



Tesi di laurea in Progettazione Meccanica e Costruzione di Macchine

Laurea triennale in IIP

Università degli Studi di Padova, A.A. 2023/2024

Docenti: Alessandro Pontefisso e Lucio Maragoni

Paride Boscato 2005443

Roberto Fracasso 2004005

Stefano Brazzarola 1220791

ANALISI DELL’AFFIDABILITA’ DELL’ALBERO DI RINVIO DI UN MOTORIDUTTORE

1. INDICE

1. Indice.....	2
2. Sommario.....	3
3. Parole chiave.....	3
4. Introduzione.....	3
5. Dependability management.....	4
FMEA.....	4
Tabella FMEA.....	5
RPN.....	9
FTA.....	12
Stress-Strenght Analysis.....	15
Albero.....	16
Ruote dentate.....	17
Cuscinetti.....	21
6. Conclusioni.....	24
7. Bibliografia.....	25

2. SOMMARIO

Questa relazione contiene la tesi in Costruzione di Macchine con il seguente titolo: “Analisi dell’affidabilità dell’albero di rinvio di un motoriduttore”. La relazione contiene l’analisi FMEA, l’analisi FTA e la Stress-Strenght Analysis dell’albero, progettato durante il corso di Costruzione di Macchine 2022-2023. Procedendo con la lettura della relazione, si possono notare le ipotesi fatte e i passaggi necessari per eseguire le varie analisi.

3. PAROLE CHIAVE

Gearbox, Dependability Management, FMEA, FTA, Stress-Strenght Analysis

4. INTRODUZIONE

Il progetto di tesi consiste in un’analisi dell’affidabilità di un albero di rinvio, prendendo a riferimento il caso dell’albero di rinvio progettato per il corso di Progettazione Meccanica e Costruzione di Macchine. In particolare, il gruppo di lavoro ha impiegato le tecniche della FMEA, FTA e Stress-Strength Analysis definite nella norma EN 60300-3-1. Dopo aver letto e compreso la norma EN 60300-3-1, si è passati alle tecniche sopra citate, applicando la tecnica FMEA incentrando l’analisi sui possibili modi di guasto legati a problemi nelle fasi progettuali, produttive e di assemblaggio dei componenti, applicando la tecnica FTA analizzando gli eventi di mancato superamento di ispezioni di qualità a valle dell’assemblaggio del motoriduttore e applicando la Stress-Strenght Analysis definendo i coefficienti di sicurezza statici (resistenza) e a fatica per l’albero di rinvio, comprensivi del relativo intervallo di probabilità.

5. DEPENDABILITY MANAGEMENT

Il termine “Dependability Management” si traduce in “Gestione dell’Affidabilità”. Con “affidabilità” si intende la capacità di adempiere alla missione richiesta, in determinate condizioni di esercizio e per un periodo di tempo stabilito. La norma presa in riferimento è la BS EN IEC 60300 che descrive le tecniche più diffuse per l’analisi dell’affidabilità, evidenziandone vantaggi e svantaggi, input, e altri vincoli. Le tecniche prese in considerazione sono: FMEA, FTA (a livello qualitativo) e Stress-Strenght Analysis. Vi è una procedura che è definita in questo modo:

- 1) definizione del sistema (funzionamento, interfacce, interazioni con l’ambiente);
- 2) definizione dei requisiti di affidabilità, disponibilità, manutenibilità, nonché specifiche funzionali e criteri di identificazione dei guasti;
- 3) allocazione dei requisiti di affidabilità ai sottosistemi che costituiscono il sistema;
- 4) analisi dell’affidabilità (qualitativa o quantitativa);
- 5) verifica del raggiungimento dei requisiti prefissati ed identificazione di metodi di miglioramento.

I metodi principali per la “Dependability Management” sono due:

- bottom-up: operano a partire dai modi di guasto a livello del singolo componente. Dal tipo di guasto se ne deduce l’effetto sulla performance. Una volta effettuata l’analisi per ogni componente di base, si procede ad analizzare gli assiemi nello stesso modo, fino a considerare il sistema nel suo complesso. La FMEA è un metodo bottom-up.
- top-down: partono dall’identificazione di un evento indesiderabile a livello di sistema, per poi risalire alle sue cause scomponendo il sistema in sottolivelli. Possono identificare guasti che presentano cause molteplici ed eventualmente correlate. La FTA è un metodo top-down.

Per quanto riguarda la Stress-Strenght Analysis, non è classificabile come bottom-up o top-down, bensì è un metodo di supporto che viene utilizzato assieme alla FMEA e/o la FTA.

FMEA

Definizione FMEA tratta da EN IEC 60812:2018 [1]:

“Failure modes and effects analysis (FMEA) is a systematic method of evaluating an item or process to identify the ways in which it might potentially fail, and the effects of the mode of failure upon the performance of the item or process and on the surrounding environment and personnel. FMEA is a bottom-up qualitative dependability analysis method. This document describes how to perform an FMEA.”

Tradotto e riassunto, la FMEA è una tecnica con l’obiettivo di ridurre le probabilità di guasto e le relative conseguenze; quindi, con la FMEA si cerca di migliorare l’affidabilità, ridurre l’impatto ambientale, ridurre i costi di fornitura e operativi, e migliorare la reputazione dell’impresa.

La FMEA è un metodo usato per identificare tutti i potenziali guasti o pericoli in un sistema e per valutare i loro effetti ed è questo il principale motivo per cui la si svolge.

La FMEA si divide in tre fasi principali e sequenziali:

- 1) pianificazione
- 2) esecuzione
- 3) documentazione

La pianificazione consiste nell'evidenziare la finalità della specifica FMEA e definirne l'ambito e il modo in cui la FMEA verrà svolta.

L'esecuzione serve a costruire "step by step" la FMEA e si articola in otto passaggi:

- 1) scomposizione dell'oggetto in analisi in elementi di base;
- 2) definizione della funzionalità e della performance di ogni elemento;
- 3) identificazione delle modalità di guasto di ogni elemento;
- 4) identificazione dei metodi di identificazione del guasto e dei sistemi di controllo implementati;
- 5) identificazione delle conseguenze del guasto a livello di elemento e a livello globale dell'oggetto analizzato;
- 6) identificazione delle cause;
- 7) identificazione delle cause di guasto comuni a più elementi;
- 8) identificazione delle azioni correttive.

La documentazione serve a riassumere la FMEA in una tabella con degli eventuali commenti inerenti alla stessa, che per qualche motivo non sono stati inseriti in tabella.

In *Tabella 1* viene riportato il risultato dell'analisi FMEA. La *Tabella 1* comprende tutti gli elementi del motoriduttore in esame, per ogni componente è stato definito la sua funzione, la modalità di guasto, la causa di guasto, l'effetto del guasto e infine le azioni raccomandate per cercare di diminuire le probabilità di guasto.

Le modalità e le cause di guasto sono state correlate tra loro attraverso dei numeri. Laddove vi è una causa dovuta ad entrambe le modalità, sono stati inseriti entrambi i numeri.

