



**POLITECNICO
DI TORINO**

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica
Corso di Costruzioni di Macchine

RIDUTTORE PENDOLARE AD ASSI PARALLELI A DUE SALTII DI VELOCITÀ

Autori:

Luca Pirini Casadei

Gianmarco Santoro

Alessandro Peripoli

Torino, 15 Giugno 2019

SOMMARIO

Obbiettivo della trattazione è la progettazione di un riduttore pendolare a due salti di velocità ad assi paralleli. Sulla base di un numero contenuto di specifiche progettuali sono stati dimensionati alberi e ruote dentate. Partendo con un dimensionamento di massima altamente conservativo, si è andati ad affinarlo in modo iterativo a mano a mano che le informazioni si facevano più abbonanti, in questo modo si è riusciti a contenere il sovradimensionamento. Una volta stimati i diametri degli alberi si è andati a scegliere i cuscinetti, prestando particolare attenzione alle problematiche di montaggio. Nell'ultima fase si è completato il riduttore con i vari organi meccanici più adatti alle circostanze e si è definito il montaggio. Nelle varie fasi si è cercato di limitare al massimo le semplificazioni, al fine di ottenere un dispositivo il più possibile realistico.

INDICE

1	Introduzione	8
1.1	Schema funzionale del riduttore	9
2	Progettazione ruote dentate	10
2.1	Considerazioni preliminari	10
2.2	Dimensionamento statico a fatica flessionale	11
2.3	Verifica alla massima pressione di contatto ammissibile	12
2.4	Verifica preliminare degli ingombri	13
2.5	Verifica a fatica flessionale secondo ISO 6336	15
2.6	Verifica della resistenza al pitting per fatica a pressione superficiale secondo ISO 6636	18
3	Dimensionamento albero 2	22
3.1	Dimensionamento di massima	22
3.2	Determinazione delle sollecitazioni	24
3.3	Dimensionamento statico	29
3.4	Dimensionamento a fatica	30
4	Dimensionamento albero 1	33
4.1	Dimensionamento di massima	33
4.2	Determinazione delle sollecitazioni	34
4.3	Dimensionamento statico	38
5	Dimensionamento Albero 3	40
5.1	Dimensionamento di massima	40
5.2	Determinazione delle sollecitazioni e dimensionamento statico	41
6	Scelta dei cuscinetti	45
6.1	Procedura	45
6.2	Cuscinetti albero 1	46
6.3	Cuscinetti albero 2	47
6.4	Cuscinetti albero 3	49
7	Collegamenti	51
7.1	Collegamento ruota 2	51

7.2	Collegamento ruota 3	53
7.3	Collegamento ruota 4	54
7.4	Collegamenti in ingresso e in uscita riduttore	56
8	Montaggio, smontaggio e manutenzione	57
9	Bibliografia.....	59
10	Allegati ed appendici.....	60
10.1	Caratteristiche geometriche cuscinetti.....	60
10.2	Definizione del verso del tirante	61
11	Disegni.....	63

INDICE DELLE TABELLE

TABELLA 1 - SPECIFICHE DI PROGETTO	8
TABELLA 2 - COPPIE ALBERI.....	9
TABELLA 3 - RAPPORTO DI TRASMISSIONE	10
TABELLA 4 - PARAMETRI RUOTE DENTATE	10
TABELLA 5 - RAPPORTI DI TRASMISSIONE CORRETTI.....	11
TABELLA 6 - CARATTERISTICHE MATERIALE RUOTE DENTATE.....	11
TABELLA 7 - PARAMETRI GEOMETRICI DELLE RUOTE	12
TABELLA 8 - VERIFICA A PRESSIONE DI CONTATTO	13
TABELLA 9 - SPECIFICHE DI TAGLIA DA CATALOGO.....	14
TABELLA 10 - VALORI INGOMBRI INTERNI RUOTE	15
TABELLA 11 - CALCOLO DI Σ_F	17
TABELLA 12 - CALCOLO DI σ_{FP}	18
TABELLA 13 - COEFFICIENTE DI SICUREZZA EFFETTIVO A FATICA FLESSIONALE.....	18
TABELLA 14 - COEFFICIENTE DI RICOPRIMENTO E COEFFICIENTE DI CONDOTTA.....	19
TABELLA 15 - CALCOLO DI σ_H	20
TABELLA 16 - CALCOLO DI σ_{HP}	21
TABELLA 17 - COEFFICIENTE DI SICUREZZA EFFETTIVO A PITTING	21
TABELLA 18 - CARATTERISTICHE MATERIALE ALBERO 2	22
TABELLA 19 - LUNGHEZZA PARAMETRICA ALBERO 2	23
TABELLA 20 - VERIFICA INGOMBRO DI PROFONDITÀ PRELIMINARE.....	24
TABELLA 21 - FORZE DOVUTE ALL'INGRANAMENTO RUOTE 1-2.....	25
TABELLA 22 - FORZE DOVUTE ALL'INGRANAMENTO RUOTE 3-4.....	25
TABELLA 23 - REAZIONI VINCOLARI ALBERO 2 PIANO X-Y	26
TABELLA 24 - REAZIONI VINCOLARI ALBERO 2 PIANO X-Z	27
TABELLA 25 - MOMENTI FLETTENTI AGENTI SULL'ALBERO IN CORRISPONDENZA DELLE SEZIONI RUOTE 2 E 3.....	29
TABELLA 26 - DIAMETRI SEZIONI ALBERO 2.....	30

TABELLA 27 - CALCOLO DI K_f FATTORE DI CONCENTRAZIONE DELLE TENSIONI IN CAMPO CICLICO	31
TABELLA 28 - CALCOLO DEL COEFFICIENTE DI SICUREZZA A FATICA	32
TABELLA 29 - CARATTERISTICHE MATERIALE ALBERO 1	33
TABELLA 30 - LUNGHEZZA PARAMETRICA ALBERO 1	34
TABELLA 31 - FORZE ALBERO 1.....	35
TABELLA 32 - REAZIONI VINCOLARI ALBERO 1 PIANO X-Y	35
TABELLA 33 - REAZIONI VINCOLARI ALBERO 1 PIANO X-Z	37
TABELLA 34 - MOMENTO FLETTENTE TOTALE NELLE SEZIONI DI INTERESSE ALBERO 1	38
TABELLA 35 - DIAMETRI SEZIONI ALBERO 1.....	39
TABELLA 36 - LUNGHEZZA PARAMETRICA ALBERO 3	41
TABELLA 37 - FORZE ALBERO 3.....	41
TABELLA 38 - REAZIONI VINCOLARI ALBERO 3 PIANO X-Y	43
TABELLA 39 - REAZIONI VINCOLARI ALBERO 3 PIANO X-Z	44
TABELLA 40 - MOMENTO FLETTENTE COMPLESSIVO ALBERO 3	44
TABELLA 41 - DIAMETRI SEZIONI ALBERO 3.....	44
TABELLA 42 - DATI ALBERO 1 PER LA SCELTA DEI CUSCINETTI	46
TABELLA 43 - DIMENSIONAMENTO CUSCINETTI ALBERO 1.....	47
TABELLA 44 - DATI ALBERO 2 PER LA SCELTA DEI CUSCINETTI	48
TABELLA 45 - DIMENSIONAMENTO CUSCINETTI ALBERO 2.....	49
TABELLA 46 - DATI ALBERO 3 PER LA SCELTA DEI CUSCINETTI	49
TABELLA 47 - DIMENSIONAMENTO CUSCINETTI ALBERO 3.....	50
TABELLA 48 - SCOSTAMENTI COLLEGAMENTO FORZATO RUOTA 2	52
TABELLA 49 - SCOSTAMENTI COLLEGAMENTO FORZATO RUOTA 3	53
TABELLA 50 - CARATTERISTICHE COLLEGAMENTO SCANALATO PER COLLEGAMENTO RUOTA 4	56
TABELLA 51 - CARATTERISTICHE COLLEGAMENTO SCANALATO IN USCITA DAL RIDUTTORE	56

INDICE DELLE FIGURE

FIGURA 1 - SCHEMA CINEMATICO	9
FIGURA 2 - SPECIFICHE DI TAGLIA DA CATALOGO	14
FIGURA 3 - SCHEMA INGOMBRI INTERNI RUOTE-CARASSA	15
FIGURA 4 - SCHEMA ALBERO 2 CON RUOTE E CUSCINETTI	23
FIGURA 5 - FORZE ALBERO 2	24
FIGURA 6 - SCHEMA FORZE ALBERO 2 PIANO X-Y	26
FIGURA 7 - DIAGRAMMA DI MOMENTO FLETTENTE ALBERO 2 PIANO X-Y [Nmm]	26
FIGURA 8 - DIAGRAMMA DI TAGLIO ALBERO 2 PIANO X-Y [N]	27
FIGURA 9 - SCHEMA FORZE ALBERO 2 PIANO X-Z.....	27
FIGURA 10 - DIAGRAMMA DI MOMENTO FLETTENTE ALBERO 2 PIANO X-Z [Nmm]	28
FIGURA 11 - DIAGRAMMA DI TAGLIO ALBERO 2 PIANO X-Z [N]	28
FIGURA 12 - DIAGRAMMA DI SFORZO NORMALE ALBERO 2 PIANO X-Z [N]	28
FIGURA 13 - SCHEMA ALBERO 1.....	34

FIGURA 14 - FORZE ALBERO 1	35
FIGURA 15 - SCHEMA FORZE ALBERO 1 PIANO X-Y	35
FIGURA 16 - DIAGRAMMA DI MOMENTO FLETTENTE ALBERO 1 PIANO X-Y [Nmm]	36
FIGURA 17 - DIAGRAMMA DI TAGLIO ALBERO 1 PIANO X-Y [N]	36
FIGURA 18 - SCHEMA FORZE ALBERO 2 PIANO X-Z	36
FIGURA 19 - DIAGRAMMA DI MOMENTO FLETTENTE ALBERO 1 PIANO X-Z [Nmm]	37
FIGURA 20 - DIAGRAMMA DI TAGLIO ALBERO 1 PIANO X-Z [N]	37
FIGURA 21 - DIAGRAMMA DI SFORZO NORMALE ALBERO 1 PIANO X-Z [N]	38
FIGURA 22 - SCHEMA ALBERO 3	40
FIGURA 23 - FORZE ALBERO 3	41
FIGURA 24 - SCHEMA FORZE ALBERO 3 PIANO X-Y	42
FIGURA 25 - DIAGRAMMA DI MOMENTO FLETTENTE ALBERO 3 PIANO X-Y [Nmm]	42
FIGURA 26 - DIAGRAMMA DI TAGLIO ALBERO 3 PIANO X-Y [N]	42
FIGURA 27 - DIAGRAMMA DI SFORZO NORMALE ALBERO 3 PIANO X-Y [N]	42
FIGURA 28 - SCHEMA FORZE ALBERO 3 PIANO X-Z	43
FIGURA 29 - DIAGRAMMA DI MOMENTO FLETTENTE ALBERO 3 PIANO X-Z [Nmm]	43
FIGURA 30 - DIAGRAMMA DI TAGLIO ALBERO 3 PIANO X-Z [N]	44
FIGURA 31 - COLLEGAMENTO SCANALATO	55
FIGURA 32 - CUSCINETTO ALBERO 1 SKF 32305	60
FIGURA 33 - CUSCINETTO ALBERO 2 SKF 32306	60
FIGURA 34 - CUSCINETTO ALBERO 2 SKF 30307	61
FIGURA 35 - CUSCINETTO ALBERO 3 SKF 6212	61

1 INTRODUZIONE

In questa trattazione si descriverà in tutte le sue fasi la progettazione di un riduttore pendolare ad assi paralleli a due salti di velocità. Si è preso come riferimento il modello da catalogo TRAMEC-PAXXB.

SPECIFICHE DI PROGETTO	
Numero di giri [rpm]	1400
Rapporto di trasmissione complessivo τ	12,5
Tolleranza ammessa su τ	$\pm 2 \%$
Potenza in ingresso P_1 [kW]	45,6
Potenza continuativa in ingresso	70 % di P_1
Carico radiale F_r [N]	1600
Taglia	160
Tolleranza ammessa sull'ingombro	$\pm 10 \%$
Rendimento di trasmissione	1

Tabella 1 - Specifiche di progetto

Si è partiti dalla progettazione delle ruote definendo il rapporto di trasmissione di ciascuno dei due stadi, il materiale, le caratteristiche geometriche quali raggi (primitivi, troncatura esterna ed interna), moduli, angoli di pressione, angoli d'elica, larghezza di fascia.

Per la determinazione del modulo si è effettuato un dimensionamento di massima altamente conservativo sfruttando la teoria di Lewis. Le ruote sono state poi verificate a pressione di contatto, a fatica flessionale e a pitting attenendosi alle indicazioni della norma ISO 6336.

Segue poi il dimensionamento del diametro degli alberi 1-2-3 sulla base delle sollecitazioni rilevate, verificando in seguito a fatica il solo albero intermedio.

Sulla base dei diametri degli alberi individuati si è passati alla scelta dei cuscinetti e al dimensionamento statico dei collegamenti, unitamente alla scelta delle tolleranze geometriche, agli organi di tenuta, al sistema di ancoraggio, e alla modalità di montaggio.

Una volta conclusa la progettazione si è realizzato tramite un programma di modellazione il disegno quotato dell'albero intermedio e il disegno complessivo del sistema.

1.1 SCHEMA FUNZIONALE DEL RIDUTTORE

Si riporta lo schema funzionale del riduttore:

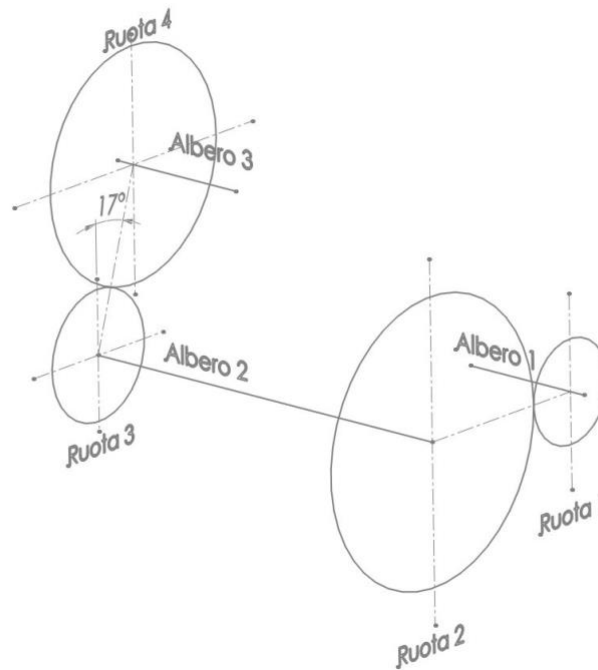


Figura 1 - Schema cinematico

Le coppie che si rilevano su ciascun albero sono calcolate scalando il valore d'ingresso, fornito come input, secondo il rapporto di trasmissione τ .

Si introduce inoltre il valore delle coppie ricavate sulla base della potenza continuativa, coppie di cui si terrà conto nei calcoli a fatica.

ALBERO	STATICA	FATICA
M_{t1} [Nm]	311,03	217,72
M_{t2} [Nm]	1101,06	770,74
M_{t3} [Nm]	3897,76	2728,43

Tabella 2 - Coppie alberi

2 PROGETTAZIONE RUOTE DENTATE

2.1 CONSIDERAZIONI PRELIMINARI

Come primo passo si è definito il rapporto di trasmissione di ciascuno dei due stadi: al fine di contenere il più possibile l'ingombro si è optato per una ripartizione del rapporto di trasmissione uguale in ciascuna coppia di ruote, verificando che l'errore conseguente all'ovvia approssimazione fosse inferiore al 2%.

