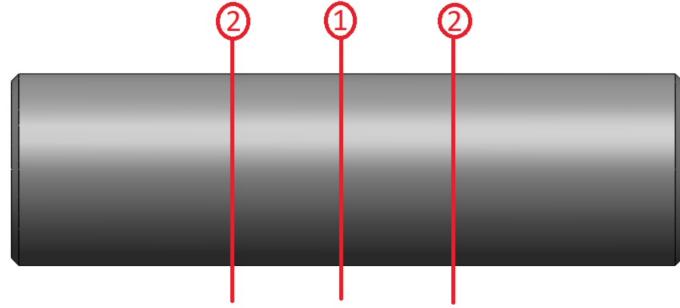


Figura 63: Posizione delle sezioni critiche per lo spinotto

Sezione 1 Nella prima sezione sono presenti sollecitazioni di flessione ed ovalizzazione, mentre il taglio risulta essere nullo (Fig.59).

Combinando i due andamenti noti delle sollecitazioni appena definite, si ottiene una configurazione rappresentata in Fig.64, dove è possibile osservare che in corrispondenza del punto A è presente lo stato di massimo sforzo.

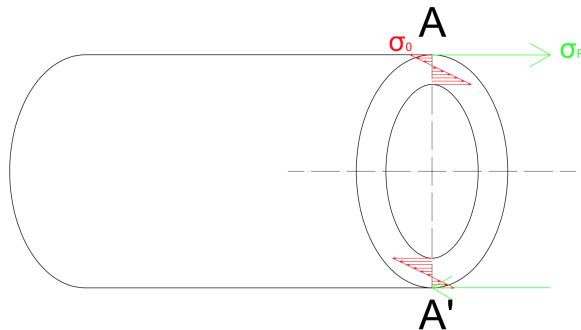


Figura 64: Combinazione degli sforzi di flessione ed ovalizzazione

La sollecitazione equivalente agente in A la si calcola attraverso il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{eqA} = \sqrt{\sigma_f^2 + \sigma_o^2 - \sigma_f \sigma_o} = 138,82 \text{ MPa}. \quad (74)$$

Effettuando la verifica statica si ottiene un coefficiente di sicurezza n pari a:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{eqA}} = 4,18 \quad (75)$$

essendo note le caratteristiche del materiale (mat.C45 con $R_S = 580 \text{ MPa}$).

Sezione 2 Nella seconda sezione sono presenti sollecitazioni di taglio, ovalizzazione e flessione. Tuttavia, avendo già studiato la sezione in cui la flessione è massima, si sceglie di privilegiare il punto in cui lo stato tensionale di taglio è massimo (punto in cui la flessione è nulla).

Combinando i due andamenti noti delle sollecitazioni appena definite si ottiene una configurazione rappresentata in Fig.65, dove è possibile osservare che in corrispondenza del punto B è presente lo stato di massimo sforzo.

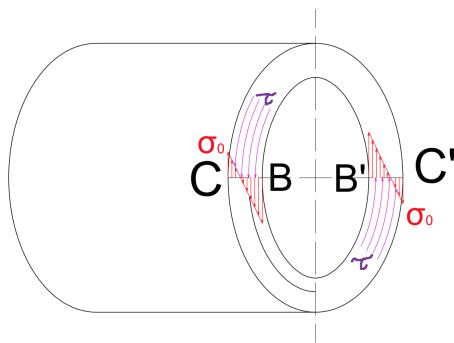


Figura 65: Combinazione degli sforzi di taglio ed ovalizzazione

Osservando l'andamento della tensione di ovalizzazione e combinandolo con l'andamento costante del taglio, si deduce che il punto con maggiore criticità è quello interno, in quanto in corrispondenza di questo le sollecitazioni σ_o e τ hanno medesimo verso.

La sollecitazione equivalente agente in B la si calcola attraverso il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{eq_B} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3\tau^2} = 59 \text{ MPa.} \quad (76)$$

Effettuando la verifica statica si ottiene un coefficiente di sicurezza n pari a:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{eq_B}} = 9,83 \quad (77)$$

Il componente risulta quindi essere ampiamente verificato a livello statico.

4.1.5 Verifica a fatica

Essendo la forza F_a caratterizzata da un andamento variabile nel tempo, risulta necessario andare ad effettuare una verifica a fatica delle sezioni più sollecitate del componente.

Per i successivi calcoli si considera l'ipotesi di piccoli spostamenti per l'angolo β , trascurando la rotazione dello spinotto attorno al suo asse longitudinale.

Sezione 1 Si può considerare, in prima approssimazione, un ciclo di carico all'annullamento ($R=0$), in cui quindi si può supporre una forza minima nulla e massima pari a F_a . Da cui ne deriva una variabilità delle tensioni da σ_{max} a σ_{min} in modo sinusoidale.

- $\sigma_{A,Max} = \sigma_{eq_A} = 138,82 \text{ MPa}$
- $\sigma_{A,Min} \simeq 0 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{A,Max}}{2} = 69,41 \text{ MPa}$

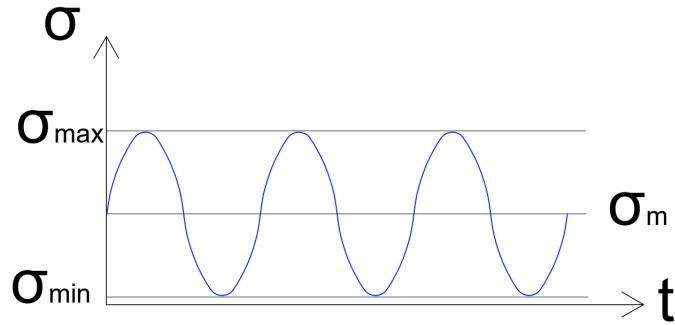


Figura 66: Ciclo di carico spinotto

È possibile ora stimare il limite di fatica con la seguente formula:

$$\sigma_{w0} = 0,5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{size} \cdot C_{load} = 303,41 \text{ MPa} \quad (78)$$

- $C_{surf} = 0,87$, da tabella in Fig.67 considerando rettifica
- $C_{size} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,93$
- $C_{load} = 1$

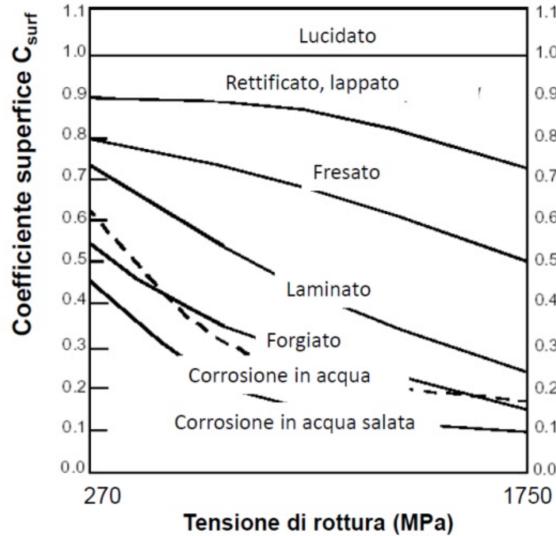


Figura 67: Andamento del coefficiente C_{surf}

Effettuando la verifica a fatica si ottiene un coefficiente di sicurezza n pari a:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{w0}} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 3,11 \quad (79)$$

Sezione 2 Esattamente come per la sezione 1, si può considerare in prima approssimazione, un ciclo di carico all'annullamento ($R=0$), in cui quindi si può supporre una forza minima nulla e massima pari a F_a . Da cui ne deriva una variabilità delle tensioni da σ_{max} a σ_{min} in modo sinusoidale (Fig.66).

- $\sigma_{B,Max} = \sigma_{eq_B} = 59 \text{ MPa}$
- $\sigma_{B,Min} \simeq 0 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{B,Max}}{2} = 29,5 \text{ MPa}$

È possibile ora stimare il limite di fatica con la seguente formula:

$$\sigma_{w0} = 0,5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{size} \cdot C_{load} = 216 \text{ MPa} \quad (80)$$

- $C_{surf} = 0,65$, da tabella in Fig.67 considerando trafilatura
- $C_{size} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,96$
- $C_{load} = 1$

Effettuando la verifica a fatica si ottiene un coefficiente di sicurezza n pari a:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_{w0}} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 5,6 \quad (81)$$

Il componente risulta quindi essere ampiamente verificato a fatica, nonostante l'approccio cautelativo adottato inizialmente.

4.1.6 Verifica a pressioni di contatto

In ultima analisi, si prende in considerazione l'effetto delle pressioni di contatto fra spinotto e biella.

Queste ultime possono essere valutate secondo la seguente formula:

$$p_c = \frac{F_a}{D \cdot l_b} = 6,4 \text{ MPa} \leq p_{amm} = 16 \text{ MPa} \quad (82)$$

dove l_b corrisponde alla larghezza del piede di biella che si impegna sullo spinotto. Il componente

Materiale perno	Materiale accoppiato	Modo di carico	Pressione contatto statico	Pressione contatto strisciante lubrificato
Acciaio Acciaio indurito	S235	Statico	98	30
	E295		104	30
	Stahlguss		83	30
	Grauguss		68	40
	CuSn-, CuZn-Leg.		40	40
	AlCuMg-Leg.		65	20
	AlSi-Leg.		45	20
	S235	All'origine	72	24
	E295		76	24
	Stahlguss		62	24
	Grauguss		52	32
	CuSn-, CuZn-Leg.		29	32
	AlCuMg-Leg.		47	16
	AlSi-Leg.		33	16
Acciaio Acciaio indurito	S235	Alterno	36	12
	E295		38	12
	Stahlguss		31	12
	Grauguss		26	16
	CuSn-, CuZn-Leg.		14	16
	AlCuMg-Leg.		23	8
	AlSi-Leg.		16	8

Figura 68: Pressioni di contatto ammissibili

risulta quindi verificato alle pressioni di contatto.

4.2 Biella

Si prosegue ora con l'analisi dei componenti del cinematismo focalizzando l'attenzione sulla biella. Le sollecitazioni agenti sull'elemento sono molteplici:

- sforzo normale
- impuntamento
- colpo di frusta

4.2.1 Sforzo normale

Durante il funzionamento del compressore la biella sarà soggetta ad uno sforzo normale derivante dalla pressione del fluido e dalle inerzie in gioco. L'andamento di tale sollecitazione è già stato rappresentato in Fig.33, dove si evince una forza massima agente sul componente assunta pari a $F_{max} = 2500 \text{ N}$.

La sezione più sollecitata da questa sforzo sarà quella che presenta area resistente minore. La valutazione per questo parametro, unito al momento di inerzia, è stata effettuata mediante software di modellazione SOLIDWORKS. I dati caratteristici di questa sezione sono:

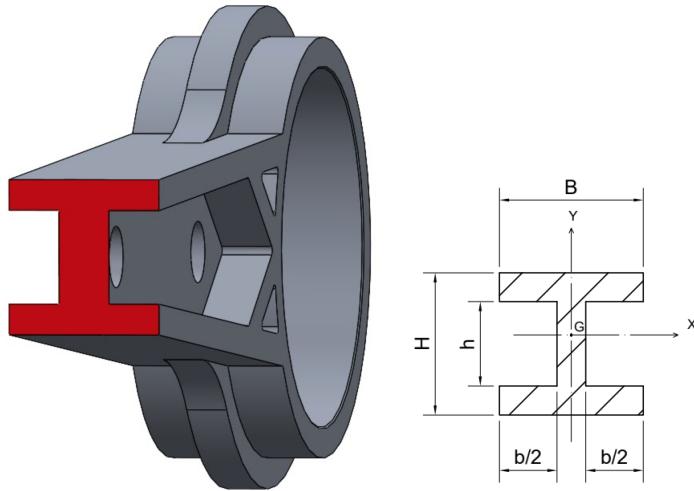


Figura 69: Sezione resistente minore biella

- Area resistente minima: $A_{min} = 134,75 \text{ mm}^2$
- Momento di inerzia: $J_{min} = 3661,9 \text{ mm}^4$
- Materiale: lega Al 2010-T6
- Carico di snervamento: $R_s = 349 \text{ MPa}$
- Carico di rottura: $R_m = 359 \text{ MPa}$

Noti questi parametri è possibile calcolare il valore del massimo stato tensionale di compressione come:

$$\sigma_{max} = \left| \frac{F_{max}}{A_{min}} \right| = 18,55 \text{ MPa} \quad (83)$$

dalla quale si ottiene un coefficiente di sicurezza:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{max}} = \frac{R_s}{\sigma_{max}} = 18,81. \quad (84)$$

Bisogna ricordare che tale valore deve essere sufficientemente elevato da comprendere la presenza di un foro immediatamente adiacente alla sezione considerata, che genera una riduzione dell'area resistente e una concentrazione delle tensioni. Il valore ricavato risulta quindi conforme alle considerazioni appena esposte.

4.2.2 Impuntamento

Successivamente si passa ad analizzare il fenomeno di instabilità all'impuntamento.

Tale fenomeno si presenta nel momento in cui il carico di punta risulta maggiore del carico critico di impuntamento.

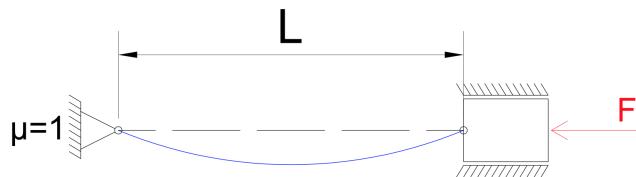


Figura 70: Schema impuntamento della biella

In primo luogo è necessario valutare la snellezza della biella identificata dal parametro:

$$\lambda = 5,27 \cdot \frac{L}{H} = 30,16 \quad (85)$$

dove $H = 14,85 \text{ mm}$ e $L = 85 \text{ mm}$.

In generale, se $\lambda < 20$ si possono trascurare fenomeni di instabilità a carico di punta e ci si può limitare a verificare la resistenza unicamente a sforzo normale.

Nel caso in esame, essendo $20 < \lambda < 100$, risulta necessario effettuare una verifica all'impuntamento mediante *metodo omega*.

Tale metodo prevede il confronto di una tensione ammissibile con una tensione fittizia dipendente dal parametro ω estraibile graficamente dalla Fig 71 ($\omega = 1,25$).