Tabella FMEA:

ALBERO	
FUNZIONE	- Trasmettere il moto - Sostenere gli sforzi generati dal moto
MODALITA' DI GUASTO	- Rottura a fatica (1) - Deformazione plastica (2)

CAUSE DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Carichi troppo elevati o indesiderati (2) - Fine vita del componente (1) - Ambiente di lavoro ostico (corrosione) (1) - Temperature eccessive o troppo basse (1) - Errata scelta progettuale del materiale (1,2) - Difetti metallurgici quali cricche e inclusioni (1,2) - Vibrazioni eccessive (2) - Cuscinetti danneggiati (2) - Progettazione errata (1,2)
EFFETTI	<ul style="list-style-type: none"> - Rottura dell'albero (effetto locale) - Bloccaggio del moto del meccanismo (effetto globale)
AZIONI RACCOMANDATE	<ul style="list-style-type: none"> - Trattamenti termici per indurire la superficie - Materiali opportuni - Progettazione corretta
RUOTA DENTATA	
FUNZIONE	<ul style="list-style-type: none"> - Trasmettere il moto
MODALITA' DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Rottura dovuta all'usura (1) - Rottura dovuta alla fatica (2)
CAUSE DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Mancanza di lubrificazione (1) - Temperatura del lubrificante eccessiva (1) - Usura data da abrasione (strisciamento tra denti) (1) - Presenza di corpi estranei, sporco (1) - Numero di cicli elevato (1) - Difetti metallurgici quali cricche e inclusioni (1,2) - Urti dovuti a sovraccarico (2) - Elevata flessione sulla dentatura (2) - Progettazione errata (1,2)
EFFETTI	<ul style="list-style-type: none"> - Rottura ruota (effetto locale) - Creazione di solchi o microfessurazioni (effetto locale) - Sfaldamento (effetto locale) - Coppia in uscita non rispettata (effetto globale) - Bloccaggio del moto del meccanismo (effetto globale)
AZIONI RACCOMANDATE	<ul style="list-style-type: none"> - Tenere contenuta la temperatura del lubrificante - Uso corretto del lubrificante - Controllo profilo evolvente - Trattamenti termici per indurire la superficie - Progettazione corretta
CUSCINETTO	
FUNZIONE	<ul style="list-style-type: none"> - Permettere la rotazione dell'albero - Supportare i carichi dovuti alla rotazione
MODALITA' DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Rottura a fatica (1) - Rottura per usura (2)

CAUSE DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Montaggio errato (1) - Ambiente di lavoro ostico (corrosione) (2) - Mancanza di lubrificazione (2) - Sovrautilizzo (1) - Temperature elevate (1) - Progettazione errata (1,2)
EFFETTI	<ul style="list-style-type: none"> - Rottura del cuscinetto (effetto locale) - Bloccaggio del moto del meccanismo (effetto globale) - Vibrazioni (effetto globale)
AZIONI RACCOMANDATE	<ul style="list-style-type: none"> - Uso di guarnizioni - Controllo della temperatura - Uso corretto del lubrificante - Montaggio corretto - Controllare di aver eseguito una progettazione corretta
LINGUETTA	
FUNZIONE	- Collegare albero e ruota dentata resistendo agli sforzi provocati dal moto
MODALITA' DI GUASTO	- Rottura a taglio
CAUSE DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Carichi troppo elevati - Materiale non resistente - Progettazione errata
EFFETTI	<ul style="list-style-type: none"> - Rottura linguetta (effetto locale) - Mancata trasmissione del moto (effetto globale)
AZIONI RACCOMANDATE	- Progettazione corretta
GHIERA	
FUNZIONE	- Fissare la ruota dentata evitando una sua traslazione assiale
MODALITA' DI GUASTO	- Svitamento della ghiera
CAUSE DI GUASTO	- Montaggio errato
EFFETTI	<ul style="list-style-type: none"> - Mancato bloccaggio della ruota dentata (effetto locale) - Mancata trasmissione del moto (effetto globale)
AZIONI RACCOMANDATE	- Montaggio corretto
SEEGER	
FUNZIONE	- Bloccaggio assiale dei cuscinetti
MODALITA' DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Deterioramento (1) - Uscita dalla sede (2)
CAUSE DI GUASTO	<ul style="list-style-type: none"> - Mancanza di manutenzione (1) - Montaggio errato (2)

EFFETTI	- Mancato bloccaggio dei cuscinetti (effetto locale) - Mancata trasmissione del moto (effetto globale)
AZIONI RACCOMANDATE	- Manutenzione periodica - Montaggio corretto
RONDELLA ANTI-SVITAMENTO	
FUNZIONE	- Evitare lo svitamento della ghiera
MODALITA' DI GUASTO	- Rottura in esercizio
CAUSE DI GUASTO	- Montaggio errato
EFFETTI	- Svitamento ghiera (effetto locale) - Rumore eccessivo (effetto globale)
AZIONI RACCOMANDATE	- Montaggio corretto

Tabella 1. Tabella FMEA contenente l'output dell'analisi.

In *Tabella 1* non vengono riportati i sistemi di controllo implementati nel motoriduttore, né i metodi di identificazione del guasto che vengono riportati di seguito:

- controllare che l'albero non si fletta troppo e che non abbia eccessive rotazioni dovute ai carichi agenti troppo elevati;
- presenza di un microfono per misurare i decibel, se questi superano una certa soglia può essere sinonimo di probabile rottura degli ingranaggi o fischio cuscinetti;
- torsionmetro per verificare che la coppia in uscita sia corretta;
- termometro per controllare la temperatura dell'olio.

Per concludere la FMEA, è interessante notare come le cause di guasto comuni a più elementi siano la lubrificazione, la vita utile del componente (fatica) e la temperatura.

In aggiunta alla FMEA si è deciso di eseguire anche la FMECA, un'estensione della FMEA che tiene conto delle severità delle conseguenze del guasto. Lo scopo della CA (Critically Analysis) è quello di consentire di definire una graduatoria di priorità dei modi di guasto. La CA si basa sulla combinazione della probabilità di guasto con gli effetti dello stesso e della sua rilevanza. La norma descrive quattro metodologie che possono essere impiegate per ottenere la CA:

- matrice di criticità;
- diagramma di criticità;
- Risk Priority Number;
- Alternative Risk Priority Number.

Risk Priority Number:

La Risk Priority Number è il prodotto di tre indici:

- severità del guasto (S)
- probabilità di accadimento (P)
- rilevabilità del guasto prima di conseguenze rilevanti (R)

La scelta del valore degli indici per ogni componente è stata fatta sulla base di nostre ipotesi e dalle tabelle [2]; la *Tabella 2* contiene i possibili valori dell'indice R di rilevabilità del guasto, la *Tabella 3* contiene i valori dell'indice P riferiti alla probabilità di accadimento, mentre nella *Tabella 4* possiamo trovare i possibili valori dell'indice S di severità del guasto stesso.

R	Descrizione	Rilevazione del guasto
1	Rilevazione del guasto certa	I sistemi di monitoraggio individuano sempre il guasto
4	Alta probabilità di rilevazione del guasto	Buona probabilità che i sistemi di monitoraggio individuino il guasto
7	Bassa probabilità di rilevazione del guasto	Bassa probabilità che i sistemi di monitoraggio individuino il guasto
10	Guasto non rilevato	I sistemi di monitoraggio non individuano il guasto

Tabella 2. Tabella contenente i valori dell'indice R.

P	Descrizione	Ricorrenza del guasto
1	Livello E - guasto estremamente improbabile	$\lambda < 0.001$
2	Livello D - guasto remoto	$0.001 < \lambda < 0.01$
3	Livello C - guasto occasionale	$0.01 < \lambda < 0.1$
5	Livello A - guasto frequente	$\lambda > 0.1$

Tabella 3. Tabella contenente i valori dell'indice P.