Si è deciso di realizzare delle ruote a denti elicoidali; queste consentono di aumentare virtualmente i denti in presa, di impiegare λ maggiori (fino a 30) garantendo una maggiore robustezza e quindi, a parità di dimensioni, sono in grado di trasmettere coppie maggiori rispetto a ruote a denti diritti. In sostanza questa scelta ha permesso di ridurre l'ingombro complessivo. Di contro una dentatura elicoidale introduce delle forze assiali sugli alberi, cosa di cui sarà necessario tener conto al momento della scelta dei cuscinetti.

Si è partiti ipotizzando l'angolo di pressione α e gli angoli delle eliche β , ricordando inoltre che le ruote 2 e 3, calettate sullo stesso albero, dovranno essere montate in modo da avere l'elica orientata nella stessa direzione, in questo modo le forze assiali si bilanciano a vicenda. Inoltre, sono state disposte in modo che la forza assiale venga scaricata sulla battuta dell'albero.

Si è passati dunque a definire il numero di denti minimo, dipendente dall'angolo d'elica, dall'angolo di pressione e dall'eventuale spostamento (nel nostro caso nullo). Sulla base del numero minimo è stato scelto il numero di denti effettivo. Come conseguenza di questa scelta si è ricalcolato il rapporto di trasmissione di ciascun stadio, assicurandosi, ancora una volta, che l'errore fosse inferiore al 2%.

τ_{12}	3,54
τ_{34}	3,54
τ_{eff}	12,53
errore	0,25%

Tabella 3 - Rapporto di trasmissione

PARAMETRO	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
z	17	60	17	60
α [°]	20	20	20	20
β [°]	20	20	15	15

Tabella 4 - Parametri ruote dentate

τ_{12}	3,53
τ_{34}	3,53
τ_{eff}	12,46
errore	0,35%

Tabella 5 - Rapporti di trasmissione corretti

2.2 DIMENSIONAMENTO STATICO A FATICA FLESSIONALE

Inizialmente è stato eseguito un dimensionamento modulare di primo tentativo mediante la Teoria di Lewis. Questa assimila il dente ad una mensola incastrata alla sua base (cioè la corona della ruota) fornendo un valore minimo del modulo che permette di evitare la flessione del dente.

La relazione con cui si ottiene il modulo normale minimo è la seguente:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 C Y \cos \beta}{\lambda z \sigma_{amm}}}$$

La presenza aggiuntiva del $\cos \beta$ rispetto alla formulazione classica è dovuta al fatto che è stato previsto l'impiego di ruote a denti elicoidali.

Il fattore di forma di Lewis Y è funzione del numero di denti virtuale, a sua volta calcolato sulla base dell'angolo d'elica, oltre che dell'angolo di pressione α .

La tensione ammissibile σ_{amm} è stata valutata in riferimento al materiale utilizzato: si è divisa la tensione di rottura σ_R per un coefficiente di sicurezza arbitrario pari a 5. Il valore del coefficiente di sicurezza è stato scelto molto elevato, al fine di offrire un valore del modulo altamente conservativo, dal momento che sono molti gli aspetti trascurati in questo dimensionamento di massima.

Il materiale scelto è un acciaio da cementazione: 15CrNi6 cementato e temprato, le cui caratteristiche strutturali sono riportate nella seguente tabella:

15CrNi6		
Modulo di Young	E [Gpa]	210
Resistenza allo snervamento	σ_s [Mpa]	715
Resistenza a rottura	σ_R [Mpa]	1050
Durezza superficiale	HB	677

Tabella 6 - Caratteristiche materiale ruote dentate

Si procede dunque alla scelta del modulo, preso pari al valore unificato immediatamente successivo al valore minimo calcolato con la formula di Lewis.

È quindi possibile ricavare il diametro primitivo, il diametro di troncatura esterna, il diametro di troncatura interna e la larghezza di fascia.

I parametri geometrici di ciascuna ruota sono riassunti nella tabella sottostante.

PARAMETRO	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
α [°]	20	20	20	20
β [°]	20	20	15	15
γ	3,10	3,10	3,19	3,19
λ	18	18	15	15
m [mm]	3	3	5	5
R_p [mm]	27,14	95,78	44,00	155,29
R_e [mm]	30,14	98,78	49,00	160,29
R_i [mm]	23,39	92,03	37,75	149,04
B [mm]	57,47	57,47	77,65	77,65

Tabella 7 - Parametri geometrici delle ruote

È necessario puntualizzare che, mentre Lewis rappresenta una fase di vera e propria progettazione, le successive fasi sono di verifica. Nel caso in cui la singola verifica non fosse soddisfatta, sarà necessario ridefinire i parametri caratteristici del dimensionamento statico: numero di denti, modulo, larghezza di fascia oppure, come ultima opzione, si potrà decidere di cambiare il materiale.

2.3 VERIFICA ALLA MASSIMA PRESSIONE DI CONTATTO AMMISSIBILE

Ciascuna coppia di ruote va verificata a pressione statica di contatto secondo la teoria di Hertz. I due denti a contatto nel generico punto vengono assimilati a due cilindri che rotolano con strisciamento. Sfruttando la formulazione di Hertz per cilindri riadattata al caso di ruote dentate, è possibile ricavare una pressione di contatto σ_H :

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{\frac{F_t}{\cos \alpha_t} \cdot E \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_t}}{\frac{b}{\cos \beta}}}$$

Nella formula, oltre a raggi primitivi, modulo di Young, larghezza di fascia e angolo d'elica, compaiono la forza tangenziale, ottenuta dividendo la coppia sull'albero per il raggio primitivo della ruota, e l'angolo α_t calcolato come:

$$\alpha_t = \frac{\beta}{\cos\alpha}$$

La verifica, a questo punto, prevede un confronto di σ_H con un valore ammissibile σ_{H0} preso pari a due volte la durezza HB.

$$\sigma_H \leq \sigma_{H0}$$

$$\sigma_{H0} = 2 \cdot HB$$

Si noti come il confronto sia svolto in relazione alla durezza del materiale scelto, in quanto la tensione equivalente massima, localizzata pochi millimetri al di sotto dello strato superficiale, risente fortemente delle lavorazioni subite dal materiale della ruota.

I calcoli riguardanti la verifica appena descritta sono elencati nella tabella sottostante.

	INGRANAMENTO RUOTE 1-2	INGRANAMENTO RUOTE 3-4
F_t [N]	11496	25025
α_t [°]	21,28	20,71
E [GPa]	210	210
β [°]	20	15
σ_H [MPa]	982	1004
σ_{H0} [MPa]	1354	1354

Tabella 8 - Verifica a pressione di contatto

La verifica risulta dunque superata per entrambi gli ingranamenti essendo $\sigma_H < \sigma_{H0}$.

2.4 VERIFICA PRELIMINARE DEGLI INGOMBRI

Una volta ottenute le principali dimensioni delle ruote si è andati a verificare che l'ingombro complessivo rispettasse le specifiche di taglia riportate a catalogo entro un margine del 10%, cioè andando di fatto ad individuare un intervallo di validità. Con le informazioni fino ad ora a disposizione è possibile verificare l'ingombro verticale e quello orizzontale.

PA...A -- PA...B -- PC...B	
TAGLIA	160
A	510
B	196
C2	220
D2 _{H7}	60-65-70
E	367
G	146
H	183,5
O	157
P	85,1
R	41,9
L	342

Tabella 9 - Specifiche di taglia da catalogo

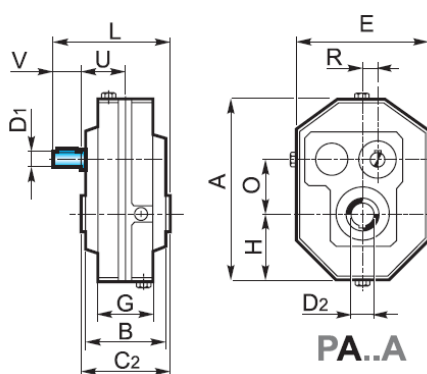


Figura 2 - Specifiche di taglia da catalogo

L'ingombro si è calcolato analiticamente sulla base dei raggi di troncatura esterna delle ruote calcolati in precedenza. È stato inoltre tenuto conto dello spessore della carcassa di 7 mm e di un margine di spazio vuoto a ridosso delle pareti per consentire il passaggio del lubrificante (valore minimo di 7 mm per lato).

	VERTICALE	ORIZZONTALE
INGOMBRO EFFETTIVO [mm]	477,65	348,58
VALORE MINIMO [mm]	459	330,3
VALORE MASSIMO [mm]	561	403,7

Tabella 10 - Valori ingombri interni ruote

Le condizioni di ingombro risultano abbondantemente soddisfatte. Si noti che viene individuato un angolo di 17° che d'ora in poi verrà denominato angolo γ_1 .

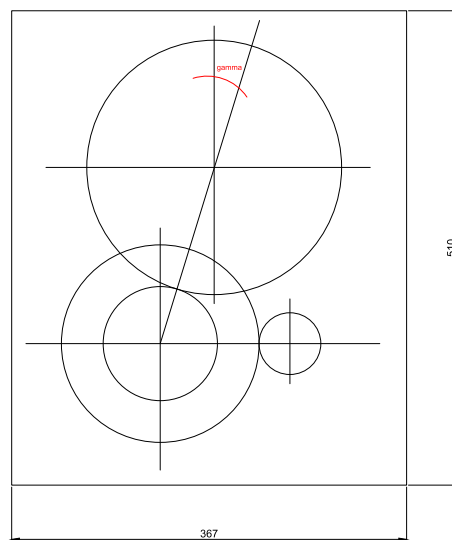


Figura 3 - Schema ingombri interni ruote-caricasse

2.5 VERIFICA A FATICA FLESSIONALE SECONDO ISO 6336

La verifica a fatica flessionale consiste nel confronto:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

Dove σ_F è la tensione equivalente al piede del dente nel punto più sollecitato, mentre σ_{FP} è la tensione ammissibile.

Si specifica che, così come nelle successive prove a fatica, la potenza considerata sarà quella continuativa, pari cioè al 70% di quella totale. Le forze di conseguenza cambieranno rispetto alle verifiche statiche.

La relazione che permette di ricavare σ_F è la seguente:

$$\sigma_F = \sigma_{F0}(K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}) = \frac{F_t}{b m_n} (Y_F Y_S Y_{\beta} Y_{DT}) (K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha})$$

- *Fattore di forma del dente Y_F* : tiene conto della geometria del dente sulla tensione nominale di flessione.
- *Fattore di correzione della tensione Y_S* : tiene conto delle concentrazioni di tensione al piede del dente e del fatto che la tensione effettiva non è dovuta solo alla flessione. Il prodotto $Y_S Y_F$ viene ricavato dalle tabelle riportate in normativa in funzione del numero di denti virtuale e della correzione (nel nostro caso nulla).
- *Fattore d'angolo d'elica Y_β* : tiene conto dell'effetto dell'elicità del dente. Si ricava analiticamente in funzione dell'angolo d'elica e coefficiente di ricoprimento:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120}$$

- *Fattore di spessore della corona Y_B* : corregge il valore della tensione nel caso in cui lo spessore del materiale alla base del dente risulti sottile per motivi di ingombro. Si ricava dal diagramma in funzione dello spessore sotto-dente rapportato all'altezza del dente.
- *Fattore di spessore del dente Y_{DT}* : viene ricavato in funzione del rapporto di condotta in base al grado di precisione. Quest'ultimo dipende dalla qualità della ruota, stimata secondo le indicazioni della ISO 1328. Considerando una qualità pari a 7, il fattore Y_{DT} risulta unitario su ogni ruota.

I fattori K sono relativi al funzionamento:

- *Fattore di applicazione del carico K_A* : tiene conto dell'entità dei sovraccarichi a cui è sottoposto il sistema per cause esterne all'ingranamento; viene determinato in via qualitativa tramite una tabella in funzione dei tipi di sovraccarico. Prevedendo sovraccarichi leggeri del motore e sovraccarichi moderati della macchina azionata si è preso pari a 1,6.
- *Fattore dinamico K_V* : calcolato secondo il metodo C proposto nella normativa:

$$K_V = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \left(\frac{V_{Z1}}{100} \right) K_3 \sqrt{\frac{u_2}{(1 + u^2)}}$$

Le costanti K_1 e K_2 sono tabulate sulla base del grado di precisione mentre K_3 si trova analiticamente.

- *Fattore di distribuzione longitudinale del carico $K_{f\beta}$* : preso unitario per ruote elicoidali.
- *Fattore di distribuzione longitudinale del carico $K_{f\alpha}$* : ipotizzato unitario.

Per quanto riguarda la tensione ammissibile:

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} Y_{NT} \frac{Y_{ST} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_x}{S_{Fmin}}$$

- *Tensione ammissibile σ_{Flim}* : si calcola come:

$$\sigma_{Flim} = Ax + B$$

Dove x è la durezza HV del materiale delle ruote, mentre A e B sono costanti tabulate in base alla tipologia del materiale e la sua qualità (in questo caso acciaio cementato e qualità MQ).

- *Fattore di durata Y_{NT}* : valore unitario per vita illimitata (=3 milioni di cicli) negli acciai cementati (sigla Eh).
- *Fattore di correzione della tensione Y_{ST}* : preso pari a 2 (valore caratteristico per ruote non oziose).
- *Fattore relativo di sensibilità all'intaglio Y_{relT}* : preso valore unitario.
- *Fattore relativo dello stato superficiale al piede del dente Y_{relT}* : si è fatto riferimento alla formula che compete agli acciai cementati nelle condizioni di $R_z=6R_a$ compreso nell'intervallo: $1 < R_z < 40 \mu m$ ($R_z=6R_a$).

$$Y_{relT} = 1,674 - 0,529(R_z + 1)^{0,1}$$

- *Fattore di dimensione Y_X* : il valore di questo coefficiente correttivo è unitario nel caso di vita infinita di acciai cementati e modulo pari o superiore a 5.
- *Coefficiente di sicurezza S_{Fmin}* : scelto in modo arbitrario pari a 1,6

	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
$Y_{fe} * Y_S$	3,02	2,44	3,10	2,45
Y_β	0,65	0,65	0,84	0,84
Y_B	1,00	1,00	1,15	1,00
Y_{DT}	1	1	1	1
K_A	1,6	1,6	1,6	1,6
K_V	1,14	1,14	1,04	1,04
$K_{F\beta}$	1	1	1	1
$K_{F\alpha}$	1	1	1	1
σ_{F0} [MPa]	91,84	74,24	135,60	92,88
σ_F [MPa]	167,23	135,14	226,48	155,11

Tabella 11 - Calcolo di σ_F

	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
σ_{Flim} [MPa]	500,00	500,00	500,00	500,00
Y_T	1,00	1,00	1,00	1,00
Y_{ST}	2,00	2,00	2,00	2,00
$Y_{\sigma_{relT}}$	1,00	1,00	1,00	1,00
Y_{RrelT}	1,04	1,04	1,04	1,04
Y_X	1,00	1,00	1,00	1,00
S_{Fmin}	1,60	1,60	1,60	1,60
σ_{FP} [MPa]	652,08	652,08	652,08	652,08

Tabella 12 - Calcolo di σ_{FP}

$\sigma_F < \sigma_{FP}$	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
C.S. effettivo	6,239	7,720	4,607	6,727

Tabella 13 - Coefficiente di sicurezza effettivo a fatica flessionale

In tutte le ruote le condizioni di verifica sono ampiamente verificate. I coefficienti di sicurezza elevati sono giustificati, come si vedrà a breve, da una verifica più stringente sul pitting.

2.6 VERIFICA DELLA RESISTENZA AL PITTING PER FATICA A PRESSIONE SUPERFICIALE SECONDO ISO 6636

La condizione di resistenza a rottura per fatica a pitting è data da:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP}$$

Dove σ_H è la tensione di contatto mentre σ_{HP} è la tensione di contatto ammissibile. Per ruota (1) e pignone (2) si calcolano i coefficienti di sicurezza S_{H1} e S_{H2} , che devono essere maggiore di quello minimo pari a 1,3.