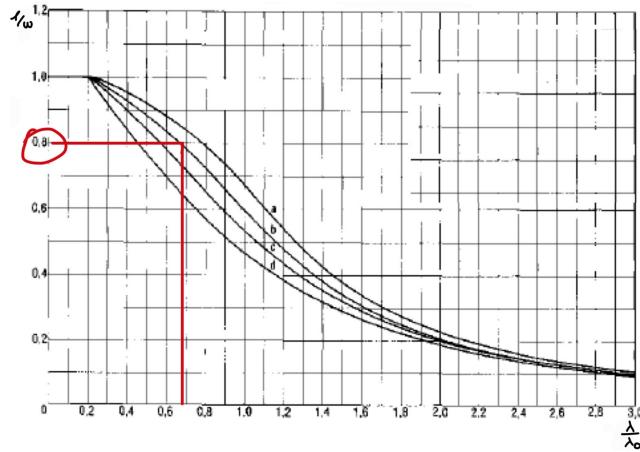


Figura 71: Grafico di ω in funzione della snellezza

La tensione fittizia risulta essere pari a:

$$\sigma_f = \omega \cdot \frac{F_{max}}{A_{min}} = 23,19 \text{ MPa} \quad (86)$$

dalla quale si ottiene un coefficiente di sicurezza:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_f} = \frac{R_s}{\sigma_f} = 15 \quad (87)$$

Il componente risulta quindi verificato all'impuntamento.

4.2.3 Colpo di frusta

Ulteriormente occorre verificare la biella a flesso-compressione nella posizione di quadratura (quando forma un angolo di 90° con la manovella).

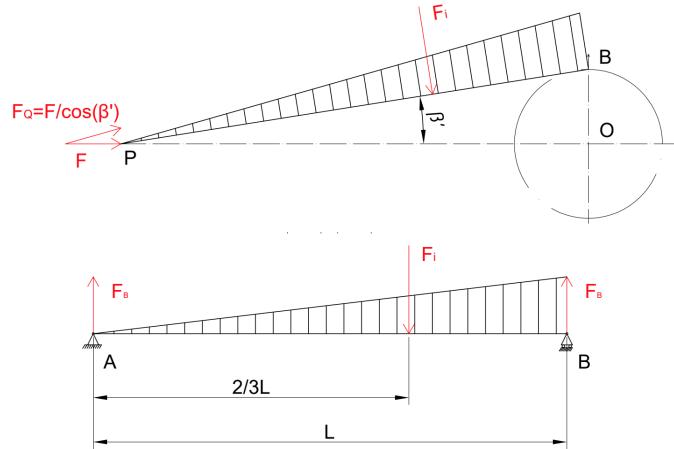


Figura 72: Schema di biella nella posizione di quadratura

Osservando la Fig.72 si nota che la biella è soggetta ad un moto composto da una traslazione ed una rotazione e i suoi punti sono sottoposti ad accelerazione con una componente diretta normalmente alla biella, che è massima nella posizione di quadratura. La componente trasversale

dell'accelerazione è massima nel punto B ($a_B = \omega^2 \cdot r$) e nulla nel punto P; un punto X distante x da quest'ultimo ha accelerazione $a_X = \omega^2 \cdot r (x/L)$.

Ne consegue che la biella risulta essere sottoposta ad un carico distribuito triangolare, il cui momento flettente massimo si ha in una sezione distante $\frac{1}{\sqrt{3}L}$ dal punto P, e vale:

$$M_{f,max} = 0,064 \cdot m_b \cdot \omega^2 \cdot r \cdot L = 156351 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (88)$$

dove $m_b = 51,61 \text{ g}$, $\omega = 161,27 \text{ rad/s}$, $r = 21 \text{ mm}$ e $L = 85 \text{ mm}$. La verifica si effettua con la seguente relazione:

$$\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_{\frac{3}{5}} \cos \beta'} + \frac{M_{f,max}}{W_{\frac{3}{5}}} \leq \sigma_{amm} \quad (89)$$

in cui:

- $A_{\frac{3}{5}} = 160 \text{ mm}^2$ è l'area della sezione della biella a 3/5 della sua lunghezza, ottenuta mediante SOLIDWORKS
- $W_{\frac{3}{5}} = \frac{J}{B/2} = 1027,83 \text{ mm}^3$ è il modulo di resistenza a flessione , $J = 7708,75 \text{ mm}^4$ corrisponde al momento di inerzia e $B = 15 \text{ mm}$ della sezione valutata mediante SOLIDWORKS
- β' l'angolo per cui si verifica la quadratura che si calcola come $\beta' = \arctan(r/L) = 13,88^\circ$

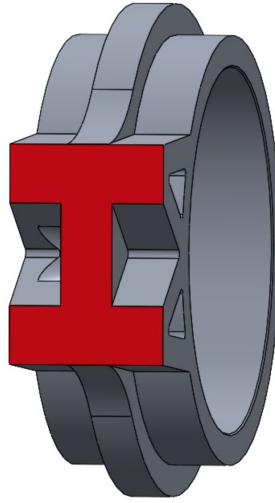


Figura 73: Sezione della biella maggiormente sottoposta a colpo di frusta

Sostituendo questi parametri all'interno dell'eq.(89) si ottiene:

$$\sigma_{max} = 168 \text{ MPa} \quad (90)$$

per cui si ottiene un fattore di sicurezza:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{max}} = \frac{R_s}{\sigma_{max}} = 2,1. \quad (91)$$

Il componente risulta quindi verificato al colpo di frusta.

4.2.4 Verifica a fatica

Essendo la forza F_{max} caratterizzata da un andamento variabile nel tempo, risulta necessario andare ad effettuare una verifica a fatica della sezione più sollecitata del componente, ovvero quella in corrispondenza del foro in prossimità del piede di biella (A_{foro}).

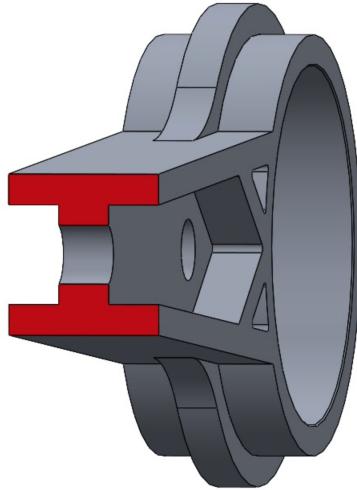


Figura 74: Sezione in corrispondenza del foro, vicina al piede di biella

I dati caratteristici di questa sezione sono:

- Area resistente minima: $A_{foro} = 104,75 \text{ mm}^2$
- Materiale: lega Al 2010-T6
- Carico di snervamento: $R_s = 349 \text{ MPa}$
- Carico di rottura: $R_m = 359 \text{ MPa}$

Si può considerare, in prima approssimazione, l'influenza della sollecitazione flessionale dovuta al colpo di frusta, considerando quindi la biella unicamente soggetta a forze normali.

La forza massima sarà dovuta alla risultante agente di massima compressione, la forza minima sarà una forza di trazione dovuta all'inerzia in prossimità del termine della fase di discesa. Da cui ne deriva una variabilità delle tensioni da σ_{max} a σ_{min} in modo pressoché sinusoidale, ne risulta il seguente andamento del ciclo di carico:

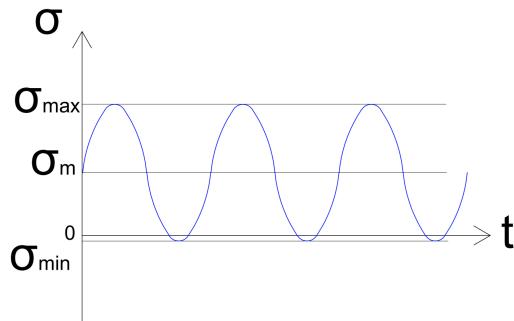


Figura 75: Ciclo di carico biella

- $\sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_{foro}} = 23,86 \text{ MPa}$
- $\sigma_{min} = \frac{F_{min}}{A_{foro}} = -0,66 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 11,6 \text{ MPa}$
- $\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m = 12,26 \text{ MPa}$

È possibile ora stimare il limite di fatica con la seguente formula:

$$\sigma_{w0} = 0,5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{size} \cdot C_{load} = 88,9 \text{ MPa} \quad (92)$$

dove:

- $C_{surf} = 0,5$, da tabella in Fig.67 considerando forgiatura/pressofusione
- $C_{size} = 1,189 \cdot d_{eq}^{-0,097} = 0,99$ dove $d_{eq} = \frac{4A_{foro}}{2p} = 6,19 \text{ mm}$
- $C_{load} = 1$

Si considera un fattore di intaglio statico dovuto alla presenza del foro pari a $K_t = 2,2$ ricavato tramite Fig.76.

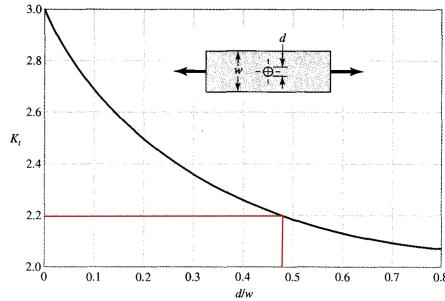


Figura 76: Grafico K_t considerato per la biella

Con tale fattore è possibile calcolare il fattore di intaglio a fatica:

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 1,95 \quad (93)$$

dove $q = 0,79$ ricavato mediante Fig.77

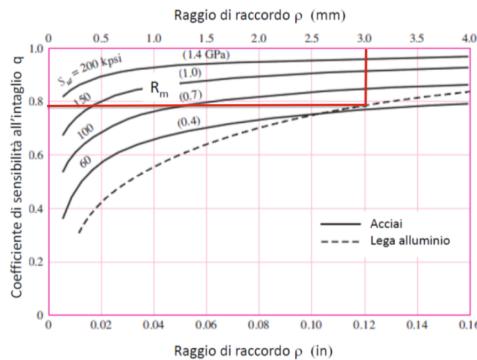


Figura 77: Grafico q in funzione del raggio

In conclusione, si ottiene un coefficiente di sicurezza a fatica calcolato mediante:

$$n = \frac{1}{\frac{K_f \sigma_a}{\sigma_{w0}} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 3,3. \quad (94)$$

Il componente risulta quindi verificato a fatica.

4.3 Albero a gomiti

In conclusione si procede con la verifica dell'albero a gomiti. Per studiare tale componente è necessario considerare l'andamento delle forze scaricate sullo stesso in funzione dell'angolo di manovella, rappresentate in Fig.37.

Poiché le manovelle sono sfasate di 180° , nell'istante in cui la forza agente su una manovella raggiunge il suo valore massimo pari a $F_{max} = 2500 N$, si ha un valore di forza minima agente sull'altra pari a $F_{min} = 70 N$.

Si possono quindi individuare due configurazioni tali per cui la forza agente è massima:

- configurazione A ($\alpha \simeq 2,45 rad$), la forza massima è scaricata in corrispondenza della manovella 2, cioè più vicina alla sede della linguetta.
- configurazione B ($\alpha \simeq 2,45 + \pi rad$), la forza massima è scaricata in corrispondenza della manovella 1, cioè la più lontana dalla sede della linguetta.

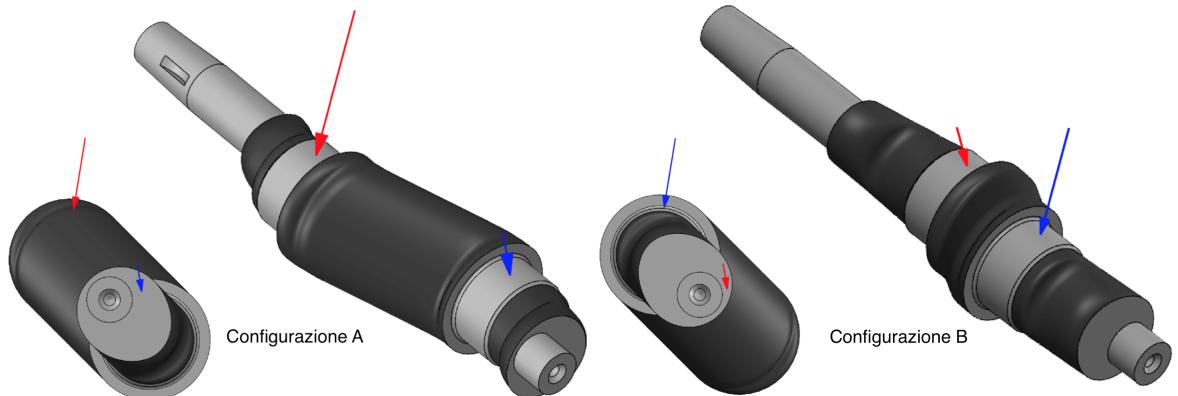


Figura 78: Configurazione A e B dell'albero a gomiti

La forza massima considerata ha sempre direzione parallela all'asse della biella, e dovrà quindi essere scomposta in due componenti come in Fig.79. Quando le manovelle sono soggette alla forza massima, le due componenti avranno valore:

- $F_{||} = F_{max} \cdot \sin \gamma = 2500 \cdot \sin(41,2) = 1646 N$
- $F_{\perp} = F_{max} \cdot \cos \gamma = 2500 \cdot \cos(41,2) = 1881 N$

dove $\gamma = \frac{\pi}{2} - (\beta + \alpha)$.

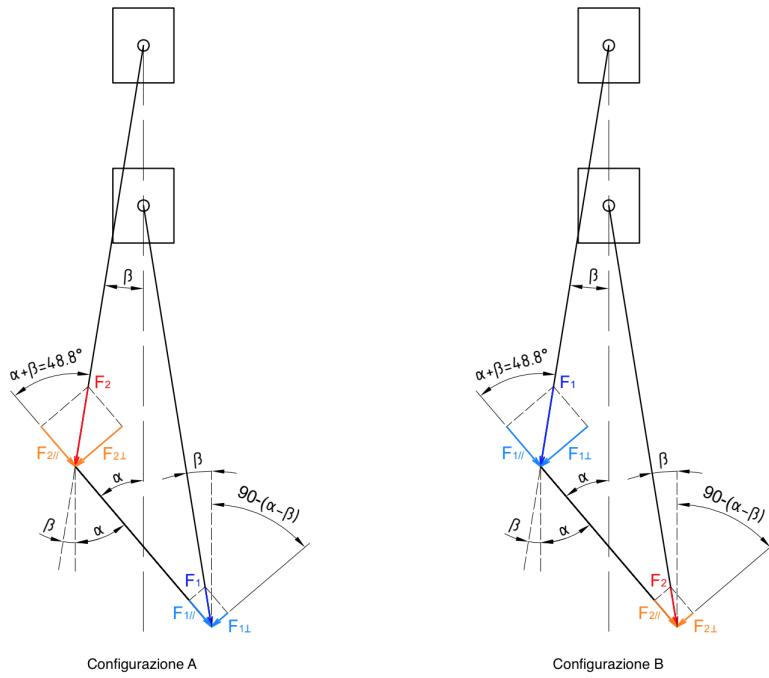


Figura 79: Scomposizione delle due componenti della forza agente sull'albero a gomito

4.3.1 Andamento delle caratteristiche di sollecitazione

È possibile studiare questo componente mediante un modello a trave di Scienza delle Costruzioni.