S	Descrizione
1	Categoria IV - effetto minore
2	Categoria III - effetto marginale
3	Categoria II - effetto critico
4	Categoria I - effetto catastrofico

Tabella 4. Tabella contenente i valori dell'indice S.

Viene riportato il risultato della RPN; la *Tabella 5* contiene l'output della Critically Analysis dove per ogni componente sono stati assegnati gli indici P, S e R. In seguito, è stato definito un ranking crescente sulla base dei componenti con il valore di RPN più elevato.

COMPONENTE	P	S	R	RPN	RANK
albero di rinvio	3	4	1	12	2
ruota dentata sinistra	1	3	4	12	2
ruota dentata destra	3	3	4	36	1
cuscinetto sinistra	2	3	1	6	5
cuscinetto destra	2	3	1	6	5
linguetta sinistra	3	3	1	9	3
linguetta destra	3	3	1	9	3
ghiera sinistra	1	1	7	7	4
ghiera destra	1	1	7	7	4
seeger sinistra	1	1	7	7	4
seeger destra	1	1	7	7	4
rondella sinistra	1	1	7	7	4
rondella destra	1	1	7	7	4

Tabella 5. Tabella RPN contenente l'output della Critically Analysis.

È risultato un valore per l'albero di rinvio di RPN pari a 12, che corrisponde al prodotto dei parametri R=1, P=3 e S=4:

R=1 poiché se si verificasse la rottura dell'albero vi sarebbe il bloccaggio del moto del meccanismo, pertanto di facile rilevazione;

P=3 in quanto, in accordo con la SSA, la probabilità di guasto è 0,055, valore compreso nel range di λ riferito a 3 come valore di P;

S=4 poiché se si verificasse la rottura dell'albero, potrebbe provocare danni agli altri organi del meccanismo.

È risultato un valore per la ruota dentata di sinistra (ruota 2) di RPN pari a 12, che corrisponde al prodotto dei parametri R=4, P=1 e S=3:

R=4 in quanto dipende dall'evento che si verifica. Nel caso di rottura completa della ruota il guasto è immediatamente rilevabile mentre, nel caso di danneggiamento di un dente, può avvenire una trasmissione non corretta del moto e non necessariamente uno stop della stessa, la rilevazione pertanto diventa più complicata;

P=1 in quanto, in accordo con la SSA, la probabilità di guasto risulta essere tendente a zero;

S=3 è dovuto al fatto che la rottura della ruota dentata provoca uno stop della trasmissione del moto senza però causare danni agli altri organi presenti.

È risultato un valore per la ruota dentata di destra (ruota 3) di RPN pari a 36, che corrisponde al prodotto dei parametri $R=4$, $P=3$ e $S=3$:

R=4 in quanto dipende dall'evento che si verifica. Nel caso di rottura completa della ruota il guasto è immediatamente rilevabile mentre, nel caso di danneggiamento di un dente, può avvenire una trasmissione non corretta del moto e non necessariamente uno stop della stessa, la rilevazione pertanto diventa più complicata;

P=3 in quanto, in accordo con la SSA, la probabilità di guasto è 0,0117, valore compreso nel range di λ riferito a 3 come valore di P;

S=3 è dovuto al fatto che la rottura della ruota dentata provoca uno stop della trasmissione del moto senza però causare danni agli altri organi presenti.

È risultato un valore per i cuscinetti di RPN pari a 6, sia per quello a sfere sia per quello a rulli. Abbiamo attribuito per entrambi i cuscinetti $R=1$, $P=2$ e $S=3$:

R=1 è dettato dal fatto che, se si rompe un cuscinetto, l'albero non può più ruotare e avviene un blocco del meccanismo, di conseguenza la trasmissione del moto si interrompe;

P=2 è dovuto al fatto che la rottura di un cuscinetto è considerata un evento remoto. I cuscinetti sono stati verificati per resistere ad un coefficiente di carico dinamico equivalente;

S=3 è dovuto al fatto che la rottura dei cuscinetti provoca uno stop della trasmissione del moto senza però causare danni agli altri organi presenti.

È risultato un valore per le linguette di RPN pari a 9, che corrisponde al prodotto dei parametri $R=1$, $P=3$ e $S=3$:

R=1 è dettato dal fatto che, se si rompe la linguetta, il collegamento albero-ruota dentata cessa e si verifica un blocco del meccanismo, di conseguenza la trasmissione del moto si interrompe;

P=3 poiché il fatto che avvenga la rottura della linguetta è da considerarsi un evento occasionale. Nonostante ciò, si cerca di rendere l'evento il più sporadico possibile andando a verificare la linguetta a taglio;

S=3 è dovuto al fatto che la rottura della linguetta provoca uno stop della trasmissione del moto senza però causare danni agli altri organi presenti.

È risultato un valore per le ghiera, per i seeger e per le rondelle di RPN pari a 7, che corrisponde al prodotto dei parametri $R=7$, $P=1$ e $S=1$:

R=7 in quanto se si verifica la rottura di uno di questi componenti non necessariamente comporta un effetto immediato e di facile rilevazione nella trasmissione del moto;

P=1 poiché il guasto è da considerarsi un evento altamente improbabile in quanto questi componenti non sono soggetti ad errori di dimensionamento essendo selezionati da catalogo;

S=1 è dovuto al fatto che la rottura di questi componenti comporta un effetto minore nella trasmissione del moto dato che, con ogni probabilità, non

comporterebbe la cessazione dello stesso. Nonostante ciò, è opportuno intervenire quanto prima con la sostituzione di questi componenti.

Dall'analisi Risk Priority Number emerge chiaramente che il componente più critico è la ruota dentata di destra, avendo i tre valori S, P e R molto alti. Risulta perciò fondamentale prestare attenzione al materiale selezionato per le ruote e al trattamento termico a cui verranno sottoposte.

Gli altri componenti presi in considerazione hanno valore di RPN più basso in quanto almeno uno dei tre parametri è uguale a 1 infatti ghiera, seeger e rondelle hanno severità del guasto pari a 1, albero, cuscinetti e linguette hanno valore relativo alla rilevazione del guasto pari a 1 e la ruota dentata di sinistra ha probabilità di rottura pari a 1.

Un'attenzione particolare deve essere data all'albero di rinvio, nonostante il valore di RPN sia pari a 12, l'eventuale rottura del componente determinerebbe, oltre alla cessazione del moto, anche il danneggiamento degli altri organi.

È opportuno soffermarsi sul fatto che, tenendo conto delle "azioni raccomandate" presenti in *Tabella 1* dell'analisi FMEA, la probabilità di accadimento di un guasto si riduce notevolmente tanto da poterlo considerare estremamente improbabile. Pertanto, il valore di P viene modificato e, quindi, assunto pari a 1 per l'albero di rinvio, per le ruote dentate, per i cuscinetti e per le linguette ottenendo i seguenti nuovi valori di RPN:

- albero di rinvio: RPN = 4;
- ruote dentate: RPN = 12;
- cuscinetti: RPN = 3;
- linguette: RPN = 3.

Le ruote dentate rimangono i componenti più critici mentre l'albero di rinvio, i cuscinetti e le linguette risultano essere quelli meno critici, anche meno della ghiera, del seeger e della rondella.