Per il calcolo di σ_H :

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} = Z_B Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} = Z_D Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \sqrt{K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

Nel caso in cui il rapporto di condotta ε_α e il coefficiente di ricoprimento ε_β siano entrambi maggiori di 1, come in questo caso, Z_B e Z_D sono unitari. Questo implica che le verifiche saranno a due a due uguali.

	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
Coefficiente di ricoprimento ε_β	2,09		1,28	
Rapporto di condotta ε_α	1,61		1,63	

Tabella 14 - Coefficiente di ricoprimento e coefficiente di condotta

I fattori che compaiono nella formula:

- *Fattore di zona Z_H* : funzione degli angoli caratteristici delle ruote, tiene conto degli effetti della curvatura relativa dei fianchi dei denti.

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt}}{\cos^2 \alpha_t \sin \alpha_{wt}}}$$

Si tenga conto che α_t e α_{wt} coincidono per profili non spostati.

- *Fattore di elasticità del materiale Z_E* : dipende dalle caratteristiche del materiale.

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

- *Fattore dell'angolo d'elica Z_β* : tiene conto degli effetti dell'angolo dell'elica.

$$Z_\beta = \frac{1}{\sqrt{\cos \beta}}$$

- *Fattore del rapporto di condotta Z_ε* : per $\varepsilon_\beta \geq 1$ si calcola con la relazione seguente:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

I fattori K_A , K_V , $K_{H\alpha}$ e $K_{H\beta}$ sono esattamente gli stessi valori della precedente verifica a flessione, perciò non è stato necessario calcolarli nuovamente.

Il valore di tensione ammissibile:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X$$

- *Tensione ammissibile σ_{Hlim}* : si calcola come:

$$\sigma_{Hlim} = Ax + B$$

Dove x è la durezza HV del materiale delle ruote, mentre A e B sono costanti tabulate in base alla tipologia del materiale e la sua qualità (in questo caso acciaio cementato e qualità MQ).

- *Fattore di durata Z_{NT}* : valore unitario per vita illimitata (=1 miliardo di cicli) negli acciai cementati (sigla Eh).
- *Fattore del lubrificante Z_L* : funzione della viscosità cinematica del lubrificante a temperatura standard di 40°C. Il lubrificante in cui è immerso l'intero riduttore è ISO VG200, dotato di una viscosità cinematica a 40°C pari a 220 mm²/s (questa scelta è stata svolta in relazione ai cuscinetti usati).
- *Fattore di velocità Z_V* : calcolato in funzione della velocità periferica v e della tensione σ_{Hlim} del materiale, tiene conto degli effetti della rotazione.
- *Fattore di rugosità Z_R* : funzione della rugosità media sul fianco del dente e della σ_{Hlim} .
- *Fattore del rapporto tra durezza Z_W* : tiene conto del fatto che la resistenza di una ruota di acciaio aumenta se questa ingrana con un pignone che ha subito un indurimento superficiale e presenta una bassa rugosità sulla superficie dei denti.
- *Fattore di dimensione Z_X* : dipende dalle dimensioni della ruota. Se il materiale costituente la ruota è idoneo alla dimensione della stessa ed è stato trattato in modo opportuno si può assumere valore unitario.
- *Coefficiente di sicurezza S_{Hmin}* : scelto in modo arbitrario pari a 1,3.

	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
Z_H	2,36	2,36	2,42	2,42
Z_E	191,65	191,65	191,65	191,65
Z_β	1,03	1,03	1,02	1,02
Z_ϵ	0,79	0,79	0,78	0,78
Z_B / Z_D	1,00	1,00	1,00	1,00
$K_{H\beta}$	1,00	1,00	1,00	1,00
$K_{H\alpha}$	1,00	1,00	1,00	1,00
K_A	1,6	1,6	1,6	1,6
K_V	1,14	1,14	1,04	1,04
σ_{H0} [MPa]	668,65	668,65	454,19	454,19
σ_H [MPa]	902,28	902,14	586,98	586,94

Tabella 15 - Calcolo di σ_H

	RUOTA 1	RUOTA 2	RUOTA 3	RUOTA 4
σ_{Hlim} [MPa]	1500	1500	1500	1500
Z_{NT}	1,00	1,00	1,00	1,00
Z_L	1,02	1,02	1,02	1,02
Z_V	0,98	0,98	0,96	0,96
Z_R	0,96	0,96	0,97	0,97
Z_W	0,90	0,90	0,88	0,88
Z_X	1,00	1,00	1,00	1,00
S_{Hmin}	1,30	1,30	1,30	1,30
σ_{HP} [MPa]	984,91	984,70	966,67	966,48

Tabella 16 - Calcolo di σ_{HP}

$\sigma_H < \sigma_{HP}$	VERO	VERO	VERO	VERO
C.S. effettivo	1,419	1,419	2,141	2,141

Tabella 17 - Coefficiente di sicurezza effettivo a pitting

Tutte le ruote risultano verificate.

3 DIMENSIONAMENTO ALBERO 2

3.1 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Come primo passo nel dimensionamento dell'albero si effettua un dimensionamento tenendo conto della sola torsione. In questo modo si definisce il diametro dell'albero in prossimità dei cuscinetti, laddove la flessione è pressoché nulla.

$$\sqrt{3} \frac{16 M_t}{\pi d^3} = \frac{\sigma_s}{C.S.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{C.S.}{\sigma_s} \sqrt{3} \frac{16 M_t}{\pi}}$$

Per l'albero 2 si è deciso di utilizzare come materiale l'acciaio da bonifica 34CrMo4 bonificato.

34CrMo4		
Modulo di Young	E [Gpa]	210
Resistenza allo snervamento	σ_s [Mpa]	930
Resistenza a rottura	σ_R [Mpa]	1020
Durezza superficiale	HB	310,7

Tabella 18 - Caratteristiche materiale albero 2

Prendendo un coefficiente di sicurezza pari a 4 si è ottenuto un diametro di 30 mm.

A questo punto si è passati a definire la lunghezza dell'albero in modo parametrico: l'ingombro complessivo tiene conto dello spessore di ciascuna delle due ruote calettate, di un certo interasse tra di esse, di un margine di spazio che separi le ruote dai cuscinetti, della larghezza di ciascuno dei due cuscinetti, e infine dello spessore che separa il cuscinetto dall'estremità dell'albero.

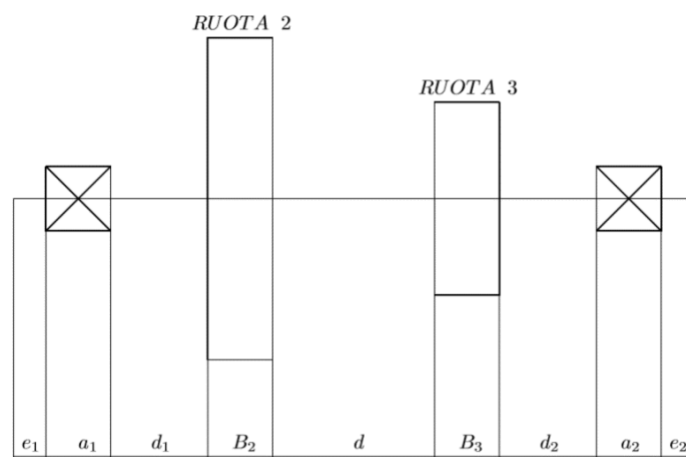


Figura 4 - Schema albero 2 con ruote e cuscinetti

Si tenga conto che, non conoscendo ancora quali cuscinetti adottare, non è possibile definirne l'ingombro effettivo. Dopo aver ipotizzato dei valori plausibili in un primo momento, si sono aggiornati ai valori corretti una volta valutati. Nella tabella sottostante si riportano già i valori esatti.

Spessore cuscinetto a1 [mm]	28,75
Spessore cuscinetto a2 [mm]	22,75
Interasse ruote d [mm]	10
Distanza ruota 2-cuscinetto d1 [mm]	10
Distanza ruota 3-cuscinetto d2 [mm]	7
Margine e1 [mm]	3,25
Margine e2 [mm]	3,25
Ruota B2 [mm]	57,47
Ruota B3 [mm]	77,65
LUNHEZZA COMPLESSIVA ALBERO [mm]	220,12

Tabella 19 - Lunghezza parametrica albero 2

La lunghezza dell'albero 2 si avvicina molto alla profondità effettiva del riduttore. Si effettua quindi una prima verifica di ingombro per assicurarsi di rientrare nei limiti con un margine consistente. Per ottenere l'ingombro reale, infatti, bisogna conteggiare anche un certo spazio vuoto tra l'albero e la parete della carcassa (per evitare interferenze), e lo spessore dei tappi.

	PROFONDITA'
VALORE EFFETTIVO [mm]	220,12
VALORE MINIMO [mm]	198
VALORE MASSIMO [mm]	242

Tabella 20 - Verifica ingombro di profondità preliminare

La lunghezza dell'albero è accettabile, inoltre circa 20 mm di scarto dal valore massimo sono sufficienti per gestire gli ingombri aggiuntivi di cui si è parlato.

3.2 DETERMINAZIONE DELLE SOLLECITAZIONI

Le forze agenti sull'albero 2 sono schematizzate nell'immagine seguente:

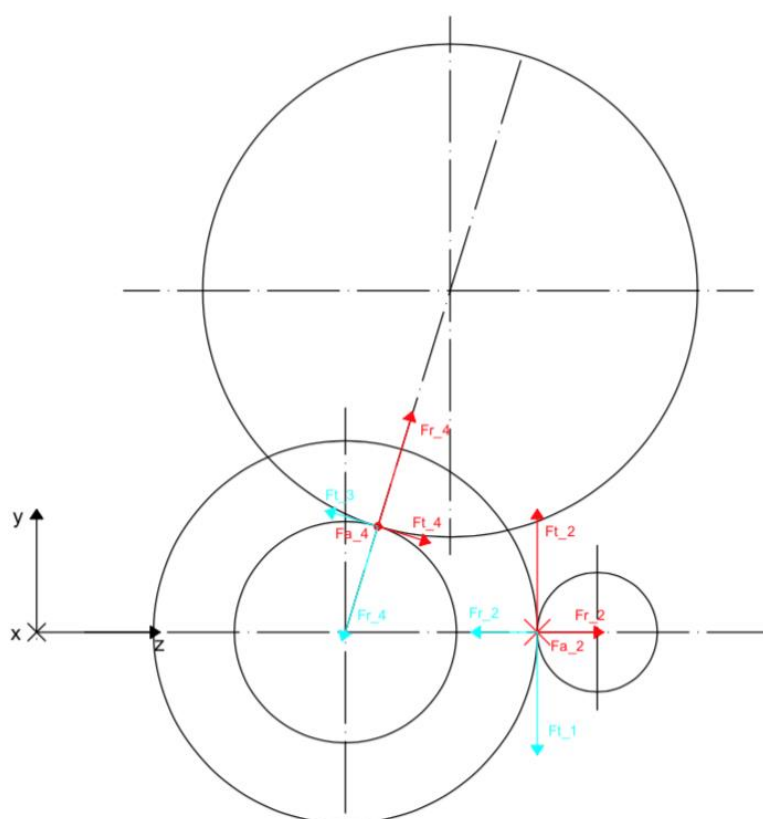


Figura 5 - Forze albero 2

INGRANAMENTO RUOTE 1-2	
F_{t2} [N]	11496
F_{a2} [N]	4184
F_{r2} [N]	4453

Tabella 21 - Forze dovute all'ingranamento ruote 1-2

INGRANAMENTO RUOTE 3-4	
F_{t4} [N]	25025
F_{a4} [N]	6705
F_{r4} [N]	9429

Tabella 22 - Forze dovute all'ingranamento ruote 3-4

Lo studio dell'albero intermedio va svolto su due piani distinti x-y e x-z.

Oltre alle forze individuate si aggiungono dei momenti di trasporto. Questi si originano nel momento in cui le forze F_a agenti sulle ruote in prossimità dei denti vengono traslate in prossimità dell'asse dell'albero. Gli stessi momenti andranno poi scomposti nei piani sulla base di γ_1 . Inoltre, figurano le forze F_{3z} e F_{3y} date dalla composizione di F_{t3} e F_{r3} sui due piani x-y e x-z.

$$M_{a2} = F_{a2} R_{p2} = 400753 \text{ Nmm}$$

$$M_{a3} = F_{a3} R_{p3} = 295028 \text{ Nmm}$$

$$M_{ay3} = M_{a3} \cos \gamma_1 = 86258 \text{ Nmm}$$

$$M_{az3} = M_{a3} \sin \gamma_1 = 282137 \text{ Nmm}$$

$$F_{3y} = F_{r3} \cos \gamma_1 + F_{t3} \sin \gamma_1 = 16334 \text{ N}$$

$$F_{3z} = F_{t3} \cos \gamma_1 - F_{r3} \sin \gamma_1 = 21174 \text{ N}$$

Partendo dal piano x-y lo schema delle forze agenti è il seguente:

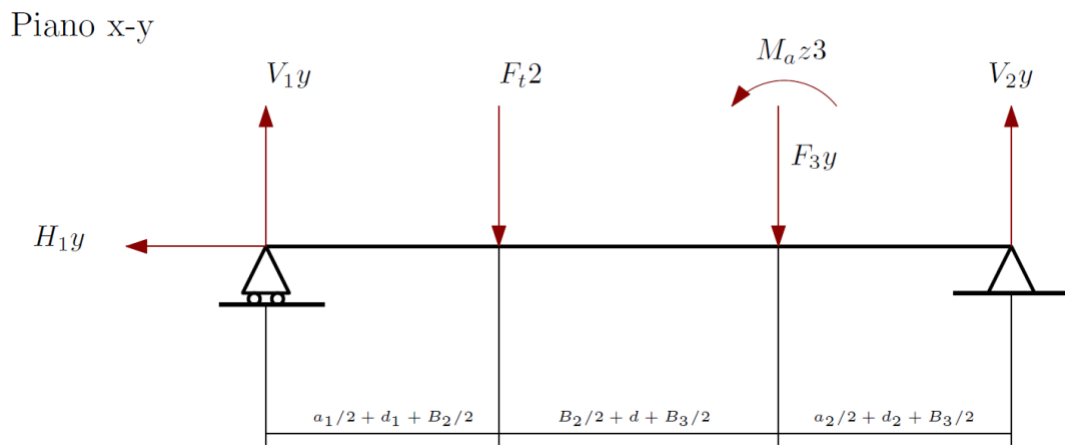


Figura 6 - Schema forze albero 2 piano x-y

Impostando l'equilibrio del sistema si ottengono le reazioni vincolari.

