

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI BOLOGNA

Facoltà di Ingegneria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Dipartimento di Ingegneria delle Costruzioni Meccaniche, Nucleari, Aeronautiche e
di Metallurgia

Tesi di Laurea in Meccanica delle macchine M-A

**PROGETTAZIONE DEL RIDUTTORE IN
UN SISTEMA DI TRASMISSIONE PER
AUTOVEICOLI A PROPULSIONE IBRIDA
COMPLETA**

Candidato:

Enrico Medina

Relatore:

Chiar.mo prof.Ing. **Marco Carricato**

Correlatori:

P.I. Maurizio Corsellini
dott.Ing. Fabrizio Sasdelli

ANNO ACCADEMICO 2010-2011

*A Veronica,
che aveva ragione.*

Sommario

Questa tesi di laurea descrive il progetto del riduttore, usato per realizzare la trasmissione del moto dal motore elettrico alle ruote di un autoveicolo ibrido o elettrico. Per prima cosa vengono analizzate le caratteristiche richieste al riduttore, definendone il layout ed il rapporto di riduzione; successivamente si studiano le sollecitazioni a cui il rotismo sarà sottoposto, per definire correttamente un ciclo di carico da usare nel dimensionamento dei vari componenti. Fatto ciò, vengono calcolati e modellati i componenti interni del riduttore. Infine viene anche eseguito uno studio funzionale della carcassa che dovrà contenere tali componenti.

Ringraziamenti

Questa tesi conclude il mio periodo di studi universitari di Ingegneria, durato cinque anni. Il progetto a cui ho potuto collaborare, presso l'ufficio tecnico di CIMA s.p.a., è stato per me una preziosa occasione per migliorare la mia preparazione ed ha rappresentato la mia prima, stimolante esperienza nel modo della progettazione meccanica. Per questo voglio esprimere la mia profonda gratitudine al Prof. Marco Carricato che mi ha proposto questa opportunità, all'Ing. Fabrizio Sasdelli, direttore generale di CIMA s.p.a, che mi ha accolto nell'azienda, dimostrandosi sempre e da subito disponibile e prodigo di consigli, al responsabile dell'ufficio tecnico P.I. Maurizio Corsellini, maestro impareggiabile e paziente, e a tutti i dipendenti dell'ufficio tecnico, che mi hanno accolto ed aiutato.

Ringrazio inoltre l'Ing. Stefano Carabelli, direttore generale di ACTUA s.r.l. ed ideatore del progetto, per aver condiviso con me le sue conoscenze nel campo elettronico e controllistico, che mi hanno permesso di approfondire gli aspetti complementari di questo progetto.

Enrico Medina

Indice

Sommario	i
Ringraziamenti	ii
1 Il veicolo e la trasmissione	1
1.1 Inquadramento del progetto	1
2 Layout della trasmissione	4
2.1 Considerazioni generali	4
3 Il motore elettrico e le prestazioni	8
3.1 Le caratteristiche dei motori utilizzati	8
3.2 Il ciclo di carico	11
4 Il progetto del riduttore	14
4.1 Le ruote dentate	14
4.1.1 Il carico effettivo	14
4.1.2 Il proporzionamento geometrico delle dentature	18
4.1.3 Il dimensionamento a resistenza	21
4.1.4 Gli ingranaggi realizzati	25
4.2 Gli alberi	29
4.2.1 L'albero d'ingresso	30
4.2.2 L'albero intermedio	34
4.2.3 L'albero d'uscita	39
4.3 La carcassa	44
4.3.1 Gli alloggiamenti dei cuscinetti	44
4.3.2 La lubrificazione	46
4.3.3 Il freno di stazionamento	49
5 Conclusioni e sviluppi futuri	51

A Il programma di calcolo e i risultati del dimensionamento dei componenti	53
Bibliografia	121

Elenco delle tabelle

3.1	Ciclo di carico per il veicolo sportivo	12
4.1	Caratteristiche del lubrificante.	25
4.2	Caratteristiche meccaniche del 18 CrNiMo 7-6.	26
4.3	Caratteristiche geometriche del primo ingranaggio.	26
4.4	Risultati del calcolo per il primo ingranaggio.	27
4.5	Caratteristiche geometriche del secondo ingranaggio.	28
4.6	Risultati del calcolo per il secondo ingranaggio.	29
4.7	Coefficienti di sicurezza, albero d'ingresso.	31
4.8	Caratteristiche del profilo scanalato di collegamento al motore.	31
4.9	Caratteristiche del profilo scanalato per la ruota di stazionamento.	34
4.10	Coefficienti di sicurezza, per l'albero intermedio.	36
4.11	Caratteristiche del profilo scanalato per il callettamento della corona del primo stadio.	37
4.12	Caratteristiche del profilo scanalato per l'alberino di comando della pompa.	38
4.13	Coefficienti di sicurezza, albero ingresso.	39
4.14	Caratteristiche dello scanalato di collegamento alla flangia di uscita.	42

Elenco delle figure

1.1	Schema di un veicolo a propulsione ibrida seriale e due differenti soluzioni per ibridi paralleli	2
2.1	Esempio di trasmissione con riduttore centrale e motori laterali.	6
2.2	Distanza tra le flange dell'assale elettrico.	7
2.3	Soluzione con motore e trasmissione <i>integrati</i>	7
2.4	Soluzione con motore e trasmissione accoppiati con profili scanalati.	7
3.1	Esempio di curve di coppia e potenza in funzione della velocità di rotazione del motore	9
3.2	Curve di coppia per i due motori esaminati.	10
3.3	Esempio di ciclo di omologazione urbano.	11
3.4	Valori delle coppie per il duty cycle.	12
4.1	Tabella per la definizione del fattore K_a	15
4.2	Campi di funzionamento.	17
4.3	Determinazione della sezione resistente del dente S_{Fn} ; ISO 6336-3.	21
4.4	Il problema dell'intaglio a fondo dente.	22
4.5	Flessione del dente e variazione di passo.	23
4.6	Profilo di un dente rilevato con un evolventimetro	24
4.7	Rappresentazione delle dentature del primo ingranaggio.	25
4.8	Rappresentazione delle dentature del secondo ingranaggio	28
4.9	Schema dell'albero d'ingresso implementato nel software di calcolo.	30
4.10	Sollecitazione equivalente di Von Mises per l'albero d'ingresso.	32
4.11	Deformazione dell'albero d'ingresso.	33
4.12	Modello solido dell'albero d'ingresso con cuscinetti.	34
4.13	Schema dell'albero intermedio implementato nel software di calcolo.	35
4.14	Sollecitazione equivalente di Von Mises per l'albero intermedio.	36
4.15	Deformazione dell'albero intermedio.	37
4.16	Modello solido dell'albero intermedio con cuscinetti.	38
4.17	Schema dell'albero d'uscita implementato nel software di calcolo.	39
4.18	Sollecitazione equivalente di Von Mises per l'albero d' uscita.	40
4.19	Deformazione dell'albero d'uscita.	41
4.20	Modello solido dell'albero d'uscita con cuscinetti.	42

4.21	I due stadi del riduttore.	43
4.22	Montaggio dei cuscinetti per l'albero d'ingresso.	44
4.23	Montaggio dei cuscinetti per l'albero intermedio.	45
4.24	Montaggio dei cuscinetti per l'albero d'uscita.	46
4.25	Pompa gerotor.	47
4.26	Circuito per la lubrificazione dei cuscinetti.	48
4.27	Meccanismo per l'inserimento del freno di stazionamento.	49
4.28	Particolare del meccanismo del freno di stazionamento.	50
5.1	Il riduttore e l'assale elettrico.	52

Capitolo 1

Il veicolo e la trasmissione

Questo capitolo delinea una panoramica sui sistemi di trazione ibrida, soffermandosi su quello sviluppato nel progetto realizzato.

1.1 Inquadramento del progetto

L'oggetto di questa tesi di laurea è lo sviluppo di un riduttore che consenta la trasmissione della coppia motrice ai semiassi delle ruote di un'automobile. Il veicolo in questione appartiene alla gamma delle vetture ibride, le quali abbinano ad un tradizionale motore termico, uno o più motori elettrici. Negli ultimi anni sta divenendo sempre maggiore l'interesse nello sviluppo di questa tecnologia, con l'obiettivo di ridurre i consumi e l'impatto ambientale dei veicoli su gomma e diminuire la dipendenza di questi mezzi di trasporto dai combustibili fossili.

Diversi sono i sistemi che realizzano l'ibridazione di un veicolo e vengono comunemente classificati in seriali e paralleli. Negli ibridi seriali il motore termico ha il compito di produrre, accoppiato ad un alternatore, l'energia usata per alimentare l'unità elettrica, a cui compete la trazione del veicolo. L'eventuale surplus di energia, prodotta e non utilizzata dal motore elettrico, viene immagazzinato in batterie ed usato nei momenti in cui la potenza elettrica richiesta eccede quella prodotta. In questo caso il motore termico funziona ad una velocità di rotazione costante ed ottimale per il suo rendimento.

Negli ibridi paralleli entrambi i propulsori sono responsabili della trazione del veicolo e quale sia l'unità principale dipende dal grado di ibridazione: nei sistemi completamente ibridi (full hybrid) entrambi i motori sono in grado da soli di muovere il veicolo, mentre nei sistemi con grado di ibridazione blando o minimo (mild hybrid o minimal hybrid) la trazione elettrica deve essere sempre coadiuvata da quella termica. La figura 1.1 chiarisce la distinzione tra ibridi seriali e paralleli.

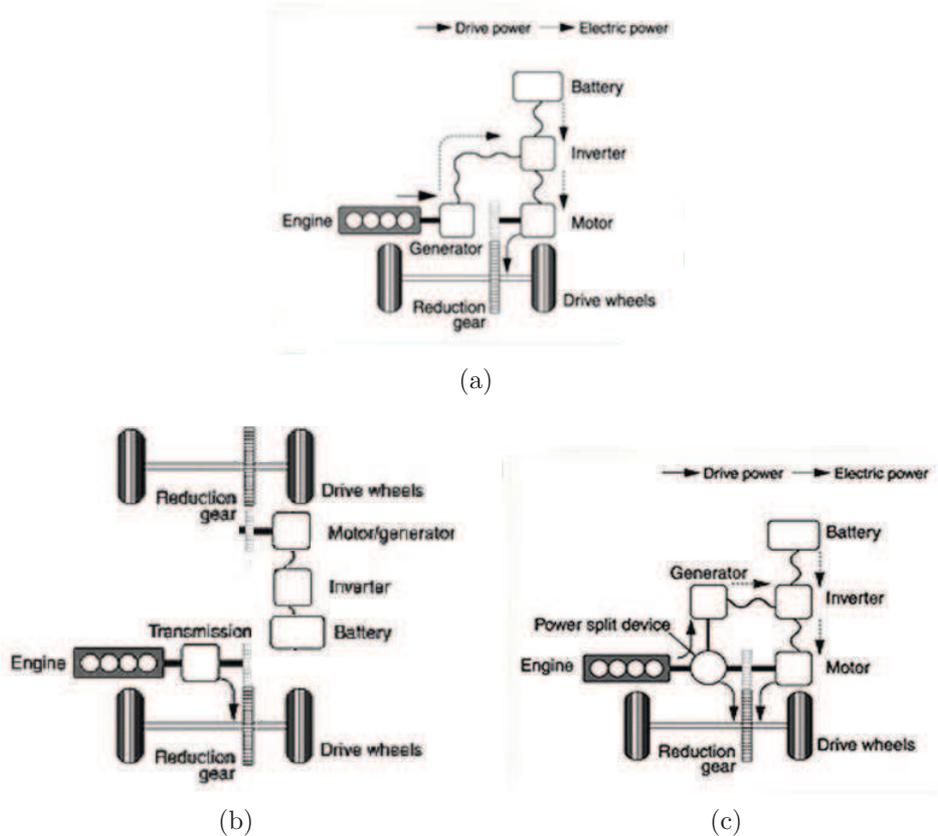


Figura 1.1: Schema di un veicolo a propulsione ibrida seriale e due differenti soluzioni per ibridi paralleli. Immagini tratte dal sito <http://physics.technion.ac.il.htm>

Un' ulteriore distinzione tra i sistemi ibridi paralleli può essere fatta in riferimento al posizionamento del nodo meccanico che realizza l'accoppiamento dei due propulsori e trasmette la potenza alle ruote motrici: in questo senso si distinguono sistemi ibridi pre-trasmissione, con motore elettrico a monte del cambio, sistemi post-trasmissione, con motore elettrico a valle del cambio, e ibridi pre-ruote, in cui i due assali del veicolo sono collegati ciascuno ad un solo tipo di propulsore.

Il progetto che viene descritto nei prossimi capitoli riguarda la trasmissione dell'assale movimentato dai motori elettrici, di una vettura appartenente a quest'ultima tipologia di veicoli. Il disaccoppiamento dei due assali consente di progettare liberamente la trasmissione collegata al motore elettrico che, di fatto, non ha vincoli legati al gruppo termico. L'idea sviluppata prevede l'utilizzo di due motori brushless, ognuno dei quali è collegato, per mezzo di un riduttore bistadio, al giunto omocinetico che porta il moto alla ruota. Nel capitolo 2 viene descritta dettagliatamente tale architettura. Questa soluzione rende più semplice la realizzazione della

trasmissione, che non prevede un cambio né alcun rotismo differenziale. Inoltre, grazie al controllo elettronico della potenza dei motori, si realizza un vero e proprio differenziale elettronico: è possibile variare non solo la velocità tra le due ruote in curva ma anche la coppia, in modo da assecondare la traiettoria che deve seguire il veicolo e aumentare la stabilità dello stesso; è inoltre possibile gestire la trazione diversamente sulle due ruote in modo da ottimizzare l'aderenza anche in condizioni di grip differenti sui due lati del veicolo, nonché eseguire manovre con raggi di sterzata ridotti, facendo girare le ruote con velocità contrarie. Questo tipo di trasmissione può poi essere applicato non solo a vetture ibride, con trazione integrale, ma anche su veicoli puramente elettrici, in cui si può motorizzare un solo assale o entrambi, usando rispettivamente quattro motoriduttori o due.

Capitolo 2

Layout della trasmissione

In questo capitolo viene affrontato il tema della scelta del layout della trasmissione e vengono descritti i parametri analizzati e le considerazioni fatte in questa fase del progetto.

2.1 Considerazioni generali

Come detto nel capitolo 1, l'assale elettrico che realizza il differenziale elettronico è composto da due gruppi motoriduttori, autonomi nel funzionamento, che agiscono ciascuno su di una ruota. Sono state studiate differenti disposizioni dei due gruppi, imponendo come unico vincolo che gli assi delle flange di uscita dei due riduttori siano allineati; i parametri considerati in questa analisi sono: minimizzazione degli ingombri, altezza del baricentro del gruppo, disposizione angolare dei motoriduttori attorno all'asse delle flange di uscita, distanza tra le flange, modularità dei motori. Quest'ultima caratteristica rappresenta una delle qualità peculiari di questo sistema e, per questo motivo, merita una spiegazione più dettagliata.

Affinché il sistema abbia successo sul mercato è necessario che possa adattarsi ad una vasta gamma di veicoli, dalle citycar alle gran turismo, dai suv alle auto da competizione, restando il più possibile invariato: l'elettronica di potenza e di controllo sono facilmente adattabili ai differenti veicoli mentre il riduttore deve essere più compatto possibile ma in grado di trasmettere la coppia necessaria ai veicoli più performanti; in questo modo l'unico elemento che cambia significativamente, al cambiare della tipologia di veicolo, è il motore che deve erogare potenze molto diverse, in differenti campi di velocità. Se si utilizza un motore composto da vari moduli assiali, è possibile aumentare la potenza erogata aggiungendo semplicemente dei moduli, mantenendo quindi invariato l'ingombro diametrico del motore ed aumentando solo la sua lunghezza. La geometria del riduttore e la disposizione reciproca dei motoriduttori dovrà quindi essere tale da consentire la modularità del gruppo.

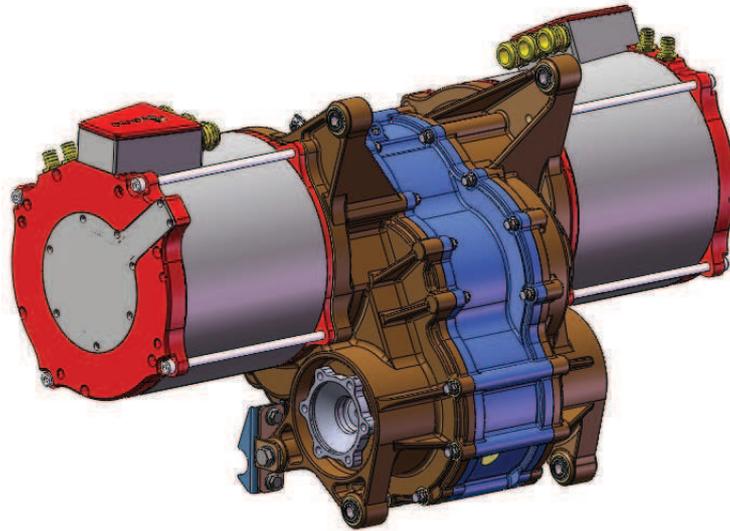
Una prima ipotesi prevede la disposizione dei due motori contrapposti, collegati ai lati di una carcassa centrale, contenente i componenti dei due riduttori, disposti con flange di uscita coassiali (si veda Fig. 2.1a): gli alberi di ingresso, intermedio e di uscita dei riduttori si dispongono con gli assi passanti per i vertici di un rombo, con gli intermedi nei vertici degli angoli ottusi; in questo modo è possibile avvicinare i due alberi intermedi e ridurre lo sviluppo assiale della carcassa che contiene i riduttori. Nella figura 2.1b viene mostrata una trasmissione di questo tipo, con la carcassa aperta, e si può quindi notare la disposizione appena descritta. Questa soluzione è stata scartata perché l'aggiunta di moduli ai motori comporta un aumento dell'ingombro assiale del sistema.

Nella seconda ipotesi i motori sono disposti affiancati e i riduttori hanno carcasse separate, disposte tra i motori e le ruote: in questo modo i motori possono traslare l'uno rispetto all'altro e il sistema di trasmissione può essere montato in modo da adattarsi alla lunghezza dell'assiale del veicolo (si veda figura 2.2 a pagina 7); definendo opportunamente l'inclinazione relativa tra i due motoriduttori, è anche possibile garantire lo spazio necessario all'aggiunta dei moduli, evitando l'interferenza tra un motore e la carcassa dell'altro motoriduttore, senza aumentare necessariamente la distanza tra le flange. Questa seconda ipotesi è stata scelta per lo sviluppo del progetto.

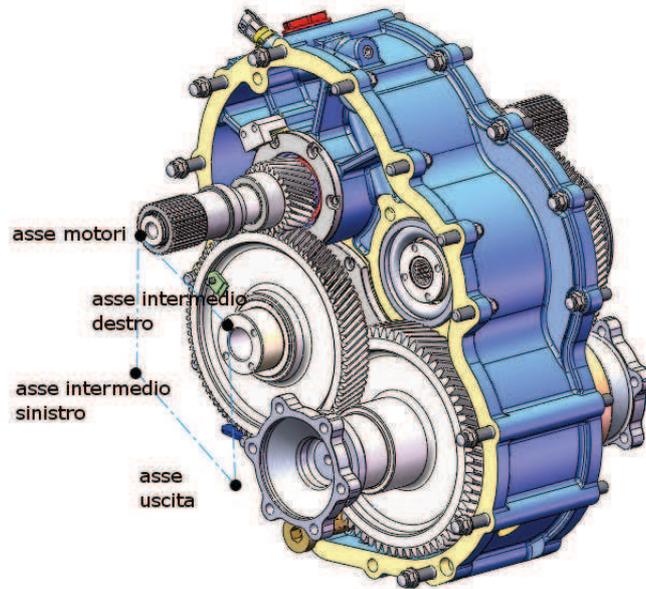
Un'altra scelta nella definizione del layout della trasmissione riguarda il tipo di accoppiamento tra motore e riduttore. Per ridurre gli ingombri assiali, una soluzione prevede di realizzare un albero motore più lungo, rispetto a quello originale del propulsore, sul quale realizzare il pignone del primo stadio di riduzione: una parte dell'albero è alloggiata all'interno del motore e l'altra parte nel riduttore; l'accoppiamento tra i due è quindi costituito dall'albero stesso ed in questo modo si avvicinano il più possibile il motore ed il riduttore. In figura 2.3 di pagina 7 è rappresentata questa soluzione; per maggiore chiarezza alcuni rivestimenti sono nascosti.

Il layout alternativo, rappresentato in figura 2.4, prevede l'accoppiamento tra motore e riduttore per mezzo di profili scanalati: questa soluzione non necessita della lavorazione di un albero ad hoc e semplifica il montaggio.

In una prima fase sono state sviluppate entrambe le soluzioni; successivamente quando ci si è concentrati su motori più potenti e più grandi, in cui l'esigenza di limitare l'ingombro assiale è meno sentita, si è perfezionata solo la soluzione che prevede l'uso dell'accoppiamento mediante profili scanalati, lasciando la prima soluzione a sviluppi futuri.



(a)



(b)

Figura 2.1: Esempio di trasmissione con riduttore centrale e motori laterali.

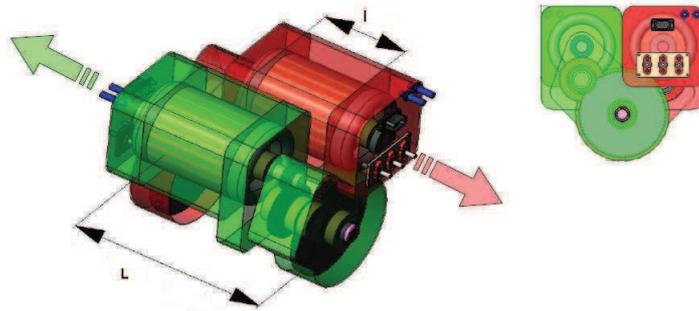


Figura 2.2: Possibilità di variare la distanza tra le flange L traslando i motori. Con l è indicata la lunghezza del motore

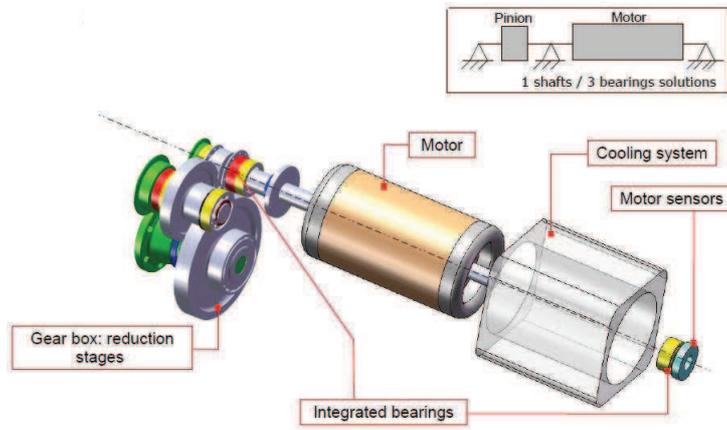


Figura 2.3: Soluzione con motore e trasmissione *integrati*; viene evidenziata anche la disposizione dei cuscinetti.

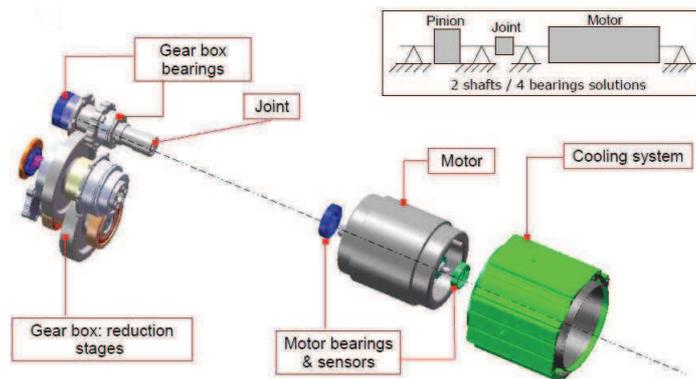


Figura 2.4: Soluzione con motore e trasmissione accoppiati con profili scanalati; viene evidenziata anche la disposizione dei cuscinetti.

Capitolo 3

Il motore elettrico e le prestazioni

In questo capitolo sono descritte le prestazioni del motore elettrico e come queste influiscono sulla progettazione del riduttore

3.1 Le caratteristiche dei motori utilizzati

Il tipo di motore elettrico comunemente utilizzato in campo automotive è il motore brushless, per la sua nota migliore resistenza all'usura, dovuta alla mancanza delle spazzole. Per questo tipo di motore distinguiamo un funzionamento nominale ed uno sovralimentato: nel primo caso il propulsore è alimentato con la corrente nominale e può funzionare con continuità in queste condizioni, perchè raggiunge l'equilibrio termico alla massima temperatura ritenuta accettabile, sotto specifiche condizioni di raffreddamento; nel secondo il motore viene sovralimentato con una corrente maggiore di quella nominale ed eroga la potenza massima. In questo caso la temperatura di funzionamento supera il valore massimo e, per questo motivo, la sovralimentazione non può durare più di 10 secondi e deve essere seguita almeno da 90 secondi di alimentazione nominale. E' inoltre possibile un funzionamento con corrente minore della nominale, detta corrente base, in cui il motore raggiunge l'equilibrio termico a temperature inferiori a quella massima. Il conducente di un veicolo, mosso da un motore elettrico, regola con il pedale dell'acceleratore la corrente che alimenta il motore, variandola dal valore base al valore nominale o, per brevi momenti in cui si richiede una prestazione particolare, come in ripresa, al valore massimo.

Analizzando le curve di coppia e potenza in funzione della velocità angolare (fig.3.1) si nota che il campo di funzionamento del motore è caratterizzato da una zona a potenza massima crescente, in cui la coppia massima è costante e la velocità di rotazione aumenta, ed una zona a potenza massima costante, in cui aumentando la velocità di rotazione, la coppia massima diminuisce. La velocità per cui finisce il funzionamento a coppia massima costante è detta velocità di massima coppia mentre

il valore per il quale finisce il campo di funzionamento a coppia nominale costante è detto velocità nominale.

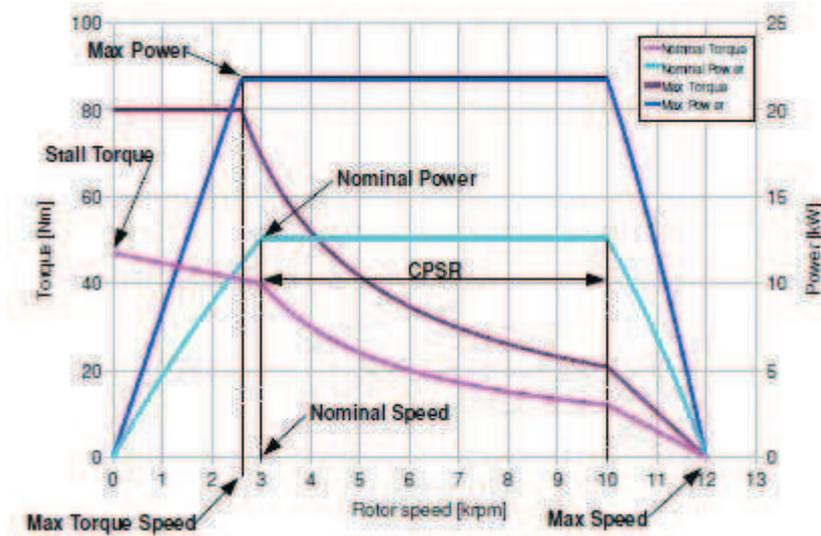
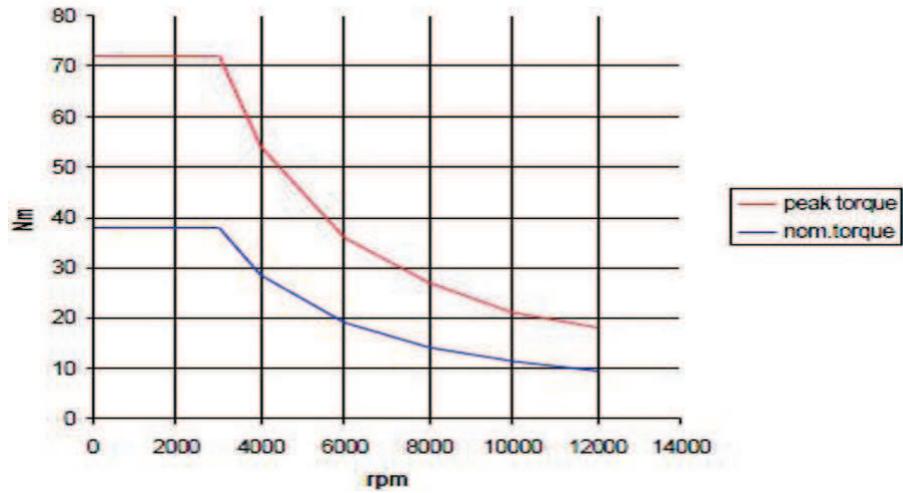


Figura 3.1: Esempio di curve di coppia e potenza in funzione della velocità di rotazione del motore

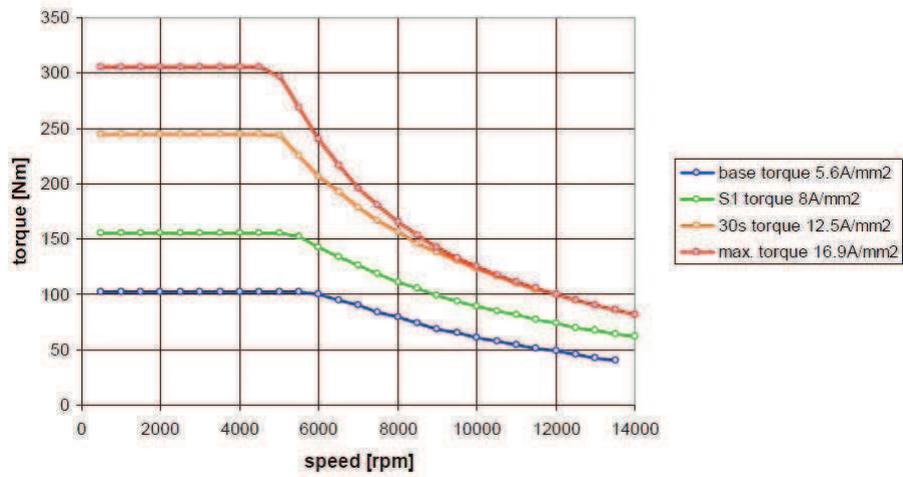
Come accennato nel capitolo 2, all’inizio dell’attività progettuale sono stati presi in considerazione due differenti motori, uno meno potente destinato a vetture urbane, ed uno più grande per vetture dalle più alte prestazioni, anche a trazione solamente elettrica piuttosto che ibrida; in figura 3.2 si riportano le curve caratteristiche dei due motori.

La scelta dei motori, le tecnologie per la loro alimentazione ed il raffreddamento e lo sviluppo dei controlli che gestiscono tutto il gruppo elettrico dell’assale, sono di competenza della ACTUA s.r.l. : si è quindi preso atto della scelta fatta e le caratteristiche dei propulsori sono state considerate come dati di partenza per il progetto del riduttore.

Dopo aver acquisito le caratteristiche dei motori, per prima cosa si determina il rapporto di riduzione totale del riduttore, considerando le velocità massime attese dai 2 tipi di veicoli, circa pari a 130 Km/h per una citycar e 200 Km/h per una vettura sportiva: noti i diametri di rotolamento delle ruote, pari rispettivamente a 260 mm e 330 mm , e la velocità di rotazione massima dei motori elettrici, si trova con semplici passaggi il rapporto di riduzione necessario. Tale rapporto è risultato essere pari a circa $1/8$ in entrambi i casi.



(a) motore piccolo



(b) motore sportivo

Figura 3.2: Curve di coppia per i due motori esaminati.

3.2 Il ciclo di carico

Per il dimensionamento dei componenti del riduttore, viene definito un duty cycle sulla base dei dati presenti nelle curve di coppia, nel funzionamento dei motori sovralimentati. Il motore infatti non eroga sempre la coppia massima ma varia coppia e velocità di rotazione in funzione del carico resistente e delle richieste del conducente; è fondamentale definire, per entrambe le tipologie di motori, un ciclo di carico che permetta di valutare le effettive sollecitazioni che interesseranno il riduttore.

Nel caso della vettura urbana si può ipotizzare un ciclo di carico partendo da quello usato per l'omologazione dei motori a combustione interna: in questo ciclo, che vuole rappresentare l'uso urbano di un veicolo, vengono definiti dei valori di velocità e, per ciascuno di essi, la durata della percorrenza. Dalle curve caratteristiche del motore, si trovano i valori delle coppie che il propulsore eroga ad ogni velocità; il rapporto tra la durata della percorrenza ad una determinata coppia e la durata totale del ciclo definisce le frequenze di applicazione delle varie coppie.

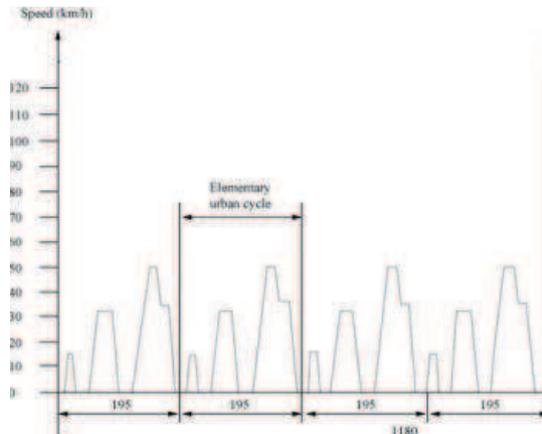


Figura 3.3: Esempio di ciclo di omologazione urbano. In ascissa il tempo di percorrenza in secondi.

Nel caso della vettura sportiva, invece, si considera un ciclo noto da precedenti esperienze dell'ufficio tecnico, utilizzato per il progetto di una trasmissione per vetture sportive. I dati riguardano le frequenze di utilizzo delle varie marce del cambio durante la percorrenza di un circuito di test: noti i rapporti di riduzione delle varie marce e del differenziale ed i diametri di rotolamento delle ruote, si calcolano le velocità del veicolo che, utilizzate come ascisse nelle curve caratteristiche del motore elettrico, forniscono le coppie da introdurre nel nostro ciclo di carico.

Definito il ciclo di carico, si può procedere al dimensionamento a fatica dei componenti della trasmissione. Per ogni valore di coppia, il rapporto tra le frequenze di applicazione del carico e le frequenze che a quel carico condurrebbero a rottura, definisce il danno dovuto a quella componente del ciclo. La somma dei danni deve essere

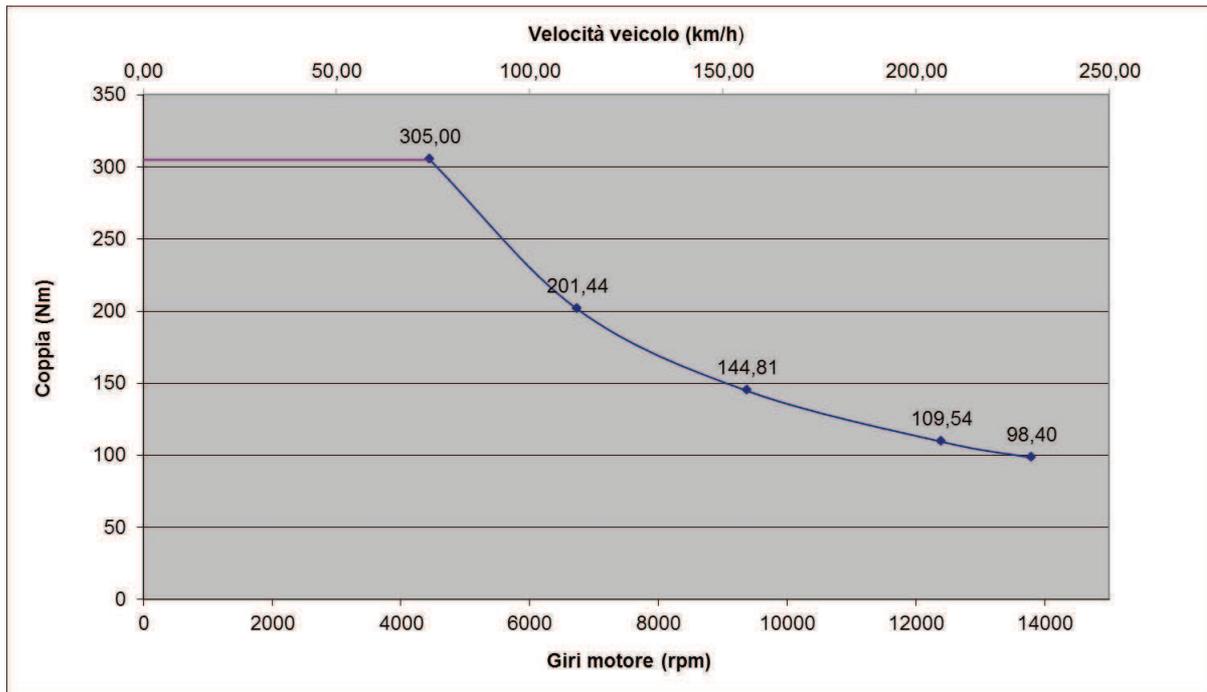


Figura 3.4: Valori delle coppie per il duty cycle, ricavate dalla curva caratteristica del motore elettrico più potente.

Velocità veicolo (Km/h)	Coppia (Nm)	Frequenza
70	305	0,2
106	201	0,2
148	144	0,3
196	109	0,2
218	98	0,1

Tabella 3.1: Ciclo di carico per il veicolo sportivo

minore di uno. Le frequenze che, per un dato carico, conducono a rottura si ricavano attraverso le curve di Wöhler; queste curve sono caratteristiche del materiale, del tipo di sollecitazione (flessione o torsione, per esempio) e di come questa varia periodicamente nel tempo (con valore medio nullo o pari alla metà del valore massimo, per esempio). Inoltre le informazioni contenute in questi diagrammi non sono di tipo deterministico ma probabilistico, ovvero rappresentano le coppie di valori frequenza della sollecitazione - tensione sollecitante che, con una certa probabilità, conducono al collasso del materiale.

Capitolo 4

Il progetto del riduttore

In questo capitolo viene descritto il progetto dei vari componenti del riduttore: in primis gli ingranaggi, poi gli alberi e la carcassa. Viene descritta la metodologia seguita e le considerazioni fatte in ambito progettuale. Il procedimento di calcolo degli ingranaggi fa riferimento alla normativa ISO 6336. Tutti i risultati dei calcoli sono allegati in appendice.

4.1 Le ruote dentate

4.1.1 Il carico effettivo

Il carico tangenziale nominale agente sulle ruote si ricava dalla coppia applicata: indicando con T e d rispettivamente la coppia in Nm e il diametro primitivo in mm , è pari a $F_t = \frac{2000T}{d}$. La normativa prescrive che, per il calcolo della capacità di carico degli ingranaggi, si deve considerare la dinamica del sistema costituito dal motore, dalla trasmissione e dall'utilizzatore. La forza tangenziale trasmessa F_t tra gli ingranaggi non sarà mai costante ma dipenderà essenzialmente dall'irregolarità di applicazione del carico e dagli scostamenti del profilo dei denti dall'evolvente ideale. Le variazioni nella trasmissione del carico possono indurre vibrazioni ad alta frequenza, talvolta prossime alle frequenze di risonanza delle ruote dentate o di un altro dei numerosi componenti della trasmissione, come alberi, cuscinetti, cinghie. L'ampiezza delle sollecitazioni sui denti, in questi casi, è proporzionale al carico F_t e molto maggiore di questo. Per garantire la resistenza degli ingranaggi, la norma prevede di moltiplicare la forza nominale F_t per due fattori rappresentativi della dinamica del sistema: K_a e K_v .

K_a è il fattore di applicazione ed il suo valore tiene conto di quanto sia irregolare l'applicazione del carico: applicazioni violente e non uniformi possono aumentare il rischio che si manifestino rilevanti vibrazioni e sovraccarichi sui denti. Il suo valore

può essere scelto in base alla tabella presente nella ISO 6336-6 e qui riportata in figura 4.1, in cui viene tabulato in funzione delle condizioni operative delle macchine conduttrice e condotta.