Configurazione A, piano parallelo In questa situazione si avrà una schematizzazione come rappresentata di Fig.80.

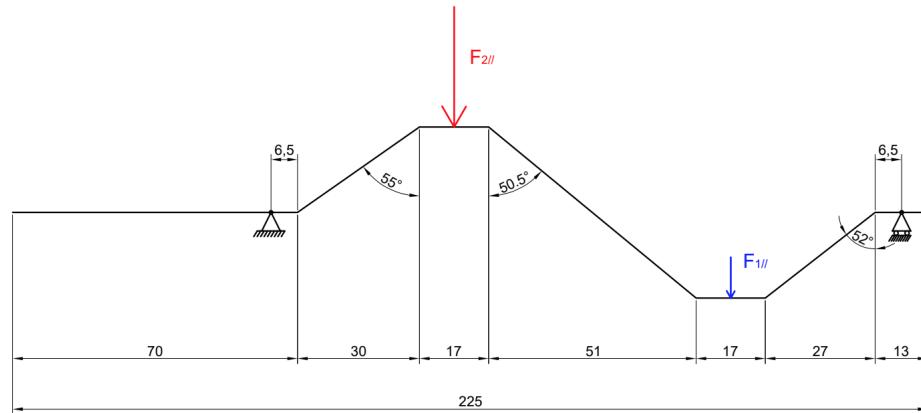


Figura 80: Configurazione A piano parallelo schematizzazione a trave albero a gomiti

Mediante software FTool è stato possibile valutare gli andamenti di taglio, momento flettente e sforzo normale.

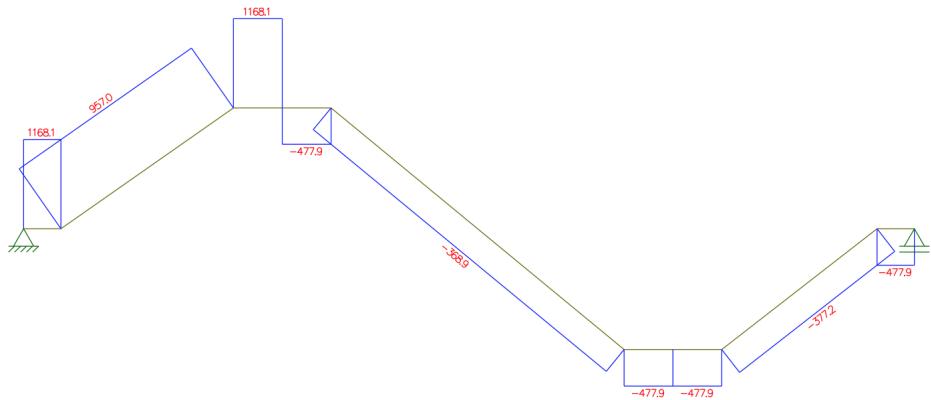


Figura 81: Andamento dello sforzo di taglio in configurazione A, piano parallelo

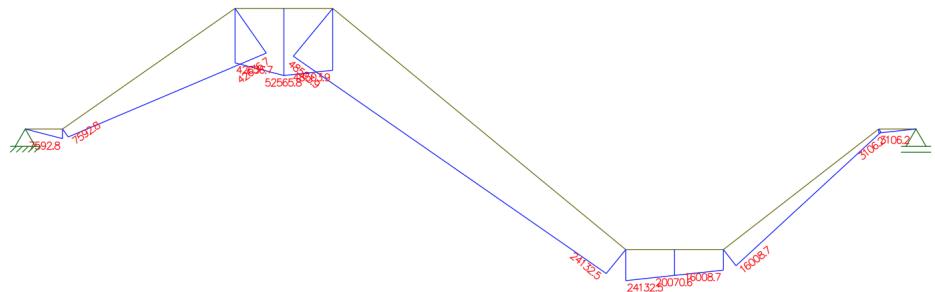


Figura 82: Andamento del momento flettente in configurazione A, piano parallelo

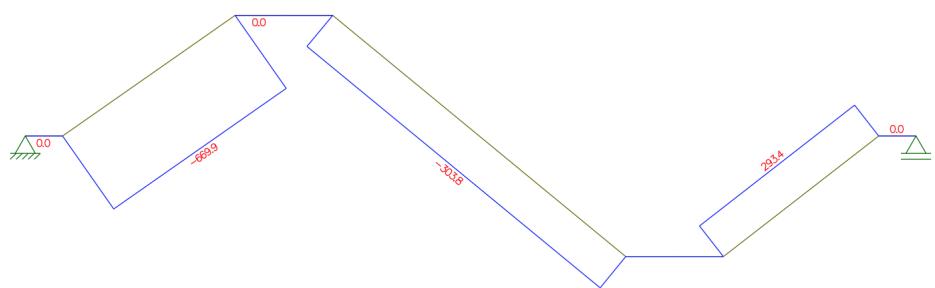


Figura 83: Andamento dello sforzo normale in configurazione A, piano parallelo

Configurazione A, piano perpendicolare In questa situazione si avrà una schematizzazione come rappresentata di Fig.84.

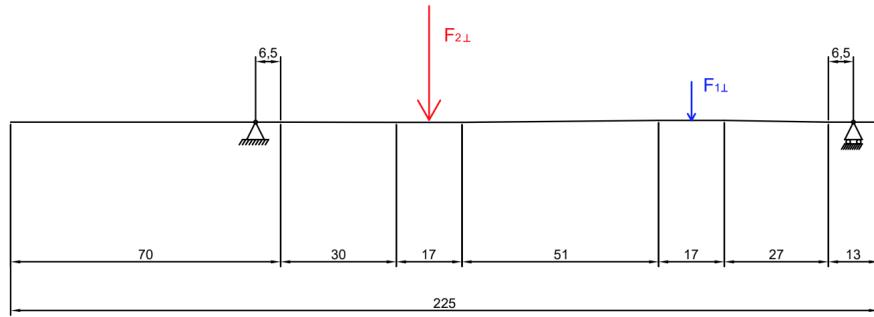


Figura 84: Configurazione A piano perpendicolare schematizzazione a trave albero a gomiti

Mediante software FTool è stato possibile valutare gli andamenti di taglio e momento flettente.



Figura 85: Andamento dello sforzo di taglio in configurazione A, piano perpendicolare



Figura 86: Andamento del momento flettente in configurazione A, piano perpendicolare

Configurazione B, piano parallelo In questa situazione si avrà una schematizzazione come rappresentata di Fig.87.

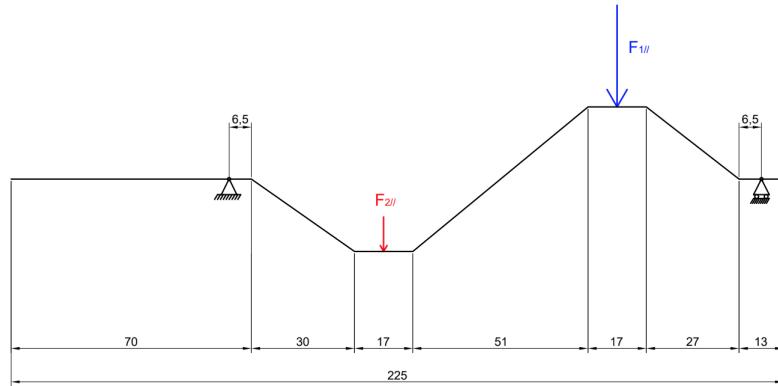


Figura 87: Configurazione B piano parallelo schematizzazione a trave albero a gomiti

Mediante software FTool è stato possibile valutare gli andamenti di taglio, momento flettente e sforzo normale.

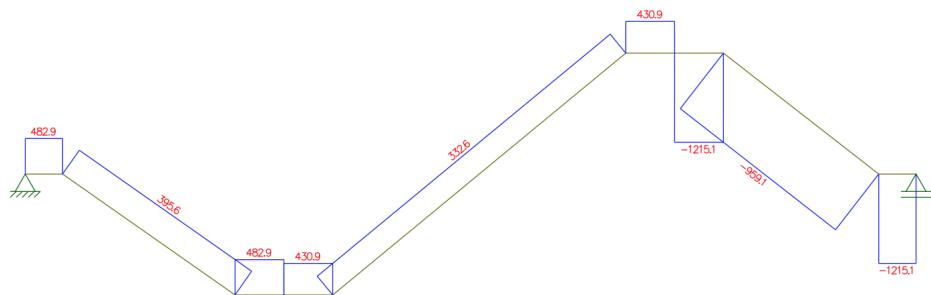


Figura 88: Andamento dello sforzo di taglio in configurazione B, piano parallelo

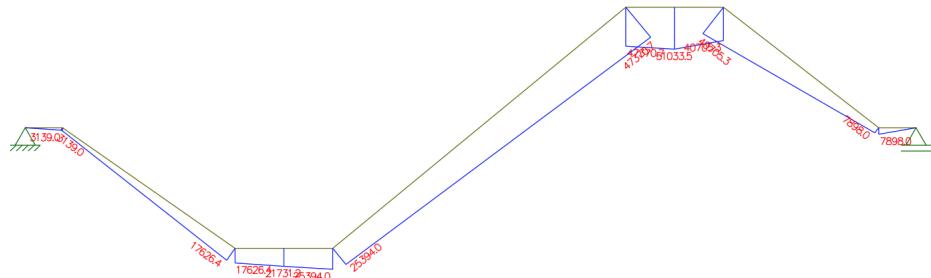


Figura 89: Andamento del momento flettente in configurazione B, piano parallelo

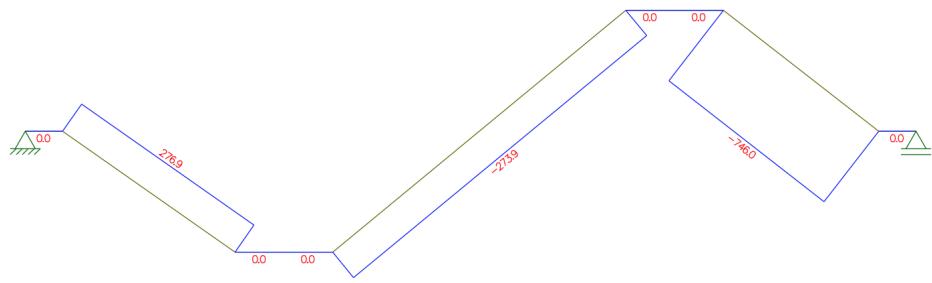


Figura 90: Andamento dello sforzo normale in configurazione B, piano parallelo

Configurazione B, piano perpendicolare In questa situazione si avrà una schematizzazione come rappresentata di Fig.91.

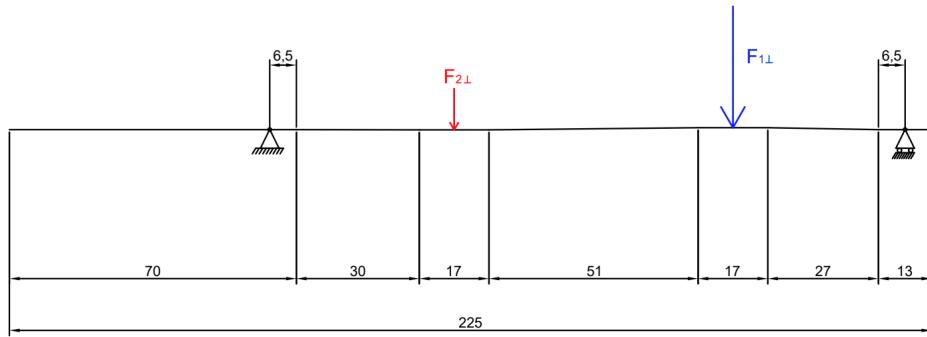


Figura 91: Configurazione B piano perpendicolare schematizzazione a trave albero a gomiti

Mediante software FTool è stato possibile valutare gli andamenti di taglio e momento flettente.



Figura 92: Andamento dello sforzo di taglio in configurazione B, piano perpendicolare



Figura 93: Andamento del momento flettente in configurazione B, piano perpendicolare

4.3.2 Verifica statica

In funzione della geometria e dell'andamento delle sollecitazioni agenti sull'albero a gomiti è possibile individuare quattro sezioni critiche.

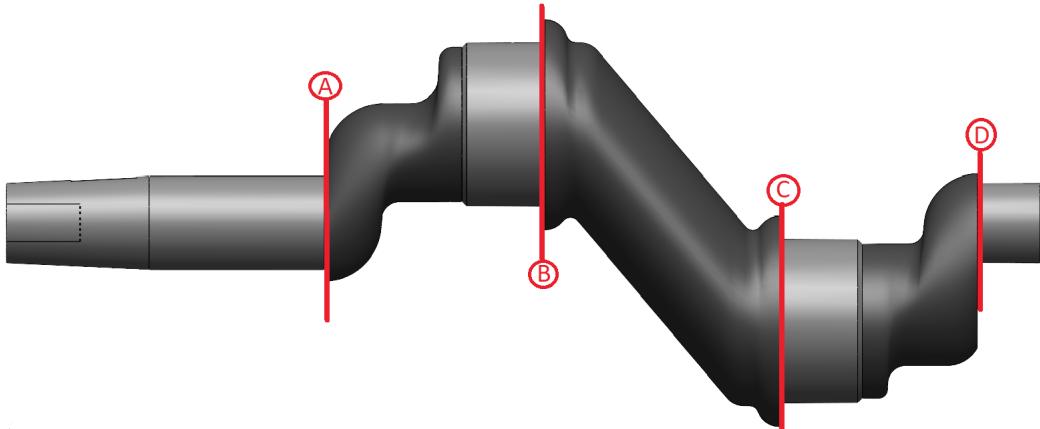


Figura 94: Sezioni critiche individuate per l'albero a gomiti

In configurazione A, la forza agente sulla manovella 1 è minima, quindi in tale configurazione le sezioni più sollecitate saranno la A e la B.

In configurazione B, la forza agente sulla manovella 2 è minima, quindi in tale configurazione le sezioni più sollecitate saranno la C e la D.