REAZIONI VINCOLARI PIANO X-Y	
V_{2y} [N]	16113
V_{1y} [N]	11718

Tabella 23 - Reazioni vincolari albero 2 piano x-y

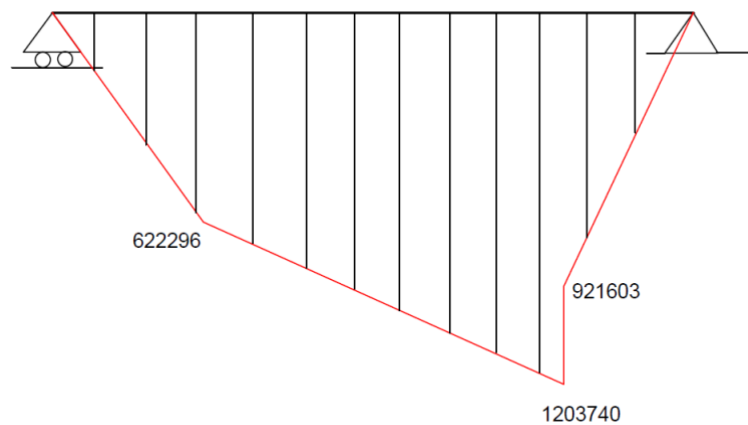


Figura 7 - Diagramma di momento flettente albero 2 piano x-y [Nmm]

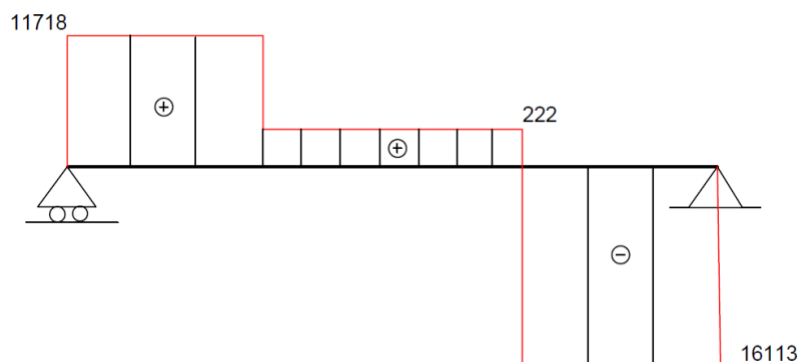


Figura 8 - Diagramma di taglio albero 2 piano x-y [N]

Per quanto riguarda il piano x-z:

Piano x-z

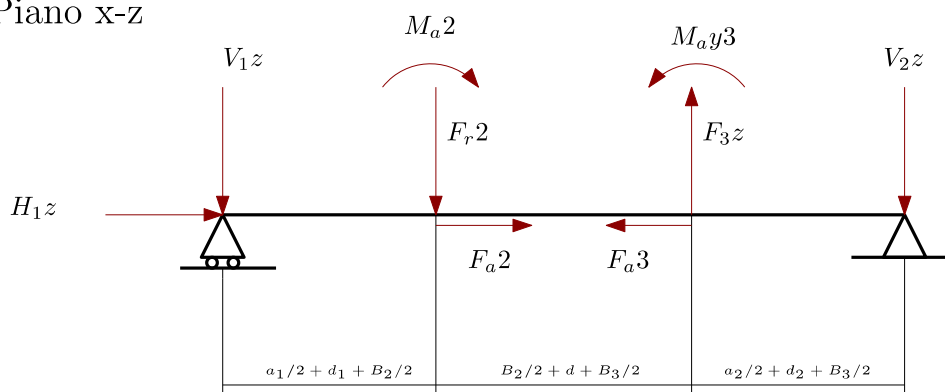


Figura 9 - Schema forze albero 2 piano x-z

Le reazioni vincolari calcolate:

REAZIONI VINCOLARI PIANO X-Z	
V_{1z} [N]	28516
V_{2z} [N]	11794
H_{1z} [N]	2521

Tabella 24 - Reazioni vincolari albero 2 piano x-z

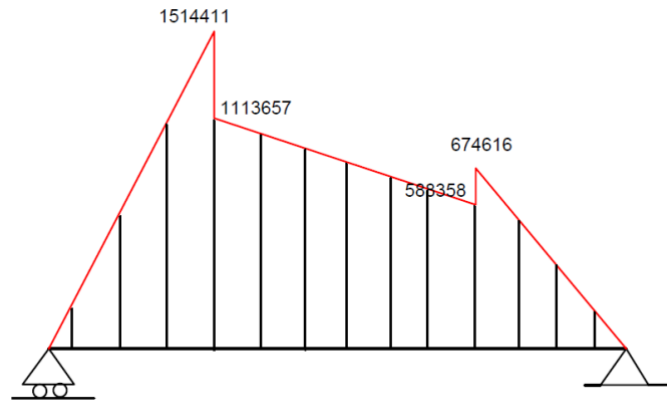


Figura 10 - Diagramma di momento flettente albero 2 piano x-z [Nmm]

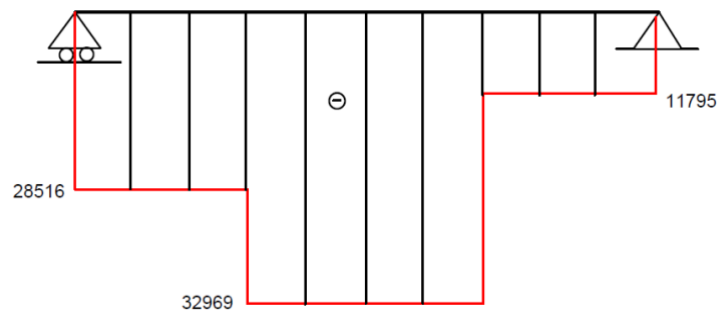


Figura 11 - Diagramma di taglio albero 2 piano x-z [N]

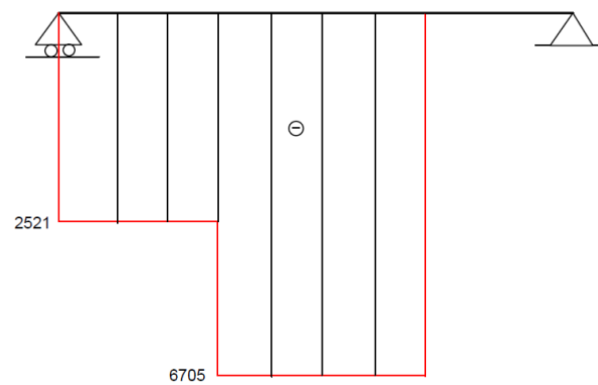


Figura 12 - Diagramma di sforzo normale albero 2 piano x-z [N]

Come atteso il momento flettente massimo si registra sotto le ruote su entrambi i piani di studio. Si combina l'effetto sui due piani per ottenere il momento flettente agente complessivo.

SOLLECITAZIONI TOTALI	
Momento flettente sezione ruota 2 [Nmm]	1637282
Momento flettente sezione ruota 3 [Nmm]	1379891

Tabella 25 - Momenti flettenti agenti sull'albero in corrispondenza delle sezioni ruote 2 e 3

3.3 DIMENSIONAMENTO STATICO

Ora che si è a conoscenza del momento flettente agente su ciascuna sezione si può passare a dimensionare il diametro dell'albero in prossimità delle ruote. Si è eseguito il calcolo della tensione ideale con il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \cdot \tau_{Mt}^2}$$

Per il calcolo di σ_{id} si sono considerati solamente gli sforzi dovuti alla flessione e alla torsione, trascurando invece l'effetto degli sforzi di taglio. Questi, infatti, risultano nulli all'estremità della sezione, laddove gli altri contributi sono massimi. A ciò si aggiunge che le tensioni di taglio sono solitamente inferiori rispetto alle altre sollecitazioni.

Il valore di tensione ideale è stato confrontato con un valore ammissibile σ_{amm} (pari alla tensione di snervamento del materiale σ_s) diviso per un coefficiente di sicurezza cautelativo pari a 5.

$$\sqrt{\left(32 \frac{Mf}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(16 \frac{Mt}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{\sigma_{amm}}{CS}$$

Elaborando opportunamente la formula si sono ottenuti i diametri minimi nelle due sezioni di interesse: 40 mm in corrispondenza della sezione della ruota 2 e 45 mm in quella della ruota 3. I valori ottenuti sono stati ricalcolati con coefficienti di sicurezza più bassi, al fine di contenere il sovradimensionamento. La sezione con diametro pari a 45 mm ha imposto di dover aumentare il diametro del cuscinetto nel lato della ruota 3. Se si lasciasse il diametro di 30 mm, come indicato prima, non si riuscirebbe ad avere uno spallamento del cuscinetto corretto, in quanto risulterebbe troppo alto. A tal proposito si è scelto di aumentare il diametro a 35 mm, in questo modo aumenta anche il diametro dell'anello interno del cuscinetto e quindi ne risulta che il diametro di 45 mm conferisce uno spallamento corretto.

Si è provato a diminuire il diametro della sezione della ruota 2 per ridurre il sovradimensionamento dato dall'elevato coefficiente di sicurezza ma, dovendo tenere conto dello spallamento minimo per i cuscinetti, non è stato possibile.

SEZIONE 1	Diametro cuscinetto lato ruota 2 [mm]	30
SEZIONE 2	Diametro sezione Ruota 2 [mm]	40
SEZIONE 3	Diametro sezione Ruota 3 [mm]	45
SEZIONE 4	Diametro cuscinetto lato ruota 3 [mm]	35

Tabella 26 - Diametri sezioni albero 2

3.4 DIMENSIONAMENTO A FATICA

Per effettuare la verifica a fatica dell'albero 2 è necessario tenere conto che si tratta di un caso di fatica multi-assiale. In prossimità delle sezioni più sollecitate (cioè quelle corrispondenti alle ruote) si è calcolata la tensione alternata σ_a e quella media σ_m .

$$\sigma_a = \frac{32M_f}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \tau\sqrt{3} = \frac{16M_t}{\pi d^3}\sqrt{3}$$

Una rappresentazione utile per la verifica a fatica è il diagramma di Haigh, che riporta in ordinata σ_a e in ascissa σ_m . Questo permette di visualizzare un'area all'interno della quale le condizioni di tensione sono tali da non indurre rottura per fatica.

L'area di interesse viene definita dall'equazione di Goodman, la più utilizzata in virtù della sua semplicità matematica e delle stime conservative. Nel diagramma di High l'area viene inoltre limitata dal limite di snervamento e limite di rottura caratteristici del materiale. Si nota inoltre che, in accordo con l'evidenza sperimentale, non c'è riduzione di σ_a in caso di tensione statica di compressione.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_D} + \frac{\sigma_m}{\sigma_R} = \frac{1}{C.S.}$$

Nella formula compare σ_D che è il limite di fatica che viene preso pari a metà della tensione di rottura σ_R .

In prossimità dello spallamento di ciascuna delle due ruote si ha una variazione geometrica; qui interviene un fattore di intensificazione della tensione che ne aumenta localmente il valore.

Il fattore di concentrazione delle tensioni in campo statico K_t è funzione della sola geometria ed è dato in relazione alla modalità di carico: viene ricavato graficamente da manuale.

Per passare al fattore di concentrazione delle tensioni in campo ciclico K_f si deve conteggiare l'influenza del tipo di materiale. I materiali metallici sono più o meno sensibili all'intaglio, per tenere conto di questa dipendenza si introduce il fattore di sensibilità all'intaglio:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1}$$

Per esprimere q in funzione di materiale e raggio di gola dell'intaglio la relazione più utilizzata è quella di Neuber:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\rho}{r}}}$$

Il valore di r, raggio di gola dell'intaglio, viene scelto arbitrariamente; per quanto riguarda ρ questo viene ricavato graficamente in funzione della tensione di rottura del materiale.

A questo punto si dispone di tutti gli elementi per calcolare K_f :

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

	SPALLAMENTO RUOTA 2	SPALLAMENTO RUOTA 3
D	60	60
d	40	45
r	3	3
r/d	0,08	0,07
D/d	1,38	1,33
K_t	1,75	1,85
σ_r	148	148
$\sqrt{\rho}$	0,035	0,035
q	0,980	0,980
K_f	1,735	1,833

Tabella 27 - Calcolo di K_f fattore di concentrazione delle tensioni in campo ciclico

La relazione di Goodman completa ci permette di verificare che i diametri scelti nel dimensionamento statico garantiscano una sopravvivenza a fatica con un coefficiente di sicurezza pari almeno a 2.

$$K_f \frac{32M_f}{\sigma_D \pi d^3} + \frac{16M_t}{\sigma_R \pi d^3} \sqrt{3} = \frac{1}{C.S.}$$

Si riassumono i valori numerici nella tabella sottostante. Si ricorda che, essendo questo un calcolo a fatica, i momenti non sono quelli nominali, ma quelli ricavati sulla base della potenza continuativa pari al 70% di quella nominale.

	SPALLAMENTO RUOTA 2	SPALLAMENTO RUOTA 3
Momento flettente M_f [Nmm]	770,74	770,74
Momento torcente M_t [Nmm]	456333	803120
Limite di fatica σ_D [MPa]	510	510
Diametro sotto la ruota [mm]	40	45
Fattore di concentrazione delle tensioni K_f	1,735	1,833
Coefficiente di sicurezza C.S.	2,8	2,5

Tabella 28 - Calcolo del coefficiente di sicurezza a fatica

Con i diametri scelti il coefficiente di sicurezza a fatica risulta sensibilmente maggiore di 2. Si è provato a diminuire il diametro al fine di evitare un eccessivo sovradimensionamento. Si è notato tuttavia che con diametro eccessivamente piccolo non era possibile individuare cuscinetti in grado di reggere le sollecitazioni per vita infinita.

4 DIMENSIONAMENTO ALBERO 1

4.1 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Il materiale scelto per l'albero 1 è lo stesso di quello utilizzato per le ruote, essendo la ruota ricavata dall'albero. Quindi si è utilizzato l'acciaio 15CrNi6 Cementato e temprato.

15CrNi6		
Modulo di Young	E [Gpa]	210
Resistenza allo snervamento	σ_s [Mpa]	715
Resistenza a rottura	σ_R [Mpa]	1050
Durezza superficiale	HB	677

Tabella 29 - Caratteristiche materiale albero 1

Il primo dimensionamento di massima è stato valutato a sola torsione in modo da poter ricavare il diametro dell'albero in prossimità del cuscinetto dove la flessione risulta nulla.

$$\sqrt{3} \frac{16 M_t}{\pi d^3} = \frac{\sigma_s}{C.S.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{C.S.}{\sigma_s} \sqrt{3} \frac{16 M_t}{\pi}}$$

Si è scelto un coefficiente di sicurezza molto alto, pari a 4, perché essendo un primo dimensionamento stiamo trascurando numerosi fattori. È quindi conveniente essere molto cautelativi. Ne risulta un diametro di 25 mm.

A questo punto si è passati a definire la lunghezza dell'albero in modo parametrico; l'ingombro complessivo tiene conto dello spessore della ruota dentata, di un margine di spazio che separi la ruota dai due cuscinetti, dalla larghezza di ciascuno dei due cuscinetti, da un margine che separi il cuscinetto dalla puleggia, la larghezza della puleggia e da un margine tra l'estremità dell'albero e il cuscinetto.

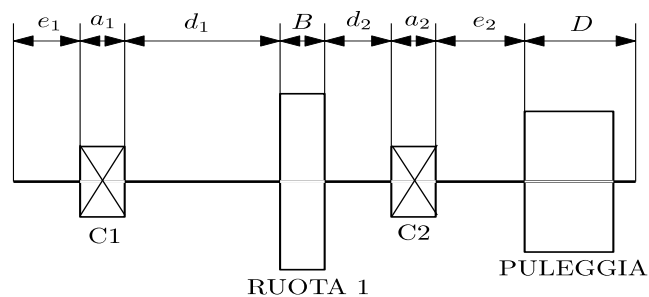


Figura 13 - Schema albero 1

Si tenga conto che, non conoscendo ancora quali cuscinetti adottare, non è possibile definire l'ingombro effettivo. Si sono quindi stimati dei valori plausibili di primo tentavo e corretti poi in seguito con i valori esatti. In seguito, si mostrano i valori definitivi:

Spessore cuscinetto a1 [mm]	25,25
Spessore cuscinetto a2 [mm]	25,25
Distanza ruota 1-cuscinetto d1 [mm]	94,65
Distanza ruota 1-cuscinetto d2 [mm]	10
Margine e1 [mm]	4,75
Margine e2 [mm]	15
Ruota 1 B [mm]	57,47
Puleggia D [mm]	100
LUNGHEZZA COMPLESSIVA ALBERO [mm]	332,36

Tabella 30 - Lunghezza parametrica albero 1

Si noti che i valori di **d1** e **d2** sono stati determinati analiticamente in base ai valori dell'albero 2 in modo che le ruote ingranassero correttamente.