Working characteristic of driving machine	Working characteristic of driven machine			
	Uniform	Light shocks	Moderate shocks	Heavy shocks
Uniform	1,00	1,25	1,50	1,75
Light shocks	1,10	1,35	1,60	1,85
Moderate shocks	1,25	1,50	1,75	2,00
Heavy shocks	1,50	1,75	2,00	≥ 2,25

Figura 4.1: Tabella per la definizione del fattore K_a presente nella norma ISO 6336-6.

Quando si conosce il ciclo di carico, K_a viene posto pari ad 1, dato che è già noto il modo in cui il carico viene applicato.

K_v è il fattore dinamico che considera gli scostamenti del profilo reale dei denti da quello teorico; variazioni nel profilo fanno sì che il rapporto di trasmissione non sia costante e pari a quello voluto e ciò può portare all'insorgere di vibrazioni nel sistema. Il profilo effettivo dipende dal progetto, dalla classe di qualità delle lavorazioni con cui si costruisce la ruota e dall'esercizio, soprattutto dall'usura e dalle deformazioni dei denti sotto carico. I parametri da considerare sono:

- parametri relativi al progetto
 1. velocità sul diametro di testa;
 2. carico sui denti;
 3. inerzia e rigidità degli organi rotanti;
 4. rigidità del dente;
 5. tipo di lubrificazione;
 6. rigidità dei cuscinetti e della carcassa;
 7. velocità critiche;
- parametri relativi alla realizzazione
 1. eccentricità delle superfici di riferimento rispetto agli assi di rotazione;
 2. deviazione del profilo del dente;
 3. bilanciamento delle parti costituenti la trasmissione;
 4. montaggio dei cuscinetti e precarico;
 5. modifiche del profilo per scongiurare le interferenze durante l'ingranamento (come l'esecuzione di spoglie di testa e di piende o di bombature longitudinali, di cui si dà spiegazione nel capitolo 4.1.3);

- parametri relativi all'esercizio
 1. variazione della rigidità durante l'ingranamento (dato che il numero di denti contemporaneamente in presa varia ciclicamente; si consiglia un fattore di ricoprimento totale maggiore di 2);
 2. scostamento del carico dal valore di progetto (induce flessioni dei denti diverse da quelle considerate in sede di progetto);
 3. squilibrio degli ingranaggi e degli alberi;
 4. eccitazioni indotte dallo strisciamento tra i denti;

La norma suggerisce tre diversi metodi per il calcolo di K_v ed il progetto qui descritto segue il metodo B: ogni ingranaggio è trattato come un sistema massa - molla, in cui la massa è rappresentativa delle inerzie delle due ruote e la molla della rigidità nel contatto fra i denti; vengono trascurate la rigidità torsionale degli alberi, le masse callettate su di essi e le rigidità degli altri ingranaggi del riduttore. Sempre nella ISO 6336 sono definiti 3 campi di velocità di esercizio e, per ognuno di questi, vengono proposte le formule per il calcolo di K_v . Detti $c_{\gamma\alpha}$ la rigidità del contatto tra denti, espressa in $N/mm(\mu m)^1$, n_1 la velocità del pignone in rpm, z_1 il suo numero di denti, J_i il momento d'inerzia polare per unità di larghezza della ruota i -esima, espresso in $kg/mm, r_{bi}$ il raggio di base per la ruota i -esima espresso in mm e definiti:

$$m_{red} = \frac{J_1 J_2}{J_1 r_{b2}^2 + J_2 r_{b1}^2}; \quad n_{e1} = \frac{30000}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_{\gamma\alpha}}{m_{red}}}; \quad N = \frac{n_1}{n_{e1}}; \quad (4.1)$$

si distinguono 3 campi di velocità in base al valore di N :

1. funzionamento sub critico, $N < 1$; in questo campo le ampiezze di vibrazione massime si hanno per $N = 1/2$ e $N = 1/3$;
2. funzionamento critico, $N = 1$; è sconsigliato che il funzionamento avvenga in questo campo; per garantire la resistenza, gli ingranaggi a denti diritti devono avere gradi di qualità e correzioni adeguati; gli ingranaggi elicoidali devono avere ricoprimento totale elevato (come questi accorgimenti influiscano sulla resistenza è spiegato nei paragrafi 4.1.2 e 4.1.3);
3. funzionamento super critico $N > 1$; in questo campo le ampiezze delle vibrazioni sono meno preoccupanti;

¹ $c_{\gamma\alpha}$ è una funzione dell'inverso della cedevolezza del contatto tra i denti, valutata in funzione delle correzioni e del numero di denti delle ruote ingranati, dell'angolo d'elica β , del rapporto di ricoprimento d'azione, di cui si parla nel paragrafo 4.1.2, e del carico $F_T K_A$; per l'espressione delle formule numeriche si rimanda il lettore alla consultazione della norma ISO 6336-1, sezione 9.

In realtà, per via delle rigidzze non considerate e degli smorzamenti, il valore di n_{e1} può essere diverso da quello calcolato e, per questo motivo, non si considera il funzionamento critico solo se $N = 1$ ma quando $N_s < N < 1,5$, dove N_s , indicando con b la larghezza della dentatura, $N_s = 0,5 + 0,35 \sqrt{\frac{F_t K_a}{100b}}$, se $\frac{F_t K_a}{b} < 100 N/mm$, altrimenti $N_s = 0,85$; la figura 4.2 mostra i limiti dei tre campi di velocità, in funzione del carico specifico. Per ogni campo di funzionamento, la norma indica come calcolare K_v .

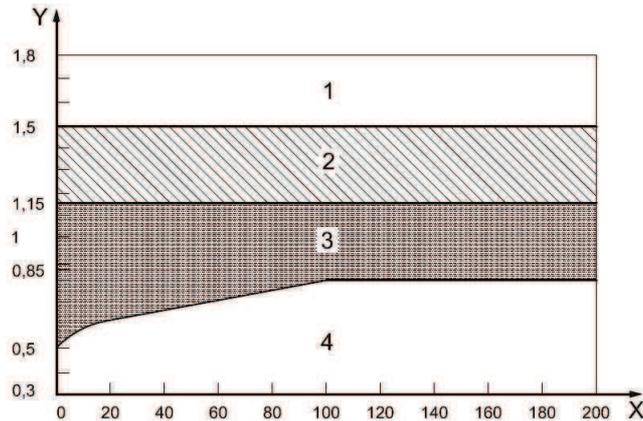


Figura 4.2: Campi di funzionamento. Con X si indica il carico specifico $\frac{F_t K_a}{b}$, con Y il rapporto di risonanza N .

Dopo aver considerato in che modo il carico si trasferisce alle ruote dentate, la norma analizza come la forza tangenziale si distribuisce sul fianco dei denti, introducendo il fattore di carico $K_{H\beta}$. Questo è definito come

$$K_{H\beta} = \frac{\left(\frac{F}{b}\right)}{\frac{F_m}{b}}; F_m = F_t K_a K_v; \quad (4.2)$$

dove F/b è il carico più elevato per unità di larghezza del dente ed F_m/b è il carico medio per unità di larghezza del dente. A causa degli scostamenti delle linee dei fianchi, i contatti non si distribuiscono uniformemente sulla larghezza del dente ma si concentrano in alcuni punti, solitamente alle estremità della fascia dentata. Tali deviazioni possono generare delle sovrappressioni di contatto, la cui entità dipende da:

1. accuratezza nell'esecuzione;
2. allineamento degli assi di rotazione degli elementi accoppiati;
3. flessioni elastiche di alberi, cuscinetti ed alloggiamenti;
4. distanze dei cuscinetti;

5. flessione dei denti e contatti herziani;
6. deformazioni termiche;
7. flessioni dovute alle forze centrifughe;
8. bombatura del fianco;
9. spoglie alle estremità della larghezza della fascia dentata;
10. rodaggio;
11. entità totale del carico sul dente;
12. geometria dell'ingranaggio.

Gli stessi fenomeni si ripercuotono anche sulla resistenza a flessione del dente e l'entità della sovrattensione generata al piede è stimata dal fattore $K_{F\beta}$, che dipende dagli stessi parametri del precedente e dal rapporto tra altezza e larghezza del dente.

Ci sono anche i fattori di carico trasversali $K_{H\alpha}$ e $K_{F\alpha}$ che tengono conto della non uniforme distribuzione del carico tra le coppie di denti simultaneamente in presa. Per ruote con correzioni del profilo adeguate e qualità superficiali alte, possono essere presi pari ad uno.

Le formule da applicare nei calcoli, che qui non vengono riportate per semplicità, sono presenti nella norma ISO 6336.

Il carico effettivo agente sul riduttore è $F_t K_a K_v K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{F\beta} K_{F\alpha}$

4.1.2 Il proporzionamento geometrico delle dentature

I parametri da considerare per il dimensionamento delle ruote dentate sono numerosi e tutti concorrono, in maniera diversa, tanto alla definizione della geometria, quanto ad assicurare la resistenza voluta. La loro scelta è tutt'altro che semplice. Al fine di spiegare chiaramente il progetto, distinguiamo due fasi: nella prima si stabilisce la geometria della ruota, nella seconda ci si preoccupa della resistenza del dente.

I parametri che definiscono la geometria di una ruota dentata sono:

1. il modulo m ;
2. il numero di denti Z ;
3. l'angolo di pressione α ;
4. l'angolo d'elica β ;
5. il fattore di correzione x ;

Per la scelta del modulo si procede per esperienza ma sono disponibili anche manuali in letteratura che suggeriscono il valore di m in base all'applicazione. L'aumentare del modulo aumenta la sezione di piede del dente, quindi la sua resistenza a flessione, e per questo m aumenta con le coppie trasmesse tra le ruote.

Il numero di denti Z è legato al rapporto di trasmissione $\tau = \frac{\Omega_2}{\Omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2}$. Quando questo lo consente, si cerca di avere numeri di denti delle ruote ingrananti non divisibili tra loro: in questo modo, un eventuale difetto su un dente di una ruota non intacca sempre gli stessi denti dell'accoppiante ma li interessa tutti; la frequenza con cui ingrana una determinata coppia di denti è inversamente proporzionale al m.c.m. dei numeri di denti delle ruote accoppiate perciò, se è possibile ottenere per Z un numero primo, la frequenza di ingranamento si minimizza. Otteniamo così un'usura più uniforme. Inoltre, all'interno di un rotismo si cerca di non avere ruote con lo stesso numero di denti, per evitare la sovrapposizione di vibrazioni alla frequenza di ingranamento di quelle ruote², che potrebbero aumentare la rumorosità della trasmissione, problema molto sentito visto il tipo di applicazione e le elevate velocità di esercizio.

Gli angoli α e β influiscono, per prima cosa, sul ricoprimento totale $R_t = R_\alpha + R_\beta$. R_α è detto ricoprimento d'azione ed è il rapporto tra la lunghezza del segmento di contatto (distanza tra il primo e l'ultimo punto di contatto per 2 evolventi coniugate, sulla retta d'azione) e il segmento d'azione (distanza tra i due punti di tangenza della retta d'azione sulle circonferenze di base); rappresenta una stima di quanti denti sono simultaneamente in presa, su una sezione trasversale dell'ingranaggio. Diminuendo α , aumenta R_α e quindi i denti in presa. R_β è il ricoprimento d'elica ed è indice di quanti denti sono in presa su un piano di sezione tangente ai cilindri di base; aumentando β aumenta R_β . L'utilizzo di ruote elicoidali, inoltre, aumenta la silenziosità dell'ingranamento ed è perciò largamente usato nelle trasmissioni automobilistiche. L'esperienza dimostra che, al fine di ottimizzare la distribuzione del carico tra i denti e la silenziosità, il ricoprimento totale deve essere non inferiore a 3.

Per aumentare il ricoprimento d'azione si può anche utilizzare un utensile con dentiera di riferimento con altezza del dente maggiorata, che genera una dentatura con addendum maggiore, detta *long addendum*.

La correzione è un fattore molto importante, che influisce fortemente sulle caratteristiche della dentatura. Una volta scelta la dentiera di riferimento per l'utensile dentatore, il suo valore può essere scelto per rispettare un interasse imposto, quando non si possono cambiare m e Z , per aumentare la sezione di piede del dente, per bilanciare gli strisciamenti specifici in accesso e in recesso. Il limite superiore per

²Si tenga presente che lo spettro di vibrazione caratteristico di una ruota dentata presenta un picco di risonanza alla frequenza di ingranamento $f_r = Zn$, dove n è la velocità di rotazione della ruota espressa in rps e Z il suo numero di denti.

il fattore di correzione è quello per cui lo spessore del dente risulta pari a $0,2m$ (dente a punta) mentre il limite inferiore è il valore della correzione oltre il quale si genera sottointaglio. Se indichiamo con Z_0 il numero di denti minimo che possono essere tagliati senza avere interferenza di taglio senza correzioni³, tale valore è pari a $x_{\text{inf}} = \frac{Z_0 - Z}{\sin^2(\alpha)}$. E' importante ricordare che le correzioni modificano l'interasse: se $x_1 + x_2 = 0$ allora l'interasse di lavoro coincide con quello nominale; viceversa i due intersassi non coincidono e la variazione di interasse non coincide con $x_1 + x_2$ ma si ha

$$i = m \frac{Z_1 + Z_2}{2} \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha')} ; \text{inv}(\alpha') = \text{inv}(\alpha) + 2 \tan(\alpha) \frac{x_1 + x_2}{Z_1 + Z_2} ; \quad (4.3)$$

dove con l'apice sono indicate le grandezze di lavoro. Se l'interasse di lavoro diminuisce, rispetto a quello nominale, è necessario diminuire il diametro di testa di quanto si riduce l'interasse, per evitare interferenza di ingranamento. Tale riduzione è espressa rispetto al modulo, per mezzo del fattore di modifica dell'addendum K .

E' necessario anche stabilire il gioco sul diametro primitivo, senza il quale le ruote non potrebbero ingranare correttamente, che non deve essere troppo elevato, per evitare rumori dovuti a sbattimenti ed oscillazioni della ruota condotta. Il valore del gioco viene scelto in base all'esperienza, in funzione dell'applicazione. Gli scostamenti, massimo e minimo, dal valore di progetto della quota x , che si riesce a garantire in fase di realizzazione della dentatura, insieme alla tolleranza sull'interasse di montaggio, determinano il gioco effettivo.

Un altro parametro da definire è la larghezza della fascia dentata: più la ruota è larga e maggiore sarà il ricoprimento d'elica. Di solito non si realizzano dentature più larghe di 12 volte il modulo perchè, in tal caso, le flessioni potrebbero portare a elevati scostamenti delle linee dei fianchi del dente. In questi casi, per evitare eccessive tensioni alle estremità della fascia dentata, si realizza una bombatura longitudinale, che si sviluppa lungo la larghezza del dente. E' anche prassi realizzare il pignone un pò più grande e la ruota accoppiante della larghezza voluta, in modo da essere sicuri che il funzionamento avvenga con la larghezza minima richiesta.

Un parametro geometrico fondamentale quando si accoppiano due ruote dentate è l'interasse. Se non si hanno vincoli particolari, si può calcolare il valore dell'interasse che si ottiene da una prima scelta dei cinque parametri geometrici appena esaminati; questo valore può poi essere aumentato o diminuito, aumentando o diminuendo la somma delle correzioni, per migliorare la resistenza a flessione piuttosto che il ricoprimento.

³Si ricorda che, detto e_0 l'addendum della dentiera di riferimento in condizioni nominali, $Z_0 = 2 \frac{e_0}{m \sin^2(\alpha)}$

4.1.3 Il dimensionamento a resistenza

I denti delle ruote devono resistere, per tutta la vita attesa, alle sollecitazioni flessionali, al pitting e al grippaggio.

Per quanto riguarda la flessione, la norma prevede di schematizzare il singolo dente come una trave a mensola, la cui sezione resistente è calcolata dove le tangenti al raccordo di piede formano un angolo di 30° con l'asse del dente (si consideri come riferimento la fig. 4.3).

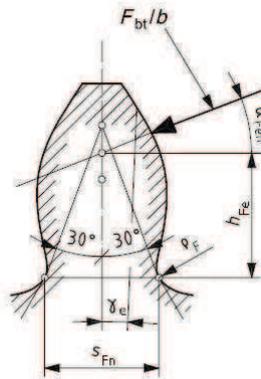


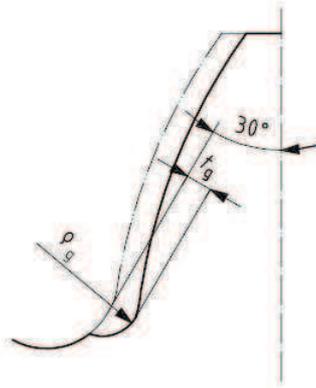
Figura 4.3: Determinazione della sezione resistente del dente S_{Fn} ; ISO 6336-3.

Ovviamente, per evitare concentrazioni di tensioni eccessive, il raggio di fondo dovrà essere sufficientemente grande, tanto che in casi particolari si realizza un *raggio pieno* ed il fondo tra due denti contigui diviene un solo arco di cerchio.

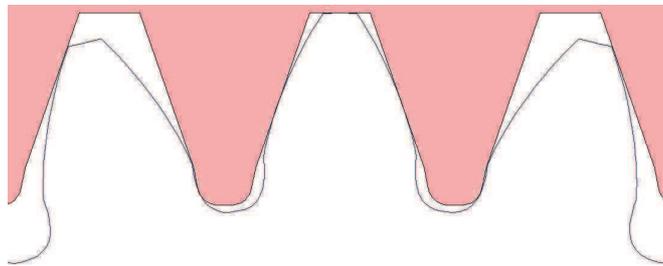
Anche le lavorazioni influiscono sulla resistenza a flessione. L'esecuzione della finitura solo sul profilo ad evolvente, per esempio, determina un intaglio proprio a fondo dente e genera un possibile punto di innesco di cricche; una soluzione può essere, quando l'applicazione giustifica la maggiore complessità della lavorazione, effettuare la rettifica completa, che arrivi ad interessare sia il raccordo che il fondo del dente, oppure l'adozione di un utensile sgrossatore con protuberanza; in quest'ultimo caso si genera un leggero sottointaglio che scherma il fondo del dente dalla rettifica (si veda fig. 4.4).

Un metodo per migliorare la resistenza a flessione è quello di indurre delle tensioni residue di compressione che si sommano a quelle di trazione, indotte dal carico, a fondo dente. Per far ciò, i metodi più utilizzati sono lo shot peening o la rullatura: nei calcoli si tiene conto dell'eventuale esecuzione di queste lavorazioni con il fattore tecnologico Y_T che incrementa il carico ammissibile.

L'inflessione del dente induce degli errori di passo che possono alterare lo sviluppo del contatto lungo due evolventi coniugate e influenzare la resistenza a flessione e a fatica superficiale. Quando due denti ingranano si inflettono e per questo il passo sulla ruota condotta aumenta e sulla conduttrice diminuisce: guardando la figura



(a) Intaglio a fondo dente dovuto a rettifica del fianco; ISO 6336-3.



(b) Utilizzo dell' utensile con protuberanza; in rosso è evidenziata la dentiera generatrice.

Figura 4.4: Il problema dell'intaglio a fondo dente.

4.5 il dente 1 si avvicina al 2 ed il 3 si allontana dal 4. Quando 2 e 4 entrano in contatto, possono verificarsi degli urti tra la parte alta del profilo 4 e la zona bassa dell'evolvente 2. Per questo motivo si effettua la correzione del profilo di testa e di piede dei denti, con le quali si *levigano* le zone che potrebbero urtare, preservandole dal danneggiamento. I parametri da impostare per questa modifica sono l'entità di asportazione dal profilo del dente e il diametro a cui iniziare la spoglia. I valori di queste grandezze sono calcolati in funzione del tipo di spoglia (di solito lineare o arcuata), del carico ed eventualmente, se si vogliono considerare, degli errori sul passo dovuti a difetti costruttivi.

Per quanto riguarda la resistenza a pitting, osserviamo che, nel contatto tra i profili coniugati di due denti, si distinguono 5 punti caratteristici: quello in cui ha inizio il contatto, quello in cui ha inizio l'ingranamento con un solo dente in presa, il punto di contatto sul diametro primitivo, quello in cui termina l'ingranamento con

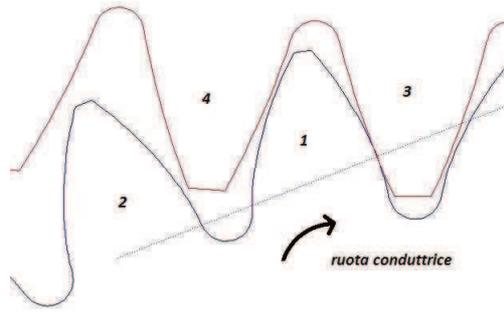


Figura 4.5: Flessione del dente e variazione di passo.

un solo dente in presa ed il punto finale di contatto. Nella zona centrale, dove si ha un solo dente in presa, è fondamentale ridurre le pressioni herziane e per far ciò un parametro di progetto molto importante è l'angolo di pressione α , dato che questo influenza la curvatura dei profili nel punto di contatto: aumentando α , mantenendo costanti i diametri primitivi, si allontanano le circonferenze di base e aumenta il raggio di curvatura dei denti nel punto di contatto. Si capisce come la scelta di α debba soddisfare il giusto compromesso tra l'ottimizzazione della resistenza al pitting e alla flessione (che aumenta con il ricoprimento).

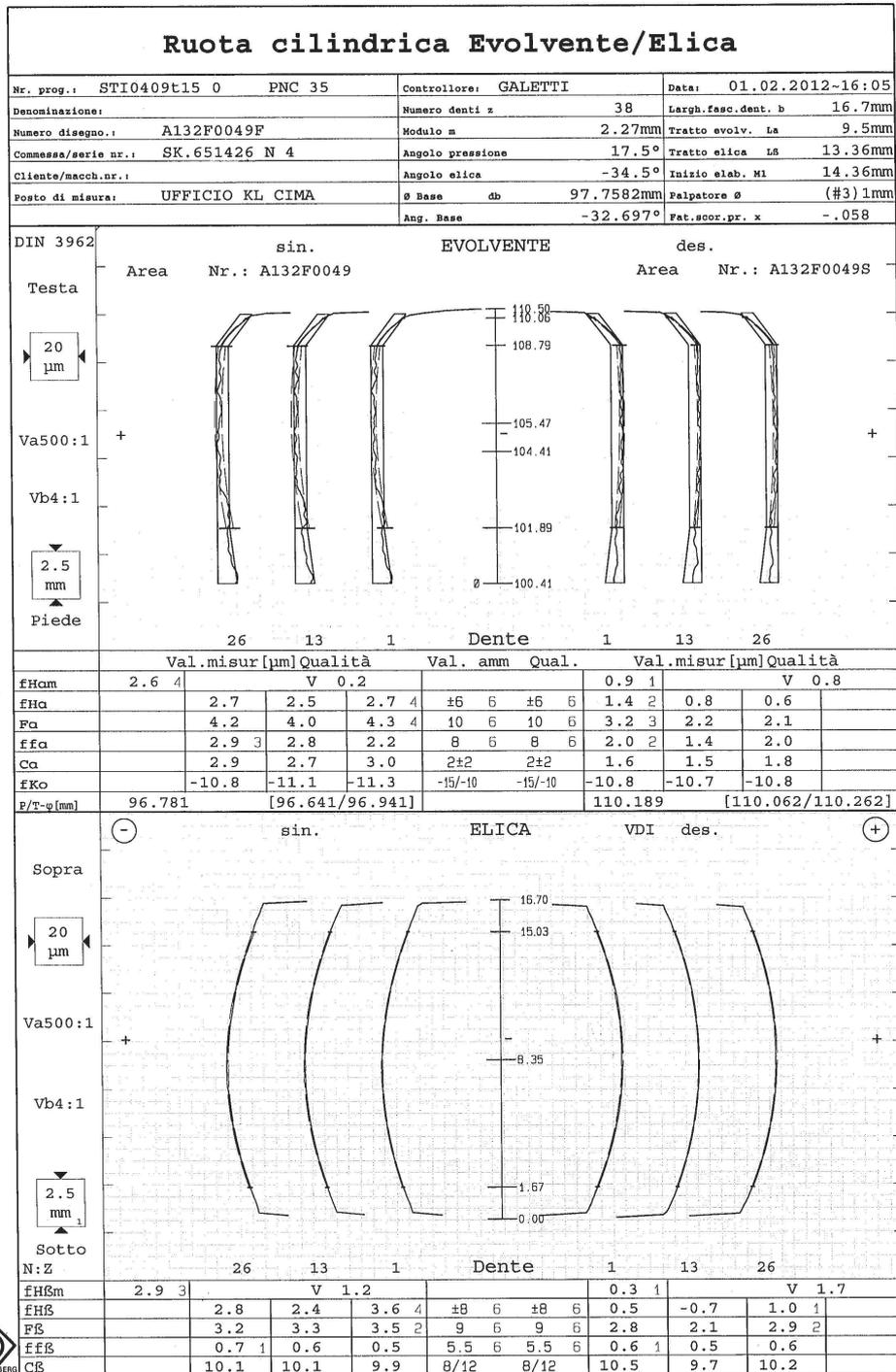
Dalle ultime considerazioni risulta chiaro come sia importante definire una tolleranza sulla forma effettiva del profilo: questo deve sempre trovarsi all'interno della tolleranza, come mostra la figura 4.6, in cui si vedono i risultati dei rilievi eseguiti con un evolventimetro sul profilo di una ruota realmente prodotta.

Un'altra causa di danneggiamento degli ingranaggi è il grippaggio. Questa avaria è causata dalla rottura del velo di lubrificante, cui consegue il contatto diretto tra superfici in moto relativo sotto carico. L'aumento di temperatura, conseguente al maggiore attrito e alla mancata asportazione del calore ad opera del flusso di lubrificante, insieme al carico, determina la formazione di microsaldature che, rompendosi, abrasano le superfici a contatto. E' influenzato soprattutto da:

1. velocità di scorrimento;
2. temperatura;
3. viscosità del lubrificante;
4. rugosità superficiale;

Per prevenire il grippaggio, una volta scelto il lubrificante, si può agire sul valore delle correzioni, in modo da modificare il profilo e rendere le lunghezze di strisciamento sulle due evolventi simili, sia in accesso che in recesso. Così facendo si ottimizza

CIMA S.p.A.



Copyright (c) Klingenberg GmbH



Figura 4.6: Profilo di un dente rilevato con un evolventimetro; sono visibili le spoglie di testa e di piede; Sono anche indicati i valori misurati degli errori di profilo descritti nella ISO 6336 e le rispettive tolleranze. E' rilevato anche l'andamento della bombatura longitudinale. Cortesia della CIMA s.p.a.

la velocità di scorrimento lungo tutto il profilo; anche le spoglie di testa e di piede aiutano a prevenire questa rottura perchè, evitando gli urti, prevengono la rottura del film di lubrificante.

4.1.4 Gli ingranaggi realizzati

Dopo aver spiegato le considerazioni che sono alla base del progetto degli ingranaggi, si illustrano ora i valori assunti per i vari parametri e i risultati dei calcoli.

Il primo stadio

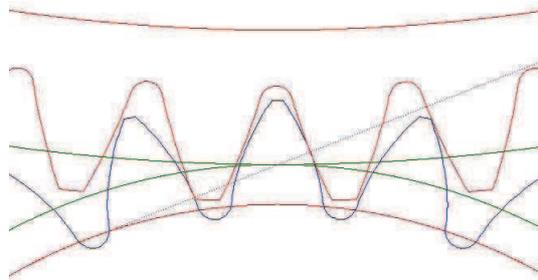


Figura 4.7: Rappresentazione delle dentature del primo ingranaggio; sono visibili le circonferenze di base, le primitive e la retta d'azione. In blu è rappresentato il pignone.

I dati di input della coppia nominale e del ciclo di carico sono quelli indicati nella tabella 3.1 a pagina 12. Come vita attesa si assumono 4000h: questo valore è abbastanza diffuso in campo automotive perchè corrisponde a 200000km percorsi ad una velocità media di 50 Km/h.

Viene applicata una lubrificazione ad iniezione d'olio. Il lubrificante scelto è tipico per applicazioni di questo tipo ed in tabella 4.1 se ne riportano le principali caratteristiche.

Densità (kg/mm^3)	895
viscosità a 40 °C mm^2/s	220
viscosità a 100 °C mm^2/s	17,5
Temperatura minima (°C)	-15
Temperatura massima (°C)	120

Tabella 4.1: Caratteristiche del lubrificante.

Il rapporto di trasmissione è leggermente minore in questo primo stadio, pari a 0,297, per rallentare maggiormente l'albero intermedio e facilitare la scelta dei cuscinetti che come noto sono caratterizzati, tra le altre cose, dalla velocità di rotazione massima ammissibile.

Il materiale utilizzato per tutte le ruote dentate è il 18 CrNiMo 7-6, le cui caratteristiche sono riassunte in tabella 4.2. Questo materiale è da tempo utilizzato per la produzione di numerosi componenti da parte dell'azienda CIMA s.p.a. e la sua affidabilità è quindi garantita da anni di esperienza.

Durezza a nucleo (HRC)	≥ 30
Trattamento	cementato
Durezza superficiale dopo trattamento (HRC)	61
R_m (N/mm^2)	1200
R_p (N/mm^2)	850
E (kPa)	206
σ_{Flim} (N/mm^2)	500
σ_{Hlim} (N/mm^2)	1500

Tabella 4.2: Caratteristiche meccaniche del 18 CrNiMo 7-6; σ_{Flim} e σ_{Hlim} sono le tensioni ammissibili per la flessione e per le pressioni superficiali.

Le caratteristiche geometriche della dentatura sono presentate in tabella 4.3.

Modulo normale m_n	1,74 mm
Angolo di spinta normale α_n	17,5°
Angolo d'elica β	25°
Z_1	27
Z_2	91
Interasse	115
Larghezza del dente b_1	29.5
Larghezza del dente b_2	26
Fattore di correzione x_1	0,6174
Fattore di correzione x_2	0,4345
Qualità ISO 1328 ruota 1	5
Qualità ISO 1328 ruota 2	5

Tabella 4.3: Caratteristiche geometriche del primo ingranaggio.

m_n e α_n sono stati stabiliti, oltre che per ottimizzare resistenza a piede e ricoprimento, anche in funzione degli utensili già disponibili. E' stato scelto un creatore

con fattore di dedendum 1,7 , fattore di addendum 1,3 e fattore di raggio di piede 0,34. Questo utensile realizza una dentatura con *long addendum* (che migliora il ricoprimento), con un raggio di fondo pieno, e fa parte del parco utensili già disponibili.

L'interasse è stato imposto seguendo le considerazioni viste nel paragrafo 4.1.2 a pagina 20. A questo punto è possibile calcolare le correzioni, stabilendo come obiettivo la minimizzazione degli strisciamenti specifici, quindi dell'usura.

I risultati ottenuti sono più che soddisfacenti, sia in termini di ricoprimento totale che di coefficienti di sicurezza alle diverse sollecitazioni⁴, come si vede nella tabella riassuntiva 4.4. Tutti i dettagli circa i risultati del calcolo sono disponibili in appendice.

Ricoprimenti (profilo/elica/totale)	1.8717/1.9328/3.8045	
	ruota1	ruota2
Cerchio di testa effettivo	58.509mm	180.745mm
Sicurezza a piede dente	2.2665	1.8393
Sicurezza fianchi	1.4568	1.5514
Sicurezza a grippaggio (temperatura media)	4.0541	
Sicurezza a grippaggio (temperatura istantanea)	6.6479	

Tabella 4.4: Risultati del calcolo per il primo ingranaggio.

Per ottenere le sicurezze ai fianchi e al piede si realizza anche lo shot peening. Sulla base di esperienze precedenti dell'ufficio tecnico e di verifiche sperimentali, il coefficiente tecnologico Y_T , per questa operazione, è maggiore di quello prescritto dalla norma e pari a 1,2. Prima di effettuare questa operazione i pezzi vengono cementati e poi rettificati con mole profilate. E' importante eseguire queste fasi del processo produttivo nell'ordine in cui vengono qui proposte: la rettifica, infatti, induce delle tensioni di trazione che potrebbero parzialmente annullare quelle di compressione desiderate mentre la cementazione può provocare un rilassamento delle tensioni indotte dallo shot peening. Si può notare che la larghezza del dente, in entrambe le ruote, è maggiore del valore di 12 volte m_n , indicato in precedenza: questo perchè, viste le qualità raggiunte, le flessioni del dente sono comunque contenute ed è possibile allargare la fascia dentata, aumentando così il ricoprimento d'elica.

⁴Il coefficiente di sicurezza al piede del dente è definito come il rapporto tra la tensione massima, dovuta alla flessione del dente, e la massima tensione ammissibile dal materiale; il coefficiente di sicurezza ai fianchi invece è il rapporto tra la pressione superficiale massima, che si sviluppa sul fianco del dente, e quella massima ammissibile dal materiale, perchè non si manifesti la vaiolatura; per le sicurezze al grippaggio, invece, si considera il rapporto tra la temperatura media (o istantanea) dovuta allo sviluppo di calore durante il contatto tra i denti, e la massima temperatura ritenuta ammissibile perchè non si comprometta il corretto contatto lubrificato.

Viene applicata anche una bombatura longitudinale di $2\mu m$ sul pignone e $5\mu m$ sulla ruota 2.

Il secondo stadio

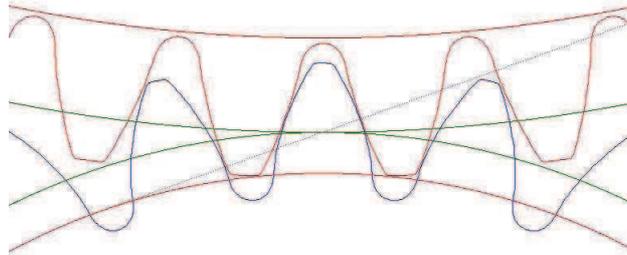


Figura 4.8: Rappresentazione delle dentature del secondo ingranaggio; sono visibili le circonferenze di base, le primitive e la retta d'azione. In blu è rappresentato il pignone.

Come riporta la tabella 4.5 il modulo dell'ingranaggio per il secondo stadio è maggiore del primo, e pari a 2,5; questo è scontato dato che la coppia trasmessa è maggiore. Il rapporto di trasmissione è maggiore del primo, poichè bisogna realizzare una rapporto totale di 1/8 (il τ effettivo è 1/7,79).

Modulo normale m_n	2,5 mm
Angolo di spinta normale α_n	$17,5^\circ$
Angolo d'elica β	23°
Z_1	29
Z_2	67
Interasse	131
Larghezza del dente b_1	36
Larghezza del dente b_2	32
Qattore di correzione x_1	0.3591
Fattore di correzione x_2	-0.0992
Qualità ISO 1328 ruota 1	5
Qualità ISO 1328 ruota 2	5

Tabella 4.5: Caratteristiche geometriche del secondo ingranaggio.

Anche in questo caso il ricoprimento totale è maggiore di 3 e le sicurezze più che soddisfacenti. Viene nuovamente prescritto lo shot peenig. Si applica una bombatura logitudinale di $5\mu m$ sulla ruota 1 e $10\mu m$ sulla ruota 2.

Viste le minori velocità, in questo caso si prevede una lubrificazione a sbattimento d'olio.

Ricoprimenti (profilo/elica/totale)	1.8802/1.5422/3.4224	
	ruota1	ruota2
Cerchio di testa effettivo	87.057mm	187.969mm
Sicurezza a piede dente	2.1070	1.8678
Sicurezza fianchi	1.4566	1.5340
Sicurezza a grippaggio (temperatura media)	3.7429	
Sicurezza a grippaggio (temperatura istantanea)	5.2201	

Tabella 4.6: Risultati del calcolo per il secondo ingranaggio.

4.2 Gli alberi

Dopo aver definito le ruote dentate, è possibile dimensionare gli alberi su cui saranno montate. Si è scelto di costruire i pignoni *di pezzo* sugli alberi; la ruota più grande del primo ingranaggio, d'ora in poi chiamata corona, viene accoppiata per mezzo di profili scanalati sull'albero intermedio mentre quella del secondo ingranaggio viene ricavata direttamente sull'albero d'uscita. La differenza tra le scelte fatte per le due corone dipende dal fatto che l'albero di uscita viene sollecitato da coppie maggiori e anche da maggiori sollecitazioni provenienti dalla strada: costruendo la corona di pezzo sull'albero d'uscita, si garantisce una maggiore coassialità tra le superfici cilindriche su cui si montano i cuscinetti ed il cilindro primitivo della corona, a tutto vantaggio della silenziosità; questa esecuzione è più costosa ma comunque lecita, visti i volumi di produzione attesi non elevati.

Queste assunzioni determinano i primi vincoli sui diametri degli alberi che, dove saranno dentati, avranno la sezione resistente vincolata dal diametro di fondo del pignone o dello scanalato. Delineate queste prime zone, in termini di diametri e lunghezze, si può abbozzare un disegno dell'albero, considerando anche i cuscinetti che dovranno sostenerlo: le dimensioni di questi ultimi, infatti, saranno limitate superiormente dagli interassi imposti.

Tutti gli alberi sono costruiti in 18 CrNiMo 7-6, lo stesso materiale delle ruote dentate. Con il software di calcolo si analizzano le sollecitazioni dovute al ciclo di carico e ci si accerta che, nelle sezioni critiche, siano garantiti dei coefficienti di sicurezza adeguati, sia rispetto alla fatica che rispetto allo snervamento.

E' opportuno sottolineare che il dimensionamento delle ruote dentate e degli alberi non sono avulsi ma si influenzano vicendevolmente, per portare alla definizione

delle geometrie ottimali: prima si dimensionano gli ingranaggi, come visto nel paragrafo 4.1, poi si progettano gli alberi ed infine si possono calcolare le correzioni definitive sulle dentature, tenendo conto delle flessioni degli alberi.

I profili scanalati ricavati sui tre alberi sono dimensionati secondo la norma ANSI B92.1.

Di seguito si descrivono i tre alberi progettati per il riduttore mentre in appendice viene fornito, ancora una volta, il calcolo dettagliato di tutti i componenti. Dai calcoli allegati si può notare che molti cuscinetti sono notevolmente sovradimensionati, rispetto alla vita attesa di 4000 h. Ciò è dettato sia dalle dimensioni dell'albero, che in alcune zone non permettono l'utilizzo di cuscinetti più piccoli, sia da una certa incertezza sulle coppie che interesseranno il riduttore: infatti, sfruttando la modularità dei motori, è possibile che le coppie motrici raggiungano in futuro i 405 Nm; coefficienti di sicurezza maggiori su questi componenti possono quindi essere utili per un futuro aggiornamento del progetto, senza incidere in maniera rilevante sul costo totale del riduttore, data la minima differenza di costo tra i cuscinetti adottati e degli omologhi un pò meno resistenti.

4.2.1 L'albero d'ingresso

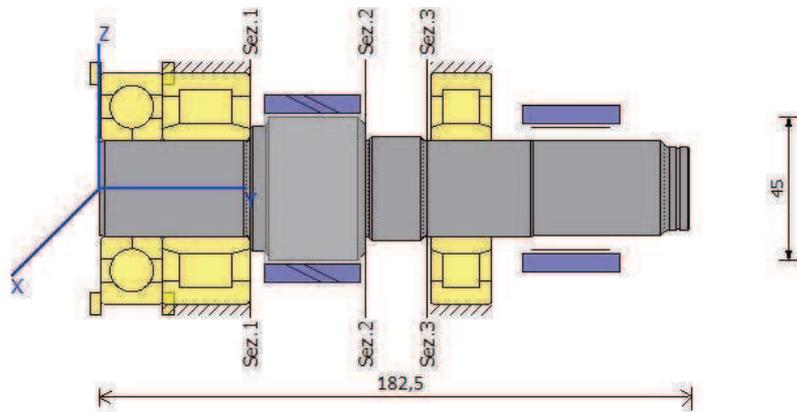


Figura 4.9: Schema dell'albero d'ingresso implementato nel software di calcolo; in blu sono rappresentate le dentature e la zona di applicazione della coppia motrice.