CONFIGURAZIONE A, SEZIONE A:

Sforzo normale Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.83 è possibile calcolare la tensione nominale all'interno del componente mediante la formula:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A} = 2,15 \text{ MPa} \quad (95)$$

con $N = 669 \text{ N}$ e $A = 314,2 \text{ mm}^2$.

Poiché in questa sezione è presente uno spallamento, si genererà un fenomeno di concentrazione delle tensioni valutabile attraverso l'introduzione del coefficiente $K_t = 2,8$ ottenibile dal

diagramma in Fig.95. con $r/d = 0,045$ e $D/d = 1,5$.

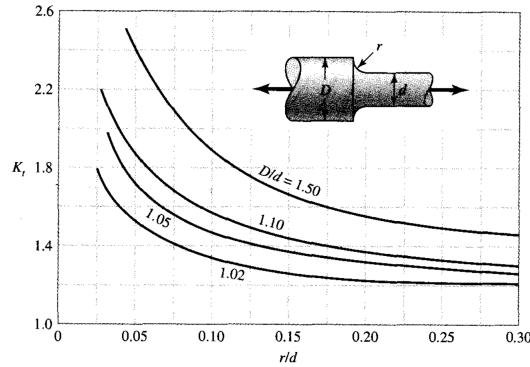


Figura 95: Grafico del K_t per spallamento con sforzo normale

Il raggio di raccordo per lo spallamento, è stato ipotizzato leggermente minore rispetto al raggio di raccordo della ralla interna del cuscinetto 6204, le cui caratteristiche sono rappresentate in Fig.96.

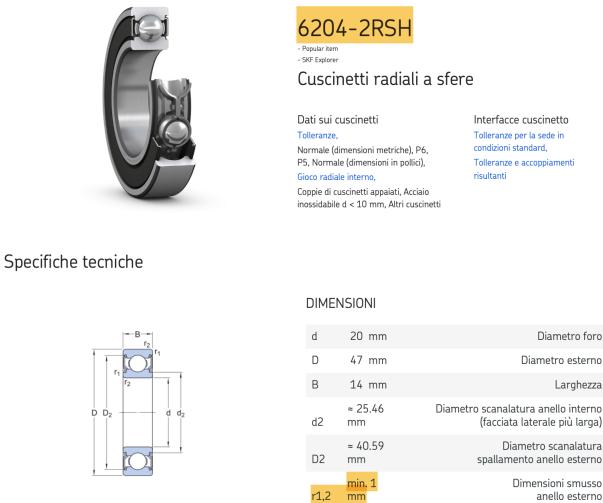


Figura 96: Cuscinetto 6204 da catalogo SKF

Si può quindi ricavare una tensione massima:

$$\sigma_{max} = \sigma_{nom} \cdot K_t = 6,02 \text{ MPa.} \quad (96)$$

Sforzo dovuto al momento flettente Per la sezione circolare A è possibile calcolare il relativo modulo di resistenza a flessione mediante la formula:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 785,4 \text{ mm}^3. \quad (97)$$

Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.82 e Fig.86, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{\parallel} = 7684,4 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 8782,5 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{\parallel}^2 + M_{\perp}^2} = 11669,7 \text{ Nmm.} \quad (98)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 14,85 \text{ MPa.} \quad (99)$$

Analogamente a quanto considerato per lo sforzo normale, ci sarà da tenere conto di un fattore di intaglio che contempla concentrazioni di tensione sulla sezione.

Da Fig.97 è possibile estrarre una valore di $K_t = 2,4$.

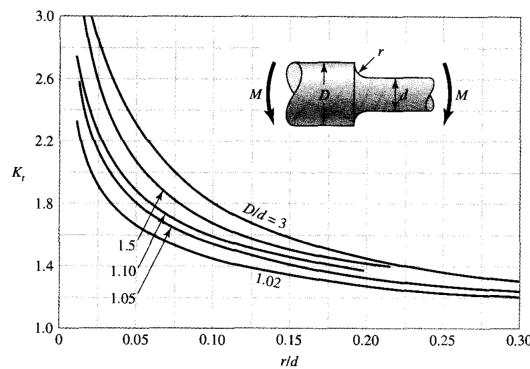


Figura 97: Grafico del K_t per spallamento con sforzo a momento flettente

da cui si ottiene una tensione massima di flessione:

$$\sigma_{max} = \sigma_{nom} \cdot K_t = 35,65 \text{ MPa.} \quad (100)$$

La tensione **normale** massima raggiunta nella sezione A è data dalla somma dei due contributi normale e fessionale:

$$\sigma_{tot} = \sigma_{Max,N} + \sigma_{Max,Mf} = 41,7 \text{ MPa.} \quad (101)$$

Sforzo di taglio Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.81 e Fig.85, è possibile ricavare i valori dei due sforzi di taglio agenti sui due piani ortogonali. Sommando i due contributi $V_{\parallel} = 1182,2 \text{ N}$ e $V_{\perp} = 1351,2 \text{ N}$ si ottiene un valore dello sforzo di taglio totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$V = \sqrt{V_{\parallel}^2 + V_{\perp}^2} = 1795,4 \text{ N.} \quad (102)$$

La tensione dovuta a questo tipo di sforzo è calcolabile mediante:

$$\tau = \frac{V}{A} = 5,71 \text{ MPa.} \quad (103)$$

Sforzo torcente Per la sezione circolare A è possibile calcolare il relativo modulo di resistenza polare a torsione mediante la formula:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 1570,8 \text{ mm}^3. \quad (104)$$

Dalla Fig.43 il momento torcente massimo agente sull'albero a gomiti è pari a $M_t = 36516,7 \text{ Nmm}$. Nonostante la presenza di un volano che regolarizza tale andamento, si è scelto comunque di considerare il picco del grafico per adottare un approccio più cautelativo.

La tensione derivante da questa sollecitazione è ottenibile attraverso:

$$\tau = \frac{Mt}{W_p} = 23,24 \text{ MPa} \quad (105)$$

La tensione **tangenziale** massima raggiunta nella sezione A è data dalla somma dei due contributi di taglio e torsione:

$$\tau_{tot} = \tau_V + \tau_{M_t} = 28,95 \text{ MPa}. \quad (106)$$

Si procede ora alla verifica statica seguendo il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 3\tau_{tot}^2} = 61,5 \text{ MPa} \quad (107)$$

considerando una $\sigma_{amm} = 500 \text{ MPa}$, si ottiene un coefficiente di sicurezza pari a:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{eq}} = 8,1 \quad (108)$$

la sezione risulta quindi verificata staticamente.

CONFIGURAZIONE A, SEZIONE B:

Sforzo normale Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.83 si deduce che su questa sezione non agisce alcun sforzo normale.

Sforzo dovuto a momento flettente Per la sezione circolare B è possibile calcolare il relativo modulo di resistenza a flessione mediante la formula:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 4209,2 \text{ mm}^3. \quad (109)$$

Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.82 e Fig.86, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{||} = 53199,9 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 60802,3 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{||}^2 + M_{\perp}^2} = 80790,7 \text{ Nmm}. \quad (110)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 19,2 \text{ MPa} \quad (111)$$

sarà necessario tenere conto di un fattore di intaglio che contempli concentrazioni di tensione sulla sezione.

Da Fig.97 è possibile estrapolare una valore di $K_t = 2,3$, con $r/d = 0,03$ e $D/d = 1,2$.

Da cui si ottiene una tensione massima di flessione:

$$\sigma_{Max} = \sigma_{nom} \cdot K_t = 44,16 \text{ MPa.} \quad (112)$$

Sforzo di taglio Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.81 e Fig.85, è possibile ricavare i valori dei due sforzi di taglio agenti sui due piani ortogonali. Sommando i due contributi $V_{\parallel} = 1182,2 \text{ N}$ e $V_{\perp} = 1351,2 \text{ N}$ si ottiene un valore dello sforzo di taglio totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$V = \sqrt{V_{\parallel}^2 + V_{\perp}^2} = 1795,4 \text{ N.} \quad (113)$$

La tensione dovuta a questo tipo di sforzo è calcolabile mediante:

$$\tau = \frac{V}{A} = 1,9 \text{ MPa.} \quad (114)$$

Si procede ora alla verifica statica seguendo il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{Max}^2 + 3\tau^2} = 44,28 \text{ MPa} \quad (115)$$

considerando una $\sigma_{amm} = 500 \text{ MPa}$ si ottiene un coefficiente di sicurezza pari a:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{eq}} = 11,3 \quad (116)$$

la sezione risulta verificata staticamente.

CONFIGURAZIONE B, SEZIONE D:

Sforzo normale Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.90 è possibile calcolare la tensione nominale all'interno del componente mediante la formula:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A} = 3,3 \text{ MPa} \quad (117)$$

con $N = 746 \text{ N}$ e $A = 226,9 \text{ mm}^2$.

Poiché in questa sezione è presente uno spallamento, si genererà un fenomeno di concentrazione delle tensioni valutabile attraverso l'introduzione del coefficiente $K_t = 2,8$ ottenibile dal diagramma in Fig.95 ($r/d = 0,06$ e $D/d = 1,7$).

A differenza di quanto considerato per la sezione A, in prossimità dello spallamento è presente un distanziale, che consente di evitare lo strisciamento tra la ralla esterna del cuscinetto e lo spallamento stesso. In questo modo inoltre, si ha la possibilità di svincolarsi dalla necessità di adottare un raggio di raccordo inferiore rispetto a quello che presenterebbe la ralla interna del cuscinetto 6203.

Si può quindi ricavare una tensione massima:

$$\sigma_{max} = \sigma_{nom} \cdot K_t = 9,24 \text{ MPa.} \quad (118)$$

Sforzo dovuto al momento flettente Per la sezione circolare D è possibile calcolare il relativo modulo di resistenza a flessione mediante la formula:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 482,3 \text{ mm}^3. \quad (119)$$

Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.89 e Fig.93, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{\parallel} = 7898 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 9026,7 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{\parallel}^2 + M_{\perp}^2} = 11994 \text{ Nmm.} \quad (120)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 24,914,85 \text{ MPa.} \quad (121)$$

Analogamente a quanto considerato per lo sforzo normale, ci sarà da tenere conto di un fattore di intaglio che contempla concentrazioni di tensione sulla sezione.

Da Fig.97 è possibile estrapolare una valore di $K_t = 2$, da cui si ottiene una tensione massima di flessione:

$$\sigma_{max} = \sigma_{nom} \cdot K_t = 49,8 \text{ MPa.} \quad (122)$$

La tensione **normale** massima raggiunta nella sezione D è data dalla somma dei due contributi normale e fessionale:

$$\sigma_{tot} = \sigma_{Max,N} + \sigma_{Max,Mf} = 59 \text{ MPa.} \quad (123)$$

Sforzo di taglio Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.88 e Fig.92, è possibile ricavare i valori dei due sforzi di taglio agenti sui due piani ortogonali. Sommando i due contributi $V_{\parallel} = 1215,1 \text{ N}$ e $V_{\perp} = 1388,7 \text{ N}$ si ottiene un valore dello sforzo di taglio totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$V = \sqrt{V_{\parallel}^2 + V_{\perp}^2} = 1845,3 \text{ N.} \quad (124)$$

La tensione dovuta a questo tipo di sforzo è calcolabile mediante:

$$\tau = \frac{V}{A} = 8,1 \text{ MPa.} \quad (125)$$

Sforzo torcente Per la sezione circolare D è possibile calcolare il relativo modulo di resistenza polare a torsione mediante la formula:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 964,7 \text{ mm}^3. \quad (126)$$

Dalla Fig.43 il momento torcente massimo agente sull'albero a gomiti è pari a $M_t = 36516,7 \text{ Nmm}$ (approccio più cautelativo).

La tensione derivante da questa sollecitazione è ottenibile attraverso:

$$\tau = \frac{Mt}{W_p} = 37,9 \text{ MPa.} \quad (127)$$

La tensione **tangenziale** massima raggiunta nella sezione D è data dalla somma dei due contributi di taglio e torsione:

$$\tau_{tot} = \tau_V + \tau_{M_t} = 46 \text{ MPa.} \quad (128)$$

Si procede ora alla verifica statica seguendo il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 3\tau_{tot}^2} = 99 \text{ MPa} \quad (129)$$

considerando una $\sigma_{amm} = 500 \text{ MPa}$, si ottiene un coefficiente di sicurezza pari a:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{eq}} = 5 \quad (130)$$

la sezione risulta quindi verificata staticamente.

CONFIGURAZIONE B, SEZIONE C:

Sforzo normale Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.90 si deduce che su questa sezione non agisce alcun sforzo normale.

Sforzo dovuto a momento flettente Per la sezione circolare C è possibile calcolare il relativo modulo di resistenza a flessione mediante la formula:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = 4209,2 \text{ mm}^3. \quad (131)$$

Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.89 e Fig.93, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{||} = 51033,5 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 58326,6 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{||}^2 + M_{\perp}^2} = 77501 \text{ Nmm.} \quad (132)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 18,4 \text{ MPa} \quad (133)$$

sarà necessario tenere conto di un fattore di intaglio che contempli concentrazioni di tensione sulla sezione.

Da Fig.97 è possibile estrapolare una valore di $K_t = 2,3$, con $r/d = 0,03$ e $D/d = 1,2$.

Da cui si ottiene una tensione massima di flessione:

$$\sigma_{Max} = \sigma_{nom} \cdot K_t = 42,3 \text{ MPa.} \quad (134)$$

Sforzo di taglio Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.88 e Fig.92, è possibile ricavare i valori dei due sforzi di taglio agenti sui due piani ortogonali. Sommando i due contributi $V_{\parallel} = 1215,1 \text{ N}$ e $V_{\perp} = 1388,7 \text{ N}$ si ottiene un valore dello sforzo di taglio totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$V = \sqrt{V_{\parallel}^2 + V_{\perp}^2} = 1845,3 \text{ N}. \quad (135)$$

La tensione dovuta a questo tipo di sforzo è calcolabile mediante:

$$\tau = \frac{V}{A} = 1,9 \text{ MPa}. \quad (136)$$

Si procede ora alla verifica statica seguendo il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{Max}^2 + 3\tau^2} = 42,5 \text{ MPa} \quad (137)$$

considerando una $\sigma_{amm} = 500 \text{ MPa}$ si ottiene un coefficiente di sicurezza pari a:

$$n = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_{eq}} = 11,8 \quad (138)$$

la sezione risulta verificata staticamente.