FTA

Definizione FTA tratta da EN IEC 61025:2006 [3]:

"Fault tree analysis FTA is a top-down approach for analyzing product dependability. FTA is concerned with the identification and analysis of conditions and factors that cause or may potentially cause or contribute to the occurrence of a defined top event. With FTA this event is usually seizure or degradation of system performance, safety or other important operational attributes."

Tradotto e riassunto, la FTA è una tecnica dove si adotta come riferimento un evento principale (Top event) e vengono valutate le diverse modalità di guasto che devono avvenire affinché tale evento si verifichi. In poche parole, il focus dello studio si sposta dagli effetti alle cause dei guasti. La FTA studia un unico evento per volta ed è molto utile per risalire ai componenti critici del sistema e per pianificare interventi mirati a ridurre la probabilità che tale evento accada.

La FTA è uno strumento di supporto alla FMEA, questo il motivo principale per cui viene effettuata.

Prima di vedere come si esegue la FTA, si considerano alcune definizioni principali:

- 1) Top event: è il punto di partenza della FTA, rappresenta l'esito finale degli eventi in input;
- 2) Primary event: evento alla base dell'albero di guasto;
- 3) Intermediate event: evento che non è né Top né Primary;
- 4) Cut set: gruppo di eventi che, qualora si verificassero tutti, causerebbero il Top event;
- 5) Minimal cut set: Cut set in cui tutti gli eventi devono avvenire contemporaneamente per causare il Top event.

La FTA si suddivide in tre fasi principali, riportate di seguito:

- 1) definizione del Top event;
- 2) identificazione degli eventi causanti il Top event e associazione ad un gate logico (AND, OR, XOR, ...);
- 3) ricerca ricorsiva degli eventi causanti gli eventi identificati al punto 2), fino al raggiungimento del livello di precisione voluto.

L'output della FTA è il seguente "diagramma ad albero"; nella *Figura 1* possiamo vedere il Top event della FTA con la sua suddivisione in Intermediate event, nella *Figura 2* si può osservare l'Intermediate event nel caso in cui si abbia la rottura di un componente del motoriduttore con la suddivisione in Primary event e nella *Figura 3* si può vedere l'intermediate event nel caso in cui si abbia un malfunzionamento di un componente del motoriduttore con la suddivisione in Primary event.

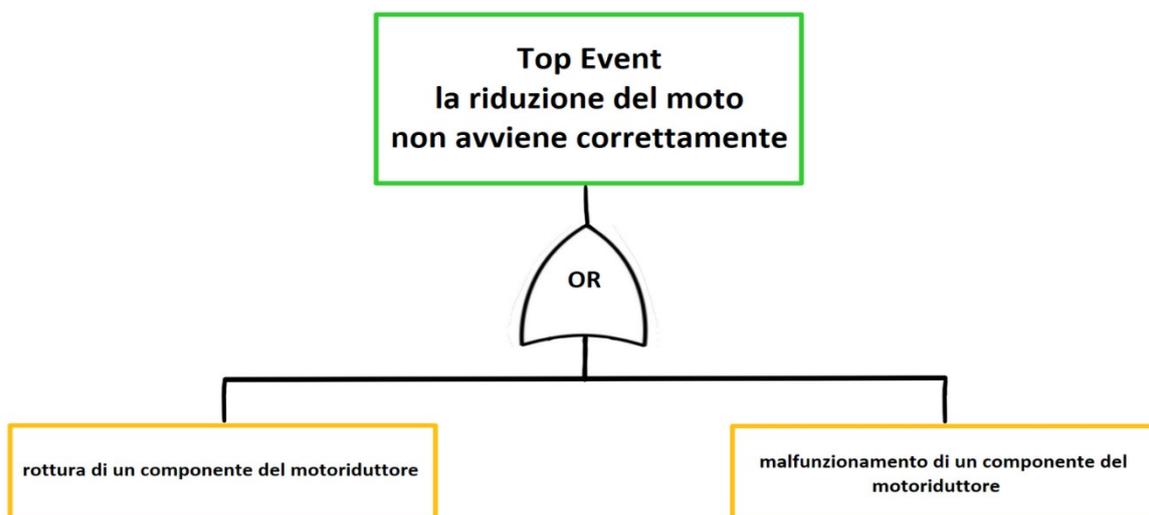


Figura 1. Figura che rappresenta il Top event della FTA e la sua suddivisione in Intermediate event.

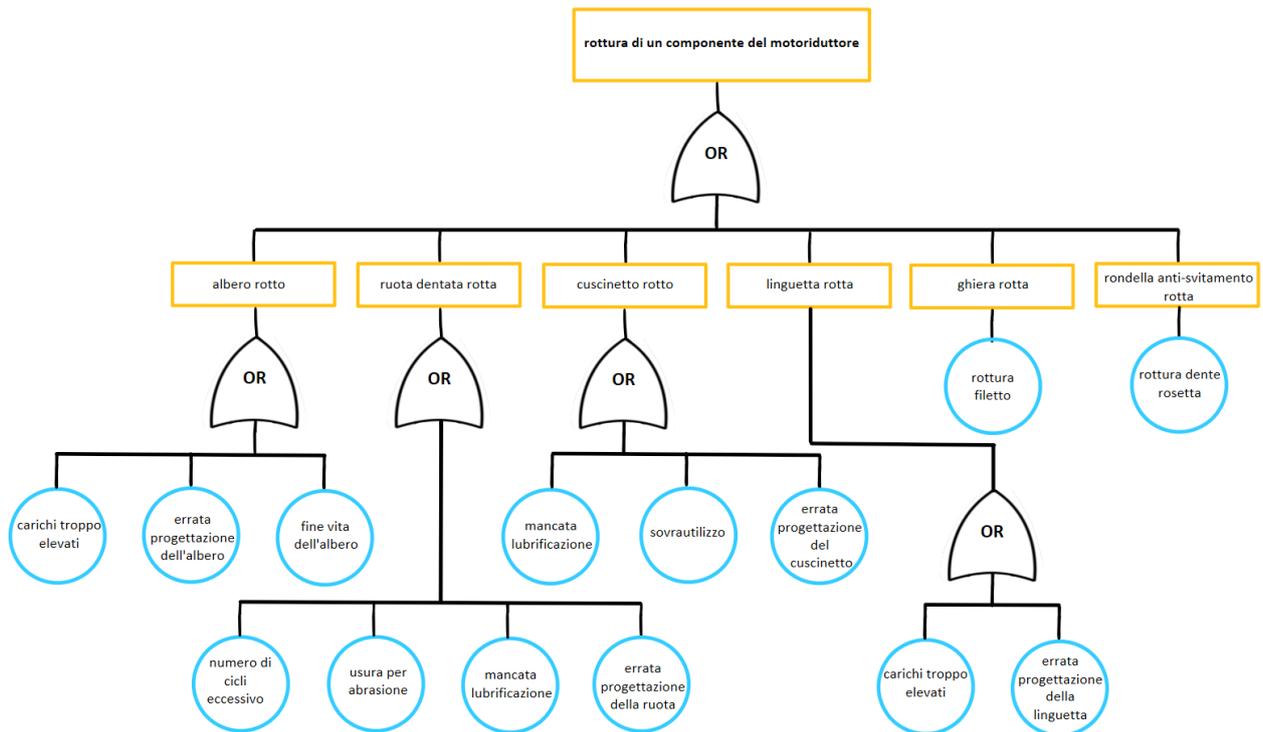


Figura 2. Figura contenente il caso di rottura di un componente del motoriduttore.