Si esamini la figura 4.9: questo albero reca il pignone del primo stadio di riduzione, disposto tra i due cuscinetti a rulli che forniscono il sostegno radiale, e il profilo scanalato di attacco al motore, all'estremità. Le spinte assiali sono sostenute da un cuscinetto a sfere a quattro punti di contatto. Il diametro nella zona in cui viene dentato il pignone è quello massimo del componente; non ci sono dunque ingombri particolari e la dentatura può essere realizzata agevolmente con un creatore.

Come è mostrato in figura 4.12, su questo albero viene ricavato anche il profilo scanalato su cui si monta la ruota di stazionamento, il cui scopo viene descritto nel paragrafo 4.3.3. Questa lavorazione interessa, con riferimento alla figura 4.9, il tratto di albero tra le sezioni 2 e 3 e non può essere eseguita con un creatore; viene quindi prevista un'opportuna gola di scarico, a destra del pignone, che consenta l'esecuzione dello scanalato con un utensile stozzatore.

La figura 4.10 mostra il grafico della sollecitazione equivalente di Von Mises relativa all'albero esaminato⁵: nelle sezioni più sollecitate sono state verificate le resistenze a fatica e statica, considerando anche gli effetti d'intaglio dovuti a gole o spallamenti, ottenendo i coefficienti di sicurezza presenti in tabella 4.7:

Sezione	sicurezza a fatica	sicurezza a snervamento
Sez.1	5.19	10.75
Sez.2	2.58	3.99
Sez.3	3.13	2.82

Tabella 4.7: Coefficienti di sicurezza, albero d'ingresso.

Esaminando le flessioni dell'albero in figura 4.11 si può notare come, nella zona del pignone, la freccia sia di circa 0,05 mm.

Per completezza si riportano nelle tabelle 4.8 e 4.9 le caratteristiche del profilo scanalato di collegamento al motore e della ruota di stazionamento.

	albero	mozzo
Modulo normale (mm)	1,0583	1,0583
Diametro di testa (mm)	29,632	-27,940
Z	27	-27
α_n	45°	45°
Larghezza dente (mm)	20	20
Fattore di correzione	0,1	-0,1
Pressione max (N/mm^2)	101,826	
Coefficiente di sicurezza	14.524	18,160

Tabella 4.8: Caratteristiche del profilo scanalato di collegamento al motore.

Il profilo scanalato per la ruota di stazionamento è stato dimensionato solo geometricamente, seguendo la norma ANSI 92.5, dato che è difficile definire un carico eserno in questo caso; il componente è comunque poco sollecitato e di tipo standard.

⁵L'analisi delle tensioni e delle flessioni è stata condotta con il software KISSsys, di cui si accenna in appendice.

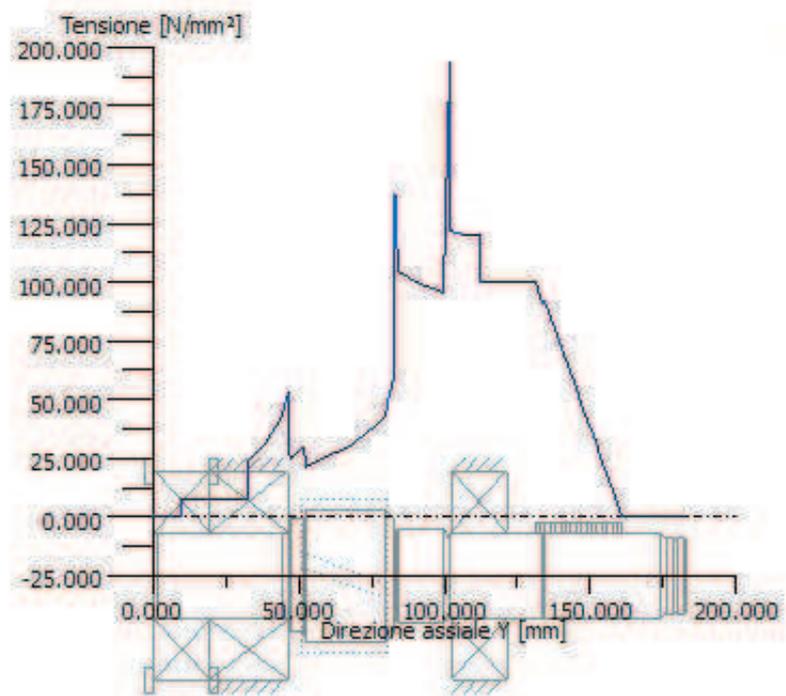


Figura 4.10: Sollecitazione equivalente di Von Mises per l'albero d'ingresso.

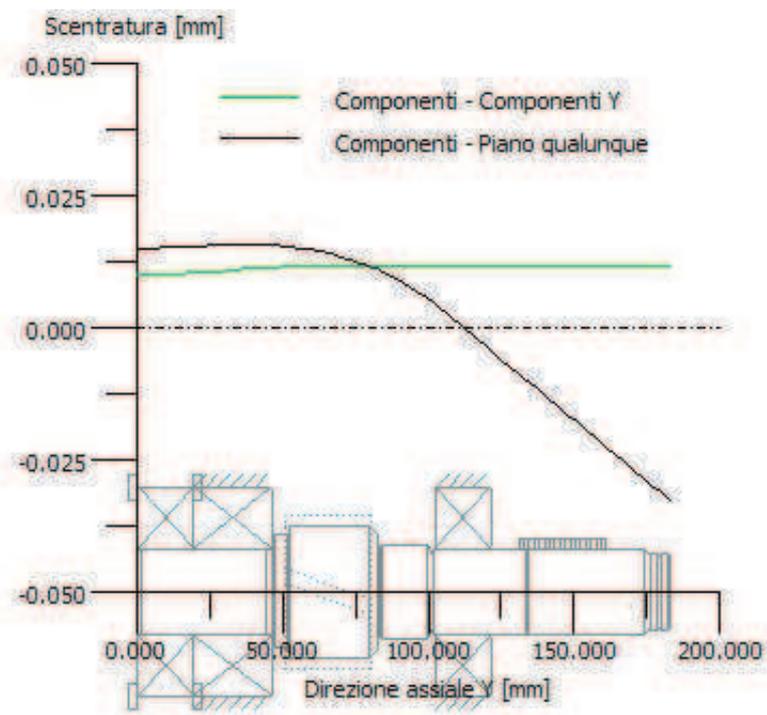


Figura 4.11: Deformazione dell'albero d'ingresso.

La sua resistenza è stata verificata in altre applicazioni in cui lo stesso profilo è stato utilizzato senza cedimenti.

	albero	mozzo
Modulo normale (mm)	1,0583	1,0583
Diametro di testa (mm)	32,807	-31,815
Z	30	-30
α_n	45°	45°
Larghezza dente (mm)	15	15
Fattore di correzione	0,1	-0,1

Tabella 4.9: Caratteristiche del profilo scanalato per la ruota di stazionamento.

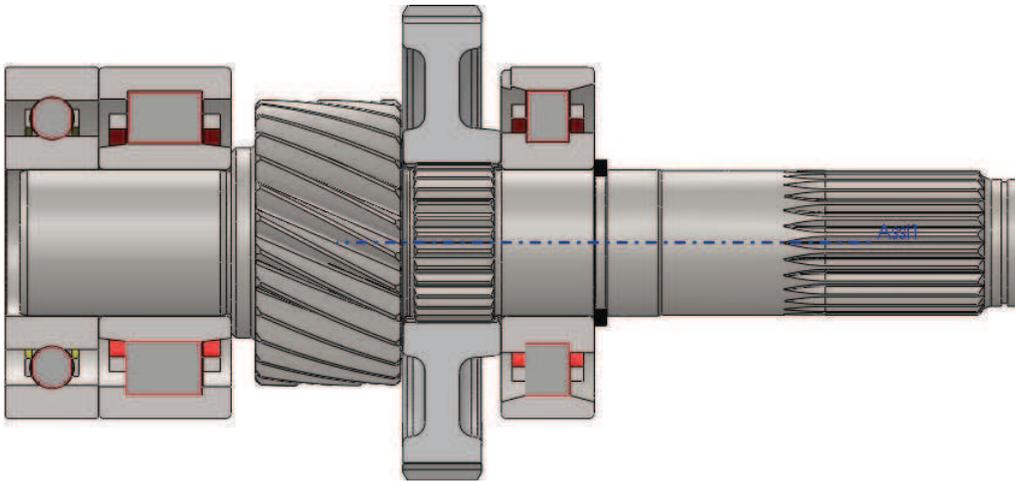


Figura 4.12: Modello solido dell'albero d'ingresso con cuscinetti.

4.2.2 L'albero intermedio

L'albero presenta soluzioni simili a quelle già esaminate per il precedente. Anche in questo caso viene realizzato il pignone con un creatore e il profilo scanalato della corona per stozzatura. Viene realizzato un foro assiale passante (si veda lo schema di figura 4.13) in modo da ridurre il peso e consentire il passaggio dell'alberino di comando della pompa di lubrificazione, come sarà spiegato nel paragrafo 4.3.2 a pagina 46.

Il cuscinetto a rulli destro non reca l'anello interno e la pista di rotolamento interna è costituita dalla superficie cilindrica esterna dell'albero, opportunamente rettificata, seguendo le prescrizioni del costruttore di cuscinetti. In questo modo

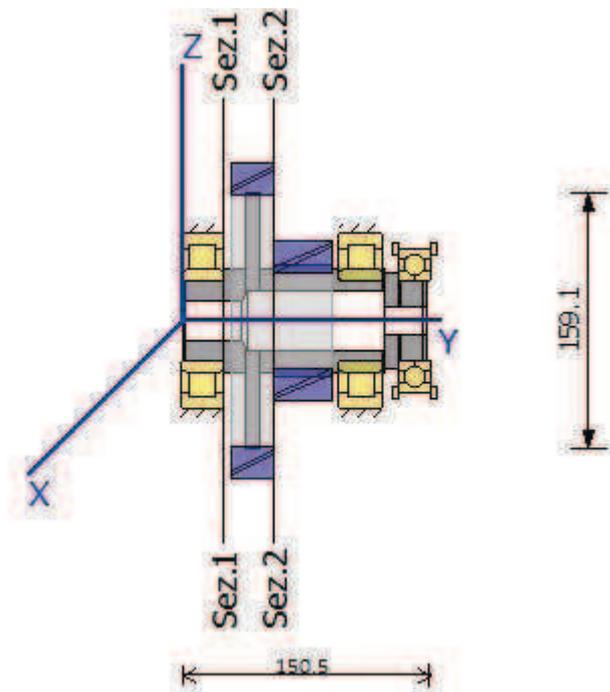


Figura 4.13: Schema dell'albero intermedio implementato nel software di calcolo; in blu sono rappresentate le dentature.

è possibile aumentare la rigidità del componente e semplificare il montaggio dei supporti, evitando l'uso di un distanziale tra il cuscinetto a rulli e quello a sfere. Tale realizzazione è ben visibile in figura 4.16

Come mostra la tabella 4.10, anche in questo caso nelle sezioni più sollecitate (ben identificabili nella figura 4.14) i coefficienti di sicurezza sono soddisfacenti.

Sezione	sicurezza a fatica	sicurezza statica
Sez.1	7.14	16.81
Sez.2	4.31	7.93

Tabella 4.10: Coefficienti di sicurezza, per l'albero intermedio.

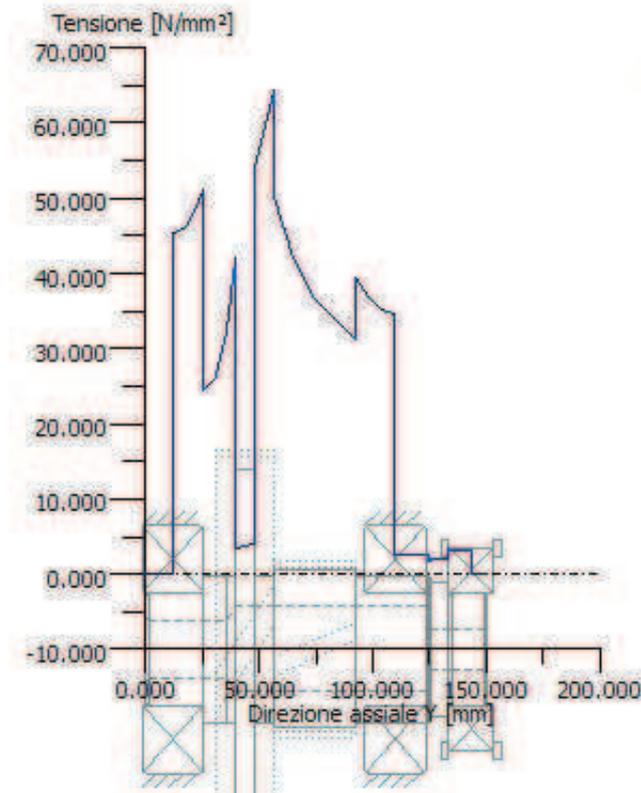


Figura 4.14: Sollecitazione equivalente di Von Mises per l'albero intermedio.

L'albero risulta essere abbastanza rigido e la flessione massima in prossimità del pignone è pari a circa 0,007 mm come mostra la figura 4.15.

Le caratteristiche del profilo scanalato per il callettamento della corona sono riassunte in tabella 4.11

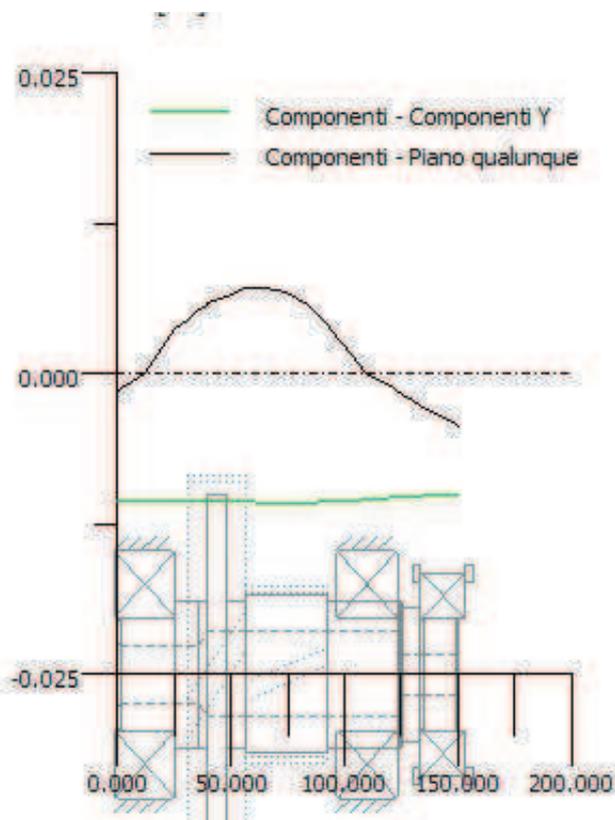


Figura 4.15: Deformazione dell'albero intermedio.

	albero	mozzo
Modulo normale (mm)	1,0583	1,0583
Diametro di testa (mm)	53,975	-52,283
Z	50	-50
α_n	45°	45°
Larghezza dente (mm)	13	13
Fattore di correzione	0,1	-0,1
Pressione max (N/mm^2)	182,116	
Coefficiente di sicurezza	7,05	8,81

Tabella 4.11: Caratteristiche del profilo scanalato per il callettamento della corona del primo stadio.

Anche per il profilo scanalato utilizzato per muovere l'alberino di comando della pompa, si esegue solo un dimensionamento geometrico, i cui risultati sono riassunti in tabella 4.12.

	albero	mozzo
Modulo normale (mm)	1	1
Diametro di testa (mm)	19,8	-18
Z	18	-18
α_n	30°	30°
Larghezza dente (mm)	18	18
Fattore di correzione	0,1	-0,1

Tabella 4.12: Caratteristiche del profilo scanalato per l'alberino di comando della pompa.

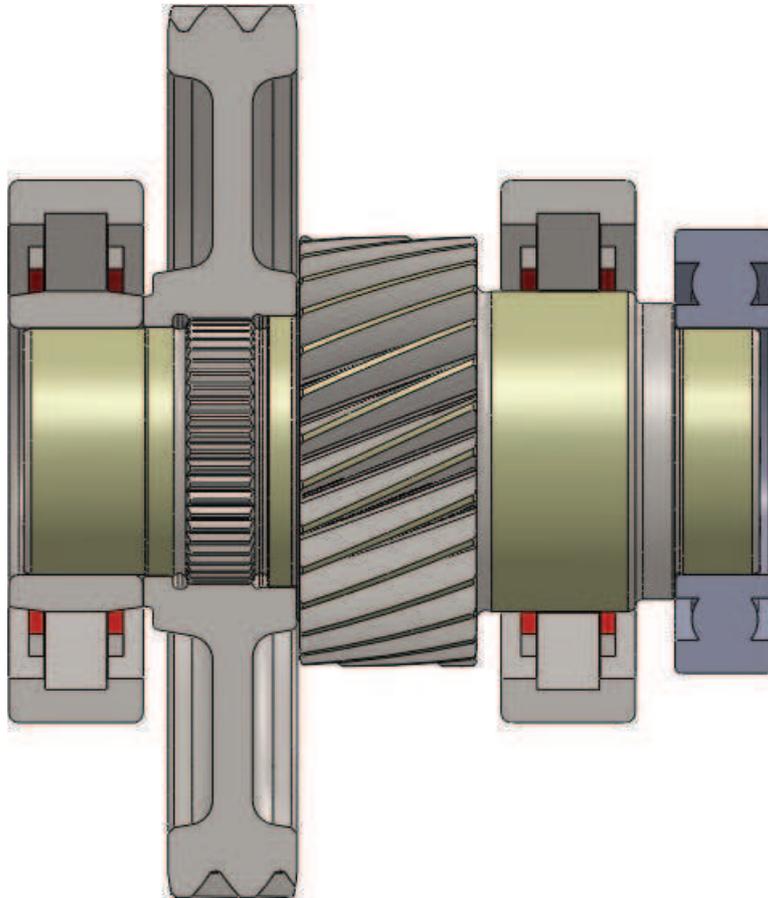


Figura 4.16: Modello solido dell'albero intermedio con cuscinetti.

4.2.3 L'albero d'uscita

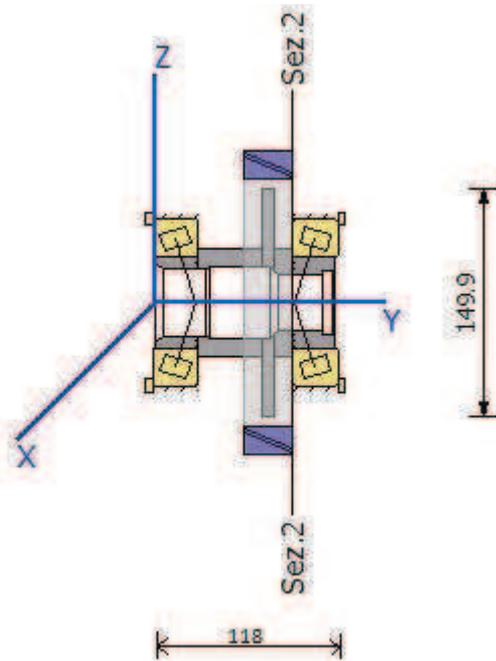


Figura 4.17: Schema dell'albero d'uscita implementato nel software di calcolo; in blu sono rappresentate le dentature e la zona di applicazione della coppia resistente.

Cotruttivamente questo albero è molto simile al precedente, come si può vedere nello schema di figura 4.17. E' cavo perchè deve ospitare la flangia di collegamento con il giunto omocinetico della ruota. All'interno viene realizzato, mediante brocciatura, un profilo scanalato che si accoppia con la flangia. La corona del secondo stadio di riduzione viene ricavata di pezzo e dentata con il creatore.

Viste le ridotte velocità di quest' asse, si adottano dei cuscinetti a rulli conici, con montaggio ad X per semplificare il montaggio, più idonei a sopportare le sollecitazioni trasmesse dalle ruote (si veda fig. 4.20).

Sezione	sicurezza a fatica	sicurezza statica
Sez.1	3.62	3.54

Tabella 4.13: Coefficienti di sicurezza, albero ingresso.

E' garantita la sicurezza a rottura nella sezione più critica (tabella 4.13), identificabile dall'andamento della tensione di Von Mises di fig. 4.18.

Esaminando le flessioni dell'albero in figura 4.19 si può notare come, nella zona della corona, la freccia sia di circa 0,012 mm.

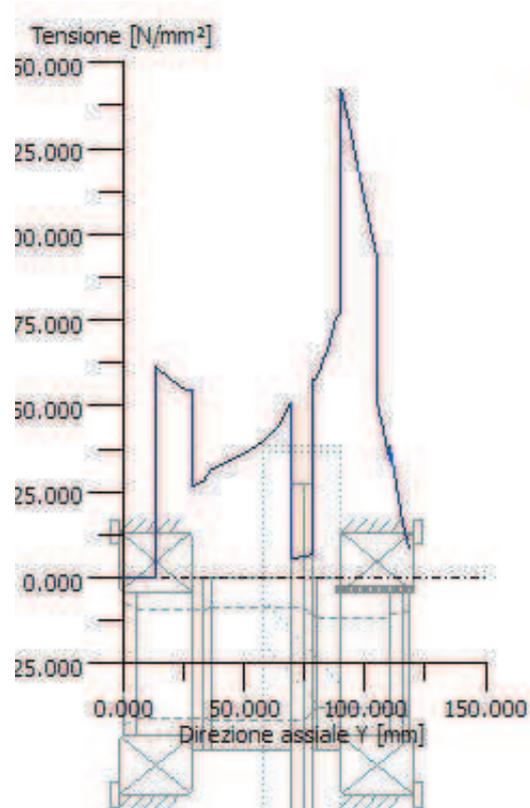


Figura 4.18: Sollecitazione equivalente di Von Mises per l'albero d' uscita.

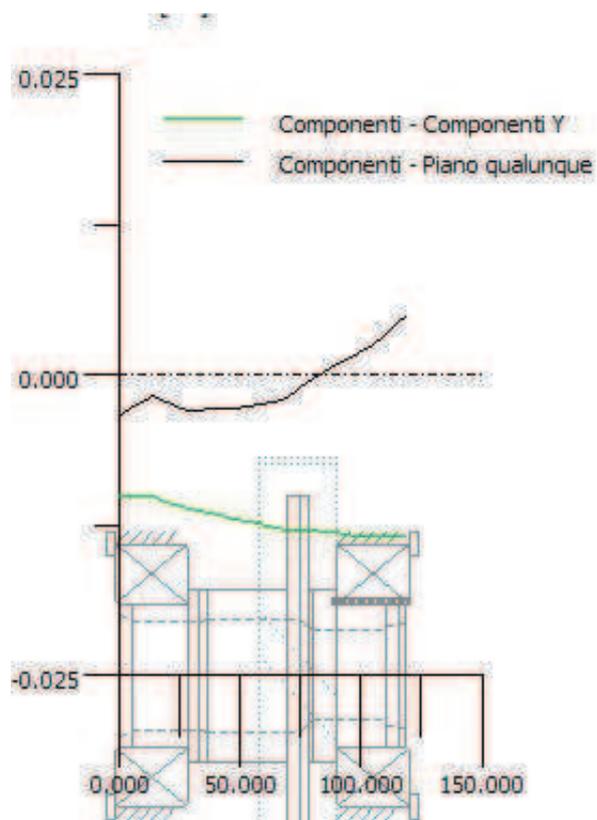


Figura 4.19: Deformazione dell'albero d'uscita.

Il profilo scanalato interno, accoppiante con la flangia di uscita, ha le caratteristiche elencate in tabella 4.14.

	albero	mozzo
Modulo normale (mm)	1,0583	1,0583
Diametro di testa (mm)	39,157	-37,465
Z	36	-36
α_n	45°	45°
Larghezza dente (mm)	32	32
Fattore di correzione	0,1	-0,1
Pressione max (N/mm^2)	330,902	
Coefficiente di sicurezza	3.58	4,47

Tabella 4.14: Caratteristiche dello scanalato di collegamento alla flangia di uscita.

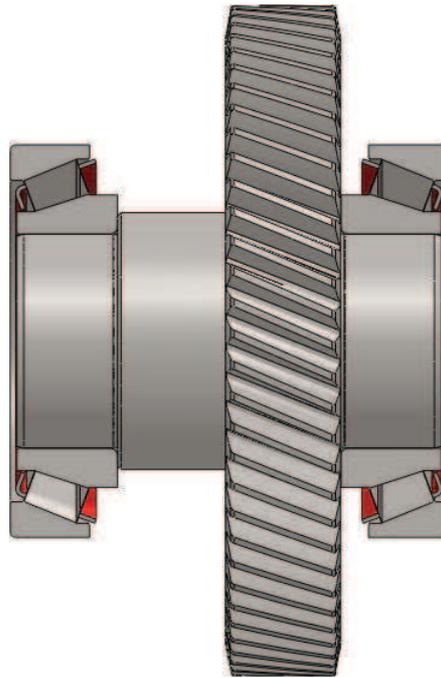


Figura 4.20: Modello solido dell'albero d'uscita con cuscinetti.

A conclusione di questi due paragrafi si mostra un'immagine riassuntiva in figura 4.21, realizzata al modellatore solido, dei componenti interni della trasmissione di cui è stato descritto il progetto, nel loro aspetto definitivo.

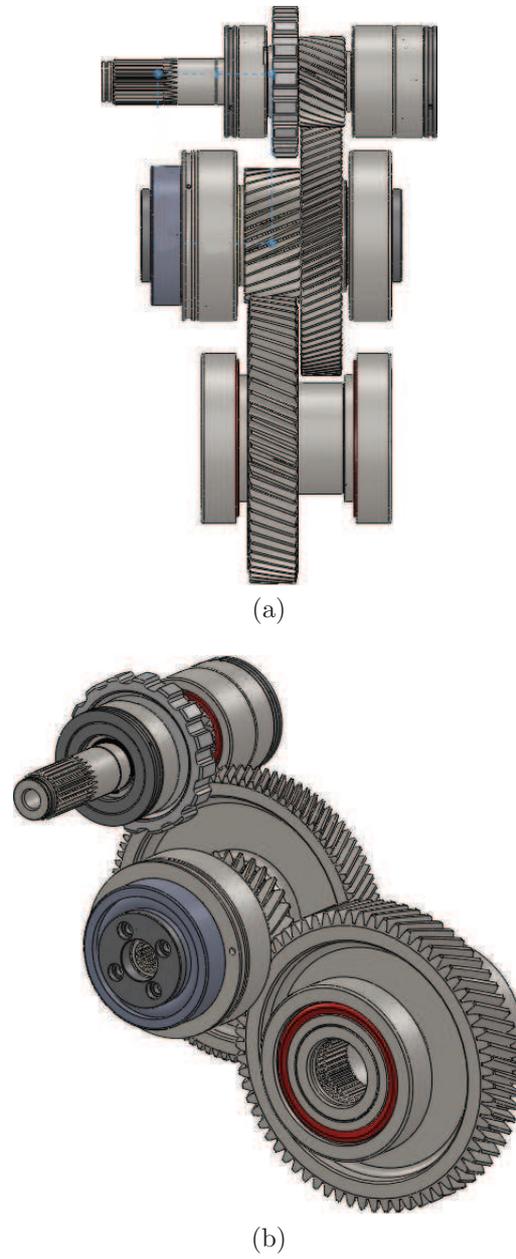


Figura 4.21: I due stadi del riduttore.

4.3 La carcassa

Dopo aver dimensionato tutti i componenti interni del riduttore, viene eseguito uno studio della carcassa per mezzo del modellatore solido, con il quale si generano i disegni tridimensionali dei vari elementi del riduttore, assemblati nelle loro posizioni di funzionamento. In questo modo è possibile modellare, attorno ai componenti interni, la carcassa che deve contenerli. Procedendo per step, vengono definite le posizioni degli assi degli alberi, gli alloggiamenti dei cuscinetti, gli spazi necessari a contenere le ruote dentate e il meccanismo per il freno di stazionamento. Una volta definito il volume che racchiude tutto il rotismo, si modellano i condotti per la lubrificazione degli ingranaggi e dei cuscinetti. Infine si studiano anche i collegamenti tra la carcassa ed il motore e gli ancoraggi al telaio.

La carcassa è costituita da due parti, che si uniscono su di un piano perpendicolare agli assi degli alberi. Sulle superfici accoppiate, viene depositato del mastice sigillante. Una serie di fori perimetrali, su entrambe le parti della carcassa, consente il serraggio delle stesse per mezzo di viti.

L'accoppiamento al motore viene realizzato replicando i fori disposti sulla flangia del propulsore e garantendo una superficie circolare, di spessore adeguato e coassiale con l'albero motore, per realizzare il centraggio.

4.3.1 Gli alloggiamenti dei cuscinetti

In figura 4.22 si può osservare la disposizione dei cuscinetti sull'albero d'ingresso. Due cuscinetti a rulli cilindrici forniscono il supporto radiale all'albero mentre uno a sfere, a quattro punti di contatto, sopporta i carichi assiali.

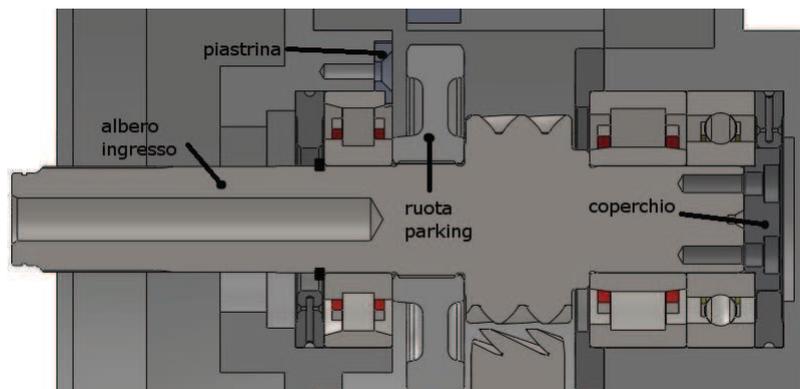


Figura 4.22: Montaggio dei cuscinetti per l'albero d'ingresso.

Il cuscinetto a rulli cilindrici, alloggiato nella parte sinistra della carcassa, viene bloccato radialmente nella sua sede; la posizione assiale dell'anello interno è assicurata da un anello seeger e dallo spallamento offerto dalla ruota parking, la quale

si appoggia a sua volta sul pignone del primo stadio, ricavato di pezzo dall'albero. L'anello esterno del cuscinetto viene invece bloccato assialmente con una piastrina, fissata alla carcassa con una vite, e con un distanziale, a sua volta poggiante sullo spallamento della carcassa.

Nell'altra parte della carcassa sono alloggiati gli altri due cuscinetti, appaiati. Gli anelli interni sono bloccati a sinistra da uno spallamento, ricavato sull'albero, e a destra da un coperchio bloccato con quattro viti mordenti, avvitate nell'albero. Gli anelli esterni sono invece bloccati tra un distanziale ed un coperchio, fissato con viti mordenti che si avvitano in fori sulla scatola destra. Il diametro dell'anello esterno del cuscinetto a sfere è di 72 mm mentre il diametro della sede è di 72,1mm: il decimo di differenza assicura che i carichi radiali non si scarichino sul cuscinetto a sfere, cui compete solo il sostegno assiale dell'albero. Il cuscinetto a rulli è libero assialmente, dato che i rulli possono traslare rispetto alla pista sull'anello interno.

La figura 4.23 mostra invece i cuscinetti sull'albero intermedio; anche in questo caso due cuscinetti a rulli cilindrici sostengono l'albero radialmente ed uno a sfere lo sostiene assialmente.

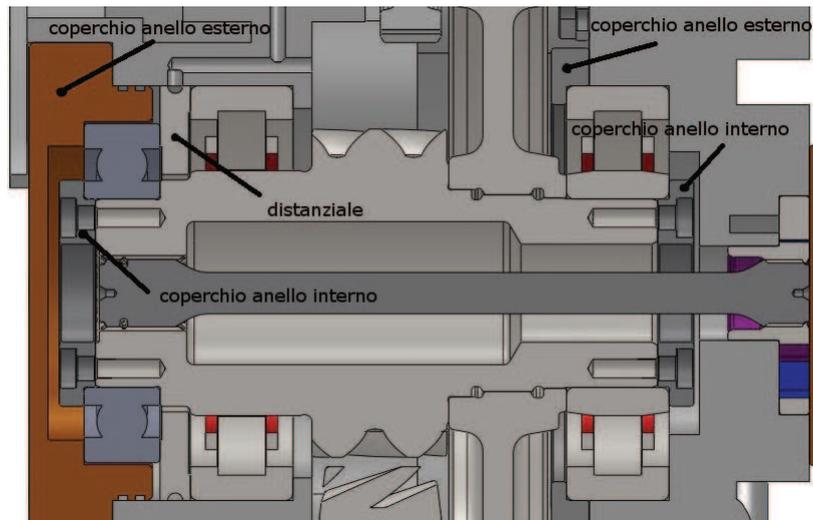


Figura 4.23: Montaggio dei cuscinetti per l'albero intermedio.

Nella parte sinistra della carcassa sono alloggiati un cuscinetto a rulli e quello a sfere: il posizionamento assiale è ottenuto grazie ad uno spallamento nella carcassa, su cui poggia il cuscinetto a rulli, ad un coperchio fissato con viti mordenti alla carcassa, che blocca il cuscinetto a sfere, e ad un distanziale posto tra i cuscinetti. Ancora una volta l'anello interno del cuscinetto a sfere è bloccato sull'albero da uno spallamento, a destra, e da un coperchio fissato con viti mordenti all'albero, a

sinistra. Il cuscinetto a rulli invece è sprovvisto di anello interno ed i rulli rotolano direttamente sulla superficie esterna dell'albero, opportunamente rettificata: in questo modo è possibile aumentare lo spessore dell'albero e quindi la sua rigidità.

L'altro cuscinetto a rulli è posto nella parte opposta della carcassa. Per il bloccaggio del suo anello interno si utilizza sempre un coperchio fissato all'albero mentre, sulla sinistra, è ricavato uno spallamento sulla ruota dentata del primo stadio; questa è a sua volta poggiata su di uno spallamento dell'albero, con il quale accoppia per mezzo di un profilo scanalato. Per il bloccaggio dell'anello esterno si usa un altro coperchio fissato con viti alla carcassa. I rulli sono liberi di traslare sull'anello interno che non presenta orletti.

Per l'albero di uscita sono stati scelti due cuscinetti a rulli conici, con montaggio a X. In questo caso l'anello esterno poggia sullo spallamento realizzato nella scatola, mentre quello interno sullo spallamento dell'albero (si veda figura 4.24). Il precarico dei cuscinetti viene generato in fase di montaggio mediante l'uso di spessori pelabili.

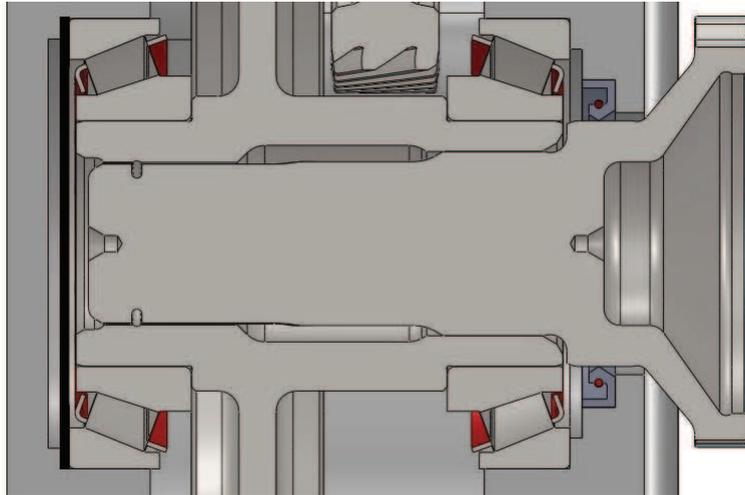


Figura 4.24: Montaggio dei cuscinetti per l'albero d'uscita.

4.3.2 La lubrificazione

Il circuito di lubrificazione, alimentato da una pompa gerotor di 6 cm^3 di cilindrata, porta il lubrificante ai cuscinetti ed agli ingranaggi più veloci, mentre la lubrificazione sull'asse d'uscita è a sbattimento.

La pompa gerotor è un componente molto usato per questo tipo di circuiti: è costituita da due rotori, uno esterno ed uno interno (si osservi la figura 4.25). Quello interno reca N lobi e quello esterno $N+1$; i due rotori sono eccentrici e mentre ruotano *ingranano* tra loro: durante il moto relativo si generano dei volumi

variabili che, quando aumentano, sono affacciati al condotto di aspirazione e quando diminuiscono, sono in collegamento con il circuito di mandata. In questo caso i rotori sono alloggiati direttamente nella carcassa, in una sede avente diametro e profondità tali da contenere il rotore esterno; il rotore interno è coassiale con l'albero intermedio ed è mosso da un alberino (ben visibile in fig. 4.23 di pagina 45) che attraversa tutto l'intermedio e si accoppia all'interno di quest'ultimo con un profilo scanalato. I due rotori sono poi isolati dall'esterno per mezzo di un piattello, fissato alla carcassa con delle viti mordenti. Questa costruzione risulta essere molto compatta.

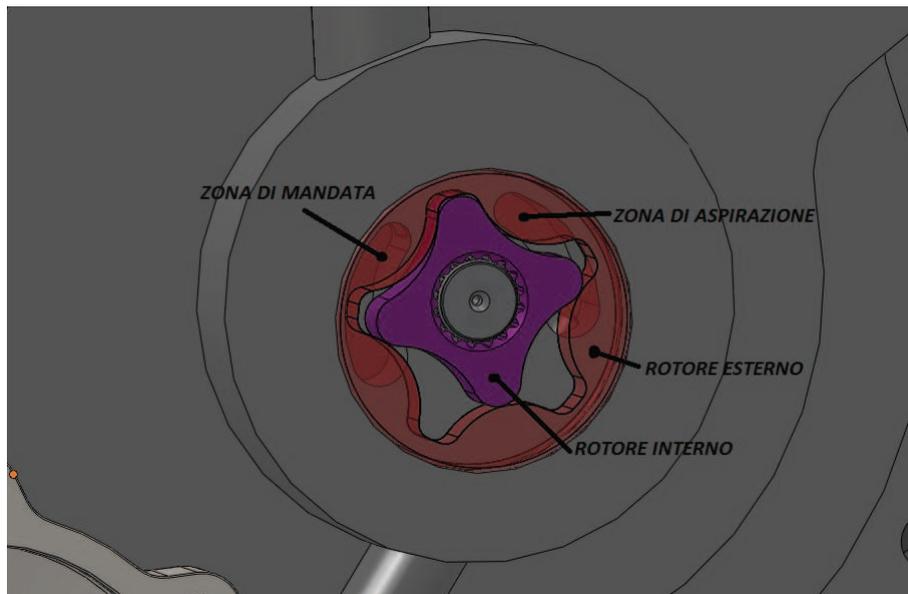


Figura 4.25: Pompa gerotor; il rotore esterno è raffigurato in trasparenza per permettere di vedere le cave sottostanti, che collegano la pompa all'aspirazione e alla mandata; viene nascosto il coperchio di chiusura.

L'olio lubrificante viene raccolto nella parte bassa della carcassa, che funge anche da serbatoio; definito il punto più basso del riduttore, da cui verrà pescato l'olio, si traccia il condotto di aspirazione che giunge alla pompa. Il condotto di mandata distribuisce poi il lubrificante in una rete di canali, ricavati forando opportunamente la carcassa, che porta l'olio ai cuscinetti e agli ingranaggi dell'albero di ingresso e dell'intermedio. Dove non è possibile raggiungere i corpi volventi dei cuscinetti, direttamente con questi condotti, si utilizzano degli opportuni distanziali: questi recano un canale anulare, sul diametro esterno, e due condotti radiali che conducono a due forellini posizionati in modo da spruzzare l'olio sui corpi volventi (si veda la figura 4.26). Questi forellini, del diametro di 1,5 mm, hanno i bordi smussati, in modo da generare un getto d'olio conico, sufficientemente ampio, e creare un effetto nebulizzante.