4.3.3 Verifica a fatica

Mentre nella verifica statica venivano considerate soltanto le configurazioni tali per cui ciascuna sezione subiva lo sforzo massimo, nella fatica, essendo l'albero un componente rotante, risulta necessario considerare le medesime sezioni nominate in precedenza, in entrambe le configurazioni. Tale approccio permette di evidenziare i cicli carico delle sezioni durante il funzionamento del componente.

SEZIONE A:

Sforzo normale, configurazione A Le tensioni nominali agenti in questa configurazione sono già state calcolate durante la verifica statica.

$$\sigma_{nom} = 2,15 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto a momento flettente, configurazione A Le tensioni nominali agenti in questa configurazione sono già state calcolate durante la verifica statica.

$$\sigma_{nom} = 14,85 \text{ MPa}.$$

Quindi in questa configurazione la tensione nominale totale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,A} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 17 \text{ MPa} \quad (139)$$

Sforzo normale, configurazione B Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.90 si deduce che su questa sezione agisce uno sforzo normale:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A_{min}} = \frac{276,9 \text{ N}}{314,2 \text{ mm}^2} = 0,9 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto al momento flettente, configurazione B Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.89 e Fig.93, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{\parallel} = 3139 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 3589 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{\parallel}^2 + M_{\perp}^2} = 4768 \text{ Nmm.} \quad (140)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 6,1 \text{ MPa} \quad (141)$$

con modulo di resistenza a flessione calcola in eq.(97).

Quindi in questa configurazione la tensione nominale totale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,B} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 7 \text{ MPa} \quad (142)$$

Si ottiene da questi calcoli una variabilità delle tensioni da σ_{max} a σ_{min} in modo pressoché sinusoidale.

Ne risulta il seguente andamento del ciclo di carico:

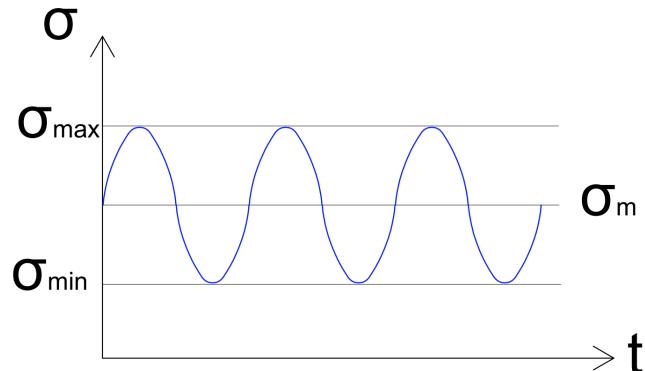


Figura 98: Ciclo di carico normale sezione A

- $\sigma_{max} = \sigma_{nom,A} = 17 \text{ MPa}$
- $\sigma_{min} = \sigma_{nom,B} = 7 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 12 \text{ MPa}$
- $\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m = 5 \text{ MPa}$

Sforzo torcente, configurazione A e B La tensione tangenziale dovuta al momento torcente è uguale in entrambe le configurazioni, ed è già stata calcolata in eq.(105).

Sforzo di taglio, configurazione A e B In entrambe le configurazioni, la tensione tangenziale dovuta al taglio risulta ampiamente trascurabile rispetto alla tensione dovuta al momento torcente.

Ne risulta quindi il seguente andamento del ciclo di carico:

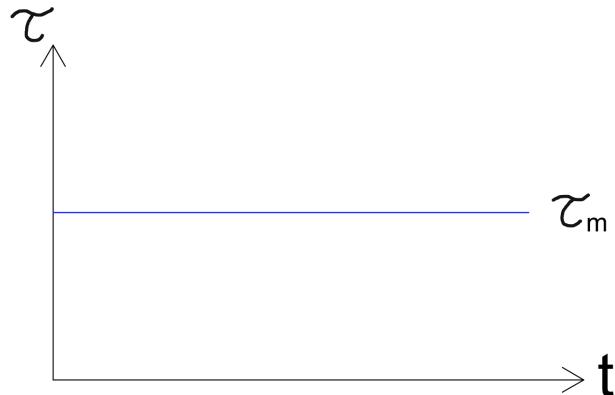


Figura 99: Ciclo di carico tangenziale sezione A

- $\tau_m = \tau = 23,24 \text{ MPa}$

È possibile ora stimare il limite di fatica con la seguente formula:

$$\sigma_{w0} = 0,5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{size} \cdot C_{load} = 178 \text{ MPa} \quad (143)$$

- $C_{surf} = 0,8$, da tabella in Fig.67 considerando rettifica
- $C_{size} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,89$
- $C_{load} = 1$

Considerando il fattore di intaglio statico già calcolato, è possibile ottenere il fattore di intaglio a fatica

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 1,94 \quad (144)$$

dove $q = 0,67$ ricavato mediante Fig.77.

In conclusione, si ottiene un coefficiente di sicurezza a fatica calcolato mediante:

$$n = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{K_f \sigma_a}{\sigma_{w0}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_s}\right)^2}} = 7,3 \quad (145)$$

La sezione risulta quindi verificata a fatica.

SEZIONE B:

Sforzo normale, configurazione A Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.83 si deduce che su questa sezione agisce uno sforzo normale:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A_{min}} = \frac{303,8 \text{ N}}{962,1 \text{ mm}^2} = 0,32 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto a momento flettente, configurazione A Le tensioni nominali agenti in questa configurazione sono già state calcolate durante la verifica statica.

$$\sigma_{nom} = 19,2 \text{ MPa}.$$

Quindi in questa configurazione la tensione nominale totale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,A} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 19,52 \text{ MPa} \quad (146)$$

Sforzo normale, configurazione B Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.90 si deduce che agisce uno sforzo normale:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A_{min}} = \frac{273,9 \text{ N}}{962,1 \text{ mm}^2} = 0,3 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto al momento flettente, configurazione B Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.89 e Fig.93, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{\parallel} = 25394 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 29036,5 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{\parallel}^2 + M_{\perp}^2} = 38574,3 \text{ Nmm}. \quad (147)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 9,2 \text{ MPa} \quad (148)$$

con modulo di resistenza a flessione calcola in eq.(109).

Quindi in questa configurazione la tensione nominale totale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,B} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 9,5 \text{ MPa}. \quad (149)$$

Si ottiene da questi calcoli una variabilità delle tensioni da σ_{max} a σ_{min} in modo pressoché sinusoidale.

Ne risulta un andamento del ciclo di carico analogo a quello in Fig.98.

- $\sigma_{max} = \sigma_{nom,A} = 19,52 \text{ MPa}$
- $\sigma_{min} = \sigma_{nom,B} = 9,5 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 14,51 \text{ MPa}$
- $\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m = 5 \text{ MPa}$

Sforzo torcente, configurazione A e B La tensione tangenziale dovuta al momento torcente è uguale in entrambe le configurazioni e di valore nullo, poiché tale sezione è in corrispondenza della manovella, sulla quale non agisce momento torcente.

Sforzo di taglio, configurazione A e B In entrambe le configurazioni, la tensione tangenziale dovuta al taglio risulta ampiamente trascurabile.

Ne risulta quindi un ciclo di carico unicamente a compressione alterna, analogo a quello riportato in Fig.98.

È possibile ora stimare il limite di fatica con la seguente formula:

$$\sigma_{w0} = 0,5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{size} \cdot C_{load} = 126 \text{ MPa} \quad (150)$$

- $C_{surf} = 0,6$ da tabella in Fig.67 considerando rettifica
- $C_{size} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,84$
- $C_{load} = 1$

Considerando il fattore di intaglio statico già calcolato, è possibile ottenere il fattore di intaglio a fatica

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 1,87 \quad (151)$$

dove $q = 0,67$ ricavato mediante Fig.77.

In conclusione, si ottiene un coefficiente di sicurezza a fatica calcolato mediante:

$$n = \frac{1}{\frac{K_f \sigma_a}{\sigma_{w0}} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 9,67 \quad (152)$$

La sezione risulta quindi verificata a fatica.

SEZIONE C:

Sforzo normale, configurazione A Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.83 si deduce che su questa sezione agisce sforzo normale:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A_{min}} = \frac{303,8 \text{ N}}{962,1 \text{ mm}^2} = 0,32 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto a momento flettente, configurazione A Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.82 e Fig.86, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{||} = 25604,9 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 29276,9 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{||}^2 + M_{\perp}^2} = 38890 \text{ Nmm}. \quad (153)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 9,23 \text{ MPa} \quad (154)$$

con modulo di resistenza a flessione calcola in eq.(131).

Quindi in questa configurazione la tensione nominale totale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,A} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 9,55 \text{ MPa} \quad (155)$$

Sforzo normale, configurazione B Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.90 si deduce che su questa sezione agisce uno sforzo normale:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A_{min}} = \frac{273,9 \text{ N}}{962,1 \text{ mm}^2} = 0,3 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto al momento flettente, configurazione B Le tensioni nominali agenti in questa configurazione sono già state calcolate durante la verifica statica.

$$\sigma_{nom} = 18,4 \text{ MPa}$$

Quindi in questa configurazione la tensione nominale totale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,B} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 18,7 \text{ MPa} \quad (156)$$

Si ottiene da questi calcoli una variabilità delle tensioni da σ_{max} a σ_{min} in modo pressoché sinusoidale.

Ne risulta un andamento del ciclo di carico analogo a quello in Fig.98.

- $\sigma_{max} = \sigma_{nom,B} = 18,7 \text{ MPa}$
- $\sigma_{min} = \sigma_{nom,A} = 9,55 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 14,17 \text{ MPa}$
- $\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m = 4,53 \text{ MPa}$

Sforzo torcente, configurazione A e B La tensione tangenziale dovuta al momento torcente è uguale in entrambe le configurazioni e di valore nullo, poiché tale sezione è in corrispondenza della manovella, sulla quale non agisce momento torcente.

Sforzo di taglio, configurazione A e B In entrambe le configurazioni, la tensione tangenziale dovuta al taglio risulta ampiamente trascurabile.

Ne risulta quindi un ciclo di carico unicamente a compressione alterna, analogo a quello riportato in Fig.98.

È possibile ora stimare il limite di fatica con la seguente formula:

$$\sigma_{w0} = 0,5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{size} \cdot C_{load} = 126 \text{ MPa} \quad (157)$$

- $C_{surf} = 0,6$ da tabella in Fig.67 considerando rettifica
- $C_{size} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,84$
- $C_{load} = 1$

Considerando il fattore di intaglio statico già calcolato, è possibile ottenere il fattore di intaglio a fatica

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 1,87 \quad (158)$$

dove $q = 0,67$ ricavato mediante Fig.77.

In conclusione, si ottiene un coefficiente di sicurezza a fatica calcolato mediante:

$$n = \frac{1}{\frac{K_f \sigma_a}{\sigma_{w0}} + \frac{\sigma_m}{R_m}} = 10,4. \quad (159)$$

La sezione risulta quindi verificato a fatica.

SEZIONE D:

Sforzo normale, configurazione A Dall'osservazione del diagramma delle caratteristiche di sollecitazione in Fig.83 si deduce che su questa sezione agisce uno sforzo normale:

$$\sigma_{nom} = \frac{N}{A_{min}} = \frac{293,4 \text{ N}}{227 \text{ mm}^2} = 1,29 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto a momento flettente, configurazione A Attraverso i diagrammi delle caratteristiche di sollecitazione già osservate in Fig.82 e Fig.86, è possibile ricavare i valori dei due momenti flettenti agenti sui due piani ortogonali.

Sommando i due contributi $M_{\parallel} = 3852,6 \text{ Nmm}$ e $M_{\perp} = 3834 \text{ Nmm}$ si ottiene un valore del momento flettente totale agente sulla sezione interessata pari a:

$$M = \sqrt{M_{\parallel}^2 + M_{\perp}^2} = 5435 \text{ Nmm}. \quad (160)$$

La tensione derivante da questo tipo di sforzo è ottenibile attraverso:

$$\sigma_{nom} = \frac{M}{W} = 11,27 \text{ MPa} \quad (161)$$

con modulo di resistenza a flessione calcola in eq.(119).

Quindi nella configurazione A la tensione nominale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,A} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 12,56 \text{ MPa}. \quad (162)$$

Sforzo normale, configurazione B Le tensioni nominali agenti in questa configurazione sono già state calcolate durante la verifica statica.

$$\sigma_{nom} = 3,3 \text{ MPa}.$$

Sforzo dovuto al momento flettente, configurazione B Le tensioni nominali agenti in questa configurazione sono già state calcolate durante la verifica statica.

$$\sigma_{nom} = 24,9 \text{ MPa}.$$

Quindi in questa configurazione la tensione nominale totale agente sarà pari a:

$$\sigma_{nom,B} = \sigma_{nom,N} + \sigma_{nom,Mf} = 28,2 \text{ MPa} \quad (163)$$

Si ottiene da questi calcoli una variabilità delle tensioni da σ_{max} a σ_{min} in modo pressoché sinusoidale.

Ne risulta un andamento del ciclo di carico analogo a quello in Fig.98.

- $\sigma_{max} = \sigma_{nom,B} = 28,2 \text{ MPa}$
- $\sigma_{min} = \sigma_{nom,A} = 12,56 \text{ MPa}$
- $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 20,38 \text{ MPa}$
- $\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_m = 7,82 \text{ MPa}$

Sforzo torcente, configurazione A e B La tensione tangenziale dovuta al momento torcente è uguale in entrambe le configurazioni, ed è già stata calcolata in eq.(105).

Sforzo di taglio, configurazione A e B In entrambe le configurazioni, la tensione tangenziale dovuta al taglio risulta ampiamente trascurabile rispetto alla tensione dovuta al momento torcente.

Ne risulta quindi un andamento del ciclo di carico tangenziale come riportato in Fig.99

- $\tau_m = \tau = 37,9 \text{ MPa}$

È possibile ora stimare il limite di fatica con la seguente formula:

$$\sigma_{w0} = 0,5 \cdot R_m \cdot C_{surf} \cdot C_{size} \cdot C_{load} = 180 \text{ MPa} \quad (164)$$

- $C_{surf} = 0,8$, da tabella in Fig.67 considerando rettifica
- $C_{size} = 1,189 \cdot d^{-0,097} = 0,9$
- $C_{load} = 1$

Considerando il fattore di intaglio statico già calcolato, è possibile ottenere il fattore di intaglio a fatica

$$K_f = q(K_t - 1) + 1 = 2,21 \quad (165)$$

dove $q = 0,67$ ricavato mediante Fig.77.

