

Università degli studi di Padova

Scuola di Ingegneria

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria dell'Innovazione del
Prodotto

PROGETTO DI LAUREA TRIENNALE

ANALISI DELL'AFFIDABILITÀ DI UN MOTORIDUTTORE

RELATORI:

Dott. Alessandro Pontefisso

Dott. Lucio Maragoni

LAUREANDI:

Bastianello Desiree M. 2005445

Casarotto Giosuè M. 2003729

Gatti Filippo M. 2003728

ANNO ACCADEMICO 2023-2024

SOMMARIO

I sistemi di analisi dell'affidabilità assumono un'importanza crescente sia in ambito industriale che aziendale in quanto permettono attraverso un piano di manutenzione un miglioramento dell'efficienza e della produttività. Lo scopo della seguente tesi è l'analisi dell'affidabilità dei componenti di un riduttore bi-stadio, ovvero un organo meccanico avente il fine di trasmettere moto rotatorio da un albero ad un altro effettuando riduzione del numero di giri. Il motoriduttore di riferimento è stato progettato per il corso di Progettazione Meccanica e Costruzione di Macchine.

Nelle fasi che seguono verrà analizzata la norma EN 60300-3-1 che definisce il concetto dell'affidabilità e le tecniche ad essa connesse. In particolare, verranno approfondite le tecniche FMEA, FTA e Stress-Strength Analysis applicate al motoriduttore.

Il risultato atteso sarà:

- Una tabella FMEA riassuntiva delle modalità di guasto dei vari componenti, degli effetti causati da queste ultime e delle azioni da compiere per evitare o ridurre la probabilità che queste avvengano.
- Un'analisi FTA, ovvero un grafico ad albero utilizzato per esplorare le cause dei guasti e le interazioni tra i componenti e ottenere l'affidabilità complessiva del sistema.
- I valori di affidabilità dei vari componenti ottenuti tramite calcoli matematici e statistici, applicando Stress-Strength Analysis.

ABSTRACT

Reliability analysis systems are taking on growing importance both in the industrial and corporate field, as they allow an improvement in efficiency and productivity through a maintenance plan. In the following thesis, the aim is the analysis of a two-stage gearbox's components' reliability. With gearbox we mean a mechanical organ having the purpose of transmitting rotary motion from one shaft to another by reducing the number of revolutions (rpm). The above-mentioned gearbox was designed for the courses of Mechanical Design and Machine Construction.

Subsequently, we will analyse the EN 60300-3-1 norm, which defines the concept of reliability and the techniques related to it. In particular, we will delve into the FMEA, FTA and Stress-Strength Analysis techniques applied to the gearbox.

The expected results are:

- An FMEA table summarising the different components' failure modes, the effects caused by them, and the actions to perform in order to avoid or reduce the probability that these will occur.
- An FTA analysis; i.e. a tree diagram used to investigate the causes of failures and the interactions among components, and to get the overall system reliability.
- The different components' values of reliability, obtained through mathematical and statistical calculations by applying Stress-Strength Analysis.

Indice

SOMMARIO	3
ABSTRACT	4
1. PAROLE CHIAVE	2
2. INTRODUZIONE.....	2
2.1 L’AFFIDABILITÀ E LA NORMATIVA	2
2.1.1 IL CONCETTO DI AFFIDABILITÀ.....	2
2.1.2 OBIETTIVI DELL’AFFIDABILITÀ	3
2.2 LE TECNICHE DELL’AFFIDABILITÀ E LA NORMATIVA.....	4
3. L’ANALISI FMEA E FMECA	6
3.1 ESECUZIONE DELLA FMEA E FMECA	6
3.1.1 INDICE RPN.....	7
3.1.2 MATRICE DI CRITICITÀ	20
3.2 COMMENTO ANALISI FMEA E FMECA.....	26
4. L’ANALISI FTA	27
4.1 L’ANALISI FTA QUALITATIVA DEL MOTORIDUTTORE.....	27
4.2 L’ANALISI FTA QUANTITATIVA DEL MOTORIDUTTORE.....	28
4.3 SVILUPPO E COMMENTO DELL’ANALISI FTA	29
4.3.1 VELOCITÀ NULLA DEL RIDUTTORE IN USCITA	30
4.3.2 MOTO DEL RIDUTTORE CON VIBRAZIONI.....	35
4.4 COMMENTO RIASSUNTIVO FTA	40
5. STRESS-STRENGTH ANALYSIS	41
5.2 STRESS-STRENGTH ANALYSIS ALBERO DI RINVIO	43
5.3 STRESS-STRENGTH ANALYSIS CUSCINETTI.....	45
5.4 STRESS-STRENGTH ANALYSIS RUOTE DENTATE PER LA VERIFICA A RESISTENZA	48
5.5 STRESS-STRENGTH ANALYSIS RUOTE DENTATE PER LA VERIFICA AD USURA.....	51
5.6 CONSIDERAZIONI FINALI STRESS-STRENGTH ANALYSIS	54
6. CONCLUSIONI	55
7. BIBLIOGRAFIA	56