Inoltre, alla lunghezza complessiva dell'albero va aggiunto un ulteriore spazio per evitare l'interferenza tra l'albero e il tappo di fissaggio dei cuscinetti, considerato pari a 4 mm. Ne risulta un ingombro totale pari a 336,36 mm, quindi rispettoso dell'ingombro massimo di 342 mm riportato a catalogo.

4.2 DETERMINAZIONE DELLE SOLLECITAZIONI

Come nell'albero 2, anche nell'albero 1 lo studio va svolto su due piani distinti x-y e x-z. Le forze agenti sono: la forza dovuta all'ingranamento delle ruote dentate e la forza dovuta al precarico della puleggia, F_e (dato progettuale).

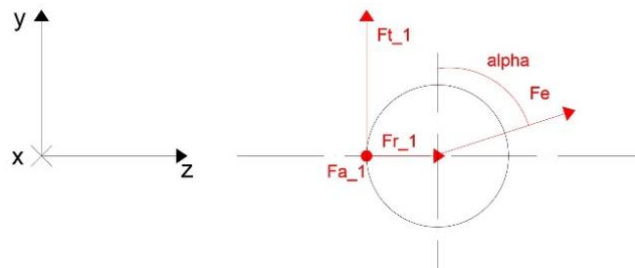


Figura 14 - Forze albero 1

Dove:

F_{t_1} [N]	11496
F_{r_1} [N]	4453
F_{a_1} [N]	4184
F_e [N]	1600
α [°] (trovato tramite relazioni goniometriche)	72

Tabella 31 - Forze albero 1

Oltre alle forze individuate si aggiunge un momento di trasporto. Questo si origina nel momento in cui la forza assiale dovuta all'ingranamento elicoidale viene traslata sull'asse dell'albero.

$$M_{a_1} = F_{a_1} \cdot R_{p_1} = 113547 \text{ Nmm}$$

Partendo dal piano x-y lo schema delle forze agenti risulta il seguente:

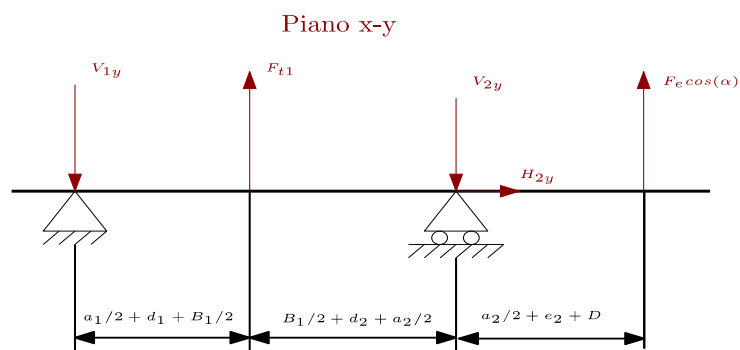


Figura 15 - Schema forze albero 1 piano x-y

Impostando l'equilibrio si ottengono le reazioni vincolari:

REAZIONI VINCOLARI PIANO X-Y	
V_{1y} [N]	2974
V_{2y} [N]	9013
H_{2y} [N]	0

Tabella 32 - Reazioni vincolari albero 1 piano x-y

Da cui il diagramma del momento flettente:

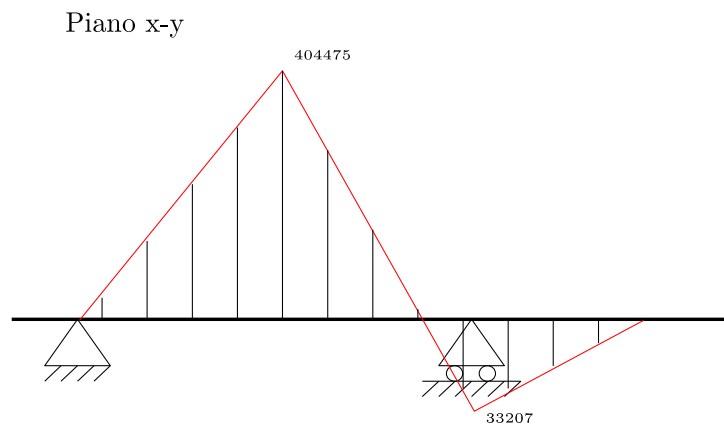


Figura 16 - Diagramma di momento flettente albero 1 piano x-y [Nmm]

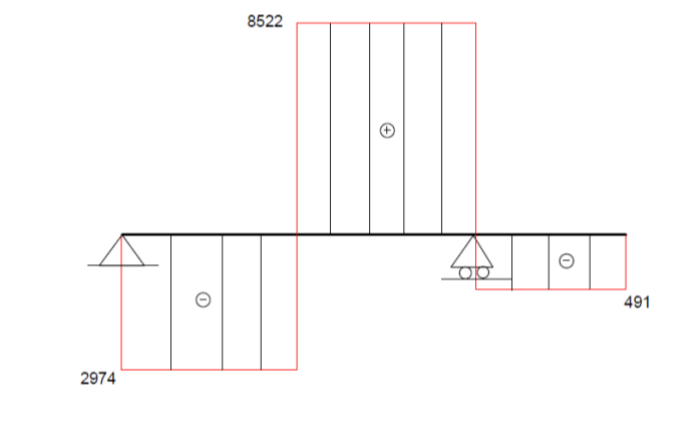


Figura 17 - Diagramma di taglio albero 1 piano x-y [N]

Per quanto riguarda il piano x-z:

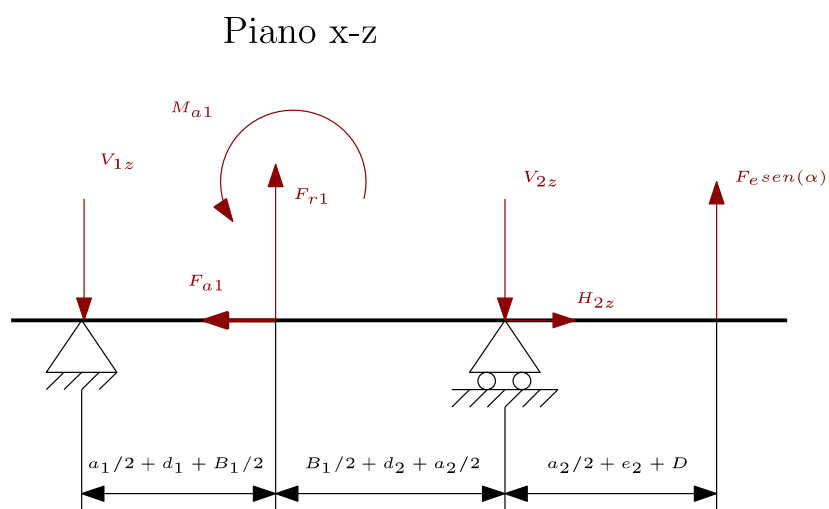


Figura 18 - Schema forze albero 2 piano x-z

Le forze sono state indicate in precedenza, imponendo nuovamente l'equilibrio è stato possibile ricavare le reazioni vincolari:

REAZIONI VINCOLARI PIANO X-Z	
V_{1z} [N]	64,91
V_{2z} [N]	5911
H_{2z} [N]	4184

Tabella 33 - Reazioni vincolari albero 1 piano x-z

Da cui il diagramma del momento flettente:

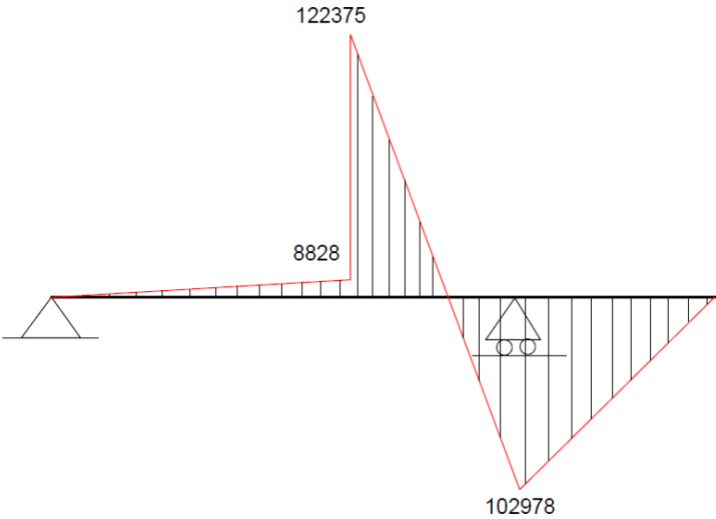


Figura 19 - Diagramma di momento flettente albero 1 piano x-z [Nmm]

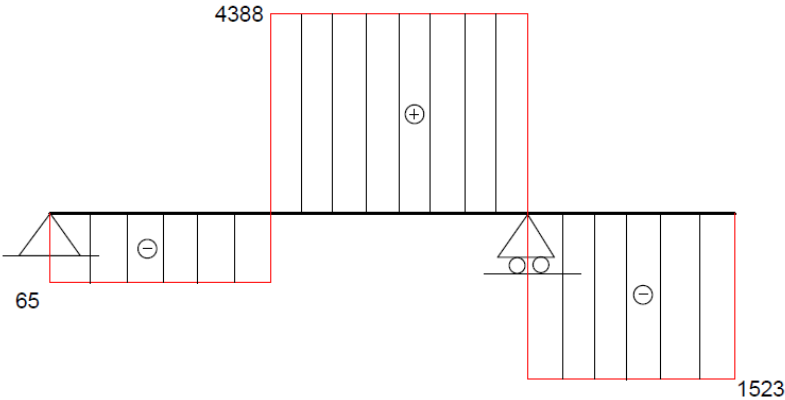


Figura 20 - Diagramma di taglio albero 1 piano x-z [N]

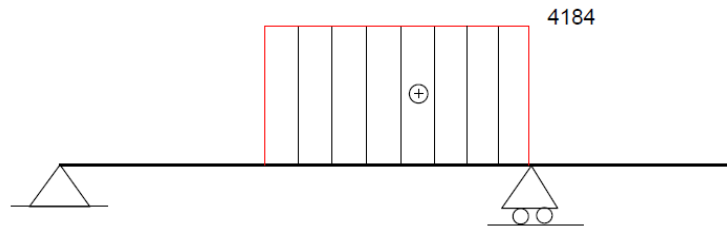


Figura 21 - Diagramma di sforzo normale albero 1 piano x-z [N]

Come si evince dai diagrammi le sezioni più sollecitate sono al di sotto della ruota e del cuscinetto. In seguito, si calcolano i momenti flettenti totali sommando il contributo di entrambe le sezioni. Si indica con sezione 2 quella al di sotto della ruota e sezione 3 quella al di sotto del cuscinetto.

SOLLECITAZIONI TOTALI	
Mf_2 [N mm]	422582
Mf_3 [N mm]	108200

Tabella 34 - Momento flettente totale nelle sezioni di interesse albero 1

4.3 DIMENSIONAMENTO STATICO

Ora che si conoscono le sollecitazioni totali nelle due sezioni di interesse è possibile calcolare il diametro dell'albero. Si è eseguito il calcolo della tensione ideale con il criterio di Von Mises:

$$\sigma_{id} = \frac{\sigma_{amm}}{CS}$$

Per il calcolo della σ_{id} si sono considerati solamente gli sforzi dovuti alla flessione e alla torsione, trascurando l'effetto degli sforzi di taglio siccome questi risultano nulli all'estremità della sezione (dove gli altri contributi sono massimi). Inoltre, le tensioni di taglio sono solitamente inferiori rispetto alle altre sollecitazioni. Per quanto riguarda la σ_{amm} si è considerata la tensione di snervamento del materiale σ_s , mentre il coefficiente di sicurezza è stato inizialmente scelto in modo cautelativo pari a 5.

$$\sqrt{\left(32 \frac{Mf}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(16 \frac{Mt}{\pi d^3}\right)^2} = \frac{\sigma_{amm}}{CS}$$

Il valore del momento torcente M_t è stato definito nel Capitolo 1.

Tramite la formula enunciata si sono ottenuti i diametri minimi nelle due sezioni di interesse:

$$d_2 = 33 \text{ mm}$$

$$d_3 = 28 \text{ mm}$$

Bisogna fare una precisazione riguardo alla scelta dei diametri effettivi degli alberi, infatti questi risultano leggermente differenti. Per quanto riguarda la sezione 2 il diametro scelto risulta superiore a quello calcolato per due motivi: garantire il corretto spallamento dei cuscinetti e la necessità di eseguire la ruota di pezzo. Non risulta infatti possibile collegare la ruota mediante linguetta per via del diametro della ruota che risulta troppo piccolo per eseguire una cava. Al contrario, per la sezione 3, dove verrà alloggiato il cuscinetto, si è scelto di utilizzare un diametro inferiore a quello trovato. Dal momento che i cuscinetti presentano diametri standard, le alternative sarebbero diametro interno di 25 mm o 30 mm: la scelta è ricaduta sul cuscinetto con il diametro inferiore al fine di avere lo stesso cuscinetto da entrambi i lati dell'albero e garantire il corretto spallamento. Il coefficiente di sicurezza più basso che ne deriva è giustificato dal fatto che i calcoli risultano più precisi avendo considerato sia flessione che torsione.

I diametri effettivi risultano:

$$d_2 = 35 \text{ mm}$$

$$d_3 = 25 \text{ mm}$$

Di seguito si riporta una tabella riassuntiva dei diametri di interesse dell'albero 1:

SEZIONE 1	Diametro cuscinetto C1 [mm]	25
SEZIONE 2	Diametro sezione Ruota 1 [mm]	35
SEZIONE 3	Diametro cuscinetto C2 [mm]	25

Tabella 35 - Diametri sezioni albero 1

5 DIMENSIONAMENTO ALBERO 3

5.1 DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

Come per gli altri alberi inizialmente si è dimensionato l'albero considerando la sola tensione di torsione. Si ottiene quindi il diametro dell'albero in corrispondenza dei cuscinetti, ai margini, zona in cui il momento flettente dato dalle forze in gioco è trascurabile.

$$\sqrt{3 * \left(\frac{16 M_t D}{\pi (D^4 - d^4)} \right)^2} = \frac{\sigma_s}{C_S}$$

Il diametro, pari a 60 mm, è stato ottenuto ipotizzando uno spessore ($s = D - d$), essendo quest'albero cavo in quanto uscita del sistema, e facendo convergere l'equazione al valore di $\frac{\sigma_s}{C_S}$ con un coefficiente di sicurezza pari a 5. Questo risulta il diametro al di sotto dei due cuscinetti.

Successivamente, si è definita la lunghezza dell'albero 3 parametrizzando le quote in relazione agli spazi a disposizione. L'ingombro complessivo dell'assieme è dato dalla somma della larghezza della ruota 4 (B) calettata sull'albero, della distanza tra la stessa e i cuscinetti (d_1 e d_2), dalla larghezza occupata dai cuscinetti (a_1 ed a_2) e dallo sbalzo dell'albero oltre i coperchi di chiusura (e_1 ed e_2). Risulta quindi una lunghezza dell'albero 3 pari a 216,11 mm.

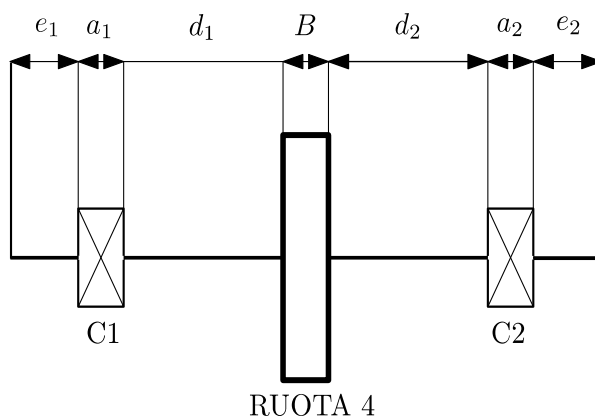


Figura 22 - Schema albero 3

Dopo aver ipotizzato delle grandezze ragionevoli, utili a proseguire con i calcoli numerici, i valori delle distanze sono stati impostati coerentemente con quelli finali, conformi a tutte le scelte e considerazioni progettuali perseguite.