In conclusione, si ottiene un coefficiente di sicurezza a fatica calcolato mediante:

$$n = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{K_f \sigma_a}{\sigma_{w0}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{\tau_s}\right)^2}} = 4,1 \quad (166)$$

La sezione risulta quindi verificata a fatica.

4.3.4 Verifica a pressioni di contatto

In ultima analisi, si prende in considerazione l'effetto delle pressioni di contatto fra albero e biella.

Queste ultime possono essere valutate secondo la seguente formula:

$$p_c = \frac{F}{d \cdot l} = 4,76 \text{ MPa} \leq p_{amm} = 16 \text{ MPa} \quad (167)$$

dove l corrisponde alla profondità della testa di biella che si impegna sull'albero, d corrisponde al diametro della testa di biella e F è sempre la forza massima agente.

Il componente risulta quindi ampiamente verificato alle pressioni di contatto, considerando una pressione ammissibile di Fig.68 avendo posto le proprietà della ghisa simili a quelle di un acciaio indurito.

5 Serbatoio aria compressa

In conclusione della relazione, si procede ora all'analisi relativa al serbatoio.

Si definisce recipiente *un alloggiamento progettato e costruito per contenere fluidi pressurizzati comprendente gli elementi annessi diretti sino al punto di accoppiamento con altre attrezzature*.

5.1 Geometria del serbatoio da 100 lt

La geometria del serbatoio è costituita da un tratto cilindrico centrale e due fondi semiellittici, il cui volume complessivo di progetto deve essere pari a 100 lt.

Partendo da tale dato, è possibile calcolare approssimativamente i dati geometrici caratteristici attraverso la formula nota:

$$V = V_{cil} + 2 \cdot V_{semisfera} = \frac{\pi D^2}{4} L + 2 \left(\frac{\pi D^3}{12} \right) = 100 \text{ lt.} \quad (168)$$

Si suppone un valore del rapporto $\frac{L}{D}$ compreso tra 1,5 e 4, in modo tale da non essere rispettivamente troppo tozzo o troppo snello.

Scegliendo quindi un diametro $D = 350 \text{ mm}$ si ottiene una lunghezza complessiva del serbatoio $L = 923 \text{ mm}$. Il rapporto $\frac{L}{D} \simeq 2,6$ risulta quindi verificato.

Consultando il catalogo Baglioni è possibile quindi identificare il serbatoio VEC01095, idoneo al dimensionamento geometrico appena ottenuto.

CODICE	Direttiva	Capacità nominale esercizio	Pressione esercizio	De	A	B	C	E	F	H	a	b	c	x	y	k	j	z	Peso
		lt	bar	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	inch	inch	inch	inch	inch	kg
RAL 5015*																			
VEC01095	2014/29/UE	100	11	370	1016	550	125°	352	306	258	45	80	45	2"	3/8"	1/2"	3/8"	3/8"	29
VEC02139	2014/29/UE	150	11	396	1240	650	175	368	322	271	50	130	50	2"	3/8"	1/2"	3/8"	3/8"	44
VEC01732	2014/29/UE	200	11	446	1364	750	175	440	385	288	50	150	50	2"	3/8"	1/2"	1/2"	3/8"	55
VEC01733	2014/29/UE	270	11	500	1458	800	175	455	402	315	50	130	50	2"	3/8"	1"	1/2"	3/8"	67
VEC00728	2014/29/UE	500	11	600	1858	1204	148	530	470	396	60	155	60	2"	3/8"	1"	1/2"	3/8"	130
VEC00873	2014/29/UE	720	11	750	1850	970	215	570	460	495	60	155	60	2"	3/8"	1"	1/2"	3/8"	178

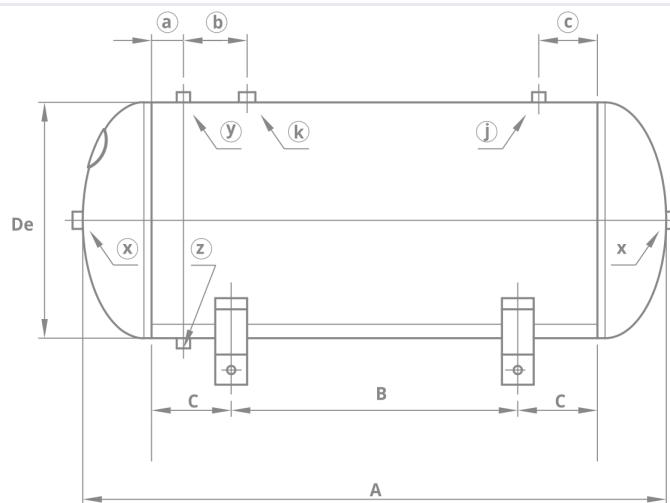


Figura 100: Catalogo Baglioni SpA per serbatoi in pressione orizzontali verniciati

5.2 Geometria dei fondi

I fondi del serbatoio hanno una geometria semiellittica, le cui estremità sono raccordate alla parete cilindrica centrale.

I parametri che definiscono tale geometria sono:

- D_e , diametro esterno della superficie cilindrica;
- H , altezza del fondo misurata sulla superficie esterna, a partire dal piano dove ha inizio il raccordo tra parte curva e quella cilindrica;
- s , spessore di parete;

Da catalogo precedentemente considerato si ha che $H = 108 \text{ mm}$ e $D_e = 370 \text{ mm}$.

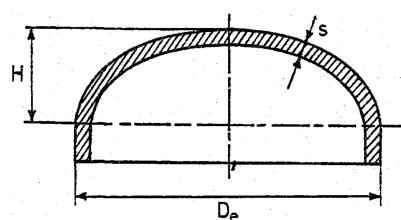


Figura 101: Geometria dei fondi del serbatoio

5.3 Elementi costitutivi del piping

Prima di analizzare e verificare il serbatoio, si procede con un focus sugli elementi caratteristici sempre presenti e necessari al funzionamento del compressore.

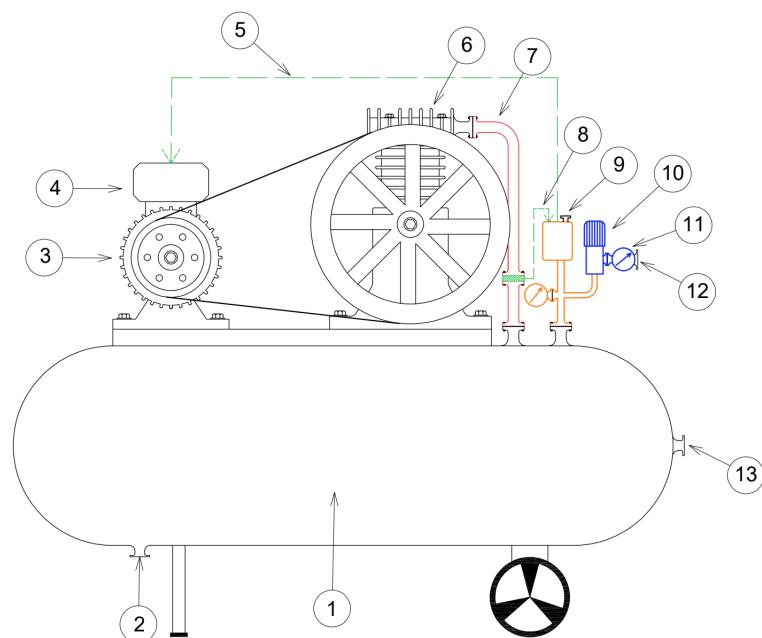


Figura 102: Schema costruttivo compressore FIAC

1	Serbatoio	Elemento finalizzato allo stoccaggio del fluido pressurizzato
2	Scarico condensa	Foro finalizzato allo scarico delle condense e olio
3	Motore elettrico	Motore elettrico asincrono trifase a due poli
4	Inverter	Dispositivo elettronico per il controllo del motore elettrico
5	Pilotaggio motore	Cavo di comunicazione pressostato - inverter
6	Compressore	Macchina finalizzata alla compressione del fluido
7	Mandata	Tubo di mandata tra compressore e serbatoio
8	Scarico pressostato	Linea di pressione funzionale al pressostato
9	Pressostato	Dispositivo elettronico per il controllo della pressione
10	Valvola RP	Valvola riduttrice di pressione
11	Manometro	Dispositivo meccanico per la lettura delle pressioni
12	Utenza 1	Utenza a valle della valvola riduttrice di pressione
13	Utenza 2	Utenza alla massima pressione disponibile

5.4 Materiali e processi produttivi

5.4.1 Materiale

Per quanto concerne la scelta del materiale, si può fare affidamento sul D.M. 21/11/1972 *Norme per la costruzione degli apparecchi in pressione*. Nel sottocapitolo *Disposizioni per l'impiego di materiali nella costruzione e riparazione degli apparecchi a pressione* sono fornite indicazioni riguardo la scelta dello stesso:

Art. 8. —Nella progettazione di generatori d.i vapore, di recipienti di vapore o gas e di apparecchi a pressione in genere soggetti alle norme di cui al regio decreto 12 maggio 1927, n. 824, si deve prevedere l'impiego di materiali aventi caratteristiche chimiche o tecnologiche idonee alle condizioni di esercizio degli apparecchi medesimi, tenendo conto delle esigenze della sicurezza per l'incolumità delle persone.

Sono considerati rispondenti a quanto previsto nel presente articolo gli acciai al carbonio 0 legati in getti, laminati, fucinati, trafiletti o simili, le ghise, il rame e sue leghe, l'alluminio e sue leghe, i1 nichel e sue leghe, il titanio ed altri materiali, purché impiegati secondo le indicazioni fornite dal 1'Associazione nazionale per i1 controllo della combustione, su conforme parere del consiglio tecnico, con la specificazione della denominazione corrente, dei valori delle caratteristiche chimiche e meccaniche, nonché dei limiti inferiori e superiori delle temperature di impiego.

Art. 9. —Nella costruzione di apparecchi a pressione devono essere impiegati i materiali previsti nel progetto e devono essere adottati procedimenti di lavorazione e trattamenti termici tali da non compromettere l'idoneità dei materiali stessi allo specifico uso.

Coerentemente con quanto riportato, la scelta del materiale è ricaduta su un acciaio al carbonio Fe360 (S235) con $R_m = 360 \text{ MPa}$ e $R_s = 235 \text{ MPa}$.

5.4.2 Processi produttivi

La parte cilindrica centrale del serbatoio viene realizzata mediante un processo produttivo per calandratura, chiusa poi da una saldatura longitudinale.

Una volta realizzato il corpo cilindrico si eseguirà un processo di foratura volto alla realizzazione delle sedi per l'allacciamento delle utenze, scarico condensa e mandata.

I fondi semiellittici sono invece realizzati mediante un processo di imbutitura e uniti al corpo centrale nuovamente mediante saldatura.

Calandratura La calandratura è un processo di produzione industriale di tipo deformazione plastica che consente di produrre o trasformare fogli di materiale o profilati metallici.

Le calandre utilizzate per questa lavorazione possono essere dotate di tre o quattro rulli ad assi paralleli disposti in modo tale che il foglio di lamiera, per passare tra di essi, segua una traiettoria circolare, il cui raggio di curvatura si regola agendo sulla posizione reciproca dei rulli. Si ottengono così forme coniche o cilindriche. Con apposite calandre si può ottenere la curvatura a freddo di profilati metallici.



Figura 103: Processo produttivo di calandratura

Imbutitura L'imbutitura è un processo tecnologico attraverso il quale una lamiera viene deformata plasticamente ed assume una forma scatolare, cilindrica o a coppa.

Tali operazioni vengono effettuate attraverso l'uso di un punzone che spinge la lamiera, eventualmente fissata con un premilamiera, all'interno di una matrice.



Figura 104: Processo produttivo di imbutitura

Saldatura La Saldatura ad arco sommerso è un procedimento di saldatura ad arco a filo continuo sotto protezione di scoria. La morfologia generale della zona di saldatura (cioè il fatto che l'arco scocchi sotto la scoria) permette di generare una grande quantità di calore che, essendo schermato dalla scoria, cattiva conduttrice termica, resta localizzato nel bagno di saldatura. Quindi la saldatura ad arco sommerso permette di operare con elevate velocità di saldatura e di

deposito. La saldatura ad arco sommerso è un processo che può essere reso completamente automatico e può effettuare sia saldature longitudinali in posizione piana che saldature circonferenziali su posizionatori.



Figura 105: Processo produttivo di saldatura

Foratura La foratura è una lavorazione per asportazione truciolo che permette di realizzare fori mediante l'utilizzo di un utensile rotante e traslante in direzione assiale.

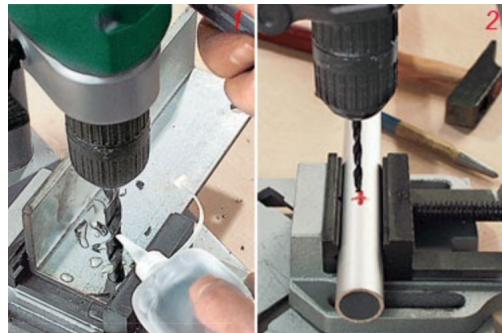


Figura 106: Processo produttivo di foratura

Segue poi la realizzazione di bocchelli per il collegamento di elementi esterni al serbatoio. Esistono differenti soluzioni tecnologiche per l'accoppiamento tra questi ultimi e i relativi fori realizzati.

Nel caso in analisi, essendo la pressione all'interno del serbatoio relativamente modesta, sarà sufficiente realizzare una saldatura ad angolo circonferenziale.

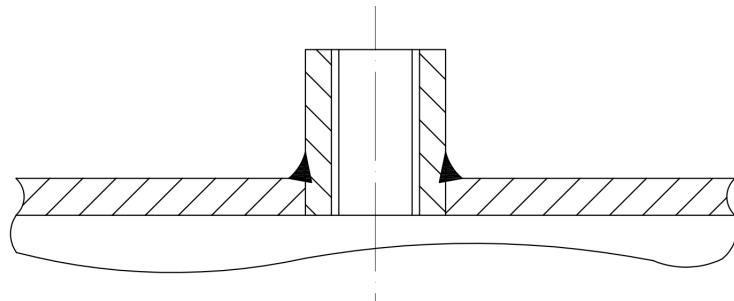


Figura 107: Sezione accoppiamento bocchello-foro

5.5 Verifica resistenza del serbatoio

Nella fase di progettazione di un serbatoio in pressione si possono seguire tre differenti metodologie:

- Metodo DBF (Designed By Formula), calcolo degli spessori delle membranature mediante normative ed apposite formule ricavabili analiticamente e sperimentalmente.
- Metodo DBA (Designed By Analysis), calcolo computazionale basato sul metodo agli elementi finiti (FEM).
- Metodo DBE (Designed By Experimental methods) Calcolo mediante prove tecniche sul componente (per esempio prove di scoppio).