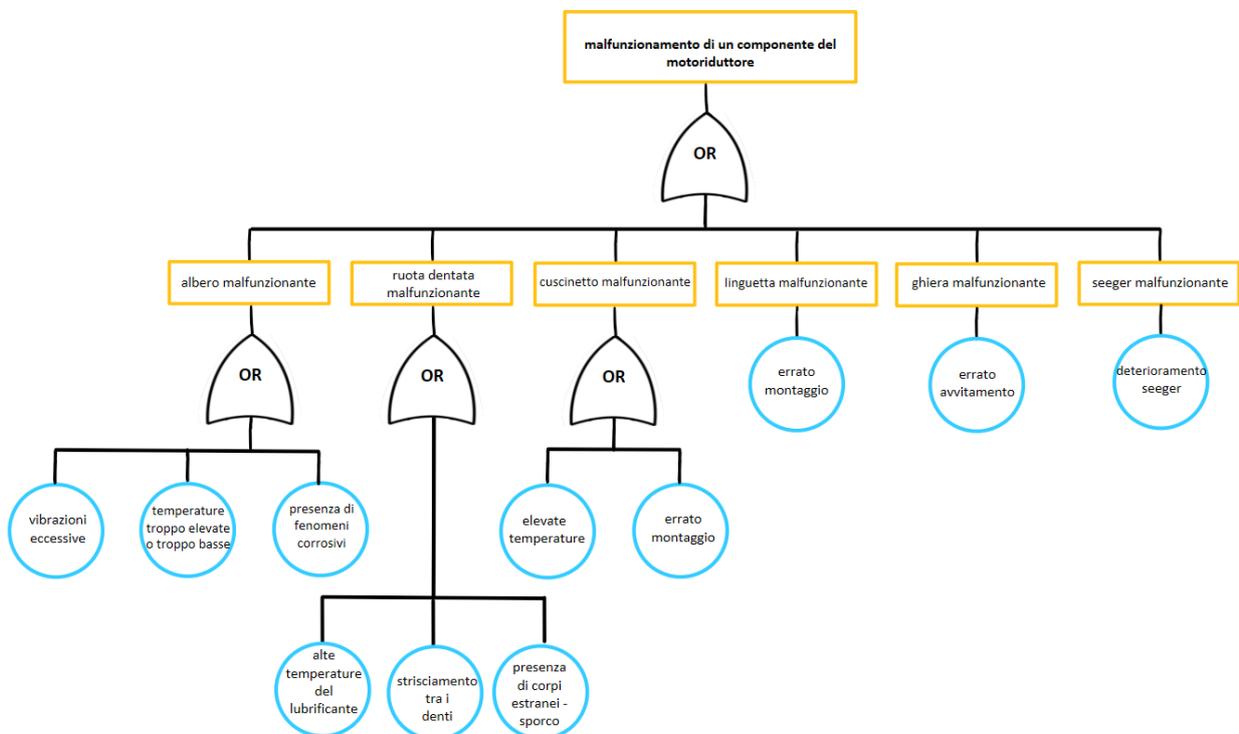


Figura 3. Figura contenente il caso di malfunzionamento di un componente del motoriduttore.

Si precisa che per “malfunzionamento di un componente del motoriduttore” si intende qualsivoglia evento avverso che porta ad una non più corretta riduzione del moto da parte del motoriduttore che non comporta necessariamente il blocco dello stesso come nel caso, invece, della “rottura di un componente del motoriduttore”.

Stress-Strenght Analysis

Definizione tratta da EN IEC 60300-3-1:2004 [4]:

“The Stress-Strength Analysis is a method to determine capability of a component or an item to withstand electrical, mechanical, environmental, or other stresses that might be a cause of their failure. This analysis determines the physical effect of stresses on a component, as well as the mechanical or physical ability of the component. Probability of component failure is directly proportional to the applied stresses. The specific relationship of stresses versus component strength determines component reliability.”

Tradotto e riassunto, la S.S.A. (Stress-Strenght Analysis) è una tecnica di supporto all’analisi probabilistica dell’affidabilità di componenti (elettro-) meccanici. In particolare, data la resistenza media ammissibile del componente e la sollecitazione media applicata sul componente, valuta la probabilità di rottura come la probabilità che il coefficiente di sicurezza diventi minore di 1 a causa di sollecitazioni maggiori della media, in concomitanza con resistenze minori del valore medio del componente.

L’obiettivo principale della S.S.A. è trovare quali componenti hanno l’affidabilità più bassa dato che saranno quelli più soggetti a rottura, ovvero hanno una certa probabilità che non siano in sicurezza.

Per eseguire la S.S.A. si seguono i seguenti passaggi:

- 1) definire il coefficiente di sicurezza interessato tramite il rapporto tra un valore ammissibile e un valore massimo;
- 2) definire una deviazione standard per il valore ammissibile e per il valore massimo, le deviazioni standard possono essere date da una serie di fattori che poi vengono combinati tra loro;
- 3) si calcola la probabilità di avere il coefficiente di sicurezza < 1 tramite la funzione di *Microsoft Excel* “DISTRIB.NORM.ST.N”; questa funzione restituisce la distribuzione normale standard (ha media pari a zero e deviazione standard pari a 1). Bisogna definire all’interno della funzione “DISTRIB.NORM.ST.N.” una funzione “PHI” (il valore per cui si desidera la distribuzione) e definire inoltre un cumulativo, ovvero un valore logico che determina la forma assunta dalla funzione; nel nostro caso abbiamo “VERO” che ci restituisce la funzione distribuzione cumulativa. Esempio: “=DISTRIB.NORM.ST.N(PHI; VERO)”;
- 4) si calcola l’affidabilità del coefficiente di sicurezza.

Si possono trovare tutte le ipotesi, le assunzioni e i calcoli eseguiti per la S.S.A.

Albero:

I valori sono stati ricavati dalla relazione del progetto dell'albero [5a]; la *Tabella 5* contiene i risultati della verifica a fatica per l'albero di rinvio mentre nella *Figura 4* si può vedere l'immagine 2D dell'albero di rinvio del motoriduttore che mostra la sezione più critica presa in considerazione:

Sezione	x	$\sigma_{a,inf}$ [MPa]	$\sigma^*_{a,10^3}$ [MPa]	k	σ_{vm}	v_{fat}
appoggio s	0	453,5	1200	7,81	2,16	210,03
gola rettifica s	9	158,3	1200	3,75	2,43	65,07
spallamento cusci s	9	410,8	1200	7,09	1,74	236,56
gola scarico s	45	163,6	1200	3,81	3,63	45,02
linea media ruota s	75	392,3	1200	6,80	17,00	23,07
cava lingu s	75	122,4	1200	3,33	23,98	5,10
spallamento ruota s	105	182,4	1200	4,04	12,49	14,61
spallamento ruota d	267,5	174,7	1200	3,94	18,39	9,50
cava lingu d	312,5	145,0	1200	3,60	115,43	1,26
linea media ruota d	312,5	417,4	1200	7,20	83,29	5,01
gola scarico d	357,5	197,9	1200	4,22	49,55	3,99
spallamento cusci d	408,5	420,8	1200	7,25	15,88	26,49
gola rettifica d	408,5	191,7	1200	4,14	34,67	5,53
appoggio d	425	434,8	1200	7,49	19,88	21,87