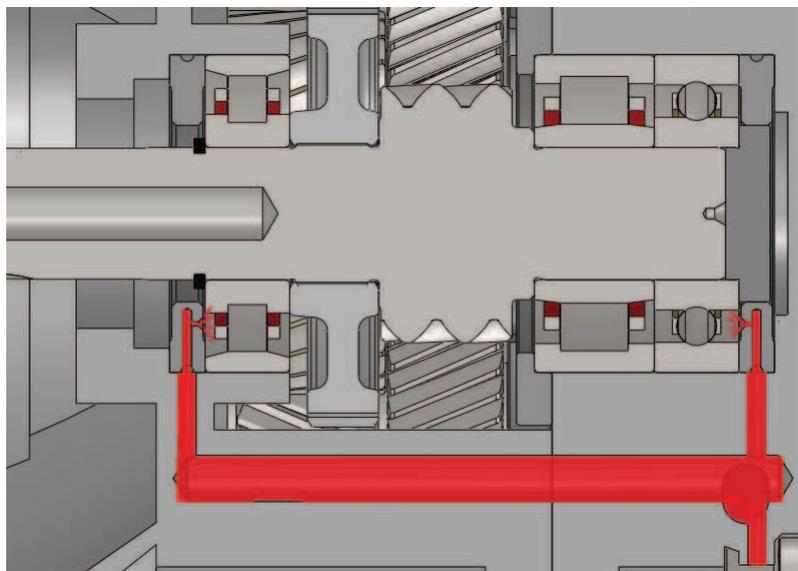


Figura 4.26: Parte del circuito per la lubrificazione dei cuscinetti sull'albero motore; i condotti realizzati nella scatola e nei distanziali sono colorati in rosso.

L'ingranaggio del primo stadio è lubrificato con un ugello che intercetta l'olio nel circuito di mandata e, per mezzo di fori simili a quelli realizzati nei distanziali, lo inietta sull'ingranaggio.

L'ingranaggio del secondo stadio di riduzione e i cuscinetti dell'albero di uscita sono lubrificati per sbattimento.

4.3.3 Il freno di stazionamento

La normativa giuridica europea impone che le autovetture circolanti su strada, spinte da motori elettrici, siano dotate di un meccanismo che garantisca il bloccaggio delle ruote quando si parcheggia il veicolo.



Figura 4.27: Meccanismo per l'inserimento del freno di stazionamento.

Il riduttore è quindi dotato di una ruota dentata particolare, di seguito chiamata *ruota di stazionamento*, accoppiata con un profilo scanalato all'albero d'ingresso. Quando si inserisce il freno di stazionamento, un cricchetto entra in un vano della ruota parking e la blocca; questo cricchetto viene spinto verso la ruota da un riscontro scorrevole, collegato attraverso un cavo alla leva del freno. Per meglio comprendere il funzionamento del dispositivo, si osservi la figura 4.27: quando il riscontro si trova nella posizione di figura, una molla tiene il cricchetto lontano dalla ruota di stazionamento; quando il conducente innesta il freno, il puntone grigio, scorrendo nella sua guida nera, fissata sulla carcassa, spinge il riscontro verso l'alto. Questo, salendo, vince la forza della molla e avvicina il cricchetto verso la ruota; ruotando attorno al suo perno, il cricchetto si infila in un vano della ruota, bloccando l'albero d'ingresso.

Per predisporre la carcassa ad ospitare il cricchetto, il suo perno e la molla, viene realizzata una cava ben visibile in figura 4.28; il riscontro può scorrere, come un corsoio, all'interno di un cilindro, chiuso ad un'estremità da un coperchio e recante un'apertura sulla superficie cilindrica, per consentire il contatto tra cricchetto e riscontro.

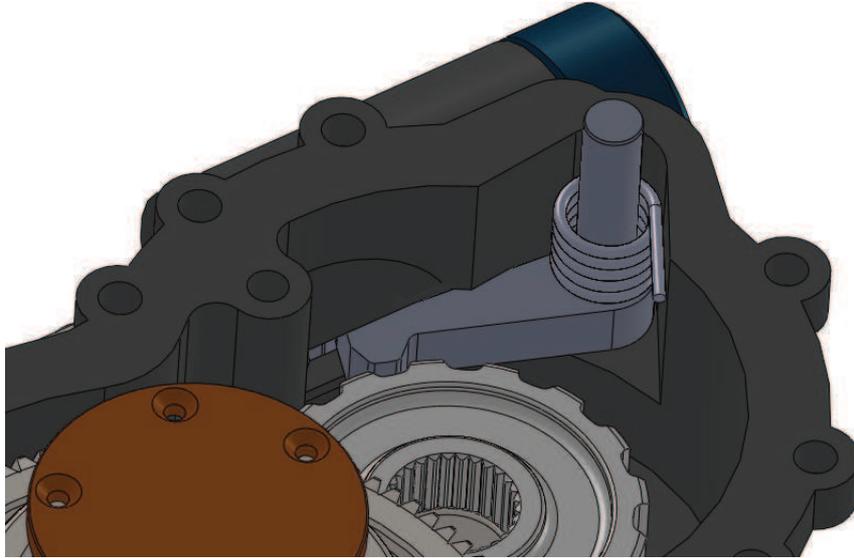


Figura 4.28: Particolare del meccanismo del freno di stazionamento.

Capitolo 5

Conclusioni e sviluppi futuri

Il lavoro che è stato descritto ha affrontato differenti aspetti del progetto di un sistema di trazione per autoveicoli ibridi o elettrici. L'obiettivo raggiunto prevedeva la realizzazione di un riduttore in due stadi, con rapporto di riduzione fisso, che trasmettesse il moto dal motore elettrico alla ruota, con la possibilità di adattarsi a motori elettrici di differenti potenze, installati su differenti tipi di vetture.

Una prima fase dell'attività ha riguardato l'analisi dei carichi agenti sul riduttore, partendo da considerazioni sulle caratteristiche funzionali e sulle prestazioni richieste per la trasmissione. In tal modo è stato definito un ciclo di carico attendibile, rappresentativo dell'effettivo funzionamento del sistema.

Successivamente è stato eseguito il progetto delle dentature, considerando gli aspetti cinematici, resistenziali e costruttivi, definendo i componenti che saranno ora prodotti; insieme alle ruote dentate sono stati dimensionati e modellati gli alberi del riduttore ed è stata effettuata la scelta di tutti i componenti commerciali, come i cuscinetti, che completano la parte interna del riduttore.

In futuro, visti i coefficienti di sicurezza raggiunti per gli alberi e i cuscinetti, potrebbe essere aumentato il numero di rapporti di trasmissione disponibili, variando solo gli ingranaggi, in modo da adattare il riduttore a più tipi di vetture.

I risultati ottenuti sono definitivi per quanto riguarda gli ingranaggi e le componenti meccaniche cui compete la trasmissione della potenza; ci si può dunque dedicare alla produzione degli stessi, nell'ottica di preparare un prototipo della trasmissione.

Per quanto riguarda la carcassa, ne è stato svolto uno studio funzionale, volto a definire le geometrie e gli ingombri che possono considerarsi definitivi. Prima della realizzazione del prototipo dovrà essere sviluppato il design for manufacturing della carcassa e se ne dovrà verificare la resistenza, con un software di simulazione FEM.

Dopo la realizzazione di un prototipo e l'esecuzione di test sullo stesso, sarà necessario un più accurato dimensionamento della pompa e del circuito di lubrificazione, considerando la portata di combustibile necessaria allo smaltimento del

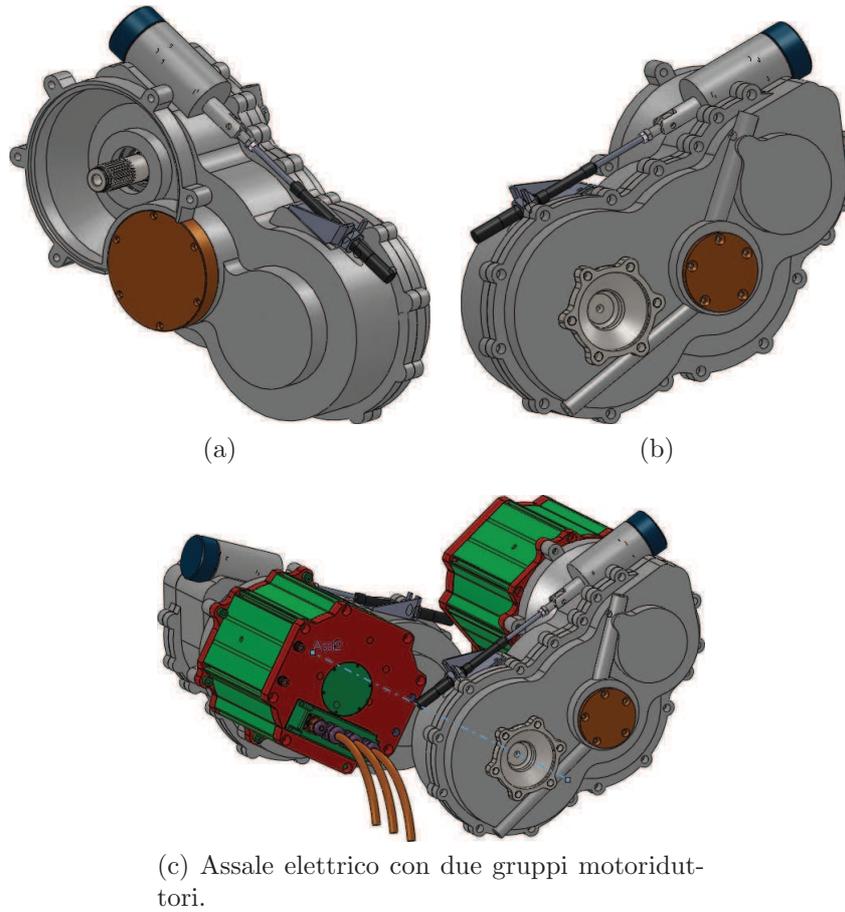


Figura 5.1: Il riduttore e l'assale elettrico.

calore dissipato dagli ingranaggi. Per il momento, ai fini di ridurre i tempi per la prototipizzazione, gli elementi per la lubrificazione sono stati scelti sulla base delle esperienze realizzate dai progettisti dell'ufficio tecnico, su riduttori simili a quello qui esaminato.

Inoltre si svilupperà il riduttore con il primo stadio di riduzione integrato con l'albero motore, dedicato a vetture più piccole, come citycar o piccoli prototipi da competizione.

Le immagini 5.1 mostrano i risultati del lavoro svolto.

Appendice A

Il programma di calcolo e i risultati del dimensionamento dei componenti

Vengono ora proposti tutti i risultati dei calcoli per il dimensionamento degli ingranaggi, degli alberi, dei profili scanalati e per la scelta dei cuscinetti.

Il software utilizzato si chiama KiSSsys e mette a disposizione differenti moduli, uno per il calcolo di ogni componente. L'interfaccia grafica poi mette assieme i vari moduli, consentendo all'utente di impostare il calcolo. I vari moduli *dialogano* tra loro, facilitando l'immissione dei dati di input per il calcolo dei singoli componenti e consentendo di determinare le correzioni necessarie sulle ruote dentate per compensare le flessioni degli alberi. L'immissione dei dati segue principalmente le linee guida previste dalla norma ISO 6336 per il calcolo delle ruote dentate, che sono state commentate nel capitolo 4.

Il modulo che consente il calcolo degli alberi permette di eseguire un'analisi FEM, utilizzando un modello a barre: le dimensioni degli elementi sono stabilite automaticamente dal programma; i supporti sono considerati perfettamente rigidi ma può essere impostato il valore del gioco per ogni cuscinetto.

Questo software è dotato anche di un modellatore solido e permette di visualizzare l'aspetto della geometria del riduttore, man mano che questo viene definito dai calcoli.

Si ringrazia la KISSsoft AG per aver concesso una licenza di prova per l'utilizzo del software.

Ingranaggiol

KISSsoft - Release 03-2011

KISSsoft evaluation

CALCOLO DI UNA COPPIA DI RUOTE CILINDRICHE A DENTATURA OBLIQUA

Numero disegno/articolo:

Ruota 1: 0.000.0

Ruota 2: 0.000.0

Calcolo della resistenza con collettivo di carico

Durata vita nominale (h): 4000.00

Collettivo di carico

Potenza nominale [P] 1.0472 kW
Fattore d'applicazione [KA] 1.00

Collettivo di carico : load_spectrum_100

No. elementi collettivo di carico : 5

Ruota di riferimento: 1

Frequenza elementi (%)	Potenza (kW)	No. giri di riferimento (1/min)	Mom.torc. (Nm)
1 20.00000	142.13	4450.00	305.00
2 20.00000	142.14	6737.74	201.45
3 30.00000	142.13	9372.59	144.81
4 20.00000	142.11	12390.58	109.53
5 10.00000	142.12	13793.22	98.39

Linea-Woehler nel settore limite di fatica secondo: Haibach

Indicazione:

Metodo di calcolo in base a:

- ISO 6336, part 6

- con modifica della linea di Woehler nel settore della durata

Nel calcolo sono calcolati singolarmente tutti i fattori di carico

(ISO6336: KV, KHb, KFb; AGMA2001: Knu, Km, ..)

per ogni elemento del collettivo di carico.

Indicazione:

Con diagrammi Woehler secondo Haibach

o Corten-Dolan, la riduzione nella parte durata del diagramma

(NL = 10⁷ .. 10¹⁰) secondo ISO6336 o AGMA2001 non viene considerata!

Sicurezza piede: 1.82 1.46

Sicurezza fianco: 1.23 1.28

Sicurezza grippaggio (Integrale) 4.01

Sicurezza grippaggio (Flash) 6.50

(La sicurezza antigrippaggio/micropitting viene indicata per l'elemento più sfavorevole del collettivo.)

1. GEOMETRIA DENTE E MATERIALE

(Calcolo geometria secondo ISO 21771)

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Interasse (mm)	[a]	115.000	
Tolleranza interasse		ISO 286	Scarto js7
Modulo normale (mm)	[mn]	1.7400	
Angolo di pressione normale (°)	[alfn]	17.5000	
Angolo d'elica sul diametro primitivo (°)	[beta]	25.0000	
N. di denti	[z]	27	91
Larghezza dente (mm)	[b]	29.50	26.00
Elica		destro	a sinistra

Offset in larghezza (mm)	[bv]	0.25	
Smussatura Larghezza dentatura (mm)	[bK]	0.50	0.50
Qualità della dentatura	[Q-ISO1328]	5	5
Diametro interno (mm)	[di]	0.00	157.80
Diametro interno della fasciatura (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Materiale

Ruota 1:	18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=30HRC
Ruota 2:	18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=30HRC

	----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
	HRC 61	HRC 61
Durezza superficie		
Trattamento del materiale secondo ISO6336: Normale (Fattori durata di vita ZNT e YNT >=0.85)		
Limite di fatica piede del dente (N/mm ²) [sigFlim]	500.00	500.00
Limite di fatica pressione di Hertz (N/mm ²) [sigHlim]	1500.00	1500.00
Resistenza alla rottura (N/mm ²) [Rm]	1200.00	1200.00
Limite di snervamento (N/mm ²) [Rp]	850.00	850.00
Modulo di elasticità (N/mm ²) [E]	206000	206000
Coefficiente di Poisson [ny]	0.300	0.300
Valore medio della rugosità Ra, fianco del dente (µm) [RAH]	0.20	0.20
Valore massimo della rugosità Rz, fianco (µm) [RZH]	1.92	1.92
Valore massimo della rugosità Rz, piede (µm) [RZF]	6.30	6.30

Utensile o profilo di riferimento della ruota 1 :

Profilo di riferimento (immissione propria) 0IZ6174178	
Fattore di addendum [haP*]	1.300
Fattore di dedendum [hfP*]	1.700
Fattore raggio testa [rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede [rhofP*]	0.340
Fattore addendum di forma [hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza [hprP*]	0.000
Angolo protuberanza [alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping [alfKP]	0.000
	non topping

Utensile o profilo di riferimento della ruota 2 :

Profilo di riferimento (immissione propria) 0IZ6174178	
Fattore di addendum [haP*]	1.300
Fattore di dedendum [hfP*]	1.700
Fattore raggio testa [rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede [rhofP*]	0.340
Fattore addendum di forma [hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza [hprP*]	0.000
Angolo protuberanza [alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping [alfKP]	0.000
	non topping

Riepilogo profilo di riferimento degli ingranaggi:

Altezza piede profilo di riferimento (per modulo) [hfP*]	1.700	1.700
Raggio piede profilo di riferimento (per modulo) [rofP*]	0.340	0.340
Altezza testa profilo di riferimento (per modulo) [haP*]	1.300	1.300
Altezza protuberanza (per modulo) [hprP*]	0.000	0.000
Angolo protuberanza (°) [alfprP]	0.000	0.000
Altezza curvatura del fondo del fianco (per modulo) [hFaP*]	0.000	0.000
Angolo di pressione dello smusso (°) [alfKP]	0.000	0.000

Modifica del profilo:	per riduttore di elevata potenz
Spoglia di testa (µm) [Ca]	23.00 24.00

Tipo di lubrificazione	lubrificazione a iniezione d'olio
Tipo olio	Olio: ISO-VG 150

Base lubrificante	Base olio minerale		
Viscosità cinematica olio a 40 °C (mm ² /s) [nu40]		150.00	
Viscosità cinematica olio a 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	13.00	
Test FZG A/8.3/90 (ISO 14635-1)	[FZGtestA]	12	
Densità spec. a 15 gradi (kg/dm ³)	[roOil]	0.892	
Temperatura olio (°C)	[TS]	65.000	
----- RUOTA 1 ----- RUOTA 2 --			
Rapporto trasmissione totale	[itot]	-3.370	
Rapporto N. denti	[u]	3.370	
Modulo trasversale (mm)	[mt]	1.920	
Angolo di pressione sul dia. di riferimento	[alft]	19.182	
Angolo di pressione di funzionamento (°)	[alfwt]	21.520	
Angolo di pressione normale in funzionamento (°)	[alfwt.e/i]	21.542 / 21.498	
Angolo d'elica del cerchio di funzionamento	[alfwn]	19.615	
Angolo d'elica di base (°)	[betaw]	25.334	
Interasse di riferimento (mm)	[betab]	23.770	
Somma dei coefficienti di spostamento del profilo	[ad]	113.273	
Fattore di spostamento del profilo	[Summexi]	1.0519	
Spessore dente (arco) (per modulo)	[x]	0.6174	0.4345
	[sn*]	1.9601	1.8448
Modifica addendum (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diametro primitivo (mm)	[d]	51.837	174.709
Diametro di base (mm)	[db]	48.959	165.008
Diametro cerchio di testa (mm)	[da]	58.509	180.745
(mm)	[da.e/i]	58.509 / 58.459	180.745 / 180.695
Scarti cerchio di testa (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.050	0.000 / -0.050
Smusso di testa / arrotondamento di testa (mm)	[hK]	0.000	0.000
Diametro forma di testa (mm)	[dFa]	58.509	180.745
(mm)	[dFa.e/i]	58.509 / 58.459	180.745 / 180.695
Diametro primitivo di funzionamento (mm)	[dw]	52.627	177.373
(mm)	[dw.e/i]	52.635 / 52.619	177.400 / 177.346
Diametro cerchio di fondo (mm)	[df]	48.069	170.305
Coefficienti di spostamento del profilo	[xE.e/i]	0.5809 / 0.5663	0.3835 / 0.3653
Scarto cerchio di piede (mm)	[Adf.e/i]	0.000 / -0.300	0.000 / -0.300
Diametro di piede effettivo (mm)	[df.e/i]	48.069 / 47.769	170.305 / 170.005
Gioco di testa teorico (mm)	[c]	0.593	0.593
Gioco di testa effettivo (mm)	[c.e/i]	0.785 / 0.575	0.785 / 0.575
Diametro di piede attivo (mm)	[dNf]	50.094	173.108
(mm)	[dNf.e/i]	50.141 / 50.074	173.165 / 173.079
Diametro cerchio di forma piede (mm)	[dFf]	49.622	171.441
(mm)	[dFf.e/i]	49.622 / 49.481	171.441 / 171.195
Riserva (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.330 / 0.226	0.985 / 0.819
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	3.336	3.018
(mm)	[ha.e/i]	3.336 / 3.311	3.018 / 2.993
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]	1.884	2.202
(mm)	[hf.e/i]	1.884 / 2.034	2.202 / 2.352
Angolo di rotolamento a dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	37.493 / 37.386	25.613 / 25.570
Angolo di rotolamento a dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	37.493 / 37.386	25.613 / 25.570
Angolo di rotolamento a dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	12.667 / 12.300	18.236 / 18.138
Angolo di rotolamento a dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	9.461 / 8.393	16.153 / 15.836
Altezza dente (mm)	[H]	5.220	5.220
No. denti di sostituzione	[zn]	35.570	119.883
Spessore dente normale sul cilindro di testa (mm)	[san]	0.557	1.094
(mm)	[san.e/i]	0.542 / 0.496	1.056 / 1.016
Vano normale sul cilindro del piede (mm)	[efn]	0.000	1.008
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	1.062 / 1.012
Velocità di striscamento massima sulla testa (m/s)	[vga]	0.086	0.059
Striscamento specifico alla testa	[zetaa]	0.515	0.515
Striscamento specifico al piede	[zetaf]	-1.064	-1.063
Coef. di scivolamento a la testa	[Kga]	0.314	0.214
Coef. di scivolamento al piede	[Kgf]	-0.214	-0.314

Passo (mm)	[pt]		6.031	
Passo base trasv. (mm)	[pbt]		5.697	
Passo base trasv. (mm)	[pet]		5.697	
Passo elica (mm)	[pz]	349.232		1177.043
Passo assiale (mm)	[px]		12.935	
Lunghezza di condotta (mm)	[ga, e/i]		10.716	(10.763 / 10.561)
Lunghezza T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	5.303 (5.255/ 5.412)	36.881	(36.881/36.820)
Lunghezza T1-B (mm)	[T1B, T2B]	10.322 (10.322/10.276)	31.862	(31.815/31.956)
Lunghezza T1-C (mm)	[T1C, T2C]	9.652 (9.641/ 9.663)	32.532	(32.495/32.569)
Lunghezza T1-D (mm)	[T1D, T2D]	11.000 (10.952/11.109)	31.185	(31.185/31.124)
Lunghezza T1-E (mm)	[T1E, T2E]	16.019 (16.019/15.973)	26.166	(26.118/26.259)
Lunghezza T1-T2 (mm)	[T1T2]		42.184	(42.137 / 42.232)
Diametro punto di contatto singolo B (mm)				
	[d-B]	53.133 (53.133/53.098)	176.886	(176.852/176.953)
Diametro punto di contatto singolo D (mm)				
	[d-D]	53.674 (53.635/53.764)	176.402	(176.402/176.359)
Ricoprimento testa	[eps]	1.118 (1.119/ 1.108)	0.764	(0.770/ 0.746)
Lunghezza minima della linea di contatto (mm)	[Lmin]		51.273	
Rapporto d'azione	[eps_a]		1.881	
Ricoprimento di profilo con scarti	[eps_a.e/m/i]	1.889 / 1.872 / 1.854		
Rapporto di ricoprimento	[eps_b]		1.933	
Ricoprimento totale	[eps_g]		3.814	
Ricoprimento totale con scarti	[eps_g.e/m/i]	3.822 / 3.804 / 3.787		

2. FATTORI D'INFLUSSO GENERALI

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Forza periferica nel dia. di rif. (N)	[Ft]		3858.3
Forza assiale (N)	[Fa]		1799.1
Forza radiale (N)	[Fr]		1342.3
Forza normale (N)	[Fnorm]		4463.7
Forza periferica sul cerchio di riferimento per mm (N/mm)			
	[w]		154.33
Per informazione: Forze nel cerchio di funzionamento:			
Forza tangenziale nominale (N)	[Ftw]		3800.3
Forza assiale (N)	[Faw]		1799.1
Forza radiale (N)	[Frw]		1498.5
Velocità periferica del cerchio primitivo di riferimento. (m/sec)			
	[v]		0.27
Valore rodaggio (µm)	[yp]		0.4
Valore rodaggio (µm)	[yf]		0.4
Fattore correzione	[CM]		0.800
Fattore corpo ruota (bs= 6.25 mm)	[CR]		0.865
Fattore profilo riferimento	[CBS]		0.713
Coefficiente materiale	[E/Est]		1.000
Rigidezza dente singola (N/mm/µm)	[c']		9.221
Rigidezza d'ingranamento (N/mm/µm)	[cgalf]		15.314
Rigidezza d'ingranamento (N/mm/µm)	[cgbet]		13.017
Massa ridotta (kg/mm)	[mRed]		0.00809
No. giri di risonanza (min-1)	[nE1]		15385
No. giri riferimento (-)	[N]		0.006
Zona acritica			
Valore rodaggio (µm)	[ya]		0.2
Distanza supporto l dell'albero del pignone (mm)			
	[l]		59.000
Distanza s dell'albero del pignone (mm)			
	[s]		5.900
Diametro esterno albero del pignone (mm)	[dsh]		29.500
Sollecitazione in base a ISO 6336/1 Figura 16			
	[-]		4
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Fattore K' in base a ISO 6336/1 Figura 13			
	[K']		-0.60
Con effetto supporto			
Scostamento effettivo della linea fianco (µm)			
	[Fby]		5.37
da deformazione dell'albero (µm)	[fsh*B1]		0.14
Elica: bombata in larghezza [Cbeta = 0.5*(fma+fsh)]			

Posizione impronta di contatto: favorevole			
da tolleranze di produzione (μm)	[fma*B2]	4.42	
Scostamento linea del fianco, teorico (μm)	[Fbx]	6.31	
Valore rodaggio (μm)	[yb]	0.9	
Fattore dinamico	[KV]	1.001	
Fattori larghezza - Fianco	[KHb]	1.226	
- Piede dente	[KFb]	1.182	
- Grippaggio	[KBb]	1.226	
Fattore trasv. - Fianco	[KHa]	1.000	
- Piede dente	[KFa]	1.000	
- Grippaggio	[KBa]	1.000	
Fattore d'elica Grippaggio	[Kbg]	1.300	
No. cicli di carico (in mio.)	[NL]	24.000	7.121

3. PORTATA PIEDE

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Calcolo dei fattori forma dente secondo metodo: B (Coeff. forma dente YF calcolati con spostamento del profilo x)			
Fattore profilo dente	[YF]	1.04	1.25
Fattore correzione tensione	[YS]	2.35	2.26
Intaglio di rettificazione tg / rog	[tg/rog]	0.023	0.059
Coeff. supplementare per intaglio di rettificazione	[Yg']	1.07	1.13
Angolo di lavoro ($^{\circ}$)	[alfen]	17.53	18.01
Braccio leva flessione (mm)	[hF]	1.66	2.21
Spessore piede dente (mm)	[sFn]	4.08	4.28
Raggio piede dente (mm)	[roF]	0.80	0.74
(hF* = 0.952/1.270 sFn* = 2.345/2.461 roF* = 0.459/0.425 dsFn = 48.70/170.94 alfsFn = 30.00/30.00)			
Fattore rapporto condotta	[Yeps]	1.000	
Fattore elica	[Ybet]	0.792	
Fattore dentatura alta	[YDT]	1.000	
Spessore corona dentata (mm)	[sr]	48.069	6.253
Fattore di corona dentata	[YB]	1.000	1.003
Larghezza dente determinante (mm)	[beff]	28.48	26.00
Tensione nominale piede del dente (N/mm^2)	[sigF0]	162.03	216.47
Tensione piede del dente (N/mm^2)	[sigF]	191.70	256.10
Tensione piede dente consentita dalla ruota dentata di prova			
Fattore supporto	[YdrelT]	1.001	1.004
Fattore superficie	[YRrelT]	1.029	1.029
Fattore grandezza (piede dente)	[YX]	1.000	1.000
Fattore resistenza alla fatica limitata	[YNT]	0.959	0.983
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.987	1.015
Fattore di flessione alternata	[YM]	1.000	1.000
Coefficiente tecnologia	[YT]	1.200	1.200
(Coefficiente per consolidamento superficie (come pallinatura): La norma non fornisce NESSUN dato a proposito)			
Fattore correzione tensione	[Yst]	2.00	
Resistenza limite del piede del dente (N/mm^2)	[sigFG]	1184.64	1217.59
Tensione ammessa del piede del dente (N/mm^2)	[sigFP=sigFG/SFmin]	878.81	903.25
Sicurezza richiesta	[SFmin]	1.35	1.35
Fattore di sicurezza per tensione di fondo dente	[SF=sigFG/sigF]	6.18	4.75
Potenza trasmissibile (kW)	[kWRating]	4.80	3.69

4. SICUREZZA FIANCO

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Fattore zona	[ZH]		2.281

Fattore d'elasticità (N ^{.5} /mm)	[ZE]	189.812	
Fattore rapporto condotta	[Zeps]	0.729	
Fattore inclinazione	[Zbet]	1.050	
Larghezza dente determinante (mm)	[beff]	25.00	
Pressione di contatto nominale (N/mm ²)	[sigH0]	651.58	
Pressione di contatto sul dia. primitivo di funz. (N/mm ²)	[sigHw]	721.86	
Fattore ingranamento singolo	[ZB, ZD]	1.00	1.00
Pressione di contatto (N/mm ²)	[sigH]	721.86	721.86
Fattore lubrificante	[ZL]	0.993	0.995
Fattore velocità	[ZV]	0.949	0.960
Fattore rugosità	[ZR]	1.025	1.019
Fattore accoppiamento materiale	[ZW]	1.000	1.000
Fattore resistenza alla fatica limitata	[ZNT]	1.057	1.159
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.021	1.128
Un limitato no. di alveoli è consentito (0=no, 1=si)		0	0
Coeff. di grandezza (fianco)	[ZX]	1.000	1.000
Resistenza limite al pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1532.13	1692.42
Pressione di contatto consentita (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1573.03	1737.60
Sicurezza per pressione sul cerchio primitivo di funzionamento			
	[SHw]	2.12	2.34
Sicurezza richiesta	[SHmin]	0.97	0.97
Potenza trasmissibile (kW)	[kWRating]	4.97	6.07

4b. MICROPITTING SECONDO ISO TR 15144-1:2010

Il calcolo non viene eseguito. (Lubrificante: Stadio di carico test di micropitting non è noto)

5. RESISTENZA AL GRIPPAGGIO

Metodo di calcolo secondo ISO/TR 13989

Fattore del lubrificante (per il tipo di lubrificazione)	[XS]	1.200	
Fattore del lubrificante	[XL]	1.000	
Fattore di ingranamento multiplo	[Xmp]	1.0	
Fattore struttura relativo (Grippaggio)	[XWrelT]	1.000	
Coefficiente di contatto termico (N/mm/s ^{.5} /K)	[BM]	13.795	13.795
Spoglia di testa determinante (µm)	[Ca]	23.00	24.00
Spoglia di testa ottimale (µm)	[Ceff]		9.69
Larghezza dente determinante (mm)	[beff]		25.000
Forza tangenziale/larghezza dente determinante (N/mm)	[wBt]		189.417
(Kbg = 1.300, wBt*Kbg = 246.242)			
Fattore temp. istantanea (°K*N ^{-.75} *s ^{.5} *m ^{-.5} *mm)	[XM]		1.581
Fattore angolo (eps1):			
0.977, eps2: 1.118)	[Xalfbet]		0.764
Criterio temperatura lampo			
Temperatura massa (°C)	[theMi]	66.10	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]	1.94	
Temperatura di grippaggio (°C)	[theS]	350.67	
Coordinata Gamma (luogo temperatura più alta)	[Gamma]		0.404
[Gamma.A]= -0.451 [Gamma.E]= 0.660			
Temperatura di contatto più alta. (°C)	[theB]	71.41	
Fattore di accesso	[XJ]	1.000	
Fattore di distribuzione del carico	[XGam]	0.896	
Viscosità dinamica (mPa*s)	[etaM]	36.50	
Coefficiente attrito	[mym]	0.076	
Criterio temperatura integrale			
Temperatura massa (°C)	[theM-C]	66.03	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]	1.22	

Temp. integrale di grippaggio (°C)	[theSint]	361.99
Fattore di rodaggio (rodaggio completato)		
	[XE]	1.000
Fattore rapporto condotta	[Xeps]	0.213
Viscosità dinamica (mPa*s)	[etaOil]	36.50
Coefficiente attrito medio	[mym]	0.089
Fattore geometria	[XBE]	0.287
Fattore ingranamento	[XQ]	1.000
Fattore spoglia testa	[XCa]	2.155
Temperatura fianco integrale (°C)	[theint]	67.86

6. MISURE DI CONTROLLO PER SPESSORE DENTE

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Tolleranza spessore dente		DIN3967 e23	DIN3967 e23
Scarto spessore dente in sezione normale (mm)			
	[As.e/i]	-0.040 / -0.056	-0.056 / -0.076
N. denti di misura	[k]	5.000	13.000
Quota Wildhaber senza gioco (mm)	[Wk]	24.693	67.600
Quota Wildhaber effettiva (mm)	[Wk.e/i]	24.655 / 24.640	67.546 / 67.527
Diametro di controllo (mm)	[dMWk.m]	53.905	176.204
> Quota Wildhaber Ruota 2 non è misurabile (ruota troppo sottile)			
Diametro teorico del corpo di misura (mm)			
	[DM]	3.230	2.935
Diametro effettivo del corpo di misura (mm)			
	[DMeff]	3.250	3.000
Misura radiale con una sfera senza gioco (mm)			
	[MrK]	29.290	90.185
Misura radiale con una sfera effettiva (mm)			
	[MrK.e/i]	29.245 / 29.227	90.105 / 90.077
Diametro di controllo (mm)	[dMMr.m]	53.910	176.201
Misura diametrale fra due sfere senza gioco (mm)			
	[MdK]	58.486	180.344
Misura fra due sfere effettiva (mm)	[MdK.e/i]	58.396 / 58.360	180.184 / 180.127
Misura fra due rulli senza gioco (mm)	[MdR]	58.579	180.370
Misura fra due rulli effettiva (mm)	[MdR.e/i]	58.490 / 58.454	180.211 / 180.153
Misura fra tre rulli senza gioco (mm)	[Md3R]	58.579	180.370
Misura fra tre rulli effettiva (mm)	[Md3R.e/i]	58.490 / 58.454	180.211 / 180.153
Spessore cordale senza gioco (mm)	['sn]	3.409	3.210
Spessore cordale effettivo del dente (mm)			
	['sn.e/i]	3.369 / 3.353	3.154 / 3.134
Altezza sopra la corda a partire da da.m (mm)			
	[ha]	3.370	3.018
Spessore dente (arco) (mm)			
	[sn]	3.411	3.210
	(mm) [sn.e/i]	3.371 / 3.355	3.154 / 3.134
Interasse senza gioco (mm)	[aControl.e/i]	114.866 / 114.815	
Interasse senza gioco, Tolleranze (mm)	[jta]	-0.134 / -0.185	
Scostamento interasse (mm)	[Aa.e/i]	0.018 / -0.018	
Gioco primitivo sui fianchi da Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.014 / -0.014	
Gioco radiale (mm)	[jrr]	0.202 / 0.117	
Gioco primitivo (sezione trasversale) (mm)			
	[jt]	0.162 / 0.094	
Angolo di torsione con ruota 1 tenuta ferma (°)		0.1060 / 0.0615	
Gioco normale sui fianchi (mm)	[jnn]	0.140 / 0.081	

7. TOLLERANZE DENTATURA

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Secondo ISO 1328:			
Qualità della dentatura	[Q-ISO1328]	5	5
Scostamento singolo del passo (µm)	[fpt]	5.50	6.00
Deviazione passo cerchio base (µm)	[fpb]	5.00	5.50
Errore accumulato di passo su k/8 (µm)	[Fpk/8]	7.50	11.00
Scostamento forma profilo (µm)	[ffa]	4.50	5.50
Deflessione angolo profilo (µm)	[fHa]	3.70	4.40
Deviazione totale profilo (µm)	[Fa]	6.00	7.00
Scostamento forma elica (µm)	[ffb]	6.00	6.50

Deflessione angolo elica (µm)	[fHb]	6.00	6.50
Deviazione totale elica (µm)	[Fb]	8.50	9.00
Divergenza totale del modulo (µm)	[Fp]	18.00	24.00
Deviazione concentricità (µm)	[Fr]	15.00	20.00
Errore composto tangenziale su due fianchi (µm)	[Fi"]	22.00	26.00
Rotolamento su due fianchi (µm)	[fi"]	6.50	6.50
Deviazione rotolamento fianco singolo (µm)	[Fi']	25.00	31.00
Salto rotolamento fianco singolo (µm)	[fi']	6.50	7.00
Tolleranze per allineamento assi (raccomandazione sec. ISO/TR 10064, qualità 5)			
Valore massimo disallineamento dell'asse (µm)	[fSigbet]	10.23	
Valore massimo inclinazione dell'asse (µm)	[fSigdel]	20.47	

8. DATI COMPLEMENTARI

Asse massimo possibile (eps_a=1.0)	[aMAX]	116.934	
Rigidità contro torsione (MNm/rad)	[cr]	0.2	2.6
Coefficiente d'attrito medio (secondo Niemann)	[mum]	0.069	
Striscamento d'usura secondo Niemann	[zetw]	0.969	
Potenza dissipata dalla dentatura (kW)	[PVZ]	0.011	
(Rendimento dentatura (%))	[etaz]	98.918)	
Peso - calcolata con da (kg)	[Mass]	0.621	1.242
Momento d'inerzia (sistema riferito alla ruota 1):			
Calcolo non considerando la forma esatta del dente			
Ruote singolare ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	0.0001817	0.006541
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	0.0007575	
Indicazioni per la realizzazione attraverso l'erosione a filo:			
Scostamento dalla linea del fianco teorica (µm)	[WireErr]	652.7	194.4
Scostamento ammesso (µm)	[Fb/2]	4.3	4.5

9. DETERMINAZIONE DELLA FORMA DEL DENTE

Correzione del profilo e correzione longitudinale del profilo per routa 1

Simmetria (entrambi i fianchi)

- Bombatura longitudinale Cb = 2.000µm
- Spoglia di testa, arcuata Caa = 23.000µm LCa = 1.225*mn dCa = 56.287mm

Correzione del profilo e correzione longitudinale del profilo per routa 2

Simmetria (entrambi i fianchi)

- Bombatura longitudinale Cb = 5.000µm
- Spoglia di testa, arcuata Caa = 24.000µm LCa = 1.225*mn dCa = 179.047mm

Dati per il calcolo della forma del dente:
Dati non a disposizione.

OSSERVAZIONI:

- I dati con [.e/i] significano: valore massimo [e] e valore minimo [i] tenendo conto di tutte le tolleranze
- I dati con [.m] significano: valore medio tolleranza
- Le tolleranze dell'interasse e gli scarti dello spessore del dente sono considerate nel gioco dei fianchi. Viene indicato il gioco massimo e minimo in funzione degli scarti maggiori o inferiori. Il calcolo è fatto per il cerchio di funzionamento..
- Calcolo di Zbet secondo il Corrigendum 1 ISO6336-2(2008) con $Zbet = 1 / (\cos(\beta))^{0.5}$
- Dettagli relativi al metodo di calcolo:
 - cg secondo metodo B
 - KV secondo metodo B
 - KHb, KFb secondo metodo C
 - fma sec. equazione (64), fsh sec. (57/58), Fbx sec. (52/53/54)
 - KHa, KFa secondo metodo B

Ingranaggio2

KISSsoft - Release 03-2011

KISSsoft evaluation

CALCOLO DI UNA COPPIA DI RUOTE CILINDRICHE A DENTATURA OBLIQUA

Numero disegno/articolo:

Ruota 1: 0.000.0

Ruota 2: 0.000.0

Calcolo della resistenza con collettivo di carico

Durata vita nominale (h): 4000.00

Collettivo di carico

Potenza nominale [P] 1.0472 kW
Fattore d'applicazione [KA] 1.00

Collettivo di carico : load_spectrum_100

No. elementi collettivo di carico : 5

Ruota di riferimento: 1

Frequenza elementi (%)	Potenza (kW)	No. giri di riferimento (1/min)	Mom.torc. (Nm)
1	20.00000	139.29	1320.33
2	20.00000	139.30	1999.11
3	30.00000	139.29	2780.88
4	20.00000	139.27	3676.33
5	10.00000	139.28	4092.49

Linea-Woehler nel settore limite di fatica secondo: Haibach

Indicazione:

Metodo di calcolo in base a:

- ISO 6336, part 6

- con modifica della linea di Woehler nel settore della durata

Nel calcolo sono calcolati singolarmente tutti i fattori di carico

(ISO6336: KV, KHb, KFb; AGMA2001: Knu, Km, ..)

per ogni elemento del collettivo di carico.