Sbalzo albero 3 - e1 [mm]	18,00
Sbalzo albero 3 - e2 [mm]	18,00
Distanza ruota-cuscinetto - d1 [mm]	77,47
Distanza ruota-cuscinetto - d2 [mm]	7,00

Spessore cuscinetto - a1 [mm]	22,00
Spessore cuscinetto - a2 [mm]	22,00
Larghezza ruota - B4 [mm]	77,65

Tabella 36 - Lunghezza parametrica albero 3

5.2 DETERMINAZIONE DELLE SOLLECITAZIONI E DIMENSIONAMENTO STATICO

Lo studio delle sollecitazioni è stato svolto su due piani distinti, x-y e x-z, ortogonali tra loro. Le forze in gioco sono quelle già individuate in precedenza. In modo simile a quanto già visto, le componenti assiali delle forze determinano un momento concentrato sull'albero, poiché applicate sulla circonferenza primitiva della ruota dentata. Questo momento è scomposto sui due piani coerentemente con l'angolo di applicazione γ_1 . Analogamente le forze radiali e tangenziali applicate sui denti saranno scomposte geometricamente sui due piani di valutazione.

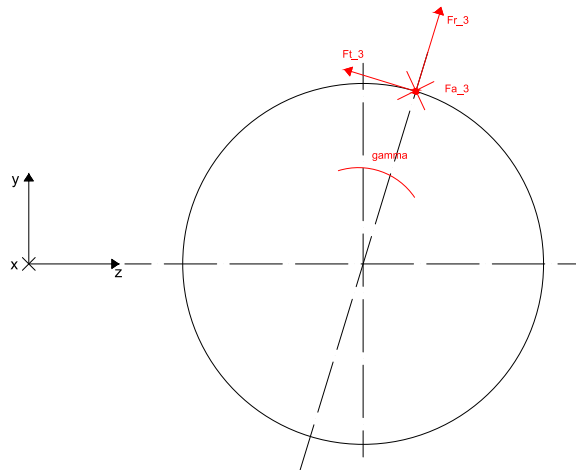


Figura 23 - Forze albero 3

Ft_4 [mm]	25025
Fr_4 [mm]	9429
Fa_4 [mm]	6705
Ma_4 [Nmm]	1041277
Ma_{4z} [Nmm]	995778
Ma_{4y} [Nmm]	304440

Tabella 37 - Forze albero 3

Piano x-y

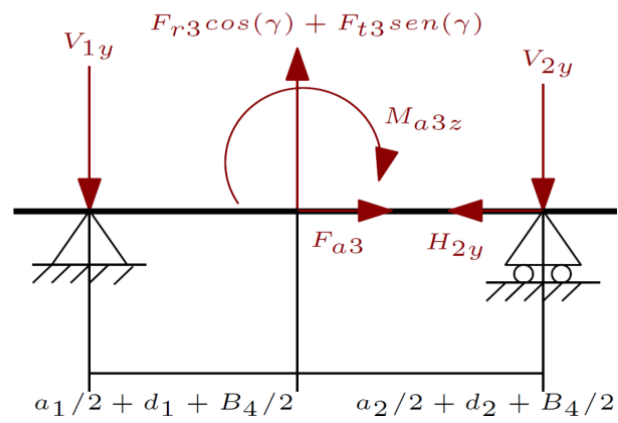


Figura 24 - Schema forze albero 3 piano x-y

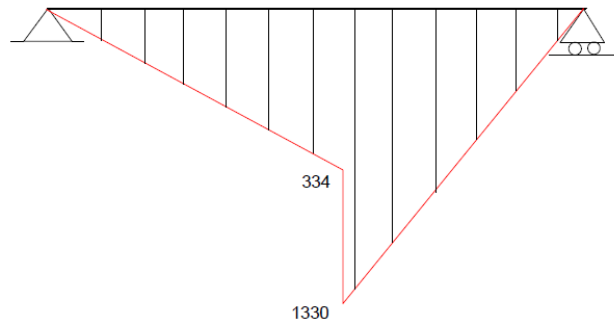


Figura 25 - Diagramma di momento flettente albero 3 piano x-y [Nmm]

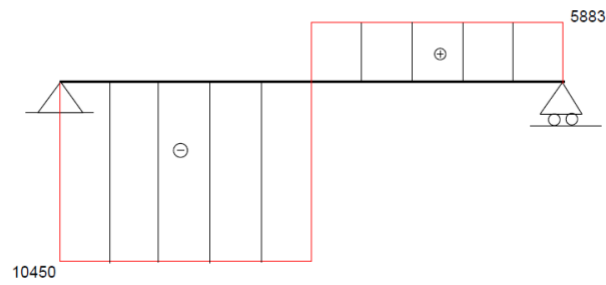


Figura 26 - Diagramma di taglio albero 3 piano x-y [N]

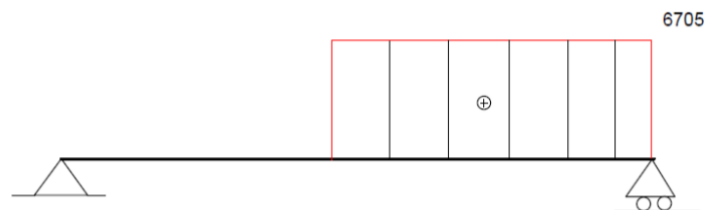


Figura 27 - Diagramma di sforzo normale albero 3 piano x-y [N]

Dai calcoli risultano le seguenti reazioni vincolari:

V_{1y} [N]	10450
V_{2y} [N]	5884
H_{2y} [N]	6705

Tabella 38 - Reazioni vincolari albero 3 piano x-y

Piano x-z

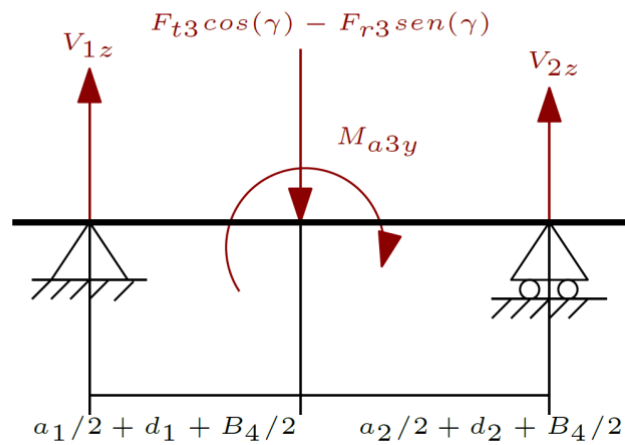


Figura 28 - Schema forze albero 3 piano x-z

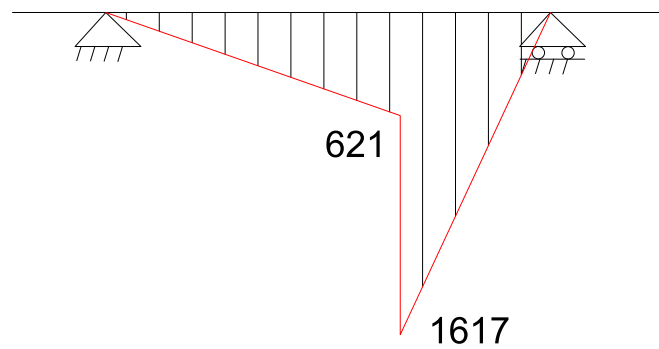


Figura 29 - Diagramma di momento flettente albero 3 piano x-z [Nmm]

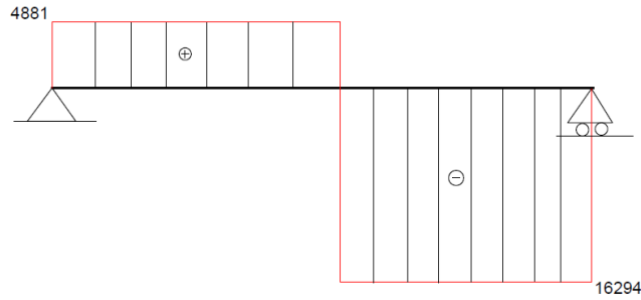


Figura 30 - Diagramma di taglio albero 3 piano x-z [N]

Dai calcoli risultano le seguenti reazioni vincolari:

V_{1z} [N]	4881
V_{2z} [N]	16293

Tabella 39 - Reazioni vincolari albero 3 piano x-z

Il momento flettente risultante laddove si trova la ruota risulta quindi:

$M_{f_{tot}}$ [Nmm]	2093892
---------------------	---------

Tabella 40 - Momento flettente complessivo albero 3

Una volta eseguita l'analisi dei carichi, si è a conoscenza delle sollecitazioni a cui è sottoposto l'albero. Considerando che la trasmissione del moto avverrà attraverso questo componente, come anticipato si è optato per una soluzione ad albero cavo così da permettere un facile collegamento con l'utilizzatore. Per il dimensionamento si è impiegato il criterio di resistenza di Von Mises, considerando un coefficiente di sicurezza adeguatamente conservativo, pari a 5.

Mandando a convergenza la derivante formulazione, dopo aver scelto uno spessore dell'albero pari a 13 mm, il diametro esterno ottenuto è stato di 62mm.

$$\sqrt{\left(\frac{32 M_f D}{\pi(D^4 - d^4)}\right)^2 + 3\left(\frac{16 M_t D}{\pi(D^4 - d^4)}\right)^2} = \frac{\sigma_s}{CS}$$

Di seguito si riassumono i diametri calcolati:

SEZIONE 1	Diametro cuscinetto C1 [mm]	60
SEZIONE 2	Diametro sezione Ruota 1 [mm]	62
SEZIONE 3	Diametro cuscinetto C2 [mm]	60

Tabella 41 - Diametri sezioni albero 3

6 SCELTA DEI CUSCINETTI

6.1 PROCEDURA

Per i cuscinetti è prevista manutenzione ogni 25000 ore, dopo questo tempo di funzionamento è prevista una manutenzione generale del riduttore per valutare lo stato complessivo dei componenti meccanici e la sostituzione dei cuscinetti ormai usurati. Per queste ragioni i cuscinetti sono stati progettati in modo che la loro durata sia un multiplo di questo numero.

Un aspetto fondamentale è il tipo di lubrificante utilizzato che incide favorevolmente sulla durata del cuscinetto. Si è scelto un lubrificante di ottima qualità per garantire un buon funzionamento del cuscinetto. Inoltre, avendo carichi molto elevati, la verifica a pitting risultava critica, scegliendo dunque un lubrificante con una viscosità elevata si rallenta il fenomeno. Per quanto detto si è scelto il lubrificante ISO VG220, con una viscosità pari a $\nu = 220 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Per il calcolo della durata dei cuscinetti è stata utilizzata la formula della durata SKF:

$$L_{10m} = a_1 a_{iso} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

In cui compaiono i seguenti termini:

- a_1 : Fattore correttivo di affidabilità. Considerando un'affidabilità pari al 90% questo valore risulta uguale a 1;
- a_{iso} : Fattore correttivo. Questo valore è letto da grafico in funzione dei due parametri $\eta_c \frac{P_u}{P}$ e k .

In cui:

- η_c : Fattore per la contaminazione, anche questo tabulato. Considerando condizioni di lavoro pulite vale 0,8.
- P_u : Limite di fatica, è un valore caratteristico del cuscinetto.
- $k = \frac{\nu}{\nu_1}$: rapporto di viscosità. ν è la viscosità del lubrificante (mm^2/s). ν_1 è la viscosità necessaria per adeguata lubrificazione (mm^2/s). Si legge da grafico con il valore del diametro medio del cuscinetto e la velocità di rotazione.
- P : Carico dinamico equivalente. La formulazione varia al variare del rapporto tra la forza assiale e la forza radiale. Se:
 - $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ si ha $P = F_r$;
 - $\frac{F_a}{F_r} > e$ si ha $P = XF_r + YF_a$.

Dove X, Y ed e sono valori caratteristici del cuscinetto.

- **C**: Coefficiente di carico dinamico, valore che dipende dal cuscinetto.
- **p**: esponente di Palmgren; $p=3$ per cuscinetti a sfere, $p=10/3$ per cuscinetti a rulli.

Con la formula illustrata è possibile determinare la durata del cuscinetto in base ai carichi e alle specifiche dell'albero su cui è montato. Questo valore si è poi confrontato con il numero di cicli, espresso in milioni di giri, che vengono eseguiti dall'albero in questione durante il periodo di manutenzione (25000 ore). I due valori devono essere il più possibile vicini. Se la durata del cuscinetto risulta inferiore significa che questo non è idoneo, se invece risulta maggiore vuol dire che è sovradimensionato, cioè in grado di resistere un numero di ore superiore a 25000. In tal caso, come anticipato, bisogna fare in modo che la durata del cuscinetto sia un multiplo del periodo di manutenzione, in questo modo la manutenzione verrà eseguita comunque ogni 25000 ore di funzionamento. Per quanto detto, si indicherà per ciascun cuscinetto ogni quanti cicli di manutenzione sarà da cambiare.

6.2 CUSCINETTI ALBERO 1

Nell'albero 1 le forze assiali sono dello stesso ordine di grandezza delle forze radiali. Per questo motivo non è stato possibile scegliere cuscinetti radiali a sfere, non essendo questi in grado di resistere a forze assiali elevate. Si è deciso così di adottare una coppia di cuscinetti obliqui, in particolare a rulli conici. Per quanto riguarda il montaggio si è deciso di utilizzando un montaggio ad X, questo permette un montaggio e uno smontaggio più veloce (come illustrato nel capitolo 8).

Si riportano in seguito i dati di progetto; si indica con SEZIONE 1.1 quella nel lato della ruota e SEZIONE 1.2 quella nel lato della puleggia:

	SEZIONE 1.1	SEZIONE 1.2
Diametro albero [mm]	25	25
Velocità di rotazione [rpm]	1400	
Cicli in un periodo di manutenzione [milioni di giri]	2100	
Forza assiale [N]	2,93	2,93
Forza radiale [N]	2,03	8,06

Tabella 42 - Dati albero 1 per la scelta dei cuscinetti

Essendo sia il diametro dell'albero che le forze molto simili in entrambe le sezioni si è deciso di adottare il medesimo cuscinetto, SKF 32305. In questo modo il montaggio risulterà più semplice per l'operatore, riducendo inoltre il rischio di errori. In seguito si elencano le specifiche di interesse nel calcolo della durata.

$$P_u = 7,1 \text{ kN}$$

$$C = 74,1 \text{ kN}$$

$$e = 0,3$$

$$X = 0,4$$

$$Y = 2$$

Seguendo il procedimento descritto sopra è stato possibile determinare la durata e quindi le ore di funzionamento. Si elencano in i dati chiave del calcolo:

	SEZIONE 1.1 <i>SKF 32305</i>	SEZIONE 1.2 <i>SKF 32305</i>
a_1	1	1
a_{iso}	3,5	8
$v_1 [mm^2/s]$	22	22
$v [mm^2/s]$	220	220
k [-]	10	10
$\eta_c [-]$	0,8	0,8
P [kN]	6,67	9,08
$\eta_c P_u/P$	0,85	0,64
L₁₀ [milioni di giri]	10703	7649
Ore di funzionamento [ore]	127422	91066
Cicli di manutenzione	5	4

Tabella 43 - Dimensionamento cuscinetti albero 1

Si noti che per quanto riguarda l'albero 1 i cuscinetti andranno rispettivamente sostituiti dopo 3 e 4 cicli di lavoro (un ciclo di lavoro corrisponde a 25000 ore).