Approccio DBF Poichè non sarebbe stato possibile utilizzare software di calcolo FEM e tanto meno realizzare prove sperimentali sul componente, si è optato di basare l'analisi e le verifiche del serbatoio sul primo approccio elencato.

Basandosi sulla normativa VSR, sono state ricavate le formule analitiche utilizzate per la progettazione delle caratteristiche del serbatoio.

Per l'applicazione di tale metodo sarà necessario approssimare qualitativamente gli stati di tensione e considerare gli effetti di concentrazione degli sforzi, o di indebolimenti, mediante l'introduzione di coefficienti correttivi empirici. Si ricorda, inoltre, che questo metodo non può essere applicato per lo studio del componente a fatica.

Dati di progetto

- Caratteristiche meccaniche materiale: $R_m = 360 \text{ MPa}$ e $R_s = 235 \text{ MPa}$
- Caratteristiche geometriche: $D_e = 370 \text{ mm}$ e $H = 108 \text{ mm}$
- Pressione di esercizio: $p = 10 \text{ bar}$
- Temperatura di esercizio serbatoio: $-10^\circ\text{C} < T < 50^\circ\text{C}$
- Classe di rischio: C 3 (note p e V , da Fig.108)

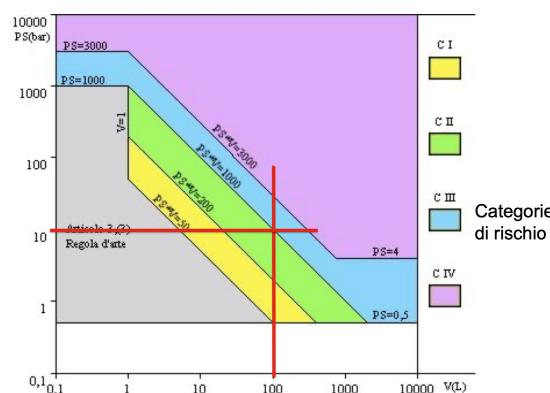


Figura 108: Classi di rischio recipienti in pressione

Massima pressione ammissibile Sfruttando quanto riportato nella normativa VSR, nel paragrafo .1.b.2. , è possibile determinare la sollecitazione massima ammissibile agente sulle pareti del serbatoio in condizioni di progetto.

Per temperature di esercizio considerate nei dati, la massima sollecitazione è valutabile come:

$$f_{Max} = \min \left[\frac{R_s}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right] = \min[157 \text{ MPa}; 150 \text{ MPa}] \quad (169)$$

quindi la sollecitazione massima ammissibile sarà pari a 150 MPa.

Minimi spessori ammissibili Il paragrafo .1.c.1. della stessa normativa consente di definire lo spessore minimo ammesso per serbatoi pressurizzati in funzione del processo produttivo e della tipologia di materiale con cui sono ricavati.

Nel caso in esame, avendo supposto come materiale l'acciaio al carbonio Fe360, proveniente da processi di deformazione plastica, lo spessore risulta:

$$s_{min} = 3 \text{ mm} \quad (170)$$

Per il tratto cilindrico, viene posta attenzione particolare nel paragrafo .1.d.2., il quale riporta come poter stimare, in condizioni di verifica, il minimo spessore di questo tratto attraverso la relazione:

$$s_{0,cil} = \frac{p \cdot D_e}{(2 \cdot f_{Max} \cdot z) + p} = 1,23 \text{ mm} \quad (171)$$

supponendo il modulo di efficienza $z = 1$.

Per i fondi, lo stesso procedimento viene considerato nel paragrafo .1.e.2., il quale riporta come poter stimare, in condizioni di verifica, il minimo spessore dei due componenti, in funzione della loro geometria attraverso la relazione:

$$s_{0,fon} = \frac{p \cdot D_e}{2 \cdot f_{max} \cdot z} \cdot C_0 = 1,09 \text{ mm} \quad (172)$$

con coefficiente di forma $C_0 = 0,89$, ricavabile dalla retta inferiore del diagramma in Fig.109 in funzione del rapporto $H/D_e = 0,292$.

In conclusione, essendo entrambi gli spessori inferiori a quello considerato in prima analisi, si sceglie di assumere uno spessore omogeneo per il serbatoio pari a 3 mm.

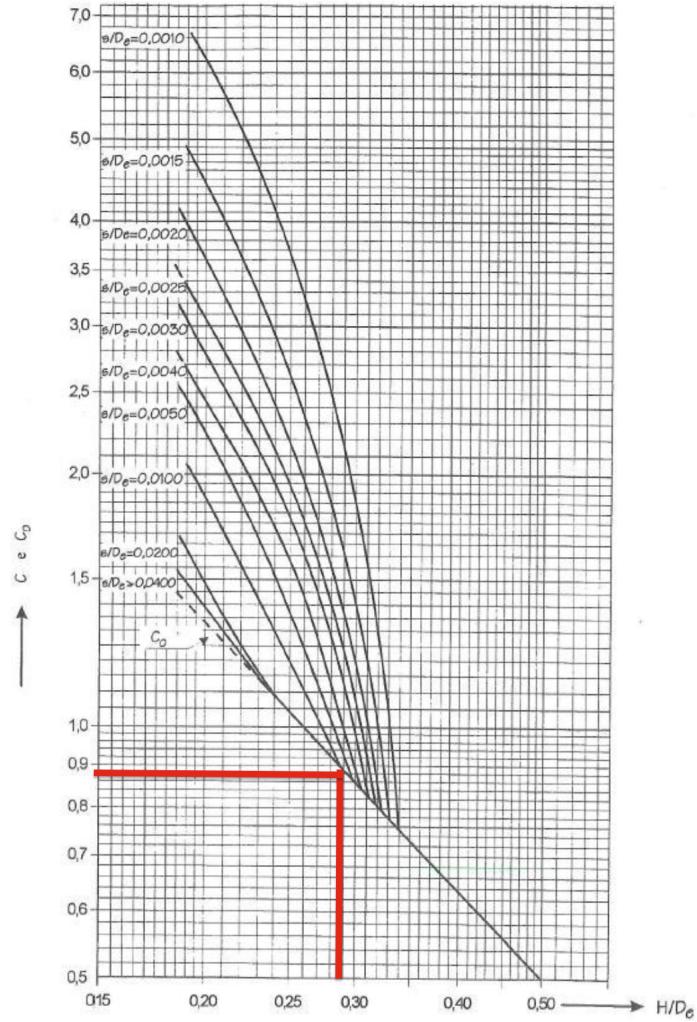


Figura 109: Grafico per la scelta del coefficiente di forma C_0

5.5.1 Verifica saldature

I recipienti in pressione vengono divisi in due categorie: quelli di piccolo spessore e quelli di grande spessore. Siccome lo spessore di 3 mm è relativamente piccolo, nel calcolo delle tensioni assiali, circonferenziali e radiali, si può assumere $\sigma_r = 0$.

Cordone tratto cilindrico Nel tratto cilindrico agisce una tensione circonferenziale, cioè perpendicolare all'asse del cordone di saldatura, pari a:

$$\sigma_\theta = \sigma_\perp = \frac{pD_e}{2t} = 61,7 \text{ MPa} \quad (173)$$

e una tensione assiale, cioè parallela all'asse del cordone di saldatura, pari a:

$$\sigma_a = \sigma_\parallel = \frac{pD_e}{2 \cdot 2t} = 30,8 \text{ MPa.} \quad (174)$$

La tensione equivalente agente sul cordone di saldatura sarà quindi pari a:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp}\sigma_{\parallel}} = 53 \text{ MPa}. \quad (175)$$

La tensione equivalente calcolata dovrà risultare minore o uguale alla tensione ammissibile ricavata da Fig.110 :

$$\sigma_{eq} \leq \frac{0,85\sigma_{adm}}{n} \rightarrow n = 2,6 \quad (176)$$

considerando un cordone di classe II.

Tensione ammissibile		
Materiale	σ_{adm} N/mm ²	
	$t \leq 40$	$t > 40$
Fe 360	160	140
Fe 430	190	170
Fe 510	240	210

t = spessore in mm.

Tensione ammissibile	
Giunto	$\sigma_{id} \leq$
I classe	σ_{adm}
II classe	0,85 σ_{adm}

σ_{adm} tensione ammissibile del materiale base di cui al prospetto 4-lb.

Figura 110: Tabelle per la scelta della tensione ammissibile

Cordone fondi In prima approssimazione si utilizzerà un approccio analogo a quello utilizzato per la geometria dei fondi sferici, supponendo però coefficienti correttivi che adatteranno le tensioni calcolate a quelli di geometria semiellittica.

Nel fondo agisce una tensione circonferenziale pari a :

$$\sigma_{\theta} = \frac{pD_e}{2 \cdot 2t} = 30,8 \text{ MPa} \quad (177)$$

e una tensione assiale di uguale valore, essendo la geometria sferica. Poichè nel fondo semiellittico la tensione assiale sarà maggiore rispetto a quella circonferenziale, considereremo i seguenti fattori correttivi:

- $\sigma_a = \sigma_a \cdot 1,5 = 46,2 \text{ MPa}.$
- $\sigma_{\theta} = \sigma_{\theta} \cdot 0,5 = 15,4 \text{ MPa},$

La tensione equivalente agente sul cordone di saldatura sarà pari a:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \sigma_{\parallel}^2 - \sigma_{\perp}\sigma_{\parallel}} = 40,7 \text{ MPa}. \quad (178)$$

La tensione equivalente calcolata dovrà risultare minore o uguale alla tensione ammissibile ricavata da Fig.110 :

$$\sigma_{eq} \leq \frac{0,85\sigma_{adm}}{n} \rightarrow n = 3,3 \quad (179)$$

considerando un cordone di classe II.

I cordoni di saldatura risultano quindi verificati.

6 Lubrificazione e Manutenzione

6.1 Lubrificazione

Al termine dello studio di progettazione si prosegue spostando l'attenzione su uno degli aspetti di fondamentale importanza durante il funzionamento del compressore (come nella maggior parte dei sistemi meccanici che prevedono accoppiamenti), ovvero la lubrificazione.

L'interposizione di un agente liquido viscoso (olio) fra due superfici a contatto consente infatti di abbattere l'entità degli attriti, preservando l'integrità e prolungando la vita utile dei due elementi in moto relativo, riducendone inoltre le temperature nelle zone di collegamento.

Nella macchina operatrice in esame la lubrificazione delle parti mobili avviene per "sbattimento". Grazie alla presenza di una protuberanza nella parte inferiore della biella, che durante la rotazione della manovella impatta (in gergo "si tuffa") ciclicamente l'olio contenuto nel carter, il lubrificante viene proiettato violentemente in tutte le direzioni, facendogli raggiungere, anche mediante condotti ricavati nei vari membri, tutte le superfici interessate.

Le zone di contatto del manovellismo di spinta che devono essere necessariamente raggiunte dal lubrificante sono:

- Superficie di contatto fra camicia del cilindro e parete esterna del pistone.
- Contatti interni dei cuscinetti di banco dell'albero a gomiti (corpi volventi e piste).
- Accoppiamento piede di biella e spinotto. In questa superficie la penetrazione dell'olio è favorita dalla presenza di un imbuto nella parte superiore della biella, come mostrato in Fig.111 .
- Superficie di interfaccia fra testa di biella e manovella dell'albero a gomiti. In questa zona la lubrificazione è garantita dalla presenza di un condotto appositamente realizzato per convogliare l'olio dalla parte inferiore dello stelo della biella verso la superficie di strisciamento Fig.112 .

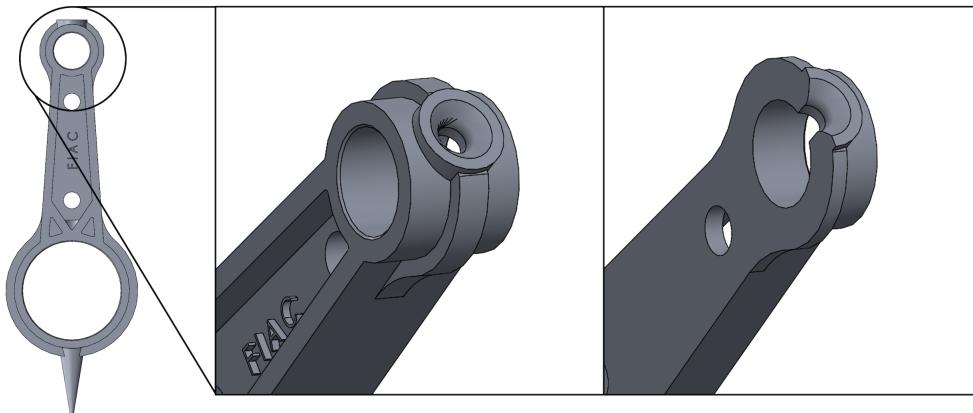


Figura 111: Dettaglio lubrificazione piede di biella

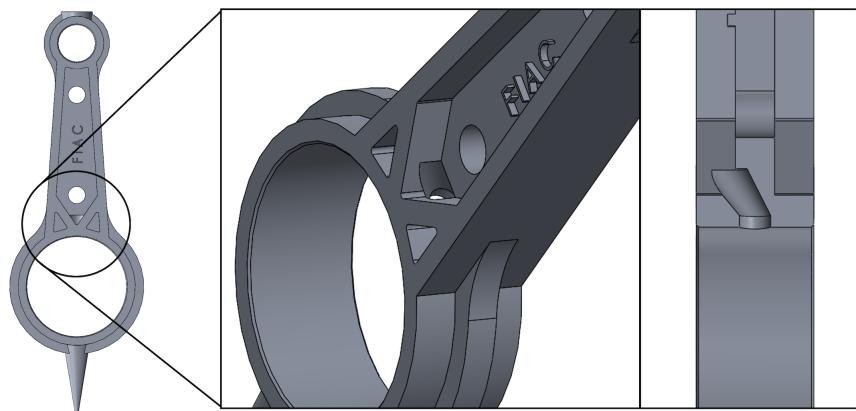


Figura 112: Dettaglio lubrificazione testa di biella

6.2 Malfunzionamento e rottura della biella

L'assenza di un'adeguata lubrificazione è sicuramente uno dei principali motivi che può portare a malfunzionamenti, usura precoce e, nel peggio dei casi, anche alla rottura della macchina. La condizione più critica, sia per compressori che per motori a pistoni, si localizza indubbiamente nella superficie di contatto fra testa di biella e manovella, dove i moti relativi sono più rilevanti e si è impossibilitati nell'utilizzare cuscinetti volventi. Nel caso del compressore in esame inoltre è assente la classica bronzina che si può trovare nelle macchine alternative veloci, per tale motivo ne risulta una criticità inevitabilmente amplificata.