*Tabella 6. Tabella contenente i risultati della verifica a fatica per l'albero di rinvio: $\sigma_{a,inf}$ è il limite di fatica per il materiale, $\sigma^*_{a,10^3}$ indica il valore di tensione in corrispondenza del "ginocchio superiore" della curva di Wöhler, k è la pendenza della curva, σ_{vm} rappresenta l'ampiezza tensione equivalente di Von Mises, v_{fat} il coefficiente di sicurezza a fatica. Nella prima colonna sono state elencate le diverse sezioni dell'albero a partire dal punto di origine (x nella *Figura 4*). Nella seconda colonna si trovano i valori delle distanze delle varie sezioni da x , espressi in [mm].*

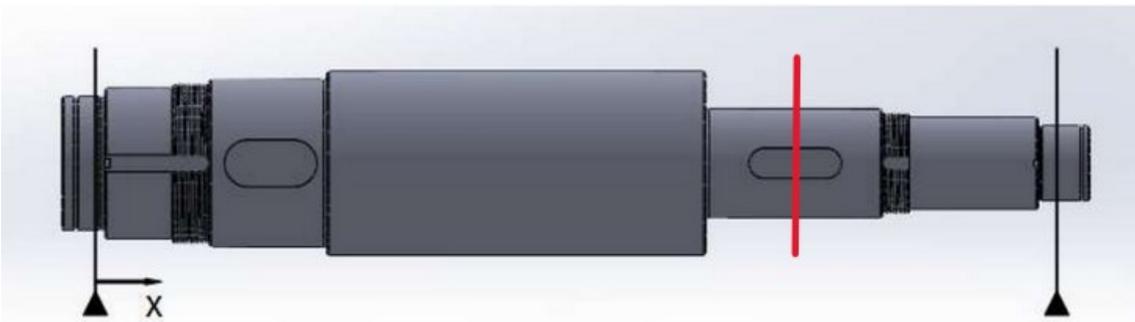


Figura 4. Vista dell'albero con evidenziata in rosso la sezione di "cava lingu d".

Come si può notare la sezione più critica è quella relativa al punto "**cava lingu d**", ovvero la sezione della cava della linguetta di destra del nostro albero di rinvio. Il motivo per cui è stata scelta questa sezione è dovuto al fatto che presenta il coefficiente di sicurezza a fatica v_{fat} più basso, di conseguenza questa sezione sarà quella con il maggior rischio di rottura.

Si considerano la media della curva probabilistica della resistenza e della tensione:

$\sigma_{a,inf}$ [MPa]	145
σ_{vm} [MPa]	115,43

Il simbolo $\sigma_{a,inf}$ indica la resistenza a fatica del componente penalizzato dai rispettivi coefficienti di penalizzazione. Per il valore $\sigma_{a,inf}$ si assume, per via della complessità dei calcoli, una deviazione standard pari al 10 % del valore nominale di $\sigma_{a,inf}$:

d.s.($\sigma_{a,inf}$) [MPa]	14,5
--------------------------------	------

Il simbolo σ_{vm} definisce la tensione di Von-Mises che sta effettivamente agendo sul materiale. Il valore σ_{vm} , invece, ha una deviazione standard che è in funzione dei carichi agenti e della geometria; si ipotizza che abbia una deviazione standard anch'esso pari al 10 %:

d.s.(σ_{vm}) [MPa]	11,543
-----------------------------	--------

Ora si può per calcolare la probabilità di avere $v_{fat} < 1$:

$$P\% = \text{PHI} \left(\frac{\sigma_{vm} - \sigma_{a,inf}}{\sqrt{d.s.(\sigma_{a,inf})^2 + d.s.(\sigma_{vm})^2}} \right) = \text{PHI} (-1,59549)$$

Tramite la funzione “PHI” che è implementata all’interno di *Microsoft Excel*, attraverso la funzione “DISTRIB.NORM.ST.N” si riesce a risalire alla probabilità:

$$P\% = \text{PHI} (-1,59549) = 5,5\%$$

Da questo risultato capiamo che l’affidabilità a fatica dell’albero è pari al 94,5% (100 - 5,5) %.

Ruote dentate:

In *Tabella 7* possiamo trovare il riepilogo dei parametri che caratterizzano le ruote dentate:

Parametro	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	
m	5	5	5	5	[mm]
z	23	86	23	86	[/]
Dp	115	430	115	430	[mm]
De	125	440	125	440	[mm]
vp	4,91	4,62	1,31	1,24	[m/s]
teta	20	20	20	20	[°]
ηd	0,716	0,723	0,830	0,834	[/]
ϵ	1,31	1,67	1,31	1,67	[/]
λ	10	10	15	15	[/]
b	50	50	75	75	[mm]
q	3,052	2,612	3,052	2,612	[/]
Mt	233	835	835	3000	[Nm]
Ft	4052,2	3882,0	14525,1	13944,1	[N]
materiale	18NiCrMo7	18NiCrMo7	18NiCrMo7	18NiCrMo7	
σ_{am}	190	190	190	190	[MPa]

Tabella 7. Tabella riepilogativa dei parametri delle ruote dentate. Nella tabella sono presenti: m

modulo della ruota, z numero di denti, D_p diametro primitivo, D_e diametro esterno, v_p velocità periferica, t angolo di pressione, η_d coefficiente di lavorazione della ruota, ϵ coefficiente di ripartizione del carico tra i denti, λ coefficiente che, moltiplicato per m , restituisce la larghezza b della ruota, q coefficiente di forma della dentatura, M_t coppia nominale, F_t forza tangenziale trasmessa tra la coppia di ruote dentate, σ_{am} tensione limite ammissibile per il materiale.

Ruota 3, verifica a resistenza:

Si allegano qui sotto i valori utilizzati per i calcoli, appartenenti alle tabelle della relazione del progetto dell'albero [5b], nella *Tabella 8* possiamo trovare l'esito della verifica a resistenza del dimensionamento delle ruote dentate.

Sezione	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	
σ_{max}	52,70	33,61	108,70	69,70	[MPa]
σ_{am}	190	190	190	190	[MPa]
verifica	verificata	verificata	verificata	verificata	

Tabella 8. Esito della verifica a resistenza del dimensionamento delle ruote dentate. σ_{max} rappresenta il valore massimo di tensione di flessione-compressione a cui la ruota è soggetta in esercizio, σ_{am} rappresenta il valore limite di resistenza del materiale della ruota.

σ_{max} [MPa]	108,7
σ_{am} [MPa]	190

Si è scelto di ipotizzare il valore σ_{am} con una deviazione standard pari al 15% del valore nominale:

d.s. (σ_{am}) [MPa]	28,5
------------------------------	------

Per quanto riguarda la deviazione standard di σ_{max} , essa è in funzione di una serie di fattori: il carico agente, la geometria del componente, il coefficiente di forma della dentatura q , il coefficiente di ripartizione del carico ϵ e il coefficiente di lavorazione della ruota η_d .