Le caratteristiche geometriche sono illustrate nella tabella in appendice.

6.3 CUSCINETTI ALBERO 2

Nell'albero 2 le forze assiali risultano sensibilmente inferiori rispetto alle forze radiali, tuttavia anche in questo caso si è deciso di utilizzare cuscinetti a rulli conici. Questa scelta è stata dettata dal fatto che, avendo carichi molto elevati con un diametro ridotto, i classici cuscinetti radiali a sfere o a rulli cilindrici non garantivano la durata minima richiesta. Anche in questo caso, in vista di ottimizzare il montaggio quanto più possibile, si è deciso di adottare una disposizione ad X.

In seguito, sono riportati i dati di progetto, si noti che in questo caso le due sezioni presentano due diametri differenti e questo implica l'utilizzo di due cuscinetti differenti. Per chiarezza indichiamo con sezione 2.1 quella nel lato della ruota 2 e sezione 2.2 quella nel lato della ruota 3.

	SEZIONE 2.1	SEZIONE 2.2
Diametro albero [mm]	30	35
Velocità di rotazione [rpm]	395	
Cicli in un periodo di manutenzione [milioni di giri]	593	
Forza assiale [N]	1,76	1,76
Forza radiale [N]	21,63	13,87

Tabella 44 - Dati albero 2 per la scelta dei cuscinetti

Per quanto riguarda la SEZIONE 2.1 si è scelto un cuscinetto SKF 32306, che presenta le seguenti caratteristiche:

$$P_u = 9,65 \text{ kN}$$

$$C = 95 \text{ kN}$$

$$e = 0,31$$

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,9$$

Mentre per quanto riguarda la SEZIONE 2.2 il cuscinetto scelto è SKF 30307 con:

$$P_u = 8,3 \text{ kN}$$

$$C = 88,9 \text{ kN}$$

$$e = 0,31$$

$$X = 0,4$$

$$Y = 1,9$$

Si elencano in i dati chiave del calcolo delle durate e delle ore di funzionamento, con particolare riguardo al numero di cicli di manutenzione prima della sostituzione:

	SEZIONE 2.1 SKF 32306	SEZIONE 2.2 SKF 30307
a_1	1	1
a_{iso}	5	5
$\nu_1 [mm^2/s]$	55	48
$\nu [mm^2/s]$	220	220

$k [-]$	4	4,5
$\eta_c [-]$	0,8	0,8
$P [kN]$	21,63	13,87
$\eta_c P_u/P$	0,36	0,48
L_{10} [milioni di giri]	694	2443
Ore di funzionamento [ore]	29237	102963
Cicli di manutenzione	1	4

Tabella 45 - Dimensionamento cuscinetti albero 2

In questo caso la manutenzione dovrà avvenire per il primo cuscinetto ogni ciclo di manutenzione mentre per il secondo cuscinetto ogni 4.

Le caratteristiche geometriche sono illustrate nella tabella in appendice.

6.4 CUSCINETTI ALBERO 3

Nonostante le forze assiali risultino piuttosto elevate rispetto a quelle radiali, l'albero è cavo e il diametro dell'anello interno risulta molto elevato. Per questa ragione è stato possibile utilizzare cuscinetti radiali a sfere riuscendo ad ottenere la durata richiesta.

Si è prestata particolare attenzione a scegliere un tipo di cuscinetto che fosse in grado di resistere al carico combinato. Anche in questo caso, come per l'albero 1, essendo uguali i diametri delle due sezioni dell'albero al di sotto dei cuscinetti si è scelto di utilizzare il medesimo cuscinetto in entrambi i lati.

Per quanto riguarda il montaggio del cuscinetto nella carcassa B si è pensato ad un fissaggio su tutti e 4 i punti: l'anello interno è bloccato da una parte grazie allo spallamento dell'albero e dall'altra mediante un anello elastico, mentre l'anello esterno è bloccato dallo spallamento eseguito nella carcassa e dal tappo. Invece, il cuscinetto nella carcassa A risulta fissato solamente nell'anello interno, sempre mediante spallamento sull'albero e seeger dall'altra parte. L'anello esterno non è stato fissato per assecondare le dilatazioni dell'albero al variare della temperatura.

Si riportano i dati di progetto; per chiarezza indichiamo con sezione 3.1 quella nel lato della ruota e sezione 3.2 quella nel lato opposto.

	SEZIONE 3.1	SEZIONE 3.2
Diametro albero [mm]	60	60
Velocità di rotazione [rpm]	111	
Cicli in un periodo di manutenzione [milioni di giri]	168	
Forza assiale [N]	4,69	4,69
Forza radiale [N]	9,40	12,16

Tabella 46 - Dati albero 3 per la scelta dei cuscinetti

I cuscinetti scelti sono SKF 6112, che presentano le seguenti caratteristiche:

$$P_u = 1,53 \text{ kN}$$

$$C = 55,3 \text{ kN}$$

$$e = 0,32$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 1,35$$

Anche in questo caso è stato seguito il procedimento enunciato a inizio capitolo. In seguito si elencano in i dati chiave del calcolo della durate e delle ore di funzionamento, con particolare riguardo al numero di cicli di manutenzione prima della sostituzione:

	SEZIONE 3.1 <i>SKF 6212</i>	SEZIONE 3.2 <i>SKF 6212</i>
a_1	1	1
a_{iso}	3,5	3
$\nu_1 [mm^2/s]$	110	110
$\nu [mm^2/s]$	220	220
k [-]	2	1
$\eta_c [-]$	0,8	0,8
P [kN]	11,60	13,15
$\eta_c P_u/P$	0,11	0,09
L_{10} [milioni di giri]	379	223
Ore di funzionamento [ore]	56542	33315
Cicli di manutenzione	2	1

Tabella 47 - Dimensionamento cuscinetti albero 3

In questo caso la manutenzione dovrà avvenire per il primo cuscinetto ogni ciclo di manutenzione mentre per il secondo cuscinetto ogni 2.

Le caratteristiche geometriche sono illustrate nella tabella in appendice.

7 COLLEGAMENTI

A questo punto si procede con la scelta dei collegamenti albero-ruota. Date le dimensioni ridotte della ruota 1 si è optato per una realizzazione di pezzo al fine di evitare di assottigliare eccessivamente lo spessore sotto-dente. Negli altri casi è stata adottata una procedura graduale: inizialmente si è prevista una soluzione di collegamento tramite linguetta (la via più economica e meno dispendiosa dal punto di vista realizzativo). Qualora la linguetta non fosse una soluzione sufficiente si è passati a valutare il collegamento forzato, infine, come ultima opzione, il collegamento scanalato.

7.1 COLLEGAMENTO RUOTA 2

Sull'albero 2 agisce un momento torcente $M_{t2} = 1101,06 \text{ Nm}$ e il diametro dell'albero nella sezione corrispondente alla ruota 2 è pari a 40 mm. La linguetta trasmette il moto grazie all'azione sui fianchi, e la dimensione minima che deve avere è data da:

$$l_{min} = \frac{4M_t}{hdp_{amm}}$$

Per il valore di p_{amm} è stato scelto 175 MPa, valore caratteristico per gli acciai. L'altezza della linguetta h è pari a 8 mm come specificato nella UNI 6604 per diametri dell'albero compresi tra 38 e 44 mm.

Sulla base del calcolo sopra riportato si ottiene una lunghezza minima di 78,65 mm, corrispondente ad una lunghezza unificata di 80 mm. Essendo questa maggiore della larghezza della ruota 2 (pari a 57,47 mm) il collegamento tramite linguetta è stato scartato.

Per il collegamento forzato si è seguita la UNI 7218-73, per quanto riguarda le tolleranze degli accoppiamenti si è fatto affidamento alla norma ISO.

La procedura consiste nel calcolare una pressione necessaria a trasmettere il momento torcente tramite la formula:

$$p_c = \left(\frac{2M_t}{\pi d_c^2 \cdot l \cdot f} \right) (C.S.)$$

- $M_t=1101,06 \text{ Nmm}$
- $f=0,125$ coefficiente d'attrito, il valore indicato è caratteristico dei collegamenti a caldo.
- $C.S.=2$ coefficiente di sicurezza.
- $l=57,47 \text{ mm}$, lunghezza di accoppiamento pari alla larghezza di fascia della ruota.
- $d_c=40 \text{ mm}$, diametro di contatto, cioè il diametro dell'albero da accoppiare.

Si ricava una pressione di contatto richiesta di 121,98 MPa.

A questo punto è necessario individuare l'interferenza i in grado di garantire la pressione di contatto richiesta:

$$\frac{i}{2r_c p_c} = \frac{1}{E_2} \left(\frac{r_{2e}^2 + r_c^2}{r_{2e}^2 - r_c^2} + \nu_2 \right) + \frac{1}{E_1} \left(\frac{r_c^2 + r_{1i}^2}{r_c^2 - r_{1i}^2} - \nu_1 \right)$$

I materiali di albero e ruota, anche se diversi, hanno modulo di Young e coefficiente di Poisson uguali, inoltre l'albero è pieno. Questo fa sì che la formula per determinare l'interferenza risulti semplificata:

$$\frac{i}{2r_c} = \frac{p_c}{E} \frac{2r_{2e}^2}{r_{2e}^2 - r_c^2}$$

Da cui si ricava $i = 48,59 \mu m$.

Da normativa UNI 7218-73 si è scelta una tolleranza che mi garantisca un'interferenza minima maggiore di quella richiesta per garantire la pressione di contatto p_c .

TOLLERANZA DI LAVORAZIONE		
MOZZO Js7	$S_{s,m}$: Scostamento superiore mozzo [μm]	12
	$S_{i,m}$: Scostamento inferiore mozzo [μm]	-12
ALBERO x7	$S_{s,a}$: Scostamento superiore albero [μm]	76
	$S_{i,a}$: Scostamento inferiore albero [μm]	105

Tabella 48 - Scostamenti collegamento forzato ruota 2

L'interferenza minima garantita dall'accoppiamento:

$$i_{\min} = S_{i,a} - S_{s,m} = 93 \mu m$$

Successivamente bisogna tenere conto di possibili variazioni di interferenza per effetto dello schiacciamento delle rugosità Δi_R e delle variazioni di temperatura Δi_T .

Il calettamento del mozzo provoca uno schiacciamento delle creste che può essere stimato dell'ordine del 40%, ciò comporta una perdita di interferenza diametrale calcolata come:

$$\Delta i_R = 2 \cdot 0,4 (R_a + R_m) = 1,28 \mu m$$

Le rugosità di albero R_a e mozzo R_m sono pari a $0,8 \mu m$ (qualità IT/7).

La variazione di interferenza dovuta a variazioni di temperatura interviene solo nel caso in cui i coefficienti di dilatazione termica dei materiali di albero e mozzo siano diversi. Essendo nel nostro caso molto simili, si è trascurato questo contributo. Concludendo:

$$i_{\min} \geq i + \Delta i_R = 49,87 \mu m$$

La condizione di interferenza risulta soddisfatta.

Nel montaggio a caldo il mozzo viene scaldato in modo da far dilatare il suo diametro interno e consentire l'inserimento dell'albero. Quando il mozzo si raffredda si realizza il forzamento. La temperatura richiesta si calcola come:

$$\Delta T = \frac{i_{\max} + s}{\alpha \cdot d_c \cdot 10^3}$$

- $i_{max} = S_{s,a} - S_{i,m} = 88 \mu m$
- S è il gioco diametrale di infilamento necessario per assicurare un facile montaggio. È stato preso pari a $30 \mu m$.
- α è il coefficiente di dilatazione termica lineare pari a $1,2 \cdot 10^{-5} C^{\circ-1}$.

La temperatura richiesta è di circa $245^{\circ}C$. Il valore è ragionevole essendo sensibilmente inferiore ad un limite massimo posto a $350^{\circ}C$, oltre il quale i trattamenti termici verrebbero annullati.

Si conclude dunque che il collegamento forzato Js7/x7 è adeguato a fissare la ruota 2.

7.2 COLLEGAMENTO RUOTA 3

Dopo aver scartato la possibilità di un collegamento tramite linguetta si è passati a verificare il collegamento forzato. La procedura è analoga a quella seguita per verificare la ruota 2 sulla base della UNI 7218-73 e la ISO per le tolleranze.

$$p_c = \left(\frac{2M_t}{\pi d_c^2 \cdot l \cdot f} \right) (C.S.)$$

- $M_t = 1101,06 \text{ Nmm}$
- $f = 0,125$ coefficiente d'attrito, valore indicato per i collegamenti a caldo.
- $C.S. = 2$ coefficiente di sicurezza.
- $l = 77,65 \text{ mm}$, lunghezza di accoppiamento pari alla larghezza di fascia della ruota.
- $d_c = 45 \text{ mm}$, diametro di contatto, cioè il diametro dell'albero da accoppiare.

Si ricava una pressione di contatto richiesta di $71,33 \text{ MPa}$.

A questo punto è necessario individuare l'interferenza in grado di garantire la pressione di contatto richiesta:

$$\frac{i}{2r_c} = \frac{p_c}{E} \frac{2r_{2e}^2}{r_{2e}^2 - r_c^2}$$

Da cui si ricava $i = 41,39 \mu m$.

Da normativa UNI 7218-73:

TOLLERANZA DI LAVORAZIONE		
MOZZO H7	$S_{s,m}$: Scostamento superiore mozzo [μm]	25
	$S_{i,m}$: Scostamento inferiore mozzo [μm]	0
ALBERO u6	$S_{s,a}$: Scostamento superiore albero [μm]	86
	$S_{i,a}$: Scostamento inferiore albero [μm]	70

Tabella 49 - Scostamenti collegamento forzato ruota 3

L'interferenza minima garantita dall'accoppiamento:

$$i_{\min} = S_{i,a} - S_{s,m} = 45 \mu m$$

Successivamente bisogna tenere conto di possibili variazioni di interferenza per effetto dello schiacciamento delle rugosità Δi_R e delle variazioni di temperatura Δi_T .

Il calettamento del mozzo provoca uno schiacciamento delle creste che può essere stimato dell'ordine del 40%, ciò comporta una perdita di interferenza diametrale calcolata come:

$$\Delta i_R = 2 \cdot 0,4 (R_a + R_m) = 1,28 \mu m$$

Le rugosità di albero R_a e mozzo R_m sono pari a $0,8 \mu m$ (qualità IT/7).

La variazione di interferenza dovuta a variazioni di temperatura interviene solo nel caso in cui i coefficienti di dilatazione termica dei materiali di albero e mozzo siano diversi. Essendo nel nostro caso molto simili, si è trascurato questo contributo. Concludendo:

$$i_{\min} \geq i + \Delta i_R = 42,67 \mu m$$

La condizione di interferenza risulta soddisfatta.

Nel montaggio a caldo il mozzo viene scaldato in modo da far dilatare il suo diametro interno e consentire l'inserimento dell'albero. Quando il mozzo si raffredda si realizza il forzamento. La temperatura richiesta si calcola come:

$$\Delta T = \frac{i_{\max} + s}{\alpha \cdot d_c \cdot 10^3}$$

- $i_{\max} = S_{s,a} - S_{i,m} = 86 \mu m$
- S è il gioco diametrale di infilamento necessario per assicurare un facile montaggio. È stato preso pari a $30 \mu m$.
- α è il coefficiente di dilatazione termica lineare pari a $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$.

La temperatura richiesta è di circa $215 \text{ } ^\circ\text{C}$. Il valore è ragionevole essendo sensibilmente inferiore ad un limite massimo posto a $350 \text{ } ^\circ\text{C}$, oltre il quale i trattamenti termici verrebbero annullati.

Si conclude dunque che il collegamento forzato H7/u7 è adeguato a fissare la ruota 3.