Le pressioni di contatto su questa superficie devono infatti essere sufficientemente contenute, soprattutto perché ad essere in contatto sono due materiali con una sostanziale differenza in termini di durezza superficiale. La Ghisa GS-500 da noi considerata, infatti, ha durezza Brinell nell'ordine dei 200-240 HB a differenza dell'alluminio 201-T6 che si ferma "solo" a 95-110 HB. Ne consegue che durante il normale strisciamento della manovella all'interno della biella, quest'ultima subirà fenomeni di microerosione superficiale, che nel tempo possono portare a danneggiamenti e a depositi di materiale metallico.

Il risultato di questo processo è facilmente individuabile nella Fig.113 dove sono confrontate le morfologie superficiali dell'interno della testa di biella e della manovella su cui essa era impegnata. Si può notare difatti una maggior scalfitura della prima piuttosto che della seconda, che sembra pressoché ancora in condizioni simili all'originale.



Figura 113: Confronto superficie biella-manovella

Questo fenomeno, in aggiunta ad una scarsa lubrificazione (dovuta a malfunzionamenti o ad un livello d'olio eccessivamente basso nel carter), può portare a problemi di maggiore rilievo come malfunzionamenti o rotture (sbiellamento), innescando una serie di problematiche che si amplificano reciprocamente.

Come si può notare dalla biella in esame, la compresenza di microerosione e lubrificazione inefficiente ha comportato la parziale ostruzione del condotto d'incanalamento dell'olio su tale superficie, generando a sua volta un peggioramento della lubrificazione e una maggiore criticità delle pressioni di contatto. Questo processo sfocerà quindi in perdite di rendimento, rumorosità e, qualora si protragga nel tempo, anche in danneggiamenti della macchina operatrice stessa.

La biella in Fig.114 è difatti evidentemente storta a causa di un possibile principio di grippaggio, che tuttavia non ne ha comportato la rottura.



Figura 114: Dettaglio biella

Ben diversa è invece la condizione della biella appartenente ad un compressore alternativo Fiac ab 200-480 della medesima casa produttrice, ma con dimensioni e potenze superiori. In questo caso difatti i problemi citati precedentemente hanno comportato, dopo parecchie ore di servizio, la rottura totale di entrambe le bielle in seguito ad un violento grippaggio, in Fig.115 .

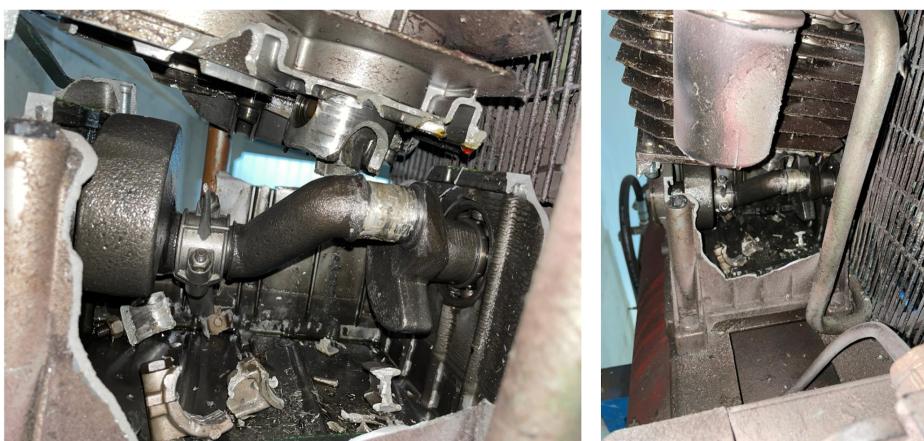


Figura 115: Rottura biella

6.3 Manutenzione del compressore

Per evitare le problematiche citate nel paragrafo precedente è opportuno eseguire periodicamente specifiche azioni di manutenzione sul compressore, in modo da garantirne un funzionamento ottimale ed una lunga durata di servizio.

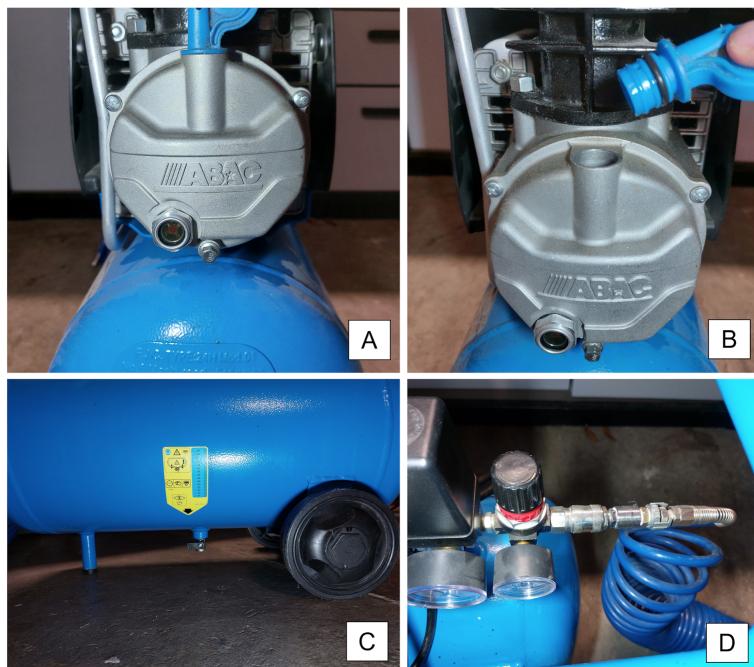


Figura 116: Manutenzione del compressore

Di seguito sono elencate le principali operazioni da effettuare sul dispositivo per eseguirne la corretta manutenzione:

- **CONTROLLO LIVELLO DELL'OLIO:** Controllo periodico del livello d'olio nel carter del compressore, effettuato visivamente mediante l'apposito dado presente nella parte bassa del gruppo di pressurizzazione. Questo, infatti, presenta una parte centrale di vetro che consente di percepire la quantità di lubrificante all'interno del basamento (Fig.116.a). Qualora il livello dell'olio sia più basso della sommità del dado sarà necessario verificare la presenza di possibili perdite ed eventualmente procedere con un rabbocco.
- **RABBOCCO DELL'OLIO:** Qualora il livello d'olio nel carter risulti essere troppo basso e si sia verificata l'assenza di perdite, si procede con l'aggiunta di lubrificante mediante l'apposito foro di rabbocco evidenziato in Fig.116.b. L'olio aggiunto al sistema deve necessariamente rispettare gli standard qualitativi e le caratteristiche indicate dalla casa produttrice.
- **SCARICO DELLE CONDENSE DI SERBATOIO:** È necessario eseguire periodicamente (una volta all'anno) lo scarico delle condense e dell'olio che potrebbero essersi accumulati all'interno del serbatoio durante il funzionamento del compressore. Si esegue mediante l'apertura graduale della valvola dedicata presente sotto al serbatoio (Fig.116.c).

- CONTROLLO TENUTE LINEA DI MANDATA: Se con il serbatoio ad alte pressurizzazioni si percepiscono sfiati o fuoriuscite di fluido sarà opportuno verificare la tenuta degli elementi pneumatici installati sulla linea di mandata.

Con il passare degli anni di servizio è comune un deterioramento dei nastri di tenuta in teflon (PTFE) con cui sono spesso collegati i vari dispositivi (Fig.116.d). Qualora invece la perdita dovesse provenire da elementi più importanti come pressostato o valvola regolatrice sarà indispensabile sostituire il componente.

7 Modellazione CAD 3D

Di seguito si riportano i modelli CAD 3D del compressore realizzati con il software SOLIDWORKS.

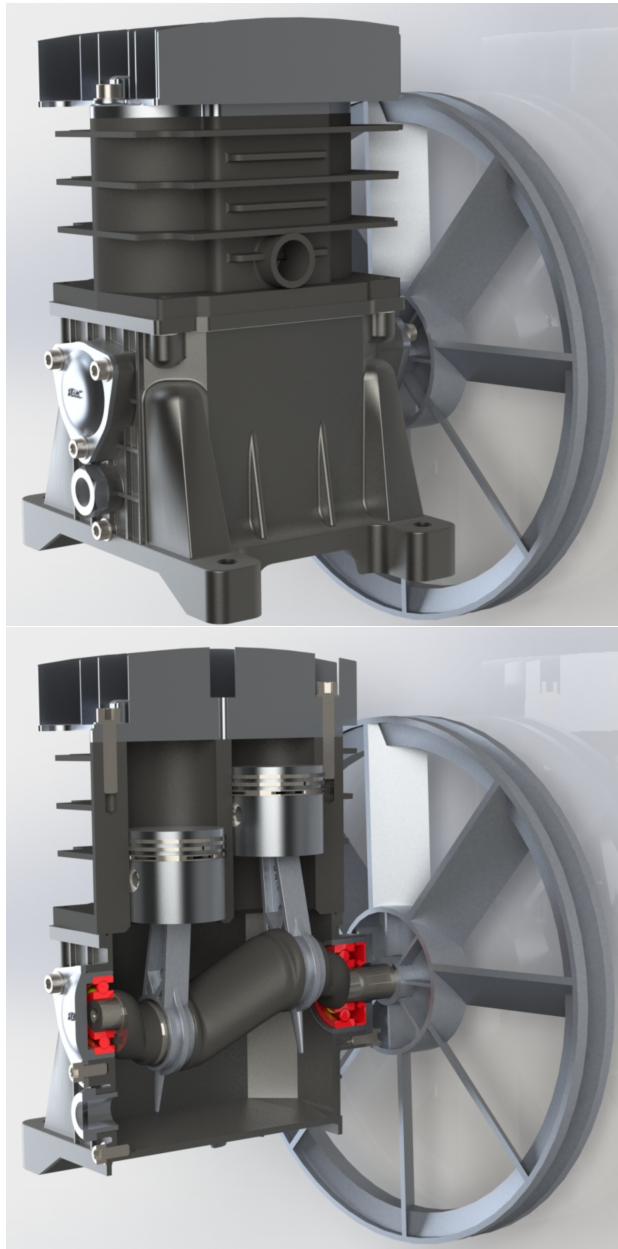


Figura 117: Rendering compressore modellato tramite software SOLIDWORKS

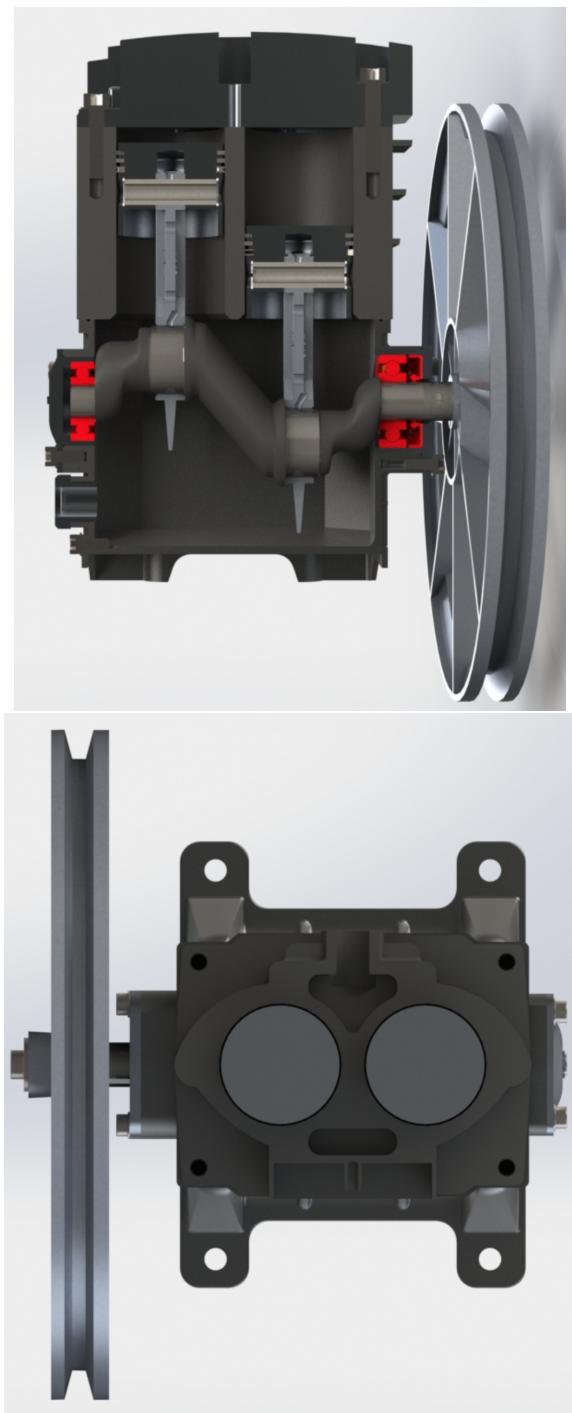


Figura 118: Rendering compressore modellato tramite software SOLIDWORKS

Riferimenti bibliografici

- [1] Gioacchino Alpa. Catalovo Nuova Omas. 2012.
- [2] L. Caligaris, S. Fava, and C. Tomasello. *Manuale di Meccanica*. Hoepli, 2005.
- [3] Dossena. *Macchine a Fluido*. CittàStudi, 2020.
- [4] F. Giusti and M. Santochi. *Tecnologia Meccanica e Studi di Fabbricazione*. CEA, 2000.
- [5] R.C. Juvinall. *Fundamentals of Machine Component Design*. Wiley, 1983.
- [6] G. Manfè, R. Pozza, and G. Scarato. *Disegno Meccanico: corso completo in tre volumi*. Number v. 1,v. 2,v. 3. Principato, 1983.
- [7] U. Meneghetti, A. Maggiore, and E. Funaioli. *Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine*. Number v. 1,v. 2,v. 3 in Lezioni di meccanica applicata alle macchine. Pàtron, 2010.
- [8] Pizzirani. Catalogo Pi Belt.
- [9] Baglioni pressure solutions. Catalogo Baglioni.
- [10] SKF. Catalogo cuscinetti radiali a sfere.
- [11] Istituto superiore per la prevenzione e la sicurezza del lavoro. Raccolta VSR. 1999.