Indicazione:

Con diagrammi Woehler secondo Haibach

o Corten-Dolan, la riduzione nella parte durata del diagramma

(NL = 10⁷ .. 10¹⁰) secondo ISO6336 o AGMA2001 non viene considerata!

Sicurezza piede: 1.67 1.43

Sicurezza fianco: 1.18 1.25

Sicurezza grippaggio (Integrale) 3.69

Sicurezza grippaggio (Flash) 5.08

(La sicurezza antigrippaggio/micropitting viene indicata per l'elemento più sfavorevole del collettivo.)

1. GEOMETRIA DENTE E MATERIALE

(Calcolo geometria secondo ISO 21771)

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Interasse (mm)	[a]	131.000	
Tolleranza interasse		ISO 286	Scarto js7
Modulo normale (mm)	[mn]	2.5000	
Angolo di pressione normale (°)	[alfn]	17.5000	
Angolo d'elica sul diametro primitivo (°)	[beta]	23.0000	
N. di denti	[z]	29	67
Larghezza dente (mm)	[b]	36.00	32.00
Elica		a sinistra	destro

Smussatura Larghezza dentatura (mm)	[bK]	0.50	0.50
Qualità della dentatura	[Q-ISO1328]	5	5
Diametro interno (mm)	[di]	40.00	155.10
Diametro interno della fasciatura (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Materiale

Ruota 1:	18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=30HRC
Ruota 2:	18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=30HRC

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Durezza superficie		HRC 61	HRC 61
Trattamento del materiale secondo ISO6336: Normale (Fattori durata di vita ZNT e YNT >=0.85)			
Limite di fatica piede del dente (N/mm ²) [sigFlim]		500.00	500.00
Limite di fatica pressione di Hertz (N/mm ²)			
	[sigHlim]	1500.00	1500.00
Resistenza alla rottura (N/mm ²)	[Rm]	1200.00	1200.00
Limite di snervamento (N/mm ²)	[Rp]	850.00	850.00
Modulo di elasticità (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Coefficiente di Poisson	[ny]	0.300	0.300
Valore medio della rugosità Ra, fianco del dente (µm)			
	[RAH]	0.20	0.20
Valore massimo della rugosità Rz, fianco (µm)			
	[RZH]	1.92	1.92
Valore massimo della rugosità Rz, piede (µm)			
	[RZF]	6.30	6.30

Utensile o profilo di riferimento della ruota 1 :

Profilo di riferimento (immissione propria) 0IZ6250257		
Fattore di addendum	[haP*]	1.300
Fattore di dedendum	[hfP*]	1.700
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhoFP*]	0.340
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000
		non topping

Utensile o profilo di riferimento della ruota 2 :

Profilo di riferimento (immissione propria) 0IZ6250257		
Fattore di addendum	[haP*]	1.300
Fattore di dedendum	[hfP*]	1.700
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhoFP*]	0.340
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000
		non topping

Riepilogo profilo di riferimento degli ingranaggi:

Altezza piede profilo di riferimento (per modulo)			
	[hfP*]	1.700	1.700
Raggio piede profilo di riferimento (per modulo)			
	[rofP*]	0.340	0.340
Altezza testa profilo di riferimento (per modulo)			
	[haP*]	1.300	1.300
Altezza protuberanza (per modulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Angolo protuberanza (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Altezza curvatura del fondo del fianco (per modulo)			
	[hFaP*]	0.000	0.000
Angolo di pressione dello smusso (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Modifica del profilo: per riduttore di elevata potenz

Spoglia di testa (µm)	[Ca]	42.00	44.00
-----------------------	------	-------	-------

Tipo di lubrificazione	lubrificazione a iniezione d'olio
Tipo olio	Olio: ISO-VG 150
Base lubrificante	Base olio minerale

Viscosità cinematica olio a 40 °C (mm ² /s) [nu40]		150.00	
Viscosità cinematica olio a 100 °C (mm ² /s)			
	[nu100]	13.00	
Test FZG A/8.3/90 (ISO 14635-1)	[FZGtestA]	12	
Densità spec. a 15 gradi (kg/dm ³)	[roOil]	0.892	
Temperatura olio (°C)	[TS]	65.000	
----- RUOTA 1 ----- RUOTA 2 --			
Rapporto trasmissione totale	[itot]	-2.310	
Rapporto N. denti	[u]	2.310	
Modulo trasversale (mm)	[mt]	2.716	
Angolo di pressione sul dia. di riferimento (°)			
	[alft]	18.908	
Angolo di pressione di funzionamento (°)	[alfwt]	19.705	
	[alfwt.e/i]	19.729 / 19.680	
Angolo di pressione normale in funzionamento (°)			
	[alfwn]	18.233	
Angolo d'elica del cerchio di funzionamento (°)			
	[betaw]	23.101	
Angolo d'elica di base (°)	[betab]	21.879	
Interasse di riferimento (mm)	[ad]	130.363	
Somma dei coefficienti di spostamento del profilo			
	[Summexi]	0.2599	
Fattore di spostamento del profilo	[x]	0.3591	-0.0992
Spessore dente (arco) (per modulo)	[sn*]	1.7972	1.5082
Modifica addendum (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Diametro primitivo (mm)	[d]	78.761	181.965
Diametro di base (mm)	[db]	74.511	172.147
Diametro cerchio di testa (mm)	[da]	87.057	187.969
(mm)	[da.e/i]	87.057 / 86.957	187.969 / 187.869
Scarti cerchio di testa (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.100	0.000 / -0.100
Smusso (1) / Arrotondamento testa (2) / Dente appuntito (3)		2	2
Smusso di testa / arrotondamento di testa (mm)			
	[hK]	0.300	0.300
Diametro forma di testa (mm)	[dFa]	86.734	187.585
(mm)	[dFa.e/i]	86.734 / 86.634	187.585 / 187.485
Diametro primitivo di funzionamento (mm)	[dw]	79.146	182.854
(mm)	[dw.e/i]	79.158 / 79.134	182.882 / 182.826
Diametro cerchio di fondo (mm)	[df]	72.057	172.969
Coefficienti di spostamento del profilo	[xE.e/i]	0.3337 / 0.3179	-0.1347 / -0.1474
Scarto cerchio di piede (mm)	[Adf.e/i]	-0.000 / -0.400	-0.000 / -0.400
Diametro di piede effettivo (mm)	[df.e/i]	72.057 / 71.657	172.969 / 172.569
Gioco di testa teorico (mm)	[c]	0.987	0.987
Gioco di testa effettivo (mm)	[c.e/i]	1.257 / 0.967	1.257 / 0.967
Diametro di piede attivo (mm)	[dNf]	75.781	177.667
(mm)	[dNf.e/i]	75.850 / 75.760	177.745 / 177.638
Diametro cerchio di forma piede (mm)	[dFf]	74.995	175.643
(mm)	[dFf.e/i]	74.995 / 74.865	175.643 / 175.402
Riserva (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.493 / 0.383	1.172 / 0.997
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]	4.148	3.002
(mm)	[ha.e/i]	4.148 / 4.098	3.002 / 2.952
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]	3.352	4.498
(mm)	[hf.e/i]	3.352 / 3.552	4.498 / 4.698
Angolo di rotolamento a dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	34.137 / 33.986	24.803 / 24.720
Angolo di rotolamento a dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	34.137 / 33.986	24.803 / 24.720
Angolo di rotolamento a dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	10.909 / 10.533	14.731 / 14.587
Angolo di rotolamento a dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	6.537 / 5.588	11.607 / 11.196
Altezza dente (mm)	[H]	7.500	7.500
No. denti di sostituzione	[zn]	36.585	84.524
Spessore dente normale sul cilindro di testa (mm)			
	[san]	1.087	1.685
(mm)	[san.e/i]	1.097 / 1.017	1.667 / 1.607
(senza considerare smusso / arrotondamento di testa)			
Vano normale sul cilindro del piede (mm)	[efn]	0.000	1.951
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	2.005 / 1.988
Velocità di striscamento massima sulla testa (m/s)			
	[vga]	0.133	0.097
Striscamento specifico alla testa	[zetaa]	0.572	0.572
Striscamento specifico al piede	[zetaf]	-1.335	-1.334
Coef. di scivolamento a la testa	[Kga]	0.321	0.233

Coef. di scivolamento al piede	[Kgf]	-0.233		-0.321
Passo (mm)	[pt]		8.532	
Passo base trasv. (mm)	[pbt]		8.072	
Passo base trasv. (mm)	[pet]		8.072	
Passo elica (mm)	[pz]	582.921		1346.749
Passo assiale (mm)	[px]		20.101	
Lunghezza di condotta (mm)	[ga, e/i]		15.288	(15.348 / 15.005)
Lunghezza T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	6.908 (6.849/ 7.094)	37.261	(37.261/37.135)
Lunghezza T1-B (mm)	[T1B, T2B]	14.125 (14.125/14.027)	30.045	(29.985/30.202)
Lunghezza T1-C (mm)	[T1C, T2C]	13.343 (13.325/13.361)	30.827	(30.785/30.868)
Lunghezza T1-D (mm)	[T1D, T2D]	14.980 (14.921/15.165)	29.189	(29.189/29.063)
Lunghezza T1-E (mm)	[T1E, T2E]	22.197 (22.197/22.099)	21.973	(21.913/22.130)
Lunghezza T1-T2 (mm)	[T1T2]		44.170	(44.110 / 44.229)
Diametro punto di contatto singolo B (mm)	[d-B]	79.687(79.687/79.618)	182.333	(182.294/182.437)
Diametro punto di contatto singolo D (mm)	[d-D]	80.309(80.265/80.448)	181.776	(181.776/181.695)
Ricoprimento testa	[eps]	1.097(1.099/ 1.083)	0.797	(0.802/ 0.776)
Lunghezza minima della linea di contatto (mm)	[Lmin]		62.222	
Rapporto d'azione	[eps_a]		1.894	
Ricoprimento di profilo con scarti	[eps_a.e/m/i]	1.901 /	1.880 /	1.859
Rapporto di ricoprimento	[eps_b]		1.542	
Ricoprimento totale	[eps_g]		3.436	
Ricoprimento totale con scarti	[eps_g.e/m/i]	3.444 /	3.422 /	3.401

2. FATTORI D'INFLUSSO GENERALI

		----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Forza periferica nel dia. di rif. (N)	[Ft]		2539.3
Forza assiale (N)	[Fa]		1077.9
Forza radiale (N)	[Fr]		869.8
Forza normale (N)	[Fnorm]		2892.5
Forza periferica sul cerchio di riferimento per mm (N/mm)	[w]		81.91
Per informazione: Forze nel cerchio di funzionamento:			
Forza tangenziale nominale (N)	[Ftw]		2527.0
Forza assiale (N)	[Faw]		1077.9
Forza radiale (N)	[Frw]		905.0
Velocità periferica del cerchio primitivo di riferimento. (m/sec)	[v]		0.41
Valore rodaggio (µm)	[yp]		0.4
Valore rodaggio (µm)	[yf]		0.5
Fattore correzione	[CM]		0.800
Fattore corpo ruota (bs= 7.75 mm)	[CR]		0.864
Fattore profilo riferimento	[CBS]		0.713
Coefficiente materiale	[E/Est]		1.000
Rigidezza dente singola (N/mm/µm)	[c']		8.252
Rigidezza d'ingranamento (N/mm/µm)	[cgal]		13.785
Rigidezza d'ingranamento (N/mm/µm)	[cgbet]		11.717
Massa ridotta (kg/mm)	[mRed]		0.01468
No. giri di risonanza (min-1)	[nE1]		10092
No. giri riferimento (-)	[N]		0.010
Zona acritica			
Valore rodaggio (µm)	[ya]		0.3
Distanza supporto l dell'albero del pignone (mm)	[l]		72.000
Distanza s dell'albero del pignone (mm)	[s]		7.200
Diametro esterno albero del pignone (mm)	[dsh]		36.000
Sollecitazione in base a ISO 6336/1 Figura 16	[-]		4
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Fattore K' in base a ISO 6336/1 Figura 13	[K']		-1.00
Senza effetto supporto			
Scostamento effettivo della linea fianco (µm)	[Fby]		5.27
da deformazione dell'albero (µm)	[fsh*B1]		0.22

Elica: bombata in larghezza [Cbeta = 0.5*(fma+fsh)]			
Posizione impronta di contatto: favorevole da tolleranze di produzione (µm)	[fma*B2]	4.42	
Scostamento linea del fianco, teorico (µm)	[Fbx]	6.21	
Valore rodaggio (µm)	[yB]	0.9	
Fattore dinamico	[KV]	1.003	
Fattori larghezza - Fianco	[KHb]	1.376	
- Piede dente	[KFb]	1.290	
- Grippaggio	[KBb]	1.376	
Fattore trasv. - Fianco	[KHa]	1.088	
- Piede dente	[KFa]	1.088	
- Grippaggio	[KBa]	1.088	
Fattore d'elica Grippaggio	[Kbg]	1.300	
No. cicli di carico (in mio.)	[NL]	24.000	10.388

3. PORTATA PIEDE

	----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --	
Calcolo dei fattori forma dente secondo metodo: B (Coeff. forma dente YF calcolati con spostamento del profilo x)			
Fattore profilo dente	[YF]	1.26	1.47
Fattore correzione tensione	[YS]	2.04	1.88
Angolo di lavoro (°)	[alfen]	16.17	16.13
Braccio leva flessione (mm)	[hF]	2.64	3.24
Spessore piede dente (mm)	[sFn]	5.63	5.77
Raggio piede dente (mm)	[roF]	1.34	1.46
(hF* = 1.056/1.296 sFn* = 2.253/2.307 roF* = 0.535/0.582 dsFn = 73.06/174.05 alfsFn = 30.00/30.00)			
Fattore rapporto condotta	[Yeps]	1.000	
Fattore elica	[Ybet]	0.808	
Fattore dentatura alta	[YDT]	1.000	
Spessore corona dentata (mm)	[sr]	16.028	8.935
Fattore di corona dentata	[YB]	1.000	1.012
Larghezza dente determinante (mm)	[beff]	36.00	32.00
Tensione nominale piede del dente (N/mm ²)	[sigF0]	58.66	71.89
Tensione piede del dente (N/mm ²)	[sigF]	82.58	101.21
Tensione piede dente consentita dalla ruota dentata di prova			
Fattore supporto	[YdrelT]	0.996	0.995
Fattore superficie	[YRrelT]	1.029	1.029
Fattore grandezza (piede dente)	[YX]	1.000	1.000
Fattore resistenza alla fatica limitata	[YNT]	0.959	0.975
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.983	0.998
Fattore di flessione alternata	[YM]	1.000	1.000
Coefficiente tecnologia	[YT]	1.200	1.200
(Coefficiente per consolidamento superficie (come pallinatura): La norma non fornisce NESSUN dato a proposito)			
Fattore correzione tensione	[Yst]	2.00	
Resistenza limite del piede del dente (N/mm ²)	[sigFG]	1179.45	1197.88
Tensione ammessa del piede del dente (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	842.47	855.63
Sicurezza richiesta	[SFmin]	1.40	1.40
Fattore di sicurezza per tensione di fondo dente	[SF=sigFG/sigF]	14.28	11.84
Potenza trasmissibile (kW)	[kWRating]	10.68	8.85

4. SICUREZZA FIANCO

	----- RUOTA 1 -----	RUOTA 2 --
Fattore zona	[ZH]	2.406
Fattore d'elasticità (N ^{.5} /mm)	[ZE]	189.812
Fattore rapporto condotta	[Zeps]	0.727

Fattore inclinazione	[Zbet]		0.959	
Larghezza dente determinante (mm)	[beff]		31.00	
Pressione di contatto nominale (N/mm ²)	[sigH0]		388.69	
Pressione di contatto sul dia. primitivo di funz. (N/mm ²)	[sigHw]		476.39	
Fattore ingranamento singolo	[ZB, ZD]	1.00		1.00
Pressione di contatto (N/mm ²)	[sigH]	476.39		476.39
Fattore lubrificante	[ZL]	0.993		0.994
Fattore velocità	[ZV]	0.952		0.959
Fattore rugosità	[ZR]	1.030		1.026
Fattore accoppiamento materiale	[ZW]	1.000		1.000
Fattore resistenza alla fatica limitata	[ZNT]	1.057		1.126
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.030		1.101
Un limitato no. di alveoli è consentito (0=no, 1=si)		0		0
Coeff. di grandezza (fianco)	[ZX]	1.000		1.000
Resistenza limite al pitting (N/mm ²)	[sigHG]	1544.49		1652.09
Pressione di contatto consentita (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1544.49		1652.09
Sicurezza per pressione sul cerchio primitivo di funzionamento	[SHw]	3.24		3.47
Sicurezza richiesta	[SHmin]	1.00		1.00
Potenza trasmissibile (kW)	[kWRating]	11.01		12.59

4b. MICROPITTING SECONDO ISO TR 15144-1:2010

Il calcolo non viene eseguito. (Lubrificante: Stadio di carico test di micropitting non è noto)

5. RESISTENZA AL GRIPPAGGIO

Metodo di calcolo secondo ISO/TR 13989

Fattore del lubrificante (per il tipo di lubrificazione)	[XS]		1.200	
Fattore del lubrificante	[XL]		1.000	
Fattore di ingranamento multiplo	[Xmp]		1.0	
Fattore struttura relativo (Grippaggio)	[XWrelT]		1.000	
Coefficiente di contatto termico (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.795		13.795
Spoglia di testa determinante (µm)	[Ca]	42.00		44.00
Spoglia di testa ottimale (µm)	[Ceff]		5.76	
Larghezza dente determinante (mm)	[beff]		31.000	
Forza tangenziale/larghezza dente determinante (N/mm)	[wBt]		123.045	
(Kbg = 1.300, wBt*Kbg = 159.926)				
Fattore temp. istantanea (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]		1.581	
Fattore angolo (eps1):				
0.954, eps2: 1.097)	[Xalfbet]		0.797	
Criterio temperatura lampo				
Temperatura massa (°C)	[theMi]		65.79	
theM = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm	[theflm]		1.40	
Temperatura di grippaggio (°C)	[theS]		350.67	
Coordinata Gamma (luogo temperatura più alta)	[Gamma]		0.434	
[Gamma.A]= -0.482 [Gamma.E]= 0.664				
Temperatura di contatto più alta. (°C)	[theB]		70.30	
Fattore di accesso	[XJ]		1.000	
Fattore di distribuzione del carico	[XGam]		0.973	
Viscosità dinamica (mPa*s)	[etaM]		36.50	
Coefficiente attrito	[mym]		0.063	
Criterio temperatura integrale				
Temperatura massa (°C)	[theM-C]		65.77	
theM-C = theoil + XS*0.70*theflaint	[theflaint]		0.92	
Temp. integrale di grippaggio (°C)	[theSint]		361.99	
Fattore di rodaggio (rodaggio completato)				

	[XE]	1.000
Fattore rapporto condotta	[Xeps]	0.213
Viscosità dinamica (mPa*s)	[etaOil]	36.50
Coefficiente attrito medio	[mym]	0.070
Fattore geometria	[XBE]	0.321
Fattore ingranamento	[XQ]	1.000
Fattore spoglia testa	[XCa]	2.117
Temperatura fianco integrale (°C)	[theint]	67.15

6. MISURE DI CONTROLLO PER SPESSORE DENTE

		----- RUOTA 1 -----	----- RUOTA 2 --
		DIN3967 e24	DIN3967 e23
Tolleranza spessore dente			
Scarto spessore dente in sezione normale (mm)	[As.e/i]	-0.040 / -0.065	-0.056 / -0.076
N. denti di misura	[k]	5.000	9.000
Quota Wildhaber senza gioco (mm)	[Wk]	35.113	65.521
Quota Wildhaber effettiva (mm)	[Wk.e/i]	35.075 / 35.051	65.467 / 65.448
Diametro di controllo (mm)	[dMWk.m]	81.306	182.549
Diametro teorico del corpo di misura (mm)	[DM]	4.400	4.124
Diametro effettivo del corpo di misura (mm)	[DMeff]	4.500	4.250
Misura radiale con una sfera senza gioco (mm)	[MrK]	43.469	93.684
Misura radiale con una sfera effettiva (mm)	[MrK.e/i]	43.421 / 43.390	93.599 / 93.569
Diametro di controllo (mm)	[dMMr.m]	80.625	181.622
Misura diametrale fra due sfere senza gioco (mm)	[MdK]	86.816	187.317
Misura fra due sfere effettiva (mm)	[MdK.e/i]	86.720 / 86.660	187.148 / 187.087
Misura fra due rulli senza gioco (mm)	[MdR]	86.937	187.368
Misura fra due rulli effettiva (mm)	[MdR.e/i]	86.841 / 86.781	187.198 / 187.137
Misura fra tre rulli senza gioco (mm)	[Md3R]	86.937	187.368
Misura fra tre rulli effettiva (mm)	[Md3R.e/i]	86.841 / 86.781	187.198 / 187.137
Spessore cordale senza gioco (mm)	['sn]	4.491	3.770
Spessore cordale effettivo del dente (mm)	['sn.e/i]	4.451 / 4.426	3.714 / 3.694
Altezza sopra la corda a partire da da.m (mm)	[ha]	4.177	2.994
Spessore dente (arco) (mm)	[sn]	4.493	3.771
(mm)	[sn.e/i]	4.453 / 4.428	3.715 / 3.695
Interasse senza gioco (mm)	[aControl.e/i]	130.854 / 130.786	
Interasse senza gioco, Tolleranze (mm)	[jta]	-0.146 / -0.214	
Scostamento interasse (mm)	[Aa.e/i]	0.020 / -0.020	
Gioco primitivo sui fianchi da Aa (mm)	[jt_Aa.e/i]	0.014 / -0.014	
Gioco radiale (mm)	[jr]	0.234 / 0.126	
Gioco primitivo (sezione trasversale) (mm)	[jt]	0.168 / 0.090	
Angolo di torsione con ruota 1 tenuta ferma (°)		0.1060 / 0.0570	
Gioco normale sui fianchi (mm)	[jn]	0.148 / 0.079	

7. TOLLERANZE DENTATURA

		----- RUOTA 1 -----	----- RUOTA 2 --
Secondo ISO 1328:			
Qualità della dentatura	[Q-ISO1328]	5	5
Scostamento singolo del passo (µm)	[fpt]	6.00	6.50
Deviazione passo cerchio base (µm)	[fpb]	5.50	6.00
Errore accumulato di passo su k/8 (µm)	[Fpk/8]	9.50	13.00
Scostamento forma profilo (µm)	[ffa]	6.00	7.00
Deflessione angolo profilo (µm)	[fHa]	5.00	5.50
Deviazione totale profilo (µm)	[Fa]	8.00	9.00
Scostamento forma elica (µm)	[ffb]	6.00	6.50

Deflessione angolo elica (µm)	[fHb]	6.00	6.50
Deviazione totale elica (µm)	[Fb]	8.50	9.00
Divergenza totale del modulo (µm)	[Fp]	19.00	25.00
Deviazione concentricità (µm)	[Fr]	15.00	20.00
Errore composto tangenziale su due fianchi (µm)	[Fi"]	22.00	26.00
Rotolamento su due fianchi (µm)	[fi"]	6.50	6.50
Deviazione rotolamento fianco singolo (µm)	[Fi']	27.00	33.00
Salto rotolamento fianco singolo (µm)	[fi']	8.00	8.50
Tolleranze per allineamento assi (raccomandazione sec. ISO/TR 10064, qualità 5)			
Valore massimo disallineamento dell'asse (µm)	[fSigbet]	10.52	
Valore massimo inclinazione dell'asse (µm)	[fSigdel]	21.03	

8. DATI COMPLEMENTARI

Asse massimo possibile (eps_a=1.0)	[aMAX]	133.606	
Rigidità contro torsione (MNm/rad)	[cr]	0.6	3.2
Coefficiente d'attrito medio (secondo Niemann)	[mum]	0.060	
Striscamento d'usura secondo Niemann	[zetw]	1.083	
Potenza dissipata dalla dentatura (kW)	[PVZ]	0.010	
(Rendimento dentatura (%))	[etaz]	99.058)	
Peso - calcolata con da (kg)	[Mass]	1.324	2.219
Momento d'inerzia (sistema riferito alla ruota 1):			
Calcolo non considerando la forma esatta del dente			
Ruote singolare ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	0.00103	0.01179
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	0.00324	

9. DETERMINAZIONE DELLA FORMA DEL DENTE

Correzione del profilo e correzione longitudinale del profilo per routa 1

Simmetria (entrambi i fianchi)

- Spoglia di testa, lineare Caa = 42.000µm LCa = 0.722*mn dCa = 84.942mm
 - Bombatura longitudinale Cb = 5.000µm

Correzione del profilo e correzione longitudinale del profilo per routa 2

Simmetria (entrambi i fianchi)

- Spoglia di testa, lineare Caa = 44.000µm LCa = 0.722*mn dCa = 186.180mm
 - Bombatura longitudinale Cb = 10.000µm

Dati per il calcolo della forma del dente:

Dati non a disposizione.

OSSERVAZIONI:

- I dati con [.e/i] significano: valore massimo [e] e valore minimo [i] tenendo conto di tutte le tolleranze
- I dati con [.m] significano: valore medio tolleranza
- Le tolleranze dell'interasse e gli scarti dello spessore del dente sono considerate nel gioco dei fianchi. Viene indicato il gioco massimo e minimo in funzione degli scarti maggiori o inferiori. Il calcolo è fatto per il cerchio di funzionamento..
- Dettagli relativi al metodo di calcolo:
 - cg secondo metodo B
 - KV secondo metodo B
 - KHb, KFb secondo metodo C
 - fma sec. equazione (64), fsh sec. (57/58), Fbx sec. (52/53/54)
 - KHa, KFa secondo metodo B

Fine Report

Righe: 573

Albero1

KISSsoft - Release 03-2011

KISSsoft evaluation

Calcolo di alberi, assi e cusc.

Dati immissione

Sistema a coordinate albero: vedi figura W-002

Denominazione	s1
Disegno	
Posizione iniziale (mm)	0.000
Lunghezza (mm)	182.550
N. di giri (1/min)	100.00
in senso orario	
Materiale	18CrNiMo7-6
Modulo di elasticità (N/mm ²)	206000.000
Coefficiente Poisson nu	0.300
Peso specifico (kg/m ³)	7830.000
Coefficiente dilatazione termica (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperatura (°C)	20.000
Peso del albero (kg)	1.237
Momento d'inertzia di massa (kgm ²)	0.000
Momento inerzia GD2 (Nm ²)	0.008
Peso in direzione	(0.000, 0.000,-1.000)
Non vengono considerate le deformazioni a taglio	
L'angolo di contatto dei cuscinetti volventi viene considerato	
Temperatura di riferimento (°C)	20.000

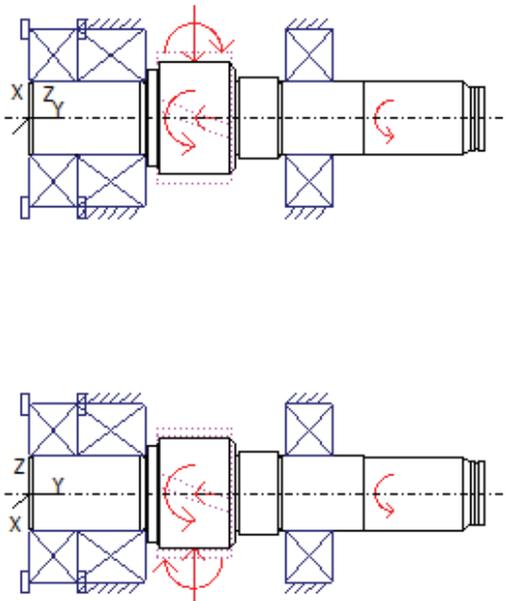


Figura: Applicazioni del carico

GEOMETRIA ALBERO, CUSCINETTO E FORZE

Albero 's1':

Cono esterno ('Cono')	y= 0.00...1.50 (mm)
dl=28.91 (mm), dr=30.00 (mm), l=1.50 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 1.50...44.50 (mm)
d=30.00 (mm), l=43.00 (mm), Rz= 0.3	
Cono esterno ('Cono')	y= 44.50...46.50 (mm)
dl=30.00 (mm), dr=28.91 (mm), l=2.00 (mm), Rz= 0.3	
Raggio (e) (r): r= 0.80 mm, Rz= 8.0	
Cono esterno ('Cono')	y= 46.50...47.50 (mm)
dl=37.00 (mm), dr=39.00 (mm), l=1.00 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 47.50...51.50 (mm)
d=39.00 (mm), l=4.00 (mm), Rz= 0.3	
Cono esterno ('Cono')	y= 51.50...52.50 (mm)
dl=40.00 (mm), dr=42.00 (mm), l=1.00 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 52.50...80.00 (mm)
d=45.00 (mm), l=27.50 (mm), Rz= 0.3	
Cono esterno ('Cono')	y= 80.00...82.50 (mm)
dl=45.00 (mm), dr=40.00 (mm), l=2.50 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 82.50...83.80 (mm)
d=30.00 (mm), l=1.30 (mm), Rz= 0.3	
Raggio (e) (l): r= 0.60 mm, Rz= 8.0	
Raggio (e) (r): r= 0.60 mm, Rz= 8.0	
Cono esterno ('Cono')	y= 83.80...84.30 (mm)
dl=31.00 (mm), dr=32.81 (mm), l=0.50 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 84.30...99.50 (mm)
d=32.81 (mm), l=15.20 (mm), Rz= 0.3	
Cono esterno ('Cono')	y= 99.50...101.60 (mm)
dl=32.81 (mm), dr=25.52 (mm), l=2.10 (mm), Rz= 0.3	
Raggio (e) (r): r= 1.00 mm, Rz= 8.0	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 101.60...133.60 (mm)
d=30.00 (mm), l=32.00 (mm), Rz= 0.3	
Cono esterno ('Cono')	y= 133.60...134.30 (mm)
dl=30.00 (mm), dr=29.63 (mm), l=0.70 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 134.30...173.80 (mm)

d=29.63 (mm), l=39.50 (mm), Rz= 0.3

Cono esterno ('Cono') y= 173.80...176.40 (mm)
 dl=29.63 (mm), dr=24.34 (mm), l=2.60 (mm), Rz= 0.3

Raggio (e) (r): r= 1.60 mm, Rz= 8.0

Cilindro esterno ('Cilindro') y= 176.40...178.40 (mm)
 d=26.00 (mm), l=2.00 (mm), Rz= 0.3

Cilindro esterno ('Cilindro') y= 178.40...179.70 (mm)
 d=24.90 (mm), l=1.30 (mm), Rz= 0.3

Cilindro esterno ('Cilindro') y= 179.70...182.05 (mm)
 d=26.00 (mm), l=2.35 (mm), Rz= 0.3

Cono esterno ('Cono') y= 182.05...182.55 (mm)
 dl=26.00 (mm), dr=25.00 (mm), l=0.50 (mm), Rz= 0.3

Accoppiamento ('cIn(Input)') y= 146.00 (mm)

Diametro effettivo	(mm)	28.5660
Fattore forza radiale	(-)	0.0000
Direzione forza radiale	(°)	0.0000
Fattore forza assiale	(-)	0.0000
Larghezza distribuzione della forza	(mm)	30.0000
Massa	(kg)	0.0000

Collettivo di carico,condotta (Input):

Elemento	Frequenza (%)	No. giri (1/min)	Potenza (kW)	Momento torcente (Nm)
1	20.0000	-4450.0	-142.1	305.0
2	20.0000	-6737.7	-142.1	201.5
3	30.0000	-9372.6	-142.1	144.8
4	20.0000	-12390.6	-142.1	109.5
5	10.0000	-13793.2	-142.1	98.4

Ruota cilindrica ('z1(gp1)') y= 66.00 (mm)

Diametro primitivo di riferimento	(mm)	52.6271	
Angolo elica	(°)	25.3337	destro
Angolo pressione	(mm)	19.6154	
Posizione punto d'ingranamento	(mm)	-122.0000	
Larghezza distribuzione della forza	(mm)	29.5000	
Forza assiale (Collettivo di carico)	(N)	5487.38/3624.41/2605.41/...	
Forza trasversale X (Collettivo di carico)	(N)	12251.66/8092.22/5817.09/...	
Forza trasversale Z (Collettivo di carico)	(N)	-2266.36/-1496.93/-1076.07/...	
Momento flessione X (Collettivo di carico)	(N)	122.45/80.88/58.14/...	
Momento flessione Z (Collettivo di carico)	(N)	-76.52/-50.54/-36.33/...	

Collettivo di carico,condotta (Input):

Elemento	Frequenza (%)	No. giri (1/min)	Potenza (kW)	Momento torcente (Nm)
1	20.0000	-4450.0	142.1	-305.0
2	20.0000	-6737.7	142.1	-201.5
3	30.0000	-9372.6	142.1	-144.8
4	20.0000	-12390.6	142.1	-109.5
5	10.0000	-13793.2	142.1	-98.4

Cuscinetto assiale ('b1')

Cuscinetto a quattro punti (SKF *QJ 306 N2MA) y= 10.00 (mm)

d = 30.00 (mm), D = 72.00 (mm), B = 19.00 (mm), r = 1.10 (mm)

C = 53.000 kN, C0 = 41.500 kN, Cu = 1.630 kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

Gioco cuscinetti DIN 620 C0 (87.50 µm)

Cuscinetto libero ('b2')

Cuscinetto radiale di rulli cilindrici (a una fila) (SKF *NU 2306 ECP) $y = 33.00$ (mm)

$d = 30.00$ (mm), $D = 72.00$ (mm), $B = 27.00$ (mm), $r = 1.10$ (mm)

$C = 83.000$ kN, $C_0 = 75.000$ kN, $C_u = 9.650$ kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

Cuscinetto libero ('b3')

Cuscinetto radiale di rulli cilindrici (a una fila) (SKF *NU 306 ECP) $y = 112.00$ (mm)

$d = 30.00$ (mm), $D = 72.00$ (mm), $B = 19.00$ (mm), $r = 1.10$ (mm)

$C = 58.500$ kN, $C_0 = 48.000$ kN, $C_u = 6.200$ kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

Probabilità di guasto	[n]	10.00	%
Gioco assiale	[uA]	10.00	μm
Lubrificante	olio: ISO-VG 150		
Lubrificante con additivi, la cui efficienza è stata provata nei cusc. volventi.			
Lubrificazione a olio con filtraggio, ISO4406 -/19/16			
Temperatura di esercizio del lubrificante	[TB]	65.00	$^{\circ}\text{C}$
Valore limite per il fattore aISO	[aISOmax]	50.00	
Livello dell'olio	[H]	0.00	mm
lubrificazione a sbattimento d'olio			

Albero 's1' Cuscinetto a rotolamento 'b1'

Posizione (Coordinata Y)	[y]	10.00	mm
Fattore probabilità di guasto	[a1]	1.000	
Coefficiente durata vita	[aISO]	2.469	
Durata di vita	[Lnh]	7043.70	h
Durata di vita	[Lnmh]	24624.61	h
Coefficiente di sicurezza statica	[S0]	13.04	

Forza di reazione del cuscinetto

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)
1	0.000	-5.487	0.000
2	0.000	-3.624	0.000
3	0.000	-2.605	0.000
4	0.000	-1.971	0.000
5	0.000	-1.770	0.000

Coppia di reazione del cuscinetto

	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000

Spostamento del cuscinetto

	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)
1	-0.0050	0.0100	0.0009
2	-0.0033	0.0100	0.0006
3	-0.0024	0.0100	0.0004
4	-0.0018	0.0100	0.0003
5	-0.0016	0.0100	0.0003

Inclinazione del cuscinetto

	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	-0.041	-0.000	-0.219
2	-0.027	-0.000	-0.145
3	-0.020	-0.000	-0.104
4	-0.015	-0.000	-0.079
5	-0.013	-0.000	-0.071

Albero 's1' Cuscinetto a rotolamento 'b2'

Posizione (Coordinata Y)	[y]	33.00	mm
Fattore probabilità di guasto	[a1]	1.000	
Coefficiente durata vita	[aISO]	1.803	
Durata di vita	[Lnh]	44207.98	h
Durata di vita	[Lnmh]	109130.66	h
Coefficiente di sicurezza statica	[S0]	11.03	

Forza di reazione del cuscinetto

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)
1	-6.165	0.000	2.874
2	-4.072	0.000	1.899
3	-2.927	0.000	1.367
4	-2.214	0.000	1.035
5	-1.989	0.000	0.930

Coppia di reazione del cuscinetto

	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000

	Spostamento del cuscinetto			Inclinazione del cuscinetto		
	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	0.0000	0.0109	-0.0000	-0.041	-0.000	-0.219
2	0.0000	0.0106	-0.0000	-0.027	-0.000	-0.145
3	0.0000	0.0104	-0.0000	-0.020	-0.000	-0.104
4	0.0000	0.0103	-0.0000	-0.015	-0.000	-0.079
5	0.0000	0.0103	-0.0000	-0.013	-0.000	-0.071

Albero 's1' Cuscinetto a rotolamento 'b3'

Posizione (Coordinata Y)	[y]	112.00	mm
Fattore probabilità di guasto	[a1]	1.000	
Coefficiente durata vita	[aISO]	1.187	
Durata di vita	[Lnh]	19651.67	h
Durata di vita	[Lnmh]	30779.33	h
Coefficiente di sicurezza statica[S0]		7.85	

	Forza di reazione del cuscinetto			Coppia di reazione del cuscinetto		
	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	-6.086	0.000	-0.595	0.000	0.000	0.000
2	-4.020	0.000	-0.390	0.000	0.000	0.000
3	-2.890	0.000	-0.278	0.000	0.000	0.000
4	-2.186	0.000	-0.209	0.000	0.000	0.000
5	-1.963	0.000	-0.187	0.000	0.000	0.000

	Spostamento del cuscinetto			Inclinazione del cuscinetto		
	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	0.0000	0.0117	0.0000	-0.009	1.376	0.267
2	0.0000	0.0111	0.0000	-0.006	0.909	0.177
3	0.0000	0.0108	0.0000	-0.004	0.654	0.127
4	0.0000	0.0106	0.0000	-0.003	0.494	0.096
5	0.0000	0.0106	0.0000	-0.003	0.444	0.086