Si è scelto di ipotizzare una deviazione standard complessiva pari al 20% del valore nominale di σ_{max} :

d.s. (σ_{max}) [MPa]	21,74
-------------------------------	-------

Ora si può calcolare l'affidabilità a resistenza della ruota 3:

$$P\% = \text{PHI} \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{amm}}{\sqrt{d.s.(\sigma_{max})^2 + d.s.(\sigma_{amm})^2}} \right) = \text{PHI} (-2,268)$$

Tramite la funzione "PHI" che è implementata all'interno di *Microsoft Excel*, attraverso la funzione "DISTRIB.NORM.ST.N" si riesce a risalire alla probabilità:

$$P\% = \text{PHI}(-2,268) = 1,17\%$$

L'affidabilità della ruota 3 a resistenza è pari a 98,83%.

Ruota 3, verifica ad usura

Si allegano qui sotto i valori utilizzati per i calcoli, appartenenti alle tabelle della relazione del progetto dell'albero [5c], la *Tabella 9* contiene l'esito della verifica ad usura del dimensionamento delle ruote dentate.

Parametro	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4	
p_{max}	528,1	514,7	758,4	741,2	[MPa]
p_{am}	1034,8	1289,3	1289,3	1606,4	[MPa]
verifica	verificata	verificata	verificata	verificata	

Tabella 9. Esito della verifica ad usura del dimensionamento delle ruote dentate. p_{max} indica la massima pressione di contatto che si verifica tra due denti, p_{am} il limite ammissibile per la stessa.

p_{max} [MPa]	758,4
p_{am} [MPa]	1289,3

Il valore p_{am} , indica il limite ammissibile di pressione per la ruota stessa, si ipotizza che abbia una deviazione standard pari al 15% del suo valore nominale:

d.s.(p_{am}) [MPa]	193,395
------------------------	---------

Il valore p_{max} , che rappresenta la pressione massima che agisce in esercizio sulla ruota stessa, ha una deviazione standard che è in funzione di un coefficiente f , della radice del carico agente, della geometria della ruota e del coefficiente di lavorazione della ruota η_d .

Si ipotizza che la deviazione standard di p_{max} sia pari al 10% del suo valore nominale:

d.s.(p_{max}) [MPa]	77,736
-------------------------	--------

Ora si può calcolare l'affidabilità ad usura della ruota 3:

$$P\% = \text{PHI} \left(\frac{p_{max} - p_{amm}}{\sqrt{d.s.(p_{amm})^2 + d.s.(p_{max})^2}} \right) = \text{PHI}(-2,547)$$

Tramite la funzione "PHI" che è implementata all'interno di *Microsoft Excel*, attraverso la funzione "DISTRIB.NORM.ST.N" si riesce a risalire alla probabilità:

$$P\% = \text{PHI}(-2,547) = 0,54\%$$

L'affidabilità della ruota 3 ad usura è pari al 99,46%.

Ruota 2, verifica a resistenza

Per il calcolo dell'affidabilità a resistenza della ruota 2 si procede in modo analogo alla ruota 3, i valori sono presi da *Tabella 8* [5b]:

σ_{max} [MPa]	33,61
σ_{am} [MPa]	190

Per trovare la deviazione standard di σ_{am} si è scelto, per assunzione, che essa sia pari al 15% del suo valore nominale:

d.s. (σ_{am}) [MPa]	28,5
------------------------------	------

La deviazione standard di σ_{max} è in funzione di una serie di fattori: il carico agente, la geometria del componente, il coefficiente di forma della dentatura q , il coefficiente di ripartizione del carico ε e il coefficiente di lavorazione della ruota ηd . Si è scelto di assumere una deviazione standard pari al 20% del valore nominale di σ_{max} :

d.s. (σ_{max}) [MPa]	6,7
-------------------------------	-----

Ora si può calcolare l'affidabilità della ruota 2 a resistenza:

$$P\% = \text{PHI} \left(\frac{\sigma_{max} - \sigma_{amm}}{\sqrt{d.s.(\sigma_{amm})^2 + d.s.(\sigma_{max})^2}} \right) = \text{PHI} (-5,869)$$

Tramite la funzione "PHI" che è implementata all'interno di *Microsoft Excel*, attraverso la funzione "DISTRIB.NORM.ST.N" si riesce a risalire alla probabilità:

$$P\% = \text{PHI} (-5,869) = 2,19 \cdot 10^{-7}\%$$

L'affidabilità della ruota 2 a resistenza è pressoché pari a 100%.

Ruota 2, verifica ad usura

Per il calcolo dell'affidabilità ad usura della ruota 2 si procede in maniera analoga per quanto fatto nella ruota 3, i valori sono presi da *Tabella 9* [5c]:

p_{max} [MPa]	514,7
p_{am} [MPa]	1289,3

Per quanto riguarda il valore p_{am} , esso ha per ipotesi una deviazione standard pari al 15%:

d.s. (p_{am}) [MPa]	193,395
-------------------------	---------

Il valore p_{max} ha una deviazione standard che è in funzione di: un coefficiente f , della radice del carico agente, della geometria della ruota e del coefficiente di lavorazione della ruota η_d . Si è scelto di assumere una deviazione standard pari al 10% del valore nominale di p_{max} :

d.s.(p_{max}) [MPa]	51,47
-------------------------	-------

Ora si può calcolare l'affidabilità della ruota 2 ad usura:

$$P\% = \text{PHI} \left(\frac{p_{max} - p_{amm}}{\sqrt{d.s.(p_{amm})^2 + d.s.(p_{max})^2}} \right) = \text{PHI} (-3,870)$$

Tramite la funzione "PHI" che è implementata all'interno di *Microsoft Excel*, attraverso la funzione "DISTRIB.NORM.ST.N" si riesce a risalire alla probabilità:

$$P\% = \text{PHI} (-3,870) = 5,57 \cdot 10^{-3} \%$$

L'affidabilità della ruota 2 ad usura è pressoché pari a 100%.

Si precisa che i valori di deviazione standard per i parametri delle ruote dentate sono stati ipotizzati maggiori rispetto a quelli dell'albero di rinvio e dei cuscinetti; ciò è giustificabile dal fatto che le ruote dentate, in fase di progetto, tengono conto di un numero maggiore di parametri che, di conseguenza, aumentano la probabilità di avere "errori". In secondo luogo, bisogna tenere anche in considerazione che le ruote dentate sono caratterizzate da un profilo più complesso rispetto a quello dell'albero di rinvio e sono realizzate con un materiale di qualità inferiore.

Alla fine dell'analisi è emerso che comunque i valori di affidabilità sono tendenti al 100%, indi per cui si è deciso di confermare la scelta iniziale di ipotizzare valori più alti di deviazione standard.