7.3 COLLEGAMENTO RUOTA 4

La ruota 4 è calettata sull'albero 3 dove la coppia è massima e pari a $3897,76 \text{ Nm}$. Dopo aver scartato la soluzione di collegamento tramite linguetta si è passati a verificare il collegamento forzato. La pressione di contatto richiesta pari a $133,02 \text{ MPa}$ porta a richiedere una interferenza minima di $121,75 \mu m$. Questo valore molto elevato è dovuto non soltanto alla elevata pressione di contatto p_c , ma anche al fatto che l'albero, essendo cavo, richiede un'interferenza ancora maggiore di quella che sarebbe richiesta nel caso di albero pieno.

Un'interferenza tale non può essere soddisfatta da nessun accoppiamento previsto dalla UNI 7218, per cui si è scartato il collegamento forzato optando per uno scanalato.

La normativa a cui si è fatto riferimento è la UNI 8953, relativa ad accoppiamenti scanalati con profili di fianchi dritti e centraggio interno (si fanno combaciare la superficie cilindrica interna del foro con la superficie di fondo della scanalatura dell'albero).

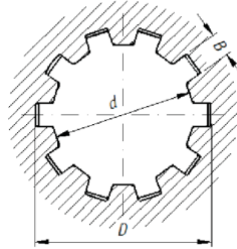


Figura 31 - Collegamento scanalato

Per dimensionare la lunghezza minima che deve avere la scanalatura in direzione assiale si sfrutta la relazione:

$$l_{min} = \frac{m \cdot \Omega}{k} d$$

- d è il diametro interno del collegamento
- m è una costante che, nel caso di accoppiamenti fissi in cui una sola delle due superfici è cementata, è preso pari 2,10.
- Ω è calcolato sulla base di diametro interno, esterno, altezza degli smussi e numero di scanalature (letti dalla normativa UNI 8953) tramite la relazione:

$$\Omega = \frac{d^2}{(D - d - 4c)(D + d)N}$$

- Per quanto riguarda k si è partiti da un valore pratico di 0,96, suggerito dalla normativa per accoppiamenti fissi e condizioni conservative. Questo valore viene poi modulato sulla base del momento torcente effettivamente trasmesso, minore di quello trasmissibile dall'accoppiamento. Considerando un momento trasmissibile:

$$M_t = \frac{\pi d^3}{16} \tau_a = \frac{\pi d^3}{16} \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}$$

Il valore di k si ottiene moltiplicando 0,96 per il rapporto tra la coppia sopra definita e quella effettivamente trasmessa. Così facendo si ottiene k pari a 4,76.

Svolgendo i calcoli si ottiene una lunghezza minima dell'accoppiamento di 11,15 mm, ampiamente soddisfatta andando a scanalare la larghezza della ruota.

Come ultima verifica è stato necessario assicurarsi che la lunghezza dello scanalato fosse tale che il rapporto L/d non risultasse maggiore di 1,5 per evitare significative differenze di rotazione tra le sezioni estreme di albero e mozzo e quindi pressione non uniforme sulle facce laterali dei risalti.

Numero scanalature N	8
Diametro esterno [mm]	72
Larghezza scanalatura B [mm]	12
Altezza degli smussi c [mm]	0,3
Lunghezza minima di contatto [mm]	11,15

Tabella 50 - Caratteristiche collegamento scanalato per collegamento ruota 4

7.4 COLLEGAMENTI IN INGRESSO E IN USCITA RIDUTTORE

In ingresso, dove è prevista una puleggia che immetta la coppia prevista di 311,03 Nm, è stato previsto un collegamento tramite linguetta. Il diametro dell'albero 1 in questa sezione è stato fissato pari a 20 mm, al quale corrisponde una linguetta 6 x 6 secondo normativa UNI 6604. Per una lunghezza minima di 59 mm è stata scelta una linguetta unificata di 63 mm.

Per quanto riguarda l'uscita del riduttore, il collegamento deve avvenire internamente, essendo l'albero 3 cavo. A causa dell'elevata coppia non è stato possibile realizzare un collegamento tramite linguetta, mentre si è optato per una scanalatura interna.

Seguendo una procedura analoga a quella relativa al collegamento della ruota 4 è stato dimensionato il collegamento scanalato interno ottenendo una lunghezza minima di contatto di 35 mm.

Numero scanalature N	8
Diametro esterno [mm]	42
Larghezza scanalatura B [mm]	7
Altezza degli smussi c [mm]	0,3
Lunghezza minima di contatto [mm]	35,12

Tabella 51 - Caratteristiche collegamento scanalato in uscita dal riduttore

8 MONTAGGIO, SMONTAGGIO E MANUTENZIONE

Per un corretto montaggio occorre eseguire nell'ordine le seguenti operazioni:

1. Preparazione attrezzatura e banco di montaggio:
 - Pulizia del banco di montaggio e dei componenti da assemblare.
 - Preparazioni chiavi esagonali M6, M8, M14 e bussole di inserimento cuscinetti.
2. Calettamento delle ruote sugli alberi:
 - Ruota 2: il montaggio sull'albero 2 avviene per forzamento a caldo tramite riscaldamento della ruota alla temperatura di 250 °C circa.
 - Ruota 3: anche questa è da montarsi per forzamento a caldo, occorre quindi riscaldarla anch'essa a 250 °C, come indicato nel capitolo Collegamenti.
3. Inserimento cuscinetti:
 - Alloggiare il cuscinetto 6212 nella carcassa B nella sede dell'albero 3.
 - Inserire tutti i restanti cuscinetti nell'apposita sede dell'albero corrispondente.
 - Prestare attenzione a bloccare il cuscinetto 6212 lato carcassa A con l'apposito seeger sull'albero 3.
 - Dal momento che i cuscinetti sono montati con interferenza è necessario interporre un leggero strato di lubrificante prima del montaggio.
4. Inserire tappi di chiusura:
 - Alloggiare gli o-rings nelle apposite sedi della carcassa A.
 - Inserire i paraoli nei tappi dell'albero 1 e 3 lato A.
 - Inserire e serrare con 4 viti ISO 4017-M8x35 e 4 rondelle 8,4x16 UNI 6592 i 3 tappi della carcassa A.
5. Inserire gli alberi:
 - Adagiare la carcassa A su di un piano.
 - Inserire con cura gli alberi, prestando attenzione all'albero 1 a sbalzo oltre la carcassa.
 - Inserire la ruota 4: il collegamento con l'albero 3 è tramite collegamento scanalato.
 - Aggiungere l'apposito distanziale sull'albero 3 lato ruota 4.
6. Chiusura carcassa:
 - Apporre l'apposita guarnizione sagomata nel profilo di chiusura della carcassa.
 - Adagiare la carcassa prestando attenzione al corretto inserimento dei cuscinetti nelle proprie sedi, aiutarsi nell'inserimento con le apposite spine di centraggio.
 - Fissare il seeger albero 3 lato B.
 - Inserire le guarnizioni o-rings nelle apposite cave ed il paraolio nel tappo dell'albero 3.
 - Inserire e serrare con 4 viti ISO 4017-M8x35 e 4 rondelle 8,4x16 UNI 6592 i 3 tappi della carcassa B. Prestare attenzione ad inserire gli spessori sfogliabili congruamente con le necessità di montaggio dei cuscinetti sugli alberi 1 e 2.

- Chiudere la carcassa con le apposite viti ISO 4017 M8x45, dadi M8 UNI 5588 e rondelle 8,4x16 UNI 6592; in questo passaggio è necessario montare anche le piastre per il successivo montaggio del tirante e le staffe come mostrato a disegno.
- Inserire la vite di chiusura del foro olio inferiore della carcassa con l'apposita guarnizione (vite ISO 4017 M8x25).

7. Montaggio accessori:

- Montare tramite vite ISO 4017 M14x55, dado M8 UNI 5588 e rondella 15x28 UNI 6592 il tirante inferiore sulle piastre apposite.
- Sollevare il riduttore in posizione verticale e riempire di olio ISO VG220 tramite l'apposito foro superiore.
- Chiudere foro del tappo olio superiore con vite ISO 4017 M8x25 con apposita guarnizione.
- Montare il riduttore sul sistema d'esercizio.

Ogni componente del riduttore è stato progettato a vita infinita, a meno dei cuscinetti che, come visto in precedenza, sono stati dimensionati per cicli di vita di multipli di 25000 ore, così da avere un piano di manutenzione programmato. Per l'azione di manutenzione e conseguente smontaggio del riduttore attenersi alle seguenti indicazioni:

1. Rimuovere la vite di chiusura del foro olio inferiore, quindi effettuare lo scarico dell'olio.
2. Appoggiare il riduttore sul banco dalla parte della carcassa A.
3. Rimuovere il tappo nella carcassa B corrispondente all'albero 3.
4. Quindi rimuovere il seeger e gli o-rings presenti nell'apposita sede.
5. Rimuovere le viti di chiusura della carcassa, facendo attenzione alla rimozione del supporto per il tirante e il supporto per il riduttore.
6. Sollevare la carcassa B ed appoggiarla da parte, fare attenzione a togliere anche la guarnizione presente tra le due carcasse.
7. Nel caso fosse necessaria la sostituzione del cuscinetto 6212 è ora possibile farlo utilizzando l'apposito estrattore.
8. Rimuovere il distanziale e la ruota 4 dall'albero 3.
9. Sfilare albero 1, 2 e 3 ed appoggiarli sul bancone per poter poi rimuovere i cuscinetti qualora necessario.
10. Per i cuscinetti che sono da sostituire, servirsi dell'estrattore per sfilarli dalla loro sede (nel caso del cuscinetto 6212 dell'albero 3 è necessario prima rimuovere il seeger).
11. Procedere quindi con l'inserimento dei nuovi cuscinetti.
12. E ora possibile procedere con il montaggio seguendo le indicazioni fornite. Si tenga conto che le prime 4 operazioni sono già state eseguite. Si parta quindi dalla numero 5.

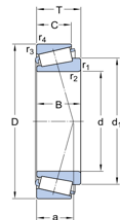
9 BIBLIOGRAFIA

- [1] *ISO 6336: Calculation of load capacity of spur and helical gears Basic principles, introduction and general influence factors.*
- [2] *ISO 1328: Ruote dentate cilindriche - Sistema ISO di precisione - Definizioni e valori ammissibili degli errori dei fianchi dei denti degli ingranaggi.*
- [3] *UNI 6604: Linguette. Dimensioni ed applicazione.*
- [4] *UNI 8953: Scanalati cilindrici con fianchi paralleli, a centraggio interno. Dimensioni, tolleranze e verifica.*
- [5] *ISO 4017: Elementi di collegamento - Viti a testa esagonale con gambo interamente filettato - Categorie A e B.*
- [6] Chirone E., Tornicasa S., *Disegno tecnico e industriale 2*, Edizioni il campiello 2010.
- [7] *Manuale SKF cuscinetti volventi.*

10 ALLEGATI ED APPENDICI

10.1 CARATTERISTICHE GEOMETRICHE CUSCINETTI

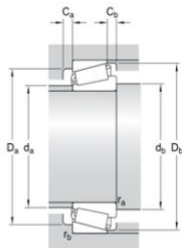
Dimensioni



d	25	mm
D	62	mm
T	25.25	mm
d ₁	≈ 41.7	mm
B	24	mm
C	20	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

a	15.236	mm
---	--------	----

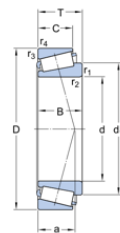
Dimensioni dello spallamento



d _a	max. 33	mm
d _b	min. 33	mm
D _a	min. 52	mm
D _a	max. 55	mm
D _b	min. 57	mm
C _a	min. 3	mm
C _b	min. 5	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Figura 32 - Cuscinetto albero 1 SKF 32305

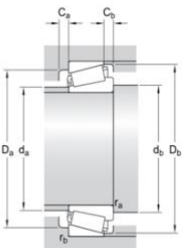
Dimensioni



d	30	mm
D	72	mm
T	28.75	mm
d ₁	≈ 48.7	mm
B	27	mm
C	23	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

a	17.569	mm
---	--------	----

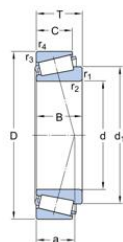
Dimensioni dello spallamento



d _a	max. 39	mm
d _b	min. 38	mm
D _a	min. 59	mm
D _a	max. 65	mm
D _b	min. 66	mm
C _a	min. 4	mm
C _b	min. 5.5	mm
r _a	max. 1.5	mm
r _b	max. 1.5	mm

Figura 33 - Cuscinetto albero 2 SKF 32306

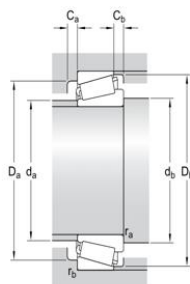
Dimensioni



d	35	mm
D	80	mm
T	22.75	mm
d ₁	≈ 54.55	mm
B	21	mm
C	18	mm
r _{1,2}	min. 2	mm
r _{3,4}	min. 1.5	mm

a	16.181	mm
---	--------	----

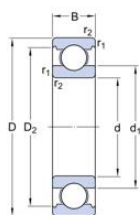
Dimensioni dello spallamento



d _a	max. 46	mm
d _b	min. 44.5	mm
D _a	min. 70	mm
D _b	max. 72.5	mm
C _a	min. 3	mm
C _b	min. 4.5	mm
r _a	max. 2	mm
r _b	max. 1.5	mm

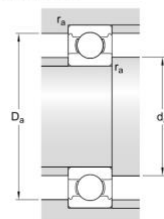
Figura 34 - Cuscinetto albero 2 SKF 30307

Dimensioni



d	60	mm
D	110	mm
B	22	mm
d ₁	≈ 75.5	mm
D ₂	≈ 98	mm
r _{1,2}	min. 1.5	mm

Dimensioni dello spallamento



d _a	min. 69	mm
D _a	max. 101	mm
r _a	max. 1.5	mm

Figura 35 - Cuscinetto albero 3 SKF 6212

10.2 DEFINIZIONE DEL VERSO DEL TIRANTE

È stato possibile, conoscendo il verso e l'intensità delle forze in gioco (coppia in ingresso, coppia in uscita e precarico della puleggia), calcolare la forza che il tirante deve esercitare per tenere in equilibrio il riduttore. Si descrivono brevemente i calcoli eseguiti.

Per prima cosa si è trasportata la coppia motrice nell'albero dell'utilizzatore dividendola per τ :

$$C_m' = C_m / \tau$$

In questo modo è possibile fare la differenza tra le due coppie in gioco e vedere quale delle due prevale, e quindi in che direzione tende a ruotare il riduttore:

$$\Delta C = C_u - C_m'$$

Essendo:

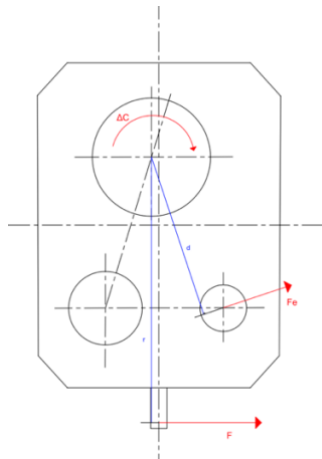
$$C_m = 311 \text{ N m} ;$$

$$C_u = 3898 \text{ N m}$$

Si ottiene: $\Delta C = 3872 \text{ N m}$

A questo punto è possibile ottenere il verso e l'intensità della forza semplicemente imponendo l'equilibrio alla rotazione rispetto all'asse dell'albero 3:

$$\Delta C - Fe d + F r = 0$$



Essendo:

$$d = \frac{192}{\cos(90-72)} \text{ mm}$$

$$Fe = 1600 \text{ N}$$

$$r = 394 \text{ mm}$$

Risulta che F è rivolta nella direzione mostrata e deve avere una intensità pari a:

$$F = \frac{Fe d - \Delta C}{r} = 9010 \text{ N}$$

11 DISEGNI