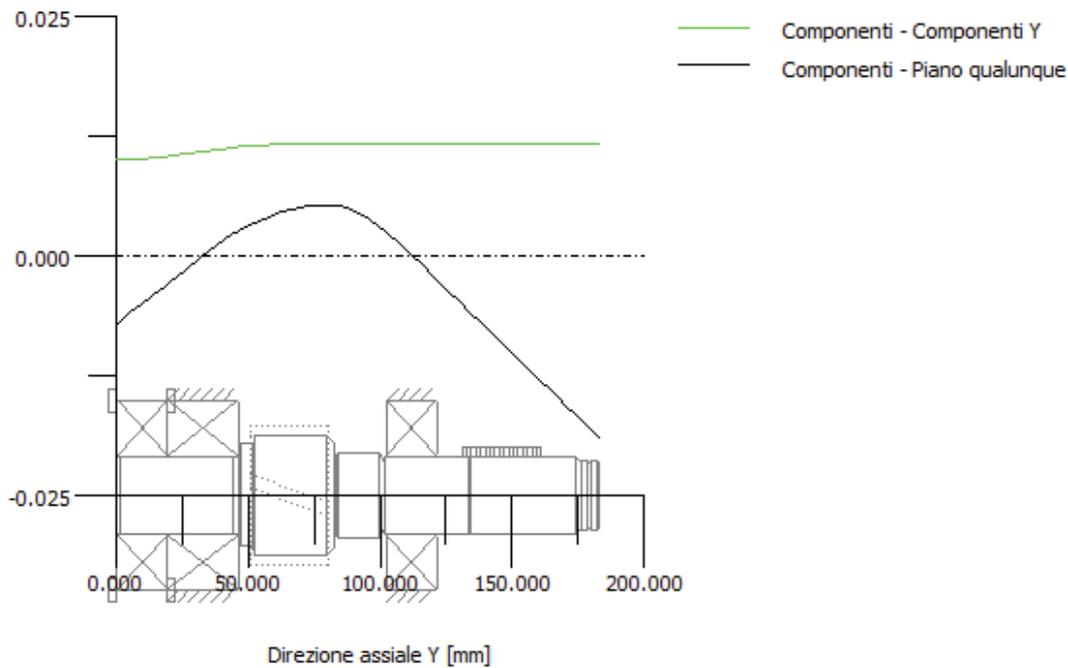
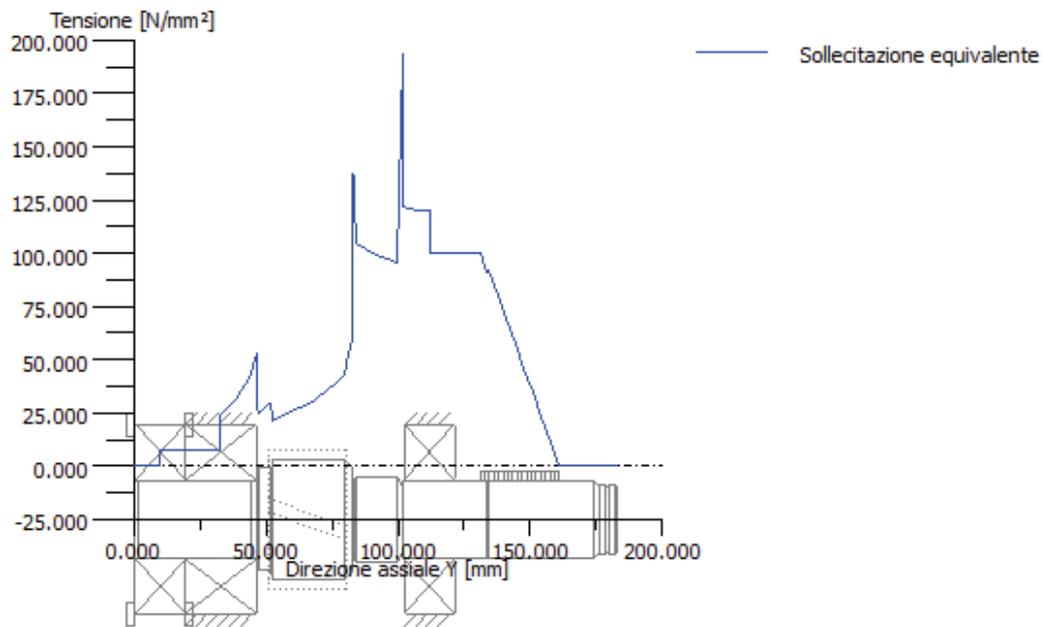
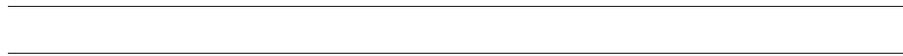


Figura: Spostamento (linee elastiche, ecc.) (Piano qualunque 1.986786062 °)



GEH(von Mises): $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figura: Sollecitazione equivalente



**Calcolo resistenza secondo DIN 743 (Emissione 2000-10)
con resistenza a fatica per una durata limitata secondo norma FKM e proposta FVA**

Sommario

Denominazione s1
Disegno

Materiale 18CrNiMo7-6
Tipo materiale Acciaio da cementazione
Trattamento del materiale cementato
Trattamento delle superfici
Nessuno

Calcolo de la resistenza a fatica per una durata limitata e calcolo statico
Linea Wöhler secondo Miner elementare
Calcolo per il caso di sollecitazione 2 (sig.av/sig.mv = konst)

Sezione	Posizione (coordinata Y) (mm)	
Sez.1	46.50	Spallamento albero
Sez.2	82.50	Spallamento albero
Sez.3	101.60	Spallamento albero

Risultati:

Sezione	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
Sez.1	1.80	0.86	0.91	5.19	10.75
Sez.2	1.96	0.86	0.91	2.58	3.99
Sez.3	1.59	0.86	0.92	3.13	2.82

Sicurezza necessaria: 1.20 1.20

Abbreviazioni:

Kfb: Fattore d'intaglio flessione
Kfsig: Fattore superficie
K2d: Coeff. di grandezza Flessione
SF: Sicurezza limite di fatica
SS: Sicurezza limite snervamento

Calcolo dettagli:

Indicazioni generali

Denominazione s1
Disegno
Lunghezza (mm) [l] 182.55
N. di giri (l/min) [n] 100.00

Materiale 18CrNiMo7-6
Tipo materiale Acciaio da cementazione
Trattamento del materiale cementato
Trattamento delle superfici
Nessuno

	Trazione/Pressione	Flessione	Torsione	Taglio
Fattore di carico calcolo statico	1.700	1.700	1.700	1.700
Fattore di carico limite di fatica	1.000	1.000	1.000	1.000

Diametro di riferimento del materiale (mm) [dB]	16.00
sigB secondo DIN 743 (con dB) (N/mm ²) [sigB]	1150.00
sigS secondo DIN 743 (con dB) (N/mm ²) [sigS]	830.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ²)	460.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)	575.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)	345.00
Spessore materiale greggio (mm) [dWerkst]	50.00

Dati del materiale calcolati secondo DIN743/3 con K1(d)

Valori di resistenza del materiale determinati dallo spessore del materiale greggio

Coeff. di grandezza geometrico K_{id} calcolato con il diametro greggio

[sigBeff] (N/mm ²)	1002.04
[sigSeff] (N/mm ²)	723.21
[sigbF] (N/mm ²)	795.53
[tautF] (N/mm ²)	459.30
[sigzdW] (N/mm ²)	400.82
[sigbW] (N/mm ²)	501.02
[tautW] (N/mm ²)	300.61

Resistenza d'esercizio per spettro di carico

Linea Wöhler secondo Miner elementare

Durata di vita nominale	[h]	4000.00
N. cicli di carico (Mio)	[NL]	24.000

Dati della Curva di Wöhler analogo norma FKM:

[ksigma, ktau]	15	25
[kDsigma, kDtau]	0	0
[NDSigma, NDTau]	1e+006	1e+006
[NDSigmaII, NDTauII]	0	0
[DM]	0.3	

Calcolo per il caso di sollecitazione 2 (sig.av/sig.mv = konst)

Sezione 'Sez.1' Spallamento albero

Commento

Posizione (Coordinata Y) (mm)	[y]	46.50
Diametro esterno (mm)	[da]	28.915
Diametro interno (mm)	[di]	0.000
Effetto intaglio Spallamento albero		
[D, r, t] (mm)	37.000 0.800 0.000	
Rugosità media (µm)	[Rz]	8.000

Trazione/Pressione Flessione Torsione Taglio

Sollecitazione: (N) (Nm)				
Valore medio	2743.7	0.0	-0.0	0.0
Amplitudine	2743.7	91.8	0.0	6801.1
Valore massimo	9328.5	156.1	0.0	11561.9
Sezione, momento resistente: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	656.6	2373	4747	656.6

Spettro di carico, valori base di sollecitazione (valore medio+amplitudine):

Elemento	Frequenza (%)	Trazione/Pressione (N)	Flessione (Nm)	Torsione (Nm)	Scorrimento (N)
1	20.00	5487.377	91.805	-0.000	6801.123
2	20.00	3624.413	60.636	-0.000	4492.369
3	30.00	2605.407	43.588	-0.000	3229.525
4	20.00	1970.517	32.966	-0.000	2442.712
5	10.00	1770.228	29.615	-0.000	2194.496

Tensioni: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	4.178	0.000	-0.000	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	4.178	38.681	0.000	13.810
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	14.206	65.758	0.000	23.477

Influsso di grandezza tecnologico

[K1(sigB)]	0.871
[K1(sigS)]	0.871

Trazione/pressione Flessione Torsione

Quoziente diametrale	[alfa]	2.719	2.441	1.730
Gradiente di riferimento della tensione	[G']	3.137	3.137	1.437
Coefficiente supporto n	[n]	1.353	1.353	1.239
Coefficiente d'intaglio	[beta]	2.009	1.804	1.396
Influsso di grandezza geometrico				
[K2(d)]	1.000	0.910	0.910	
Coeff. d'influsso della rugosità della superficie				
[KF]	0.861	0.861	0.920	

Coeff. d'influsso dell'incrudimento della superficie
 [KV] 1.000 1.000 1.000
 Coeff. d'influsso totale [K] 2.171 2.144 1.622

Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova del limite di fatica:
 Sollecitazione media comparativa (N/mm²)
 [sigmV] 4.178
 Sollecitazione media comparativa (N/mm²)
 [taumV] 2.412
 Limite di fatica a ciclo alternato simmetrico del pezzo di costruzione (N/mm²)
 [sigWK] 184.656 233.682 185.388

Coeff. d'influsso della sensibilità di sollecitazione media.
 [PsigK] 0.101 0.132 0.102
 Amplitudine tollerabile (N/mm²) [sigADK] 167.642 230.397 0.190
 Amplitudine tollerabile (N/mm²) [sigANK] 167.642 230.397 0.190
 Fattore collettivo [fKoll] 1.000 1.000 1.000
 Sicurezza limite di fatica [S] 5.186
 Sicurezza richiesta [Smin] 1.200
 Risultato (%) [S/Smin] 432.2

Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova contro il sorpasso del limite di snervamento:
 Cifra di supporto statico [K2F] 1.000 1.100 1.100
 Coeff. d'incremento [gammaF] 1.100 1.100 1.000
 Limite di snervamento del pezzo di costruzione (N/mm²)
 [sigFK] 795.533 875.086 459.301
 Sicurezza del limite di snervamento [S] 10.752
 Sicurezza richiesta [Smin] 1.200
 Risultato (%) [S/Smin] 896.0

Sezione 'Sez.2' Spallamento albero

Commento
 Posizione (Coordinata Y) (mm) [y] 82.50
 Diametro esterno (mm) [da] 30.000
 Diametro interno (mm) [di] 0.000
 Effetto intaglio Spallamento albero
 [D, r, t] (mm) 40.000 0.600 0.000
 Rugosità media (µm) [Rz] 8.000

	Trazione/Pressione	Flessione	Torsione	Taglio
Sollecitazione: (N) (Nm)				
Valore medio	-0.0	0.0	152.5	0.0
Amplitudine	0.0	180.4	152.5	6115.9
Valore massimo	-0.0	306.7	518.5	10397.1
Sezione, momento resistente: (mm ²) [A, Wb, Wt, A]	706.9	2651	5301	706.9

Spettro di carico, valori base di sollecitazione (valore medio+amplitudine):

Elemento	Frequenza (%)	Trazione/Pressione (N)	(Nm)	Flessione (Nm)	Torsione (N)	Scorrimento
1	20.00	-0.000	180.429	305.000	6115.922	
2	20.00	0.000	119.174	201.453	4039.482	
3	30.00	0.000	85.669	144.814	2903.709	
4	20.00	0.000	64.793	109.525	2196.068	
5	10.00	0.000	58.208	98.393	1972.828	

Tensioni: (N/mm²)
 [sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm²) -0.000 0.000 28.766 0.000
 [sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm²) 0.000 68.068 28.766 11.536
 [sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm²) -0.000 115.716 97.804 19.612

Influsso di grandezza tecnologico
 [K1 (sigB)] 0.871
 [K1 (sigS)] 0.871

Trazione/pressione Flessione Torsione

Quoziente diametrico	[alfa]	3.104	2.753	1.898
Gradiente di riferimento della tensione	[G']	4.116	4.116	1.917
Coefficiente supporto n	[n]	1.405	1.405	1.276
Coefficiente d'intaglio	[beta]	2.210	1.959	1.487
Influsso di grandezza geometrico	[K2 (d)]	1.000	0.907	0.907
Coeff. d'influsso della rugosità della superficie	[KF]	0.861	0.861	0.920
Coeff. d'influsso dell'incrudimento della superficie	[KV]	1.000	1.000	1.000
Coeff. d'influsso totale	[K]	2.371	2.321	1.726
Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova del limite di fatica:				
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[sigmV]	49.824		
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[taumV]	28.766		
Limite di fatica a ciclo alternato simmetrico del pezzo di costruzione (N/mm ²)	[sigWK]	169.029	215.892	174.213
Coeff. d'influsso della sensibilità di sollecitazione media.	[PsisigK]	0.092	0.121	0.095
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigADK]	0.017	198.362	159.069
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigANK]	0.017	198.362	159.069
Fattore collettivo	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Sicurezza limite di fatica	[S]		2.578	
Sicurezza richiesta	[Smin]		1.200	
Risultato (%)	[S/Smin]		214.8	

Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova contro il sorpasso del limite di snervamento:				
Cifra di supporto statico	[K2F]	1.000	1.100	1.100
Coeff. d'incremento	[gammaF]	1.150	1.100	1.000
Limite di snervamento del pezzo di costruzione (N/mm ²)	[sigFK]	831.693	875.086	459.301
Sicurezza del limite di snervamento	[S]		3.990	
Sicurezza richiesta	[Smin]		1.200	
Risultato (%)	[S/Smin]		332.5	

Sezione 'Sez.3' Spallamento albero

Commento				
Posizione (Coordinata Y) (mm)	[y]		101.60	
Diametro esterno (mm)	[da]		25.522	
Diametro interno (mm)	[di]		0.000	
Effetto intaglio Spallamento albero				
[D, r, t] (mm)		30.000	1.000	0.000
Rugosità media (µm)	[Rz]			8.000
Trazione/Pressione Flessione Torsione Taglio				
Sollecitazione: (N) (Nm)				
Valore medio		0.0	0.0	152.5 0.0
Amplitudine		0.0	63.6	152.5 6115.8
Valore massimo		0.0	108.1	518.5 10396.9
Sezione, momento resistente: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]		511.6	1632	3264 511.6

Spettro di carico, valori base di sollecitazione (valore medio+amplitudine):						
Elemento	Frequenza (%)	Trazione/Pressione (N) (Nm)		Flessione (Nm)	Torsione (N)	Scorrimento
1	20.00	0.000	63.616	305.000	6115.800	
2	20.00	0.000	42.021	201.452	4039.360	
3	30.00	0.000	30.209	144.814	2903.588	
4	20.00	0.000	22.850	109.526	2195.948	
5	10.00	0.000	20.528	98.393	1972.708	

Tensioni: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	0.000	0.000	46.722	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.000	38.981	46.722	15.940
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)	0.000	66.267	158.854	27.098

Influsso di grandezza tecnologico

[K1 (sigB)]	0.871
[K1 (sigS)]	0.871

		Trazione/pressione	Flessione	Torsione
Quoziente diametrale	[alfa]	2.296	2.104	1.541
Gradiente di riferimento della tensione	[G']	2.588	2.588	1.150
Coefficiente supporto n	[n]	1.321	1.321	1.214
Coefficiente d'intaglio	[beta]	1.738	1.593	1.269
Influsso di grandezza geometrico	[K2 (d)]	1.000	0.918	0.918
Coeff. d'influsso della rugosità della superficie	[KF]	0.861	0.861	0.920
Coeff. d'influsso dell'incrudimento della superficie	[KV]	1.000	1.000	1.000
Coeff. d'influsso totale	[K]	1.899	1.896	1.469

Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova del limite di fatica:

Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[sigmV]	80.924		
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[taumV]	46.722		
Limite di fatica a ciclo alternato simmetrico del pezzo di costruzione (N/mm ²)	[sigWK]	211.042	264.250	204.621
Coeff. d'influsso della sensibilità di sollecitazione media.	[PsigK]	0.118	0.152	0.114
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigADK]	0.010	200.903	183.729
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigANK]	0.010	200.903	183.729
Fattore collettivo	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Sicurezza limite di fatica	[S]		3.126	
Sicurezza richiesta	[Smin]		1.200	
Risultato (%)	[S/Smin]		260.5	

Coefficiente sicurezza a disposizione

per la prova contro il sorpasso del limite di snervamento:				
Cifra di supporto statico	[K2F]	1.000	1.100	1.100
Coeff. d'incremento	[gammaF]	1.100	1.100	1.000
Limite di snervamento del pezzo di costruzione (N/mm ²)	[sigFK]	795.533	875.086	459.301
Sicurezza del limite di snervamento	[S]		2.824	
Sicurezza richiesta	[Smin]		1.200	
Risultato (%)	[S/Smin]		235.4	

Avvertenze:

- La forza trasversale nel calcolo secondo DIN 743 non viene considerata.
- Sezione con scanalatura rettangolare:
il diametro di riferimento per il coefficiente d'intaglio non è definito.
Il diametro dell'albero viene assunto come diametro di riferimento.
- Sezione con accoppiamento stabile:
i coefficienti d'intaglio per il caso "accoppiamento stabile leggero" non sono più definiti in DIN743.
I coefficienti vengono ripresi dalla direttiva FKM.

Albero2

KISSsoft - Release 03-2011

KISSsoft evaluation

Calcolo di alberi, assi e cusc.

Dati immissione

Sistema a coordinate albero: vedi figura W-002

Denominazione	s2
Disegno	
Posizione iniziale (mm)	0.000
Lunghezza (mm)	150.500
N. di giri (l/min)	100.00
in senso orario	
Materiale	18CrNiMo7-6
Modulo di elasticità (N/mm ²)	206000.000
Coefficiente Poisson nu	0.300
Peso specifico (kg/m ³)	7830.000
Coefficiente dilatazione termica (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperatura (°C)	20.000
Peso del albero (kg)	3.763
Momento d'inertzia di massa (kgm ²)	0.006
Momento inerzia GD2 (Nm ²)	0.235
Peso in direzione	(0.000, 0.000,-1.000)
Vengono considerate le deformazioni a taglio	
Coeff. correzione elasticità tangenziale	1.100
L'angolo di contatto dei cuscinetti volventi viene considerato	
Temperatura di riferimento (°C)	20.000

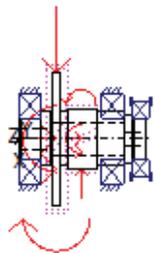
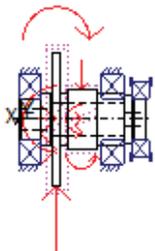


Figura: Applicazioni del carico

GEOMETRIA ALBERO, CUSCINETTO E FORZE

Albero 's2':

Cono esterno ('Cono')	y= 0.00...1.50 (mm)
dl=48.91 (mm), dr=50.00 (mm), l=1.50 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 1.50...25.50 (mm)
d=50.00 (mm), l=24.00 (mm), Rz= 0.3	
Raggio (e) (r): r= 1.00 mm, Rz= 8.0	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 25.50...39.00 (mm)
d=65.00 (mm), l=13.50 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 39.00...48.00 (mm)
d=159.10 (mm), l=9.00 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 48.00...56.50 (mm)
d=65.00 (mm), l=8.50 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 56.50...92.50 (mm)
d=70.00 (mm), l=36.00 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 92.50...124.00 (mm)
d=65.00 (mm), l=31.50 (mm), Rz= 0.3	
Cono esterno ('Cono')	y= 124.00...125.50 (mm)
dl=65.00 (mm), dr=63.91 (mm), l=1.50 (mm), Rz= 0.3	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 125.50...133.00 (mm)
d=60.00 (mm), l=7.50 (mm), Rz= 8.0	
Cono esterno ('Cono')	y= 133.00...133.50 (mm)
dl=60.00 (mm), dr=59.00 (mm), l=0.50 (mm), Rz= 8.0	
Cono esterno ('Cono')	y= 133.50...135.40 (mm)
dl=48.63 (mm), dr=50.00 (mm), l=1.90 (mm), Rz= 8.0	
Raggio (e) (l): r= 0.40 mm, Rz= 8.0	
Cilindro esterno ('Cilindro')	y= 135.40...149.00 (mm)
d=50.00 (mm), l=13.60 (mm), Rz= 8.0	
Cono esterno ('Cono')	y= 149.00...150.50 (mm)
dl=50.00 (mm), dr=48.91 (mm), l=1.50 (mm), Rz= 8.0	
Cono interno ('Foro conico')	y= 0.00...1.50 (mm)
dl=27.73 (mm), d2=26.00 (mm), l=1.50 (mm)	
Cilindro interno ('Foro cilindrico')	y= 1.50...36.00 (mm)
d=26.00 (mm), l=34.50 (mm)	

Cono interno ('Foro conico') y= 36.00...39.46 (mm)
 d1=26.00 (mm), d2=38.00 (mm), l=3.46 (mm)

Cilindro interno ('Foro cilindrico') y= 39.46...124.46 (mm)
 d=38.00 (mm), l=85.00 (mm)

Cilindro interno ('Foro cilindrico') y= 124.46...149.00 (mm)
 d=18.00 (mm), l=24.54 (mm)

Cono interno ('Foro conico') y= 149.00...150.50 (mm)
 d1=18.00 (mm), d2=19.73 (mm), l=1.50 (mm)

Ruota cilindrica ('z2(gp1)') y= 43.50 (mm)

Diametro primitivo di riferimento(mm)	177.3730	
Angolo elica (°)	25.3337	a sinistra
Angolo pressione (mm)	19.6154	
Posizione punto d'ingranamento (mm)	58.0000	
Larghezza distribuzione della forza(mm)	26.0000	
Forza assiale (Collettivo di carico)(N)	5377.62/3551.92/2553.30/...	
Forza trasversale X (Collettivo di carico)(N)	7259.60/4794.97/3446.86/...	
Forza trasversale Z (Collettivo di carico)(N)	-9817.84/-6484.68/-4661.51/...	
Momento flessione X (Collettivo di carico)(N)	-404.45/-267.14/-192.03/...	
Momento flessione Z (Collettivo di carico)(N)	252.73/166.93/120.00/...	

Collettivo di carico,condotta (Input):

Elemento	Frequenza (%)	No. giri (1/min)	Potenza (kW)	Momento torcente (Nm)
1	20.0000	1320.3	139.3	1007.4
2	20.0000	1999.1	139.3	665.4
3	30.0000	2780.9	139.3	478.3
4	20.0000	3676.3	139.3	361.8
5	10.0000	4092.5	139.3	325.0

Ruota cilindrica ('z3(gp2)') y= 73.00 (mm)

Diametro primitivo di riferimento(mm)	79.1458	
Angolo elica (°)	23.1006	a sinistra
Angolo pressione (mm)	18.2333	
Posizione punto d'ingranamento (mm)	-152.0000	
Larghezza distribuzione della forza(mm)	36.0000	
Forza assiale (Collettivo di carico)(N)	-10858.61/-7172.11/-5155.67/...	
Forza trasversale X (Collettivo di carico)(N)	20001.35/13210.89/9496.64/...	
Forza trasversale Z (Collettivo di carico)(N)	-18196.83/-12019.00/-8639.85/...	
Momento flessione X (Collettivo di carico)(N)	-201.74/-133.25/-95.78/...	
Momento flessione Z (Collettivo di carico)(N)	379.41/250.60/180.14/...	

Collettivo di carico,condotta (Input):

Elemento	Frequenza (%)	No. giri (1/min)	Potenza (kW)	Momento torcente (Nm)
1	20.0000	1320.3	-139.3	-1007.4
2	20.0000	1999.1	-139.3	-665.4
3	30.0000	2780.9	-139.3	-478.3
4	20.0000	3676.3	-139.3	-361.8
5	10.0000	4092.5	-139.3	-325.0

Cuscinetto libero ('b1')

Cuscinetto radiale di rulli cilindrici (a una fila) (SKF *NU 310 ECP) y= 12.00 (mm)

d = 50.00 (mm), D = 110.00 (mm), B = 27.00 (mm), r = 2.00 (mm)

C = 127.000 kN, C0 = 112.000 kN, Cu = 15.000 kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

Cuscinetto libero ('b2')

Cuscinetto radiale di rulli cilindrici (a una fila) (SKF *NU 310 ECP) $y = 110.00$ (mm)

$d = 50.00$ (mm), $D = 110.00$ (mm), $B = 27.00$ (mm), $r = 2.00$ (mm)

$C = 127.000$ kN, $C_0 = 112.000$ kN, $C_u = 15.000$ kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

Cuscinetto assiale ('b3')

Cuscinetto a quattro punti (SKF *QJ 210 MA) $y = 143.50$ (mm)

$d = 50.00$ (mm), $D = 90.00$ (mm), $B = 20.00$ (mm), $r = 1.10$ (mm)

$C = 65.500$ kN, $C_0 = 61.000$ kN, $C_u = 2.400$ kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

Probabilità di guasto	[n]	10.00	%
Gioco assiale	[uA]	10.00	μm
Lubrificante	Olio: ISO-VG 150		
Lubrificante con additivi, la cui efficienza è stata provata nei cusc. volventi.			
Lubrificazione a olio con filtraggio, ISO4406 -/19/16			
Temperatura di esercizio del lubrificante[TB]		65.00	$^{\circ}\text{C}$
Valore limite per il fattore aISO[aISOmax]		50.00	
Livello dell'olio	[H]	0.00	mm
lubrificazione a sbattimento d'olio			

Albero 's2' Cuscinetto a rotolamento 'b1'

Posizione (Coordinata Y)	[y]	12.00	mm
Fattore probabilità di guasto	[a1]	1.000	
Coefficiente durata vita	[aISO]	1.014	
Durata di vita	[Lnh]	16046.50	h
Durata di vita	[Lnmh]	23132.47	h
Coefficiente di sicurezza statica[S0]		5.51	

Forza di reazione del cuscinetto

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)
1	-18.928	0.000	7.363
2	-12.502	0.000	4.869
3	-8.987	0.000	3.505
4	-6.797	0.000	2.655
5	-6.106	0.000	2.386

Coppia di reazione del cuscinetto

	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000

Spostamento del cuscinetto

	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)
1	0.0000	-0.0106	-0.0000
2	0.0000	-0.0104	-0.0000
3	0.0000	-0.0103	-0.0000
4	0.0000	-0.0102	-0.0000
5	0.0000	-0.0102	-0.0000

Inclinazione del cuscinetto

	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	-0.108	-0.000	-0.050
2	-0.071	0.000	-0.033
3	-0.051	-0.000	-0.024
4	-0.039	0.000	-0.018
5	-0.035	0.000	-0.016

Albero 's2' Cuscinetto a rotolamento 'b2'

Posizione (Coordinata Y)	[y]	110.00	mm
Fattore probabilità di guasto	[a1]	1.000	
Coefficiente durata vita	[aISO]	0.920	
Durata di vita	[Lnh]	11735.08	h
Durata di vita	[Lnmh]	15205.58	h
Coefficiente di sicurezza statica[S0]		5.02	

Forza di reazione del cuscinetto

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)
1	-8.333	0.000	20.688
2	-5.504	0.000	13.672
3	-3.956	0.000	9.834
4	-2.992	0.000	7.442
5	-2.688	0.000	6.688

Coppia di reazione del cuscinetto

	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000

Spostamento del cuscinetto

	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)
--	---------	---------	---------

Inclinazione del cuscinetto

	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
--	-----------	-----------	-----------

1	0.0000	-0.0104	-0.0000	0.056	-0.167	0.101
2	0.0000	-0.0103	-0.0000	0.037	-0.111	0.067
3	0.0000	-0.0102	-0.0000	0.027	-0.079	0.048
4	0.0000	-0.0102	-0.0000	0.020	-0.060	0.036
5	0.0000	-0.0101	-0.0000	0.018	-0.054	0.033

Albero 's2' Cuscinetto a rotolamento 'b3'

Posizione (Coordinata Y)	[y]	143.50	mm
Fattore probabilità di guasto	[a1]	1.000	
Coefficiente durata vita	[aISO]	4.051	
Durata di vita	[Lnh]	44967.03	h
Durata di vita	[Lnmh]	300797.95	h
Coefficiente di sicurezza statica[S0]		19.19	

Forza di reazione del cuscinetto

	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)
1	0.000	5.481	0.000
2	0.000	3.620	0.000
3	0.000	2.602	0.000
4	0.000	1.968	0.000
5	0.000	1.768	0.000

Coppia di reazione del cuscinetto

	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	0.000	0.000	0.000
2	0.000	0.000	0.000
3	0.000	0.000	0.000
4	0.000	0.000	0.000
5	0.000	0.000	0.000

Spostamento del cuscinetto

	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)
1	-0.0034	-0.0100	0.0019
2	-0.0022	-0.0100	0.0012
3	-0.0016	-0.0100	0.0009
4	-0.0012	-0.0100	0.0007
5	-0.0011	-0.0100	0.0006

Inclinazione del cuscinetto

	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	0.056	-0.167	0.101
2	0.037	-0.111	0.067
3	0.027	-0.079	0.048
4	0.020	-0.060	0.036
5	0.018	-0.054	0.033

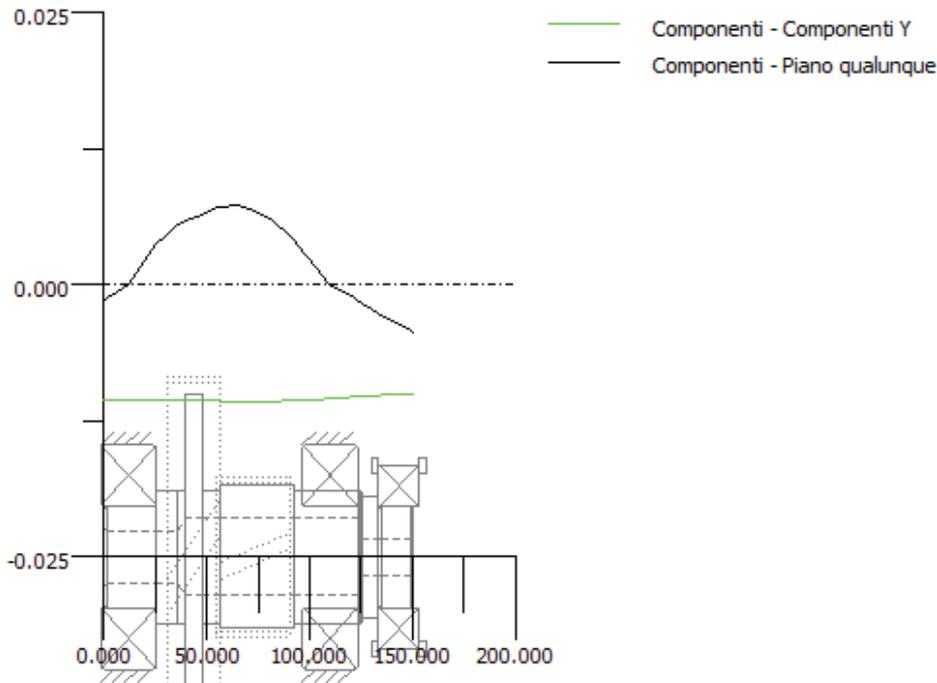
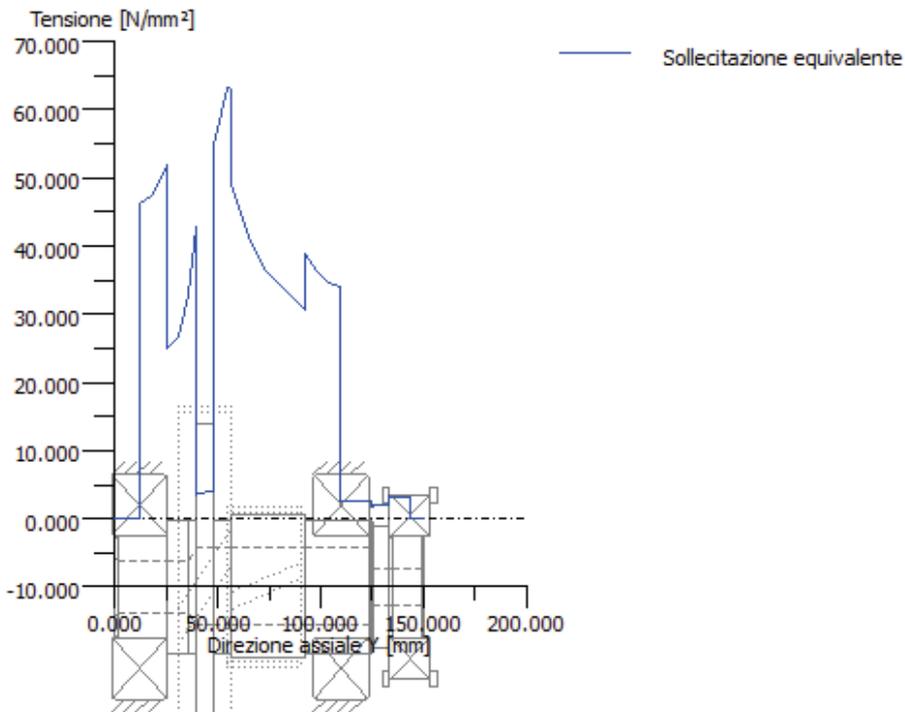


Figura: Spostamento (linee elastiche, ecc.) (Piano qualunque -47.58174805 °)



GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, D)^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figura: Sollecitazione equivalente

**Calcolo resistenza secondo DIN 743 (Emissione 2000-10)
con resistenza a fatica per una durata limitata secondo norma FKM e proposta FVA**

Sommario

Denominazione s2
Disegno

Materiale 18CrNiMo7-6
Tipo materiale Acciaio da cementazione
Trattamento del materiale cementato
Trattamento delle superfici
Nessuno

Calcolo de la resistenza a fatica per una durata limitata e calcolo statico
Linea Wöhler secondo Miner elementare
Calcolo per il caso di sollecitazione 2 (sig.av/sig.mv = konst)

Sezione	Posizione (coordinata Y) (mm)	
Sez.1	25.50	Spallamento albero
Sez.2	56.50	Spallamento albero

Risultati:

Sezione	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
Sez.1	2.08	0.88	0.87	7.00	16.49
Sez.2	1.89	0.88	0.86	4.30	8.07

Sicurezza necessaria: 1.20 1.20

Abbreviazioni:

Kfb: Fattore d'intaglio flessione
Kfsig: Fattore superficie
K2d: Coeff. di grandezza Flessione
SF: Sicurezza limite di fatica
SS: Sicurezza limite snervamento

Calcolo dettagli:

Indicazioni generali

Denominazione s2
Disegno
Lunghezza (mm) [l] 150.50
N. di giri (1/min) [n] 100.00

Materiale 18CrNiMo7-6
Tipo materiale Acciaio da cementazione
Trattamento del materiale cementato
Trattamento delle superfici
Nessuno

	Trazione/Pressione	Flessione	Torsione	Taglio
Fattore di carico calcolo statico	1.700	1.700	1.700	1.700
Fattore di carico limite di fatica	1.000	1.000	1.000	1.000

Diametro di riferimento del materiale (mm) [dB]	16.00
sigB secondo DIN 743 (con dB) (N/mm ²) [sigB]	1150.00
sigS secondo DIN 743 (con dB) (N/mm ²) [sigS]	830.00
[sigzW] (bei dB) (N/mm ²)	460.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)	575.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)	345.00
Spessore materiale greggio (mm) [dWerkst]	160.00

Dati del materiale calcolati secondo DIN743/3 con K1(d)

Valori di resistenza del materiale determinati dallo spessore del materiale greggio
Coeff. di grandezza geometrico K1d calcolato con il diametro greggio
[sigBeff] (N/mm²) 851.00

[sigSeff] (N/mm ²)	614.20
[sigbF] (N/mm ²)	614.20
[tautF] (N/mm ²)	354.61
[sigzdW] (N/mm ²)	340.40
[sigbW] (N/mm ²)	425.50
[tautW] (N/mm ²)	255.30

Resistenza d'esercizio per spettro di carico

Linea Wöhler secondo Miner elementare

Durata di vita nominale [h] 4000.00

N. cicli di carico (Mio) [NL] 24.000

Dati della Curva di Wöhler analogo norma FKM:

[ksigma, ktau]	15	25
[kDsigma, kDtau]	0	0
[NDsigma, NDtau]	1e+006	1e+006
[NDsigmaII, NDtauII]	0	0
[DM]	0.3	

Calcolo per il caso di sollecitazione 2 (sig.av/sig.mv = konst)

Sezione 'Sez.1' Spallamento albero

Commento

Posizione (Coordinata Y) (mm)	[y]	25.50	
Diametro esterno (mm)	[da]	50.000	
Diametro interno (mm)	[di]	26.000	
Effetto intaglio Spallamento albero			
[D, r, t] (mm)	65.000	1.000	0.000
Rugosità media (µm)	[Rz]	8.000	

	Trazione/Pressione	Flessione	Torsione	Taglio
Sollecitazione: (N) (Nm)				
Valore medio	0.0	0.0	-0.0	0.0
Amplitudine	0.0	274.2	0.0	20308.8
Valore massimo	0.0	466.1	0.0	34525.0
Sezione, momento resistente: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	1432.6	11375	22749	1432.6

Spettro di carico, valori base di sollecitazione (valore medio+amplitudine):

Elemento	Frequenza (%)	Trazione/Pressione		Flessione		Torsione	Scorrimento
		(N)	(Nm)	(Nm)	(Nm)	(N)	
1	20.00	0.000	274.170	-0.000	20308.828		
2	20.00	0.000	181.112	0.000	13415.667		
3	30.00	0.000	130.211	-0.000	9645.241		
4	20.00	0.000	98.498	0.000	7296.087		
5	10.00	0.000	88.493	0.000	6554.997		

Tensioni: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)	0.000	0.000	-0.000	0.000
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)	0.000	24.104	0.000	26.639
[sigzdmx, sigbmx, taumx, tauqmx] (N/mm ²)	0.000	40.976	0.000	45.286

Influsso di grandezza tecnologico

[K1 (sigB)]	0.740
[K1 (sigS)]	0.740

	Trazione/pressione	Flessione	Torsione
Quoziente diametrale [alfa]	3.067	2.730	1.881
Gradiente di riferimento della tensione			
[G']	2.478	2.478	1.150
Coefficiente supporto n [n]	1.314	1.314	1.214
Coefficiente d'intaglio [beta]	2.334	2.078	1.549
Influsso di grandezza geometrico			
[K2 (d)]	1.000	0.873	0.873
Coeff. d'influsso della rugosità della superficie			
[KF]	0.875	0.875	0.928
Coeff. d'influsso dell'incrudimento della superficie			
[KV]	1.000	1.000	1.000

Coeff. d'influsso totale	[K]	2.477	2.522	1.851
Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova del limite di fatica:				
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[sigmV]	0.000		
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[taumV]	0.000		
Limite di fatica a ciclo alternato simmetrico del pezzo di costruzione (N/mm ²)				
Coeff. d'influsso della sensibilità di sollecitazione media.	[sigWK]	137.443	168.717	137.897
	[PsigK]	0.088	0.110	0.088
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigADK]	137.443	168.717	137.897
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigANK]	137.443	168.717	137.897
Fattore collettivo	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Sicurezza limite di fatica	[S]		7.000	
Sicurezza richiesta	[Smin]		1.200	
Risultato (%)	[S/Smin]		583.3	

Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova contro il sorpasso del limite di snervamento:				
Cifra di supporto statico	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Coeff. d'incremento	[gammaF]	1.150	1.100	1.000
Limite di snervamento del pezzo di costruzione (N/mm ²)				
	[sigFK]	706.330	675.620	354.609
Sicurezza del limite di snervamento				
	[S]		16.488	
Sicurezza richiesta	[Smin]		1.200	
Risultato (%)	[S/Smin]		1374.0	

Sezione 'Sez.2' Spallamento albero

Commento					
Posizione (Coordinata Y) (mm)	[y]				56.50
Diametro esterno (mm)	[da]				65.000
Diametro interno (mm)	[di]				38.000
Effetto intaglio Spallamento albero					
[D, r, t] (mm)		70.000	1.000	0.000	
Rugosità media (µm)	[Rz]				8.000
Trazione/Pressione Flessione Torsione Taglio					
Sollecitazione: (N) (Nm)					
Valore medio		-2462.6	0.0	-482.7	0.0
Amplitudine		2462.6	781.6	482.7	11307.4
Valore massimo		-8372.8	1328.7	1641.2	19222.5
Sezione, momento resistente: (mm ²)					
[A, Wb, Wt, A]		2184.2	23812	47624	2184.2

Spettro di carico, valori base di sollecitazione (valore medio+amplitudine):						
Elemento	Frequenza (%)	Trazione/Pressione (N)	(Nm)	Flessione (Nm)	Torsione (N)	Scorrimento
1	20.00	-4925.182	781.571	-965.429	11307.380	
2	20.00	-3253.083	516.325	-637.666	7468.964	
3	30.00	-2338.477	371.241	-458.385	5369.425	
4	20.00	-1768.633	280.846	-346.685	4061.311	
5	10.00	-1588.864	252.329	-311.447	3648.639	

Tensioni: (N/mm ²)						
[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm ²)		-1.127	0.000	-10.136	0.000	
[sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm ²)		1.127	32.823	10.136	9.910	
[sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm ²)		-3.833	55.799	34.462	16.847	

Influsso di grandezza tecnologico						
	[K1 (sigB)]		0.740			
	[K1 (sigS)]		0.740			
Trazione/pressione Flessione Torsione						
Quoziente diametrale	[alfa]	2.661	2.492	1.685		
Gradiente di riferimento della tensione						

	[G']	2.576	2.576	1.150
Coefficiente supporto n	[n]	1.320	1.320	1.214
Coefficiente d'intaglio	[beta]	2.016	1.887	1.388
Influsso di grandezza geometrico				
	[K2 (d)]	1.000	0.856	0.856
Coeff. d'influsso della rugosità della superficie				
	[KF]	0.875	0.875	0.928
Coeff. d'influsso dell'incrudimento della superficie				
	[KV]	1.000	1.000	1.000
Coeff. d'influsso totale	[K]	2.158	2.348	1.699
Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova del limite di fatica:				
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)				
	[sigmV]	17.592		
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)				
	[taumV]	10.157		
Limite di fatica a ciclo alternato simmetrico del pezzo di costruzione (N/mm ²)				
	[sigWK]	157.711	181.228	150.224
Coeff. d'influsso della sensibilità di sollecitazione media.				
	[PsisigK]	0.102	0.119	0.097
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigADK]	40.850	170.390	136.940
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigANK]	40.850	170.390	136.940
Fattore collettivo	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Sicurezza limite di fatica	[S]	4.304		
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.200		
Risultato (%)	[S/Smin]	358.7		
Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova contro il sorpasso del limite di snervamento:				
Cifra di supporto statico	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Coeff. d'incremento	[gammaF]	1.100	1.100	1.000
Limite di snervamento del pezzo di costruzione (N/mm ²)				
	[sigFK]	675.620	675.620	354.609
Sicurezza del limite di snervamento				
	[S]	8.069		
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.200		
Risultato (%)	[S/Smin]	672.4		

Avvertenze:

- La forza trasversale nel calcolo secondo DIN 743 non viene considerata.
- Sezione con scanalatura rettangolare:
il diametro di riferimento per il coefficiente d'intaglio non è definito.
Il diametro dell'albero viene assunto come diametro di riferimento.
- Sezione con accoppiamento stabile:
i coefficienti d'intaglio per il caso "accoppiamento stabile leggero" non sono più definiti in DIN743.
I coefficienti vengono ripresi dalla direttiva FKM.