Cuscinetti:

Per la S.S.A. dei cuscinetti si lavora su L_{10} (L indica la durata del cuscinetto espressa in milioni di cicli mentre il 10 rappresenta la percentuale (10%) di cuscinetti che non supera le specifiche richieste) il quale viene confrontato con L_{10n} , numero di cicli nominale che dipende dalla capacità di carico massima (C_{max}) che il cuscinetto scelto può sopportare:

$$L_{10n} = \left(\frac{C_{max}}{p} \right)^p$$

I valori utilizzati sono stati presi dalle tabelle presenti nella relazione del progetto dell'albero [5d], la *Tabella 10* contiene i parametri di calcolo della durata di calcolo dei cuscinetti dell'albero di rinvio mentre la *Tabella 11* contiene i cuscinetti scelti per l'albero di rinvio con i rispettivi parametri geometrici:

Parametro	sinistra	destra	
tipologia	sfere	rulli	[/]
P	2644	10817	[N]
p	3	3,333	[/]
L10h	20000	20000	[h]
n0	200,45	200,45	[giri/min]
L10	240,5	240,5	[Mgiri]
Cmin	16,4	56,0	[KN]

Tabella 10. Tabella contenente i parametri di calcolo della durata dei cuscinetti dell'albero di rinvio. P è il carico dinamico equivalente, p è un esponente che vale 3 per i cuscinetti a sfere e 10/3 per i cuscinetti a rulli, L_{10h} è la durata dei cuscinetti in ore di utilizzo, n_0 il numero di giri al minuto dell'albero di rinvio, L_{10} esprime la durata del cuscinetto in milioni di giri con una affidabilità attesa del 90%, C_{min} carico dinamico di progetto.

Parametro	sinistra	destra
SKU	6012	NU 2308 ECP
C	30700	129000
P/C	8,61%	8,39%
$r_{a,max}$	1	1,5
B	18	33
d_{min} spallamento	66	54
d_{max} spallamento	83	75
d valle	70	54
$s_{a,max}$	0	1,5

Tabella 11. Cuscinetti scelti per l'albero di rinvio. SKU indica la sigla dei cuscinetti presi in esame, C è il carico dinamico di progetto, P/C è il rapporto tra il carico dinamico equivalente e il carico dinamico di progetto, $r_{a,max}$ indica il raggio di raccordo massimo sullo spallamento del cuscinetto, B la larghezza del cuscinetto, d_{min}/d_{max} spallamento indicano il valore minimo e massimo accettabile per lo spallamento del cuscinetto, mentre $s_{a,max}$ indica lo spostamento assiale massimo consentito.

Cuscinetto a sfere:

L10n [Mgiri]	1565,4
L10 [Mgiri]	240,5

Si ipotizza, per entrambi i valori, che abbiano deviazione standard pari al 10% del loro valore nominale:

d.s.(L10n) [Mgiri]	156,54
d.s.(L10) [Mgiri]	24,05

Ora si può calcolare l'affidabilità del cuscinetto di sinistra:

$$P\% = \text{PHI} \left(\frac{L10 - L10n}{\sqrt{d.s.(L10n)^2 + d.s.(L10)^2}} \right) = \text{PHI} (-8,379)$$

Tramite la funzione "PHI" che è implementata all'interno di *Microsoft Excel*, attraverso la funzione "DISTRIB.NORM.ST.N" si riesce a risalire alla probabilità:

$$P\% = \text{PHI} (-8,379) = 2,67 * 10^{-15}\%$$

Il cuscinetto a sfere ha un'affidabilità pressoché del 100%.

Cuscinetto a rulli:

L10n [Mgiri]	3875
L10 [Mgiri]	240,5

Sia per L_{10n} sia per L₁₀ possiamo assumere una deviazione standard pari al 10% del loro valore nominale:

d.s.(L10n) [Mgiri]	387,5
d.s.(L10) [Mgiri]	24,05

Ora si può calcolare l'affidabilità del cuscinetto di destra:

$$P\% = \text{PHI} \left(\frac{L10 - L10n}{\sqrt{d.s.(L10n)^2 + d.s.(L10)^2}} \right) = \text{PHI} (-9,363)$$

Tramite la funzione "PHI" che è implementata all'interno di *Microsoft Excel*, attraverso la funzione "DISTRIB.NORM.ST.N" si riesce a risalire alla probabilità:

$$P\% = \text{PHI} (-9,363) = 3,875 * 10^{-19}\%$$

Anche in questo si può dire che l'affidabilità del cuscinetto a rulli è molto vicina al 100%.

Nota:

L'affidabilità ottenuta per entrambi i cuscinetti non è riferita al valore medio ma al fattore L₁₀ che intrinsecamente valuta solo i cuscinetti che superano le specifiche richieste dal fattore stesso. Ciò comporta che l'affidabilità sarà ancora più alta.

6. CONCLUSIONI

In questo lavoro è stata eseguita l'analisi dell'affidabilità dell'albero di rinvio di un motoriduttore considerando le modalità di guasto dei vari componenti seguendo come modello le tecniche FMEA, FTA e S.S.A.

Nella FMEA si è notato come alcuni componenti quali l'albero, le ruote dentate e i cuscinetti siano affetti da più cause di guasto rispetto a componenti meno soggetti a "prestazioni meccaniche" elevate, questo ci permette di dire che tali componenti devono essere trattati con maggiore attenzione in fase di verifica.

Nella FMECA, in particolare nella Risk Priority Number, si può notare che prendendo in considerazione altri aspetti quali severità del guasto, probabilità di accadimento, rilevabilità del guasto prima di conseguenze rilevanti, tutti i componenti tranne la ruota dentata di destra hanno un RPN simile. Nonostante ciò, è necessario tenere in considerazione che la rottura, ad esempio, dell'albero avrebbe una conseguenza "catastrofica" sulla trasmissione del moto rispetto alla rottura di una rondella, perciò, i due valori di RPN non hanno lo stesso peso sull'analisi di affidabilità dell'albero di rinvio.

Nella FTA, invece, è stato possibile attraverso il "diagramma ad albero", visualizzare ogni casistica di rottura e malfunzionamento che porta ad una non corretta riduzione del moto ed emerge come nel diagramma vi sia la presenza di sole porte logiche OR e nessuna AND; ciò vuol dire che basta un singolo problema ad uno dei componenti del motoriduttore per compromettere il corretto funzionamento dello stesso.

Nella Stress-Strength Analysis, infine, emerge che alcuni componenti come i cuscinetti e le ruote dentate hanno un'affidabilità tendente al 100%; nell'albero, invece, si può notare che è pari al 94,5%; ciò significa che anche nella S.S.A. è il componente più critico, di conseguenza è necessario trattarlo con estrema cautela in fase di progetto. Nel caso si volesse migliorare/alzare il valore di affidabilità dell'albero, ci possono essere varie soluzioni: sovradimensionare la sezione più critica dell'albero, utilizzare materiali più performanti, effettuare trattamenti termochimici o meccanici. Sarà, nel caso, compito del progettista scegliere l'opzione più opportuna per migliorare l'affidabilità dell'albero.

7. BIBLIOGRAFIA

[1] BS EN IEC 60812:2018;

[2] Shafiee M., Dinmohammadi F., An FMEA-Based Risk Assessment Approach for Wind Turbine Systems: A Comparative Study of Onshore and Offshore, Energies, 2014;

[3] BS EN IEC 61025:2006;

[4] BS EN IEC 60300-3-1:2004;

[5] Relazione del progetto dell'albero di rinvio: Progettazione meccanica e Costruzione di Macchine, anno accademico 2022/2023;

[5a] in [5]: Relazione del progetto dell'albero di rinvio / Verifica a fatica dell'albero di rinvio;

[5b] in [5]: Relazione del progetto dell'albero di rinvio / Dimensionamento e verifica delle ruote dentate / Verifica delle ruote a resistenza;

[5c] in [5]: Relazione del progetto dell'albero di rinvio / Dimensionamento e verifica delle ruote dentate / Verifica delle ruote ad usura;

[5d] in [5]: Relazione del progetto dell'albero di rinvio / Scelta dei cuscinetti per l'albero di rinvio.