Albero3

KISSsoft - Release 03-2011

KISSsoft evaluation

Calcolo di alberi, assi e cusc.

Dati immissione

Sistema a coordinate albero: vedi figura W-002

Denominazione	s3
Disegno	
Posizione iniziale (mm)	0.000
Lunghezza (mm)	118.000
N. di giri (l/min)	100.00
in senso orario	
Materiale	18CrNiMo7-6
Modulo di elasticità (N/mm ²)	206000.000
Coefficiente Poisson nu	0.300
Peso specifico (kg/m ³)	7830.000
Coefficiente dilatazione termica (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperatura (°C)	20.000
Peso del albero (kg)	2.757
Momento d'inertzia di massa (kgm ²)	0.005
Momento inerzia GD2 (Nm ²)	0.188
Peso in direzione	(0.000, 0.000,-1.000)
Vengono considerate le deformazioni a taglio	
Coeff. correzione elasticità tangenziale	1.100
L'angolo di contatto dei cuscinetti volventi viene considerato	
Temperatura di riferimento (°C)	20.000

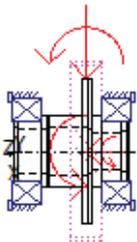
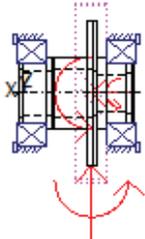


Figura: Applicazioni del carico

GEOMETRIA ALBERO, CUSCINETTO E FORZE

Albero 's3':

<u>Cilindro esterno ('Cilindro')</u>	<u>y= 0.00...28.00 (mm)</u>
d=60.00 (mm), l=28.00 (mm), Rz= 0.3	
Raggio (e) (r): r= 1.30 mm, Rz= 8.0	
<u>Cilindro esterno ('Cilindro')</u>	<u>y= 28.00...69.50 (mm)</u>
d=72.00 (mm), l=41.50 (mm), Rz= 0.3	
<u>Cilindro esterno ('Cilindro')</u>	<u>y= 69.50...78.50 (mm)</u>
d=149.90 (mm), l=9.00 (mm), Rz= 0.3	
<u>Cilindro esterno ('Cilindro')</u>	<u>y= 78.50...90.00 (mm)</u>
d=72.00 (mm), l=11.50 (mm), Rz= 0.3	
<u>Cilindro esterno ('Cilindro')</u>	<u>y= 90.00...118.00 (mm)</u>
d=60.00 (mm), l=28.00 (mm), Rz= 0.3	
Raggio (e) (l): r= 1.30 mm, Rz= 8.0	
<u>Cono interno ('Foreo conico')</u>	<u>y= 0.00...5.00 (mm)</u>
d1=51.00 (mm), d2=45.00 (mm), l=5.00 (mm)	
<u>Cilindro interno ('Foreo cilindrico')</u>	<u>y= 5.00...33.00 (mm)</u>
d=45.00 (mm), l=28.00 (mm)	
<u>Cono interno ('Foreo conico')</u>	<u>y= 33.00...36.00 (mm)</u>
d1=45.00 (mm), d2=48.00 (mm), l=3.00 (mm)	
<u>Cilindro interno ('Scarico interno')</u>	<u>y= 36.00...75.00 (mm)</u>
d=48.00 (mm), l=39.00 (mm)	
<u>Cono interno ('Foreo conico')</u>	<u>y= 75.00...80.00 (mm)</u>
d1=48.00 (mm), d2=37.47 (mm), l=5.00 (mm)	
<u>Cilindro interno ('Foreo cilindrico')</u>	<u>y= 80.00...110.00 (mm)</u>
d=37.47 (mm), l=30.00 (mm)	
<u>Cilindro interno ('Foreo cilindrico')</u>	<u>y= 110.00...116.00 (mm)</u>
d=42.00 (mm), l=6.00 (mm)	
<u>Cono interno ('Foreo conico')</u>	<u>y= 116.00...118.00 (mm)</u>
d1=42.00 (mm), d2=45.00 (mm), l=2.00 (mm)	
<u>Accoppiamento ('cOut(Output)')</u>	<u>y= 104.00 (mm)</u>
Diametro effettivo (mm)	38.1000
Fattore forza radiale (-)	0.0000
Direzione forza radiale (°)	0.0000
Fattore forza assiale (-)	0.0000
Larghezza distribuzione della forza (mm)	32.0000

Massa (kg) 0.0000

Collettivo di carico,condotta (Input):

Elemento	Frequenza (%)	No. giri (1/min)	Potenza (kW)	Momento torcente (Nm)
1	20.0000	-571.5	136.5	-2280.9
2	20.0000	-865.3	136.5	-1506.5
3	30.0000	-1203.7	136.5	-1083.0
4	20.0000	-1591.2	136.5	-819.1
5	10.0000	-1771.4	136.5	-735.8

Ruota cilindrica ('z4(gp2)')

y= 74.00 (mm)

Diametro primitivo di riferimento(mm)	182.8540
Angolo elica (°)	23.1006 destro
Angolo pressione (mm)	18.2333
Posizione punto d'ingranamento (mm)	28.0000
Larghezza distribuzione della forza(mm)	32.0000
Forza assiale (Collettivo di carico)(N)	-10641.44/-7028.67/-5052.56/...
Forza trasversale X (Collettivo di carico)(N)	3823.22/2525.24/1815.26/...
Forza trasversale Z (Collettivo di carico)(N)	-26222.27/-17319.81/-12450.33/...
Momento flessione X (Collettivo di carico)(N)	456.76/301.69/216.87/...
Momento flessione Z (Collettivo di carico)(N)	-859.03/-567.39/-407.87/...

Collettivo di carico,condotta (Input):

Elemento	Frequenza (%)	No. giri (1/min)	Potenza (kW)	Momento torcente (Nm)
1	20.0000	-571.5	-136.5	2280.9
2	20.0000	-865.3	-136.5	1506.5
3	30.0000	-1203.7	-136.5	1083.0
4	20.0000	-1591.2	-136.5	819.1
5	10.0000	-1771.4	-136.5	735.8

Cuscinetto fisso disposto a sinistra ('b1')

Cuscinetto a rulli conici (a una fila) (Koyo 32212CR) y= 13.00 (mm)

d = 60.00 (mm), D = 110.00 (mm), B = 29.75 (mm), r = 2.00 (mm)

C = 128.000 kN, CO = 164.000 kN, Cu = 0.000 kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

L'angolo di contatto del cuscinetto viene tenuto in considerazione nel calcolo

Posizione (centro di pressione) (mm) 26.7250

Cuscinetto fisso disposto a destra ('b2')

Cuscinetto a rulli conici (a una fila) (Koyo 32212CR) y= 105.00 (mm)

d = 60.00 (mm), D = 110.00 (mm), B = 29.75 (mm), r = 2.00 (mm)

C = 128.000 kN, CO = 164.000 kN, Cu = 0.000 kN

Cuscinetti volventi: calcolo classico della durata secondo ISO 281, considerando l'angolo di contatto

L'angolo di contatto del cuscinetto viene tenuto in considerazione nel calcolo

Posizione (centro di pressione) (mm) 91.2750

Probabilità di guasto	[n]	10.00	%
Gioco assiale	[uA]	10.00	µm
Lubrificante	olio: ISO-VG 150		
Lubrificante con additivi, la cui efficienza è stata provata nei cusc. volventi.			
Lubrificazione a olio con filtraggio, ISO4406 -/19/16			
Temperatura di esercizio del lubrificante[TB]		65.00	°C
Valore limite per il fattore aISO[aISOmax]		50.00	
Livello dell'olio	[H]	0.00	mm
lubrificazione a sbattimento d'olio			

Albero 's3' Cuscinetto a rotolamento 'b1'

Posizione (Coordinata Y)	[y]	13.00	mm
Fattore probabilità di guasto	[a1]	1.000	
Coefficiente durata vita	[aISO]	0.536	

Durata di vita [Lnh] 11250.28 h
 Durata di vita [Lnmh] 8557.01 h
 Coefficiente di sicurezza statica[S0] 7.72

	Forza di reazione del cuscinetto			Coppia di reazione del cuscinetto		
	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	12.285	19.811	14.104	193.579	0.000	-168.610
2	8.114	13.087	9.319	127.908	0.000	-111.367
3	5.833	9.409	6.702	91.987	0.000	-80.056
4	4.411	7.117	5.072	69.606	0.000	-60.548
5	3.963	6.394	4.557	62.546	0.000	-54.393

	Spostamento del cuscinetto			Inclinazione del cuscinetto		
	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	-0.0016	-0.0100	-0.0006	0.041	0.000	-0.116
2	-0.0011	-0.0100	-0.0004	0.027	0.000	-0.077
3	-0.0008	-0.0100	-0.0003	0.020	0.000	-0.055
4	-0.0006	-0.0100	-0.0002	0.015	0.000	-0.042
5	-0.0005	-0.0100	-0.0002	0.013	0.000	-0.037

Albero 's3' Cuscinetto a rotolamento 'b2'
 Posizione (Coordinata Y) [y] 105.00 mm
 Fattore probabilità di guasto [a1] 1.000
 Coefficiente durata vita [aISO] 0.724
 Durata di vita [Lnh] 38907.32 h
 Durata di vita [Lnmh] 41556.72 h
 Coefficiente di sicurezza statica[S0] 8.13

	Forza di reazione del cuscinetto			Coppia di reazione del cuscinetto		
	Fx (kN)	Fy (kN)	Fz (kN)	Mx (Nm)	My (Nm)	Mz (Nm)
1	-16.108	-9.170	12.145	-166.692	0.000	-221.083
2	-10.639	-6.058	8.028	-110.178	0.000	-146.025
3	-7.648	-4.356	5.775	-79.265	0.000	-104.970
4	-5.784	-3.296	4.372	-60.005	0.000	-79.391
5	-5.196	-2.961	3.929	-53.929	0.000	-71.321

	Spostamento del cuscinetto			Inclinazione del cuscinetto		
	ux (mm)	uy (mm)	uz (mm)	ux (mrad)	uy (mrad)	uz (mrad)
1	0.0022	-0.0135	0.0011	0.077	-0.423	-0.163
2	0.0015	-0.0123	0.0007	0.051	-0.279	-0.107
3	0.0011	-0.0117	0.0005	0.037	-0.201	-0.077
4	0.0008	-0.0113	0.0004	0.028	-0.152	-0.058
5	0.0007	-0.0111	0.0003	0.025	-0.136	-0.052

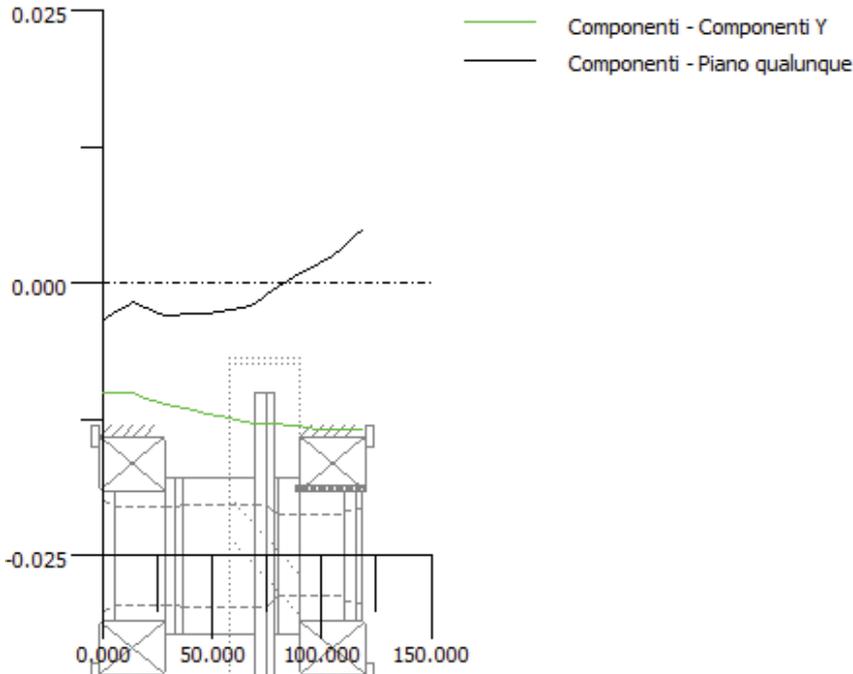
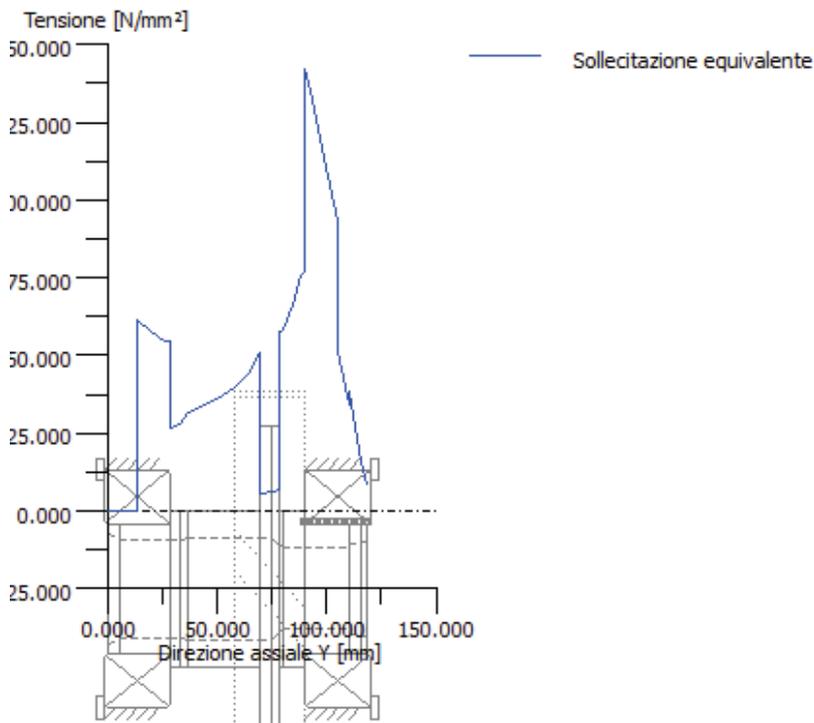
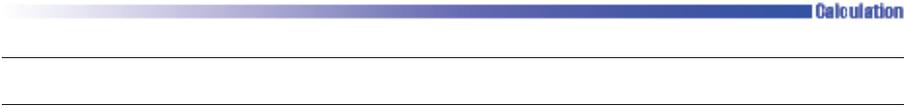


Figura: Spostamento (linee elastiche, ecc.) (Piano qualunque 25.46453566 °)



GEH(von Mises): $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 * (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figura: Sollecitazione equivalente



**Calcolo resistenza secondo DIN 743 (Emissione 2000-10)
con resistenza a fatica per una durata limitata secondo norma FKM e proposta FVA**

Sommario

Denominazione s3
Disegno

Materiale 18CrNiMo7-6
Tipo materiale Acciaio da cementazione
Trattamento del materiale cementato
Trattamento delle superfici
Nessuno

Calcolo de la resistenza a fatica per una durata limitata e calcolo statico
Linea Wöhler secondo Miner elementare
Calcolo per il caso di sollecitazione 2 (sig.av/sig.mv = konst)

Sezione	Posizione (coordinata Y) (mm)				
Sez.2	90.00	Spallamento albero			
Risultati:					
Sezione	Kfb	Kfsig	K2d	SD	SS
Sez.2	2.01	0.87	0.86	3.62	3.54
Sicurezza necessaria:				1.20	1.20

Abbreviazioni:
Kfb: Fattore d'intaglio flessione
Kfsig: Fattore superficie
K2d: Coeff. di grandezza Flessione
SF: Sicurezza limite di fatica
SS: Sicurezza limite snervamento

Calcolo dettagli:

Indicazioni generali

Denominazione s3
Disegno
Lunghezza (mm) [l] 118.00
N. di giri (1/min) [n] 100.00

Materiale 18CrNiMo7-6
Tipo materiale Acciaio da cementazione
Trattamento del materiale cementato
Trattamento delle superfici
Nessuno

	Trazione/Pressione	Flessione	Torsione	Taglio
Fattore di carico calcolo statico	1.700	1.700	1.700	1.700
Fattore di carico limite di fatica	1.000	1.000	1.000	1.000

Diametro di riferimento del materiale (mm) [dB]	16.00
sigB secondo DIN 743 (con dB) (N/mm ²) [sigB]	1150.00
sigS secondo DIN 743 (con dB) (N/mm ²) [sigS]	830.00
[sigzdW] (bei dB) (N/mm ²)	460.00
[sigbW] (bei dB) (N/mm ²)	575.00
[tautW] (bei dB) (N/mm ²)	345.00
Spessore materiale greggio (mm) [dWerkst]	150.00

Dati del materiale calcolati secondo DIN743/3 con K1(d)
Valori di resistenza del materiale determinati dallo spessore del materiale greggio
Coeff. di grandezza geometrico K1d calcolato con il diametro greggio

[sigBeff] (N/mm ²)	859.38
[sigSeff] (N/mm ²)	620.25
[sigbF] (N/mm ²)	620.25
[tautF] (N/mm ²)	358.10

[sigzdW] (N/mm²) 343.75
 [sigbW] (N/mm²) 429.69
 [tautW] (N/mm²) 257.81

Resistenza d'esercizio per spettro di carico

Linea Wöhler secondo Miner elementare

Durata di vita nominale [h] 4000.00
 N. cicli di carico (Mio) [NL] 24.000

Dati della Curva di Wöhler analogo norma FKM:

[ksigma, ktau] 15 25
 [kDsigma, kDtau] 0 0
 [NDSigma, NDTau] 1e+006 1e+006
 [NDSigmaII, NDTauII] 0 0
 [DM] 0.3

Calcolo per il caso di sollecitazione 2 (sig.av/sig.mv = konst)

Sezione 'Sez.2' Spallamento albero

Commento

Posizione (Coordinata Y) (mm) [y] 90.00
 Diametro esterno (mm) [da] 60.000
 Diametro interno (mm) [di] 37.465

Effetto intaglio Spallamento albero

[D, r, t] (mm) 72.000 1.300 0.000
 Rugosità media (µm) [Rz] 8.000

	Trazione/Pressione	Flessione	Torsione	Taglio
Sollecitazione: (N) (Nm)				
Valore medio	-4584.9	0.0	-1069.2	0.0
Amplitudine	4584.9	25.9	1069.2	20171.6
Valore massimo	-15588.7	44.0	3635.2	34291.7
Sezione, momento resistente: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	1725.0	17982	35964	1725.0

Spettro di carico, valori base di sollecitazione (valore medio+amplitudine):

Elemento	Frequenza (%)	Trazione/Pressione (N)	Flessione (Nm)	Torsione (Nm)	Scorrimento (N)
1	20.00	-9169.828	25.890	-2138.345	20171.587
2	20.00	-6058.210	17.095	-1412.377	13326.027
3	30.00	-4356.215	12.284	-1015.286	9581.638
4	20.00	-3295.792	9.287	-767.880	7248.705
5	10.00	-2961.259	8.341	-689.830	6512.732

Tensioni: (N/mm²)

[sigzdm, sigbm, taum, tauqm] (N/mm²) -2.658 0.000 -29.729 0.000
 [sigzda, sigba, taua, tauqa] (N/mm²) 2.658 1.440 29.729 22.596
 [sigzdmax, sigbmax, taumax, tauqmax] (N/mm²) -9.037 2.448 101.078 38.413

Influsso di grandezza tecnologico

[K1 (sigB)] 0.747
 [K1 (sigS)] 0.747

	Trazione/pressione	Flessione	Torsione
Quoziente diametrale [alfa]	2.827	2.562	1.773
Gradiente di riferimento della tensione [G']	1.936	1.936	0.885
Coefficiente supporto n [n]	1.278	1.278	1.188
Coefficiente d'intaglio [beta]	2.213	2.006	1.493
Influsso di grandezza geometrico [K2 (d)]	1.000	0.861	0.861
Coeff. d'influsso della rugosità della superficie [KF]	0.874	0.874	0.928
Coeff. d'influsso dell'incrudimento della superficie [KV]	1.000	1.000	1.000
Coeff. d'influsso totale [K]	2.357	2.473	1.812

Coefficiente sicurezza a disposizione per la prova del limite di fatica:

Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[sigmV]	51.560		
Sollecitazione media comparativa (N/mm ²)	[taumV]	29.768		
Limite di fatica a ciclo alternato simmetrico del pezzo di costruzione (N/mm ²)	[sigWK]	145.846	173.763	142.295
Coeff. d'influsso della sensibilità di sollecitazione media.				
	[PsigK]	0.093	0.112	0.090
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigADK]	33.531	18.582	130.500
Amplitudine tollerabile (N/mm ²)	[sigANK]	33.531	18.582	130.500
Fattore collettivo	[fKoll]	1.000	1.000	1.000
Sicurezza limite di fatica	[S]	3.616		
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.200		
Risultato (%)	[S/Smin]	301.4		

Coefficiente sicurezza a disposizione
per la prova contro il sorpasso del limite di snervamento:

Cifra di supporto statico	[K2F]	1.000	1.000	1.000
Coeff. d'incremento	[gammaF]	1.100	1.100	1.000
Limite di snervamento del pezzo di costruzione (N/mm ²)	[sigFK]	682.273	682.273	358.101
Sicurezza del limite di snervamento				
	[S]	3.541		
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.200		
Risultato (%)	[S/Smin]	295.1		

Avvertenze:

- La forza trasversale nel calcolo secondo DIN 743 non viene considerata.
- Sezione con scanalatura rettangolare:
il diametro di riferimento per il coefficiente d'intaglio non è definito.
Il diametro dell'albero viene assunto come diametro di riferimento.
- Sezione con accoppiamento stabile:
i coefficienti d'intaglio per il caso "accoppiamento stabile leggero" non sono più definiti in DIN743.
I coefficienti vengono ripresi dalla direttiva FKM.

KISSsoft evaluation

File

Nome : Input Spline

INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1

ANSI B92.1 - FILLET ROOT SIDE FIT

Albero ANSI B92.1 EXTERNAL SPLINE PITCH 24.00/48.00, 45.0°
Mozzo ANSI B92.1 INTERNAL SPLINE PITCH 24.00/48.00, 45.0°

Numero disegno/articolo:

Albero: 0.000.0
Mozzo: 0.000.0

1. GEOMETRIA DENTE E MATERIALE

DRAWING DATA for ANSI B92.1 - 1996

Spline Pitch (1/in)	[P/Ps]	24.00/ 48.00
Circular Pitch (in)	[p]	0.1309
Pressure angle (°)	[Psi]	45.000

	External Spline Data	Internal Spline Data
Number of teeth	[N] 27	-27
Pitch diameter (in, mm)	[D] 1.1250 (28.575)	1.1250 (28.575)
Base diameter (in, mm)	[Db] 0.7955 (20.206)	0.7955 (20.206)
Major diameter external (in, mm)	[Do] 1.1666-1.1616 (29.632-29.505)	
Minor diameter internal (in, mm)	[Di] 1.1000-1.1050 (27.940-28.067)	
Minor diameter external (in, mm)	[Dre] 1.0737-1.0687 (27.273-27.146)	
Major diameter internal (in, mm)	[Dri Max.] 1.1929 (30.300)	
Tolerances (in, mm)	[Tol.Dri] 0.0000/0.0050 (0.000/0.127)	
(Tolerances are not explicitly defined, values for Mayor diameter fit are shown)		
Form diameter (in, mm)	[DFe,DFi] 1.0960 (27.838)	1.1707 (29.735)

Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (in)	[tmax/min, smax/min]	0.07179/0.06999	0.07921 /0.07663
Spessore dente / vano (mm)	[tmax/min, smax/min]	1.824 / 1.778	2.012 / 1.946
Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)			
Spessore dente / vano (in)	[tvmax/min, svmax/min]	0.07378/0.07198	0.07636 /0.07378
Spessore dente / vano (mm)	[tvmax/min, svmax/min]	1.874 / 1.828	1.940 / 1.874

DATA FOLLOWING ISO-STANDARDS:

Modulo normale (mm)	[mm]	1.0583
Angolo d'elica sul diametro primitivo (°)	[beta]	0.0000
Larghezza dente (mm)	[b]	25.00
Elica		Dentatura diritta

Materiale

Albero: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Mozzo: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=30HRC

		----- ALBERO -----	MOZZO -----
Durezza superficie		HRC 61	HRC 61
Resistenza alla rottura (N/mm²)	[Rm]	1100.00	1100.00
Limite di snervamento (N/mm²)	[Rp]	745.00	745.00

Utensile o profilo di riferimento della ruota 1 :

Profilo di riferimento ANSI B92.1 External, Fillet Root Side Fit, 45°

Fattore di addendum	[haP*]	0.400
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.650
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Utensile o profilo di riferimento della ruota 2 :

Profilo di riferimento ANSI B92.1 Internal, Fillet Root Side Fit, 45°

Fattore di addendum	[haP*]	0.400
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.650
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Riepilogo profilo di riferimento degli ingranaggi:

Altezza piede profilo di riferimento (per modulo)	[hfP*]	0.650	0.650
Raggio piede profilo di riferimento (per modulo)	[rofP*]	0.320	0.320
Altezza testa profilo di riferimento (per modulo)	[haP*]	0.400	0.400
Altezza protuberanza (per modulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Angolo protuberanza (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Altezza curvatura del fondo del fianco (per modulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angolo di pressione dello smusso (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Modulo trasversale (mm)	[mt]	1.058	
Angolo di pressione sul dia. di riferimento (°)	[alft]	45.000	
Angolo d'elica di base (°)	[betab]	0.000	
Somma dei coefficienti di spostamento del profilo	[Summexi]	0.0000	

		----- ALBERO -----	----- MOZZO -----	-----
Fattore di spostamento del profilo	[x]	0.1000		-0.1000
Diametro cerchio di testa (mm)	[da]	29.632		-27.940
Diametro effettivo di testa (mm)	[da.e/i]	29.632 / 29.505	-27.940 /	-28.067
Scarti cerchio di testa (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.127	0.000 /	-0.127
Diametro cerchio di fondo (mm)	[df]	27.411		-30.162
Diametro di piede effettivo (mm)	[df.e/i]	27.273 / 27.146	-30.300 /	-30.427
Scarto cerchio di piede (mm)	[Adf.e/i]	-0.138 / -0.265	-0.138 /	-0.265
Diametro cerchio di forma piede (mm)	[DFe,DFi.e/i]	27.838 / 27.533	-29.735 /	-30.120
Altezza dente (mm)	[H]	1.110		1.111
Gioco di testa teorico (mm)	[c]	0.265		0.265
Gioco di testa effettivo (mm)	[c.e/i]	0.461 / 0.334	0.460 /	0.333
Spessore dente normale sul cilindro di testa (mm)	[san]	0.828		0.805
(mm)	[san.e/i]	0.908 / 0.728	0.860 /	0.670
Vano normale sul cilindro del piede (mm)	[efn]	0.299		0.259
(mm)	[efn.e/i]	0.221 / 0.149	0.184 /	0.111
Passo (mm)	[pt]		3.325	
Passo base trasv. (mm)	[pbt]		2.351	
Passo base trasv. (mm)	[pet]		2.351	

2. MISURE DI CONTROLLO PER SPESSORE DENTE

	----- ALBERO -----	----- MOZZO -----	-----
Qualità della dentatura	6	8	
Tolleranza spessore dente	ANSI B92.1	ANSI B92.1	

N. denti di misura	[k]	7.000	-7.000
Quota Wildhaber senza gioco (mm)	[Wk]	19.767	-19.767
Diametro di controllo (mm)	[dMWk.m]	28.256	-28.283
Pin diameter (in,mm)		0.0984 (2.500)	0.0984 (2.500)
Misura fra due sfere senza gioco (mm)	[Me/Mi-ball]	33.043	-24.312
Misura fra due rulli senza gioco (mm)	[Me/Mi-pin]	33.043	-24.312

Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (mm)	[Tmax/Tmin, Smax/Smin]	1.824 / 1.778	2.012 / 1.946
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Tmax/min]	-0.051 / -0.096	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Smax/min]		0.138 / 0.072
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Smax/Smin]	19.732 / 19.699	19.865 / 19.819
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	1.299 / 1.297	0.963 / 0.960
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	32.995 / 32.952	24.459 / 24.389
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	1.299 / 1.297	0.963 / 0.960
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	32.995 / 32.952	24.459 / 24.389

Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (mm)	[Tvmax/min, Svmax/min]	1.874 / 1.828	1.940 / 1.874
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Tvmax/min]	-0.000 / -0.046	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Svmax/min]		0.066 / 0.000
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Svmax/min]	(19.767 / 19.735)	(19.814 / 19.767)
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	(1.301 / 1.299)	(0.960 / 0.957)
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	(33.043 / 33.000)	(24.382 / 24.312)
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	(1.301 / 1.299)	(0.960 / 0.957)
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	(33.043 / 33.000)	(24.382 / 24.312)

Gioco primitivo (sezione trasversale):

-Teorico (senza errore di forma) (mm)	[jt.th]	0.234 / 0.123
-Effettivo (con errore di forma) (mm)	[jt.eff]	0.111 / 0.000
Gioco normale sui fianchi (mm)	[jn.eff]	0.079 / 0.000

Nota: Nel controllo delle scanalature con misurazione singola (scartamento/misura del rullo) devono essere rispettati i dati 'Actual Dimensions'.

3. TOLLERANZE DENTATURA

----- ALBERO ----- MOZZO -----			
INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1			
Qualità della dentatura	[Vqual]	6	8
Machining Tolerance (in/10000)	[m]	18.00	25.80
Variation Allowance (in/10000)	[lamda]	19.90	28.50
Total Index Variation (in/10000)	[TIV]	21.00	30.00
Profile Variation (MAX) (in/10000)	[PVmax]	2.80	4.00
Profile Variation (MIN) (in/10000)	[PVmin]	-5.60	-8.00
Lead Variation (in/10000)	[LV]	5.60	8.00

CALCOLO RESISTENZA

Metodo di calcolo: G.Niemann, Maschinenelemente I, 3.Auflage.

Centraggio: centrato sui fianchi

Lunghezza portante (mm)	[ltr]	25.00
Forza periferica massima (N)	[Ft]	35172.64
Forza periferica massima per dente (N)	[Ft/z]	1302.69
Diametro forza applicata (mm)	[dm]	28.79
Altezza dente (mm)	[h]	0.72
Distanza a0 (mm)	[a0]	15.00
Fattore lunghezza	[k1]	1.08
Fattore di partecipazione (coppia equivalente)		
Fattore di partecipazione (coppia massima)	[kphibeq]	1.50
	[kphibmax]	1.30
Momento torcente nominale (Nm)	[Tnenn]	305.00

Fattore di servizio	[KA]	1.00
Momento di servizio (Nm)	[Teq]	305.00
Coppia massima (Nm)	[Tmax]	506.25
Andamento del momento torcente: nessun momento alternato		
Frequenza carichi di punta	[NL]	1000
Frequenza della variazione della direzione del carico	[NW]	1
Coeff. della variazione della direzione del carico	[fw]	1.00
Tolleranza fabbricazione secondo Niemann		H8

ALBERO

Larghezza sull'albero (mm)	[l_W]	25.00
Superficie portante (mm ²)	[Flw=ltr*h*z]	485.77
Diametro forma di testa (mm)	[dFa1.i]	29.51
Sollecitazione a pressione (carico equivalente) (N/mm ²)	[peq]	70.79
Sollecitazione a pressione (carico massimo) (N/mm ²)	[pmax]	101.83
Coeff. d'appoggio	[fs]	1.20
Coeff. carico di punta	[fL]	1.50
Coeff. d'influsso della durezza	[fH]	1.15
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzuleq]	1028.10
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzulmax]	1542.15
fw * pzul / peq		14.52
fL * pzul / pmax		15.14
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.00
Sicurezza minima	[S]	14.52

MOZZO

Larghezza sul mozzo (mm)	[l_N]	25.00
Superficie portante (mm ²)	[Fln=ltr*h*z]	485.77
Diametro forma di testa (mm)	[dFa2.i]	-28.07
Piccolo diametro esterno (mm)	[D1]	40.00
Grande diametro esterno (mm)	[D2]	40.00
Larghezza parte mozzo con D2 (mm)	[c]	25.00
Diametro equivalente mozzo (mm)	[D]	40.00
Sollecitazione a pressione (carico equivalente) (N/mm ²)	[peq]	70.79
Sollecitazione a pressione (carico massimo) (N/mm ²)	[pmax]	101.83
Coeff. d'appoggio	[fs]	1.50
Coeff. carico di punta	[fL]	1.50
Coeff. d'influsso della durezza	[fH]	1.15
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzuleq]	1285.13
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzulmax]	1927.69
fw * pzul / peq		18.16
fL * pzul / pmax		18.93
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.00
Sicurezza minima	[S]	18.16

5. DATI COMPLEMENTARI

Momento d'inerzia (sistema riferito alla ruota 1):

Calcolo non considerando la forma esatta del dente

Ruote singolare ((da+df)/2...di) (kgm ²) [TraeghMom]	1.248e-005	3.526e-005
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²) [TraeghMom]	4.774e-005	

9. DETERMINAZIONE DELLA FORMA DEL DENTE

Calcolo ruota 1

Forma del dente, Albero, Passo 1: automatic (final treatment)

haP*= 0.380, hfP*= 0.734, rofP*= 0.320

Calcolo ruota 2

Forma del dente, Mozzo, Passo 1: automatic (final treatment)

mn= 1.058 mm, alfn=45.000°, da= -28.004 mm, df= -30.364 mm, xE=-0.115, rf= 0.339 mm

OSSERVAZIONI:

- I dati con [.e/i] significano: valore massimo [e] e valore minimo [i]
tenendo conto di tutte le tolleranze
I dati con [.m] significano: valore medio tolleranza
- Formule per il metodo di calcolo:
h = (dFa1.i-ABS(dFa2.i)) / 2.0
dm = (dFa1.i + ABS(dFa2.i)) / 2.0;
Ft = Mmax * 2000 / dm
Carico di pressione:
 $p(eq,max) = k_{phib}(eq,max) * k_1 * M * 2000 / (dm * l * h * z)$; pmax >= peq
Coeff. per variazione della direzione del carico secondo DIN 6892/ fig. 6
pzuleq = fs*fH*fw*(Rm,Rp)
pzulmax = fs*fH*fL*(Rm,Rp)
(Rm:con materiale fragile;Rp:con materiale duttile)

Fine Report

Righe: 306

KISSsoft evaluation

File _____
 Nome : Intermediate Spline

INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1

ANSI B92.1 - FILLET ROOT SIDE FIT

Albero ANSI B92.1 EXTERNAL SPLINE PITCH 24.00/48.00, 45.0°

Mozzo ANSI B92.1 INTERNAL SPLINE PITCH 24.00/48.00, 45.0°

Numero disegno/articolo:

Albero: 0.000.0

Mozzo: 0.000.0

1. GEOMETRIA DENTE E MATERIALE

DRAWING DATA for ANSI B92.1 - 1996

Spline Pitch (1/in)	[P/Ps]	24.00/ 48.00
Circular Pitch (in)	[p]	0.1309
Pressure angle (°)	[Psi]	45.000

	External Spline Data	Internal Spline Data
Number of teeth	[N] 50	-50
Pitch diameter (in, mm)	[D] 2.0833 (52.916)	2.0833 (52.916)
Base diameter (in, mm)	[Db] 1.4731 (37.418)	1.4731 (37.418)
Major diameter external (in, mm)	[Do] 2.1250-2.1200 (53.975-53.848)	
Minor diameter internal (in, mm)	[Di]	2.0584-2.0634 (52.283-52.410)
Minor diameter external (in, mm)	[Dre] 2.0312-2.0262 (51.592-51.465)	
Major diameter internal (in, mm)	[Dri Max.]	2.1521 (54.664)
Tolerances (in, mm)	[Tol.Dri]	0.0000/0.0050 (0.000/0.127)
(Tolerances are not explicitly defined, values for Mayor diameter fit are shown)		
Form diameter (in, mm)	[DFe,DFi]	2.0542 (52.176) 2.1292 (54.081)

Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (in)	[tmax/min, smax/min]	0.07140/0.06937	0.08008 /0.07718
Spessore dente / vano (mm)	[tmax/min, smax/min]	1.814 / 1.762	2.034 / 1.960

Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (in)	[tvmax/min, svmax/min]	0.07378/0.07175	0.07668 /0.07378
Spessore dente / vano (mm)	[tvmax/min, svmax/min]	1.874 / 1.823	1.948 / 1.874

DATA FOLLOWING ISO-STANDARDS:

Modulo normale (mm)	[mm]	1.0583
Angolo d'elica sul diametro primitivo (°)	[beta]	0.0000
Larghezza dente (mm)	[b]	13.00 13.00
Ellica		Dentatura dritta

Materiale

Albero: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
 ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Mozzo: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
 ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=30HRC

	----- ALBERO -----	MOZZO -----
Durezza superficie	HRC 61	HRC 61
Resistenza alla rottura (N/mm²)	[Rm] 900.00	900.00
Limite di snervamento (N/mm²)	[Rp] 640.00	640.00

Utensile o profilo di riferimento della ruota 1 :

Profilo di riferimento ANSI B92.1 External, Fillet Root Side Fit, 45°

Fattore di addendum	[haP*]	0.400
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.650
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Utensile o profilo di riferimento della ruota 2 :

Profilo di riferimento ANSI B92.1 Internal, Fillet Root Side Fit, 45°

Fattore di addendum	[haP*]	0.400
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.650
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Riepilogo profilo di riferimento degli ingranaggi:

Altezza piede profilo di riferimento (per modulo)	[hfP*]	0.650	0.650
Raggio piede profilo di riferimento (per modulo)	[rofP*]	0.320	0.320
Altezza testa profilo di riferimento (per modulo)	[haP*]	0.400	0.400
Altezza protuberanza (per modulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Angolo protuberanza (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Altezza curvatura del fondo del fianco (per modulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angolo di pressione dello smusso (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Modulo trasversale (mm)	[mt]	1.058	
Angolo di pressione sul dia. di riferimento (°)	[alft]	45.000	
Angolo d'elica di base (°)	[betab]	0.000	
Somma dei coefficienti di spostamento del profilo	[Summexi]	0.0000	

		----- ALBERO -----	----- MOZZO -----
Fattore di spostamento del profilo	[x]	0.1000	-0.1000
Diametro cerchio di testa (mm)	[da]	53.975	-52.283
Diametro effettivo di testa (mm)	[da.e/i]	53.975 / 53.848	-52.283 / -52.410
Scarti cerchio di testa (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.127	0.000 / -0.127
Diametro cerchio di fondo (mm)	[df]	51.752	-54.504
Diametro di piede effettivo (mm)	[df.e/i]	51.592 / 51.465	-54.664 / -54.791
Scarto cerchio di piede (mm)	[Adf.e/i]	-0.160 / -0.287	-0.160 / -0.287
Diametro cerchio di forma piede (mm)	[DFe,DFi.e/i]	52.176 / 51.850	-54.081 / -54.471
Altezza dente (mm)	[H]	1.111	1.110
Gioco di testa teorico (mm)	[c]	0.264	0.266
Gioco di testa effettivo (mm)	[c.e/i]	0.472 / 0.345	0.473 / 0.346
Spessore dente normale sul cilindro di testa (mm)	[san]	0.821	0.812
(mm)	[san.e/i]	0.890 / 0.707	0.852 / 0.654
Vano normale sul cilindro del piede (mm)	[efn]	0.293	0.272
(mm)	[efn.e/i]	0.199 / 0.129	0.191 / 0.132
Passo (mm)	[pt]	3.325	
Passo base trasv. (mm)	[pbt]	2.351	
Passo base trasv. (mm)	[pet]	2.351	

2. MISURE DI CONTROLLO PER SPESSORE DENTE

		----- ALBERO -----	----- MOZZO -----
Qualità della dentatura		6	8
Tolleranza spessore dente		ANSI B92.1	ANSI B92.1
N. denti di misura	[k]	13.000	-13.000

Quota Wildhaber senza gioco (mm)	[Wk]	37.567	-37.567
Diametro di controllo (mm)	[dMWk.m]	53.010	-53.041
Pin diameter (in,mm)		0.0945 (2.400)	0.0984 (2.500)
Misura fra due sfere senza gioco (mm)	[Me/Mi-ball]	57.227	-48.727
Misura fra due rulli senza gioco (mm)	[Me/Mi-pin]	57.227	-48.727

Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (mm)	[Tmax/Tmin, Smax/Smin]	1.814 / 1.762	2.034 / 1.960
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Tmax/min]	-0.060 / -0.112	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Smax/min]		0.160 / 0.086
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Smax/Smin]	37.525 / 37.488	37.680 / 37.628
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	2.251 / 2.249	1.925 / 1.922
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	57.168 / 57.118	48.892 / 48.816
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	2.251 / 2.249	1.925 / 1.922
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	57.168 / 57.118	48.892 / 48.816

Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (mm)	[Tvmax/min, Svmax/min]	1.874 / 1.823	1.948 / 1.874
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Tvmax/min]	-0.000 / -0.052	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Svmax/min]		0.074 / 0.000
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Svmax/min]	(37.567 / 37.531)	(37.619 / 37.567)
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	(2.253 / 2.251)	(1.921 / 1.918)
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	(57.227 / 57.177)	(48.803 / 48.727)
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	(2.253 / 2.251)	(1.921 / 1.918)
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	(57.227 / 57.177)	(48.803 / 48.727)

Gioco primitivo (sezione trasversale):

-Teorico (senza errore di forma) (mm)	[jt.th]	0.272 / 0.147
-Effettivo (con errore di forma) (mm)	[jt.eff]	0.125 / 0.000
Gioco normale sui fianchi (mm)	[jn.eff]	0.089 / 0.000

Nota: Nel controllo delle scanalature con misurazione singola (scartamento/misura del rullo) devono essere rispettati i dati 'Actual Dimensions'.

3. TOLLERANZE DENTATURA

----- ALBERO ----- MOZZO -----

INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1			
Qualità della dentatura	[Vqual]	6	8
Machining Tolerance (in/10000)	[m]	20.30	29.00
Variation Allowance (in/10000)	[lamda]	23.80	34.00
Total Index Variation (in/10000)	[TIV]	23.80	34.00
Profile Variation (MAX) (in/10000)	[PVmax]	2.80	4.00
Profile Variation (MIN) (in/10000)	[PVmin]	-5.60	-8.00
Lead Variation (in/10000)	[LV]	4.20	6.00

CALCOLO RESISTENZA

Metodo di calcolo: G.Niemann, Maschinenelemente I, 3.Auflage.

Centraggio: centrato sui fianchi

Lunghezza portante (mm)	[ltr]	13.00
Forza periferica massima (N)	[Ft]	63627.58
Forza periferica massima per dente (N)	[Ft/z]	1272.55
Diametro forza applicata (mm)	[dm]	53.13
Altezza dente (mm)	[h]	0.72
Distanza a0 (mm)	[a0]	8.00
Fattore lunghezza	[k1]	1.03
Fattore di partecipazione (coppia equivalente)	[kphibeq]	1.50
Fattore di partecipazione (coppia massima)	[kphibmax]	1.30
Momento torcente nominale (Nm)	[Tnenn]	1007.40
Fattore di servizio	[KA]	1.00
Momento di servizio (Nm)	[Teq]	1007.40

Coppia massima (Nm)	[Tmax]	1690.21
Andamento del momento torcente: nessun momento alternato		
Frequenza carichi di punta	[NL]	1000
Frequenza della variazione della direzione del carico	[NW]	1
Coeff. della variazione della direzione del carico	[fw]	1.00
Tolleranza fabbricazione secondo Niemann		H8

ALBERO

Larghezza sull'albero (mm)	[l_W]	13.00
Superficie portante (mm ²)	[Flw=ltr*h*z]	467.78
Diametro forma di testa (mm)	[dFa1.i]	53.85
Sollecitazione a pressione (carico equivalente) (N/mm ²)	[peq]	125.24
Sollecitazione a pressione (carico massimo) (N/mm ²)	[pmax]	182.12
Coeff. d'appoggio	[fs]	1.20
Coeff. carico di punta	[fL]	1.50
Coeff. d'influsso della durezza	[fH]	1.15
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzuleq]	883.20
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzulmax]	1324.80
fw * pzul / peq		7.05
fL * pzul / pmax		7.27
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.00
Sicurezza minima	[S]	7.05

MOZZO

Larghezza sul mozzo (mm)	[l_N]	13.00
Superficie portante (mm ²)	[FlN=ltr*h*z]	467.78
Diametro forma di testa (mm)	[dFa2.i]	-52.41
Piccolo diametro esterno (mm)	[D1]	75.00
Grande diametro esterno (mm)	[D2]	75.00
Larghezza parte mozzo con D2 (mm)	[c]	13.00
Diametro equivalente mozzo (mm)	[D]	75.00
Sollecitazione a pressione (carico equivalente) (N/mm ²)	[peq]	125.24
Sollecitazione a pressione (carico massimo) (N/mm ²)	[pmax]	182.12
Coeff. d'appoggio	[fs]	1.50
Coeff. carico di punta	[fL]	1.50
Coeff. d'influsso della durezza	[fH]	1.15
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzuleq]	1104.00
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzulmax]	1656.00
fw * pzul / peq		8.81
fL * pzul / pmax		9.09
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.00
Sicurezza minima	[S]	8.81

5. DATI COMPLEMENTARI

Momento d'inerzia (sistema riferito alla ruota 1):

Calcolo non considerando la forma esatta del dente

Ruote singolare ((da+df)/2...di) (kgm ²) [TraeghMom]	6.22e-005	0.0002341
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²) [TraeghMom]		0.0002963

9. DETERMINAZIONE DELLA FORMA DEL DENTE

Calcolo ruota 1

Forma del dente, Albero, Passo 1: automatic (final treatment)

haP*= 0.382, hfP*= 0.743, rofP*= 0.320

Calcolo ruota 2

Forma del dente, Mozzo, Passo 1: automatic (final treatment)

mn= 1.058 mm, alfn=45.000°, da= -52.347 mm, df= -54.728 mm, xE=-0.117, rf= 0.339 mm

OSSERVAZIONI:

- I dati con [.e/i] significano: valore massimo [e] e valore minimo [i]
tenendo conto di tutte le tolleranze
I dati con [.m] significano: valore medio tolleranza
- Formule per il metodo di calcolo:
 $h = (dFa1.i - ABS(dFa2.i)) / 2.0$
 $dm = (dFa1.i + ABS(dFa2.i)) / 2.0;$
 $Ft = Mmax * 2000 / dm$
Carico di pressione:
 $p(eq,max) = kphib(eq,max) * k1 * M * 2000 / (dm * l * h * z); pmax \geq peq$
Coeff. per variazione della direzione del carico secondo DIN 6892/ fig. 6
 $pzuleq = fs * fH * fw * (Rm, Rp)$
 $pzulmax = fs * fH * fL * (Rm, Rp)$
(Rm:con materiale fragile;Rp:con materiale duttile)

Fine Report

Righe: 306

KISSsoft evaluation

File

Nome : Output Spline

INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1

ANSI B92.1 - FILLET ROOT SIDE FIT

Albero ANSI B92.1 EXTERNAL SPLINE PITCH 24.00/48.00, 45.0°

Mozzo ANSI B92.1 INTERNAL SPLINE PITCH 24.00/48.00, 45.0°

Numero disegno/articolo:

Albero: 0.000.0

Mozzo: 0.000.0

1. GEOMETRIA DENTE E MATERIALE

DRAWING DATA for ANSI B92.1 - 1996

Spline Pitch (1/in)	[P/Ps]	24.00/ 48.00
Circular Pitch (in)	[p]	0.1309
Pressure angle (°)	[Psi]	45.000

	External Spline Data	Internal Spline Data
Number of teeth	[N] 36	-36
Pitch diameter (in, mm)	[D] 1.5000 (38.100)	1.5000 (38.100)
Base diameter (in, mm)	[Db] 1.0607 (26.941)	1.0607 (26.941)
Major diameter external (in, mm)	[Do] 1.5416-1.5366 (39.157-39.030)	
Minor diameter internal (in, mm)	[Di]	1.4750-1.4800 (37.465-37.592)
Minor diameter external (in, mm)	[Dre] 1.4484-1.4434 (36.789-36.662)	
Major diameter internal (in, mm)	[Dri Max.]	1.5683 (39.834)
Tolerances (in, mm)	[Tol.Dri]	0.0000/0.0050 (0.000/0.127)
(Tolerances are not explicitly defined, values for Mayor diameter fit are shown)		
Form diameter (in, mm)	[DFe,DFi]	1.4710 (37.363) 1.5457 (39.260)

Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (in)	[tmax/min, smax/min]	0.07164/0.06975	0.07954 /0.07684
Spessore dente / vano (mm)	[tmax/min, smax/min]	1.820 / 1.772	2.020 / 1.952
Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)			
Spessore dente / vano (in)	[tvmax/min, svmax/min]	0.07378/0.07189	0.07648 /0.07378
Spessore dente / vano (mm)	[tvmax/min, svmax/min]	1.874 / 1.826	1.943 / 1.874

DATA FOLLOWING ISO-STANDARDS:

Modulo normale (mm)	[mm]	1.0583
Angolo d'elica sul diametro primitivo (°)	[beta]	0.0000
Larghezza dente (mm)	[b]	32.00 32.00
Ellica		Dentatura dritta

Materiale

Albero: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Mozzo: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=30HRC

	----- ALBERO -----	MOZZO -----
Durezza superficie	HRC 61	HRC 61
Resistenza alla rottura (N/mm²)	[Rm] 1100.00	1100.00
Limite di snervamento (N/mm²)	[Rp] 745.00	745.00

Utensile o profilo di riferimento della ruota 1 :

Profilo di riferimento ANSI B92.1 External, Fillet Root Side Fit, 45°

Fattore di addendum	[haP*]	0.400
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.650
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Utensile o profilo di riferimento della ruota 2 :

Profilo di riferimento ANSI B92.1 Internal, Fillet Root Side Fit, 45°

Fattore di addendum	[haP*]	0.400
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.650
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Riepilogo profilo di riferimento degli ingranaggi:

Altezza piede profilo di riferimento (per modulo)	[hfP*]	0.650	0.650
Raggio piede profilo di riferimento (per modulo)	[rofP*]	0.320	0.320
Altezza testa profilo di riferimento (per modulo)	[haP*]	0.400	0.400
Altezza protuberanza (per modulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Angolo protuberanza (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Altezza curvatura del fondo del fianco (per modulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angolo di pressione dello smusso (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Modulo trasversale (mm)	[mt]	1.058	
Angolo di pressione sul dia. di riferimento (°)	[alft]	45.000	
Angolo d'elica di base (°)	[betab]	0.000	
Somma dei coefficienti di spostamento del profilo	[Summexi]	0.0000	

		----- ALBERO -----	----- MOZZO -----
Fattore di spostamento del profilo	[x]	0.1000	-0.1000
Diametro cerchio di testa (mm)	[da]	39.157	-37.465
Diametro effettivo di testa (mm)	[da.e/i]	39.157 / 39.030	-37.465 / -37.592
Scarti cerchio di testa (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.127	0.000 / -0.127
Diametro cerchio di fondo (mm)	[df]	36.936	-39.687
Diametro di piede effettivo (mm)	[df.e/i]	36.789 / 36.662	-39.834 / -39.961
Scarto cerchio di piede (mm)	[Adf.e/i]	-0.146 / -0.273	-0.146 / -0.273
Diametro cerchio di forma piede (mm)	[DFe,DFi.e/i]	37.363 / 37.047	-39.260 / -39.645
Altezza dente (mm)	[H]	1.110	1.111
Gioco di testa teorico (mm)	[c]	0.265	0.265
Gioco di testa effettivo (mm)	[c.e/i]	0.466 / 0.339	0.465 / 0.338
Spessore dente normale sul cilindro di testa (mm)	[san]	0.825	0.808
(mm)	[san.e/i]	0.900 / 0.720	0.857 / 0.664
Vano normale sul cilindro del piede (mm)	[efn]	0.296	0.266
(mm)	[efn.e/i]	0.211 / 0.139	0.189 / 0.123
Passo (mm)	[pt]	3.325	
Passo base trasv. (mm)	[pbt]	2.351	
Passo base trasv. (mm)	[pet]	2.351	

2. MISURE DI CONTROLLO PER SPESSORE DENTE

		----- ALBERO -----	----- MOZZO -----
Qualità della dentatura		6	8
Tolleranza spessore dente		ANSI B92.1	ANSI B92.1
N. denti di misura	[k]	10.000	-10.000

Quota Wildhaber senza gioco (mm)	[Wk]	28.266	-28.266
Diametro di controllo (mm)	[dMWk.m]	39.036	-39.066
Pin diameter (in,mm)		0.0984 (2.500)	0.0984 (2.500)
Misura fra due sfere senza gioco (mm)	[Me/Mi-ball]	42.634	-33.898
Misura fra due rulli senza gioco (mm)	[Me/Mi-pin]	42.634	-33.898

Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (mm)	[Tmax/Tmin, Smax/Smin]	1.820 / 1.772	2.020 / 1.952
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Tmax/min]	-0.054 / -0.102	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Smax/min]		0.146 / 0.078
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Smax/Smin]	28.227 / 28.193	28.369 / 28.321
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	1.676 / 1.675	1.341 / 1.338
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	42.582 / 42.536	34.051 / 33.980
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	1.676 / 1.675	1.341 / 1.338
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	42.582 / 42.536	34.051 / 33.980

Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (mm)	[Tvmax/min, Svmax/min]	1.874 / 1.826	1.943 / 1.874
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Tvmax/min]	-0.000 / -0.048	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Svmax/min]		0.069 / 0.000
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Svmax/min]	(28.266 / 28.232)	(28.314 / 28.266)
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	(1.679 / 1.677)	(1.337 / 1.335)
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	(42.634 / 42.588)	(33.970 / 33.898)
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	(1.679 / 1.677)	(1.337 / 1.335)
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	(42.634 / 42.588)	(33.970 / 33.898)

Gioco primitivo (sezione trasversale):

-Teorico (senza errore di forma) (mm)	[jt.th]	0.249 / 0.132
-Effettivo (con errore di forma) (mm)	[jt.eff]	0.117 / 0.000
Gioco normale sui fianchi (mm)	[jn.eff]	0.082 / 0.000

Nota: Nel controllo delle scanalature con misurazione singola (scartamento/misura del rullo) devono essere rispettati i dati 'Actual Dimensions'.

3. TOLLERANZE DENTATURA

----- ALBERO ----- MOZZO -----

INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1			
Qualità della dentatura	[Vqual]	6	8
Machining Tolerance (in/10000)	[m]	18.90	27.00
Variation Allowance (in/10000)	[lamda]	21.40	30.60
Total Index Variation (in/10000)	[TIV]	22.40	32.00
Profile Variation (MAX) (in/10000)	[PVmax]	2.80	4.00
Profile Variation (MIN) (in/10000)	[PVmin]	-5.60	-8.00
Lead Variation (in/10000)	[LV]	5.60	8.00

CALCOLO RESISTENZA

Metodo di calcolo: G.Niemann, Maschinenelemente I, 3.Auflage.

Centraggio: centrato sui fianchi

Lunghezza portante (mm)	[ltr]	32.00
Forza periferica massima (N)	[Ft]	197125.66
Forza periferica massima per dente (N)	[Ft/z]	5475.71
Diametro forza applicata (mm)	[dm]	38.31
Altezza dente (mm)	[h]	0.72
Distanza a0 (mm)	[a0]	60.00
Fattore lunghezza	[k1]	1.07
Fattore di partecipazione (coppia equivalente)	[kphibeq]	1.50
Fattore di partecipazione (coppia massima)	[kphibmax]	1.30
Momento torcente nominale (Nm)	[Tnenn]	2274.98
Fattore di servizio	[KA]	1.25
Momento di servizio (Nm)	[Teq]	2843.73

Coppia massima (Nm)	[Tmax]	3776.09
Andamento del momento torcente: nessun momento alternato		
Frequenza carichi di punta	[NL]	100
Frequenza della variazione della direzione del carico	[NW]	1
Coeff. della variazione della direzione del carico	[fw]	1.00
Tolleranza fabbricazione secondo Niemann		H8

ALBERO

Larghezza sull'albero (mm)	[l_W]	32.00
Superficie portante (mm ²)	[Flw=ltr*h*z]	829.05
Diametro forma di testa (mm)	[dFa1.i]	39.03
Sollecitazione a pressione (carico equivalente) (N/mm ²)	[peq]	287.54
Sollecitazione a pressione (carico massimo) (N/mm ²)	[pmax]	330.90
Coeff. d'appoggio	[fs]	1.20
Coeff. carico di punta	[fL]	1.50
Coeff. d'influsso della durezza	[fH]	1.15
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzuleq]	1028.10
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzulmax]	1542.15
fw * pzul / peq		3.58
fL * pzul / pmax		4.66
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.00
Sicurezza minima	[S]	3.58

MOZZO

Larghezza sul mozzo (mm)	[l_N]	32.00
Superficie portante (mm ²)	[Fln=ltr*h*z]	829.05
Diametro forma di testa (mm)	[dFa2.i]	-37.59
Piccolo diametro esterno (mm)	[D1]	60.00
Grande diametro esterno (mm)	[D2]	60.00
Larghezza parte mozzo con D2 (mm)	[c]	32.00
Diametro equivalente mozzo (mm)	[D]	60.00
Sollecitazione a pressione (carico equivalente) (N/mm ²)	[peq]	287.54
Sollecitazione a pressione (carico massimo) (N/mm ²)	[pmax]	330.90
Coeff. d'appoggio	[fs]	1.50
Coeff. carico di punta	[fL]	1.50
Coeff. d'influsso della durezza	[fH]	1.15
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzuleq]	1285.13
Pressione ammessa (N/mm ²)	[pzulmax]	1927.69
fw * pzul / peq		4.47
fL * pzul / pmax		5.83
Sicurezza richiesta	[Smin]	1.00
Sicurezza minima	[S]	4.47

5. DATI COMPLEMENTARI

Momento d'inerzia (sistema riferito alla ruota 1):

Calcolo non considerando la forma esatta del dente

Ruote singolare ((da+df)/2...di) (kgm ²) [TraeghMom]	5.08e-005	0.0002635
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²) [TraeghMom]		0.0003144

9. DETERMINAZIONE DELLA FORMA DEL DENTE

Calcolo ruota 1

Forma del dente, Albero, Passo 1: automatic (final treatment)

haP*= 0.381, hfP*= 0.738, rofP*= 0.320

Calcolo ruota 2

Forma del dente, Mozzo, Passo 1: automatic (final treatment)

mn= 1.058 mm, alfn=45.000°, da= -37.529 mm, df= -39.897 mm, xE=-0.116, rf= 0.339 mm

OSSERVAZIONI:

- I dati con [.e/i] significano: valore massimo [e] e valore minimo [i]
tenendo conto di tutte le tolleranze
I dati con [.m] significano: valore medio tolleranza
- Formule per il metodo di calcolo:
 $h = (dFa1.i - ABS(dFa2.i)) / 2.0$
 $dm = (dFa1.i + ABS(dFa2.i)) / 2.0;$
 $Ft = Mmax * 2000 / dm$
Carico di pressione:
 $p(eq,max) = kphib(eq,max) * k1 * M * 2000 / (dm * l * h * z); pmax \geq peq$
Coeff. per variazione della direzione del carico secondo DIN 6892/ fig. 6
 $pzuleq = fs * fH * fw * (Rm, Rp)$
 $pzulmax = fs * fH * fL * (Rm, Rp)$
(Rm:con materiale fragile;Rp:con materiale duttile)

Fine Report

Righe: 306

KISSsoft - Release 03-2011

KISSsoft evaluation

File _____

Nome : Spline ruota parking

INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1

ANSI B92.1 - FILLET ROOT SIDE FIT
 Albero ANSI B92.1 EXTERNAL SPLINE PITCH 24.00/*****, 45.0°
 Mozzo ANSI B92.1 INTERNAL SPLINE PITCH 24.00/*****, 45.0°

Numero disegno/articolo:
 Albero: 0.000.0
 Mozzo: 0.000.0

1. GEOMETRIA DENTE E MATERIALE

DRAWING DATA for ANSI B92.1 - 1996

Spline Pitch (1/in)	[P/Ps]	24.00/ 48.00
Circular Pitch (in)	[p]	0.1309
Pressure angle (°)	[Psi]	45.000

	External Spline Data	Internal Spline Data
Number of teeth	[N] 30	-30
Pitch diameter (in, mm)	[D] 1.2500 (31.750)	1.2500 (31.750)
Base diameter (in, mm)	[Db] 0.8839 (22.451)	0.8839 (22.451)
Major diameter external (in, mm)	[Do] 1.2916-1.2866 (32.807-32.680)	
Minor diameter internal (in, mm)	[Di]	1.2250-1.2300 (31.115-31.242)
Minor diameter external (in, mm)	[Dre] 1.1986-1.1936 (30.445-30.318)	
Major diameter internal (in, mm)	[Dri Max.]	1.3180 (33.478)
Tolerances (in, mm)	[Tol.Dri]	0.0000/0.0050 (0.000/0.127)
(Tolerances are not explicitly defined, values for Mayor diameter fit are shown)		
Form diameter (in, mm)	[DFe,DFi]	1.2210 (31.013) 1.2957 (32.910)

Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (in)	[tmax/min, smax/min]	0.07232/0.07101	0.07765 /0.07582
Spessore dente / vano (mm)	[tmax/min, smax/min]	1.837 / 1.804	1.972 / 1.926

Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)

Spessore dente / vano (in)	[tvmax/min, svmax/min]	0.07378/0.07247	0.07561 /0.07378
Spessore dente / vano (mm)	[tvmax/min, svmax/min]	1.874 / 1.841	1.921 / 1.874

DATA FOLLOWING ISO-STANDARDS:

Modulo normale (mm)	[mm]	1.0583
Angolo d'elica sul diametro primitivo (°)	[beta]	0.0000
Larghezza dente (mm)	[b]	15.00 15.00
Ellica		Dentatura dritta

Materiale

Albero: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
 ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

Mozzo: 18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato
 ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

	----- ALBERO -----	MOZZO -----
Durezza superficie	HRC 61	HRC 61

Utensile o profilo di riferimento della ruota 1 :

Profilo di riferimento (immissione propria)	OIZ4105090
Fattore di addendum	[haP*] 0.400
Fattore di dedendum	[hfP*] 0.650

Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Utensile o profilo di riferimento della ruota 2 :

Profilo di riferimento (immissione propria) 0IZ4105066		
Fattore di addendum	[haP*]	0.400
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.650
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.320
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000

non topping

Riepilogo profilo di riferimento degli ingranaggi:

Altezza piede profilo di riferimento (per modulo)	[hfP*]	0.650	0.650
Raggio piede profilo di riferimento (per modulo)	[rofpP*]	0.320	0.320
Altezza testa profilo di riferimento (per modulo)	[haP*]	0.400	0.400
Altezza protuberanza (per modulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Angolo protuberanza (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Altezza curvatura del fondo del fianco (per modulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angolo di pressione dello smusso (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Modulo trasversale (mm)	[mt]	1.058	
Angolo di pressione sul dia. di riferimento (°)	[alft]	45.000	
Angolo d'elica di base (°)	[betab]	0.000	
Somma dei coefficienti di spostamento del profilo	[Summexi]	0.0000	

		----- ALBERO -----	MOZZO -----
Fattore di spostamento del profilo	[x]	0.1000	-0.1000
Diametro cerchio di testa (mm)	[da]	32.807	-31.115
Diametro effettivo di testa (mm)	[da.e/i]	32.807 / 32.680	-31.115 / -31.242
Scarti cerchio di testa (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.127	0.000 / -0.127
Diametro cerchio di fondo (mm)	[df]	30.586	-33.337
Diametro di piede effettivo (mm)	[df.e/i]	30.445 / 30.318	-33.478 / -33.605
Scarto cerchio di piede (mm)	[Adf.e/i]	-0.141 / -0.268	-0.141 / -0.268
Diametro cerchio di forma piede (mm)	[DFe,DFi.e/i]	31.013 / 30.731	-32.910 / -33.250
Altezza dente (mm)	[H]	1.110	1.111
Gioco di testa teorico (mm)	[c]	0.265	0.265
Gioco di testa effettivo (mm)	[c.e/i]	0.463 / 0.336	0.462 / 0.335
Spessore dente normale sul cilindro di testa (mm)	[san]	0.827	0.806
(mm)	[san.e/i]	0.920 / 0.754	0.881 / 0.710
Vano normale sul cilindro del piede (mm)	[efn]	0.298	0.262
(mm)	[efn.e/i]	0.203 / 0.118	0.162 / 0.071
Passo (mm)	[pt]		3.325
Passo base trasv. (mm)	[pbt]		2.351
Passo base trasv. (mm)	[pet]		2.351

2. MISURE DI CONTROLLO PER SPESSORE DENTE

		----- ALBERO -----	MOZZO -----
Qualità della dentatura		5	6
Tolleranza spessore dente		ANSI B92.1	ANSI B92.1
N. denti di misura	[k]	8.000	-8.000
Quota Wildhaber senza gioco (mm)	[Wk]	22.600	-22.600
Diametro di controllo (mm)	[dmWk.m]	31.848	-31.868

Pin diameter (in,mm)		0.0984 (2.500)	0.0945 (2.400)
Misura fra due sfere senza gioco (mm)	[Me/Mi-ball]	36.275	-27.789
Misura fra due rulli senza gioco (mm)	[Me/Mi-pin]	36.275	-27.789
Data for Actual Dimensions (ANSI B92.1)			
Spessore dente / vano (mm)	[Tmax/Tmin, Smax/Smin]	1.837 / 1.804	1.972 / 1.926
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)			
	[Tol.Tmax/min]	-0.037 / -0.070	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)			
	[Tol.Smax/min]		0.098 / 0.052
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Smax/Smin]	22.574 / 22.550	22.670 / 22.637
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	1.427 / 1.426	1.098 / 1.096
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	36.240 / 36.208	27.893 / 27.844
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	1.427 / 1.426	1.098 / 1.096
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	36.240 / 36.208	27.893 / 27.844
Data for Effective Dimensions (ANSI B92.1)			
Spessore dente / vano (mm)	[Tvmax/min, Svmax/min]	1.874 / 1.841	1.921 / 1.874
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)			
	[Tol.Tvmax/min]	-0.000 / -0.033	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)			
	[Tol.Svmax/min]		0.046 / 0.000
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Svmax/min]	(22.600 / 22.577)	(22.633 / 22.600)
Misura diametrale su due sfere (in)	[Me/Mi-ball]	(1.428 / 1.427)	(1.096 / 1.094)
Misura diametrale su due sfere (mm)	[Me/Mi-ball]	(36.275 / 36.244)	(27.838 / 27.789)
Misura diametrale su rulli (in)	[Me/Mi-pin]	(1.428 / 1.427)	(1.096 / 1.094)
Misura diametrale su rulli (mm)	[Me/Mi-pin]	(36.275 / 36.244)	(27.838 / 27.789)
Gioco primitivo (sezione trasversale):			
-Teorico (senza errore di forma) (mm)	[jt.th]	0.169 / 0.089	
-Effettivo (con errore di forma) (mm)	[jt.eff]	0.080 / 0.000	
Gioco normale sui fianchi (mm)	[jn.eff]	0.056 / 0.000	

Nota: Nel controllo delle scanalature con misurazione singola (scartamento/misura del rullo) devono essere rispettati i dati 'Actual Dimensions'.

3. TOLLERANZE DENTATURA

		----- ALBERO -----	MOZZO -----
INVOLUTE SPLINE ANSI B92.1			
Qualità della dentatura	[Vqual]	5	6
Machining Tolerance (in/10000)	[m]	13.10	18.30
Variation Allowance (in/10000)	[lamda]	14.60	20.40
Total Index Variation (in/10000)	[TIV]	15.00	21.00
Profile Variation (MAX) (in/10000)	[PVmax]	2.00	2.80
Profile Variation (MIN) (in/10000)	[PVmin]	-4.00	-5.60
Lead Variation (in/10000)	[LV]	3.00	4.20

5. DATI COMPLEMENTARI

Momento d'inerzia (sistema riferito alla ruota 1):
 Calcolo non considerando la forma esatta del dente

Ruote singolare ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	1.144e-005	1.596e-005
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	2.74e-005	

9. DETERMINAZIONE DELLA FORMA DEL DENTE

Calcolo ruota 1

Forma del dente, Albero, Passo 1: automatic (final treatment)
 haP*= 0.377, hfp*= 0.739, rofP*= 0.320

Calcolo ruota 2

Forma del dente, Mozzo, Passo 1: automatic (final treatment)
 mn= 1.058 mm, alfn=45.000°, da= -31.179 mm, df= -33.542 mm, xE=-0.111, rf= 0.339 mm

GIUNZIONE ALBERO DENTATO DIN5480

Albero DIN5480 W - 20.00*1.00*30*18*6h
 Mozzo DIN5480 N - 20.00*1.00*30*18*9H

Numero disegno/articolo:
 Albero: 0.000.0
 Mozzo: 0.000.0

1. GEOMETRIA DENTE E MATERIALE

Modulo normale (mm)	[mm]	1.0000	
Diametro riferimento (mm)	[d _B]	20.00	
Angolo di pressione normale (°)	[alfn]	30.000	
----- ALBERO ----- MOZZO -----			
N. di denti	[z]	18	-18
Angolo d'elica sul diametro primitivo (°)	[beta]	0.0000	
Larghezza dente (mm)	[b]	18.00	18.00
Elica		Dentatura diritta	

Materiale	
Albero:	18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28
Mozzo:	18CrNiMo7-6, Acciaio da cementazione, cementato ISO 6336-5 Imagine 9/10 (MQ), Resistenza nucleo >=25HRC Jominy J=12mm<HRC28

	----- ALBERO -----	MOZZO -----
Durezza superficie	HRC 61	HRC 61

Utensile o profilo di riferimento della ruota 1 :

Profilo di riferimento DIN5480 0.60 / 0.16 / 0.45 Dentatura a creatore		
Fattore di addendum	[haP*]	0.450
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.600
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.160
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000
		non topping

Utensile o profilo di riferimento della ruota 2 :

Profilo di riferimento (immissione propria) 0IZ2100088		
Fattore di addendum	[haP*]	0.450
Fattore di dedendum	[hfP*]	0.550
Fattore raggio testa	[rhoaP*]	0.000
Fattore raggio piede	[rhofP*]	0.160
Fattore addendum di forma	[hFaP*]	0.000
Fattore altezza protuberanza	[hprP*]	0.000
Angolo protuberanza	[alfprP]	0.000
Angolo di semi-topping	[alfKP]	0.000
		non topping

Riepilogo profilo di riferimento degli ingranaggi:

Altezza piede profilo di riferimento (per modulo)	[hfp*]	0.600	0.550
Raggio piede profilo di riferimento (per modulo)	[rofp*]	0.160	0.160
Altezza testa profilo di riferimento (per modulo)	[hnp*]	0.450	0.450
Altezza protuberanza (per modulo)	[hprP*]	0.000	0.000
Angolo protuberanza (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Altezza curvatura del fondo del fianco (per modulo)	[hFaP*]	0.000	0.000
Angolo di pressione dello smusso (°)	[alfkP]	0.000	0.000
Modulo trasversale (mm)	[mt]	1.000	
Angolo di pressione sul dia. di riferimento (°)	[alft]	30.000	
Angolo d'elica di base (°)	[betab]	0.000	
Somma dei coefficienti di spostamento del profilo	[Summexi]	0.0000	

		----- ALBERO -----	----- MOZZO -----
Fattore di spostamento del profilo	[x]	0.4500	-0.4500
Spostamento del profilo (x*m) (mm)	[x*m]	0.4500	-0.4500
Diametro primitivo (mm)	[d]	18.000	-18.000
Diametro di base (mm)	[db]	15.588	-15.588
Diametro cerchio di testa (mm)	[da]	19.800	-18.000
Diametro effettivo di testa (mm)	[da.e/i]	19.800 / 19.800	-18.000 / -18.000
Scarti cerchio di testa (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000
Diametro cerchio di fondo (mm)	[df]	17.700	-20.000
Diametro di piede effettivo (mm)	[df.e/i]	17.686 / 17.665	-20.035 / -20.097
Scarto cerchio di piede (mm)	[Adf.e/i]	-0.014 / -0.035	-0.035 / -0.097
Scarto cerchio di piede Adf.e/i e df.e/i solo come indicazione.			
Secondo DIN5480 a seconda del metodo di fabbricazione si applicano altri tipi di scarto.			
Coefficienti di spostamento del profilo	[xE.e/i]	0.4431 / 0.4327	-0.4673 / -0.4985
Diametro cerchio di forma piede (mm)	[dFf.e/i]	17.848 / 17.828	-19.838 / -19.907
(dFf2 calcolato assumendo una ruota stozzatrice (valore approssimativo): z= 11 x=0.400 rhoaP0*=0.1)			
Altezza dente (mm)	[H]	1.050	1.000
Gioco di testa teorico (mm)	[c]	0.100	0.150
Gioco di testa effettivo (mm)	[c.e/i]	0.148 / 0.117	0.167 / 0.157
Spessore dente normale sul cilindro di testa (mm)	[san]	1.012	1.051
	[san.e/i]	1.003 / 0.990	1.031 / 0.995
Vano normale sul cilindro del piede (mm)	[efn]	0.868	0.863
	[efn.e/i]	0.867 / 0.867	0.859 / 0.851
Passo (mm)	[pt]		3.142
Passo base trasv. (mm)	[pbt]		2.721
Passo base trasv. (mm)	[pet]		2.721

2. MISURE DI CONTROLLO PER SPESSORE DENTE

		----- ALBERO -----	----- MOZZO -----
Qualità della dentatura		6	9
Tolleranza spessore dente		DIN5480 h	DIN5480 H
N. denti di misura	[k]	4.000	-4.000
Quota Wildhaber senza gioco (mm)	[Wk]	10.810	-10.810
Diametro di controllo (mm)	[dMWk.m]	18.968	-18.975
Diametro teorico del corpo di misura (mm)	[dm]	2.184	1.851
Diametro effettivo del corpo di misura (mm)	[DMeff]	2.500	2.000
Misura fra due sfere senza gioco (mm)	[MRe/Mri-ball]	23.203	-15.607
Misura fra due rulli senza gioco (mm)	[MRe/Mri-pin]	23.203	-15.607

Data for Actual Dimensions (DIN5480)

Spessore dente / vano (mm)	[Smax/Smin, Emax/Emin]	2.082 / 2.070	2.146 / 2.110
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Smax/min]	-0.008 / -0.020	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Emax/min]		0.056 / 0.020
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Smax/Smin]	10.803 / 10.793	-10.859 / -10.828

Misura diametrale su due sfere (mm)	[MRe/Mri-ball]	23.192 / 23.177	15.710 / 15.644
Misura diametrale su rulli (mm)	[MRe/Mri-pin]	23.192 / 23.177	15.710 / 15.644

Data for Effective Dimensions (DIN5480)

Spessore dente / vano (mm)	[Svmax/min, Evmax/min]	2.090 / 2.082	2.110 / 2.090
Tolleranza spessore dente in sezione normale (mm)	[Tol.Svmax/min]	0.000 / -0.008	
Tolleranza vano interdentale in sezione normale (mm)	[Tol.Evmax/min]		0.020 / 0.000
Quota Wildhaber (mm)	[Wk.Svmax/min]	(10.810 / 10.803)	(-10.828 / -10.810)
Misura diametrale su due sfere (mm)	[MRe/Mri-ball]	(23.203 / 23.192)	(-15.644 / -15.607)
Misura diametrale su rulli (mm)	[MRe/Mri-pin]	(23.203 / 23.192)	(-15.644 / -15.607)
Gioco primitivo (sezione trasversale):			
-Teorico (senza errore di forma) (mm)	[jt.th]	0.076 / 0.028	
-Effettivo (con errore di forma) (mm)	[jt.eff]	0.028 / 0.000	
Gioco normale sui fianchi (mm)	[jn.eff]	0.024 / 0.000	

Nota: Nel controllo delle scanalature con misurazione singola (scartamento/misura del rullo) devono essere rispettati i dati 'Actual Dimensions'.

3. TOLLERANZE DENTATURA

	----- ALBERO -----	----- MOZZO -----
Secondo DIN 5480:		
Qualità della dentatura	[Q-DIN5480]	
Deviazione totale profilo (µm)	[Fa]	
Deviazione totale elica (µm)	[Fb]	
Scostamento singolo del passo (µm)	[fp]	
Divergenza totale del modulo (µm)	[Fp]	
Deviazione concentricità (µm)	[Fr]	
	6	9
	7.00	19.00
	6.00	10.00
	5.50	15.00
	12.00	36.00
	30.00	30.00

5. DATI COMPLEMENTARI

Momento d'inerzia (sistema riferito alla ruota 1):
 Calcolo non considerando la forma esatta del dente

Ruote singolare ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]	1.706e-006	4.507e-006
Sistema ((da+df)/2...di) (kgm ²)	[TraeghMom]		6.213e-006

9. DETERMINAZIONE DELLA FORMA DEL DENTE

Calcolo ruota 1

Forma del dente, Albero, Passo 1: automatic (final treatment)
 haP*= 0.453, hfp*= 0.600, rofP*= 0.160

Calcolo ruota 2

Forma del dente, Mozzo, Passo 1: automatic (final treatment)
 mn= 1.000 mm, alfn=30.000°, da= -18.000 mm, df= -20.066 mm, xE=-0.459, rf= 0.160 mm

Bibliografia

- [1] International Organization for Standardization. *ISO 6336, Calculation of load capacity of spur and helical gears.*
- [2] E. Funaioli A. Maggiore-U. Meneghetti. *Lezioni di meccanica applicata alle macchine - seconda parte - Elementi di meccanica degli azionamenti.* Pàtron Editore, 2007.
- [3] G. Nieman H. Winter. *Elementi di macchine, volume2.* Edizioni di scienza e tecnica Milano e Springer - Verlag Berlin Heidelberg, 1986.