1. PAROLE CHIAVE

[AFFIDABILITA'](#)

[FMEA](#)

[FMECA](#)

[FTA](#)

[STRESS-STRENGTH ANALYSIS](#)

2. INTRODUZIONE

L'affidabilità di un prodotto descrive e misura la capacità di funzionamento di dispositivi o sistemi di produzione. Per ogni sistema, l'affidabilità serve a quantificare il "grado di fiducia" che possiamo avere nel verificarsi del buon funzionamento, inteso come compimento degli obiettivi per i quali l'elemento è stato progettato e costruito. Le prestazioni di ogni sistema tendono a degradare nel tempo per cui è opportuno che l'affidabilità di un sistema sia definita come la misura della sua attitudine a fornire nel tempo una prestazione soddisfacente.

Le prime tracce di studi sul concetto dell'affidabilità si hanno tra le due guerre mondiali in campo aeronautico. La diffusione della disciplina dall'ambito militare a quello civile si ebbe intorno agli anni '60 e alla fine degli anni '80. In quegli anni alcuni metodi di valutazione dell'affidabilità dei sistemi cominciarono ad essere richiesti per ottenere la certificazione di qualità ISO. Il campo di interesse di tale materia è in continua espansione e ha assunto un ruolo centrale nella progettazione moderna in cui gli aspetti legati alla sicurezza e alla qualità e ai costi sono considerati prioritari.

2.1 L'AFFIDABILITÀ E LA NORMATIVA

2.1.1 IL CONCETTO DI AFFIDABILITÀ

Lo scopo dell'affidabilità è fornire metodi per valutare se un prodotto, un servizio o un processo sarà funzionante per la durata in cui l'utilizzatore lo richiederà. Sono tecniche che permettono di determinare cosa potrebbe non funzionare, come si possa prevenire il guasto e, nel caso in cui il guasto si verifichi, quali siano gli interventi più adatti a ripristinare il funzionamento e limitarne le conseguenze.

La definizione completa, secondo la normativa UNI EN ISO 9000:2015, indica che l'**affidabilità (Dependability)** di un elemento o sistema è la probabilità che l'elemento o sistema eseguirà una specifica funzione:

- per un prefissato intervallo di tempo;
- sotto specifiche condizioni operative ed ambientali.

L'affidabilità è una probabilità e, dunque, non è una grandezza esatta che può essere determinata con formule analitiche ma è una variabile ipotetica, il cui valore può essere determinato solo attraverso delle considerazioni probabilistiche. La misura in questione è un valore numerico compreso tra 0 e 1.

Il concetto di affidabilità comprende l'attendibilità (**Reliability**), la disponibilità (**Availability**) e la manutenibilità (**Maintainability**). La norma EN 60300-3-1, presentata nel documento [1], descrive le tecniche principali per l'analisi dell'affidabilità e fornisce le informazioni necessarie per la scelta del metodo di analisi appropriato per ogni applicazione. Le definizioni necessarie per la comprensione di tale normativa sono le seguenti:

- il **modo di guasto** (failure mode) indica una variazione delle prestazioni del dispositivo che lo rende inservibile per l'uso al quale esso è progettato;
- la **prestazione** (performance) esprime il livello qualitativo di una proprietà critica in un qualunque istante temporale;
- **effetto del guasto** è la conseguenza del guasto all'interno o all'esterno del componente critico;

L'affidabilità di un componente è utile per ricavare l'affidabilità complessiva del **sistema**, ovvero un insieme di elementi materiali e immateriali che si comportano come un'unità.

2.1.2 OBIETTIVI DELL'AFFIDABILITÀ

In ambiente industriale, per motivi economici, occorre garantire la continuità di funzionamento degli impianti di produzione, la qualità dei prodotti ed il funzionamento in sicurezza sia degli impianti sia dei prodotti. Di seguito si analizzano brevemente questi tre aspetti: sicurezza, qualità e costi.

- **SICUREZZA**

L'analisi dell'affidabilità risulta particolarmente utile sia negli impianti in cui il guasto di un componente o di un sistema di sicurezza determina gravi conseguenze, sia negli impianti in cui il rischio di incidente non è rilevante. Tale analisi è uno strumento utile al fine di determinare dei piani sulla sicurezza del personale addetto allo svolgimento di operazioni critiche e delle procedure manutentive ordinarie o di emergenza in caso di guasto.

- **QUALITÀ**

L'affidabilità del componente o di un sistema meccanico è influenzata dal "Tasso di guasto" o rateo di guasto condizionato λ . Tale indice ha come unità di misura l'inverso del tempo e spesso viene utilizzata l'unità di misura "guasti per miliardo di ore" nota come **FIT** (Failures In Time).

Qualsiasi componente esprime un tasso di guasto, $\lambda(t)$, che può essere rappresentato in funzione del tempo di utilizzo. Il grafico rappresentato nella figura 1, da [3], è chiamato "**Bathtub Curve**" (curva a vasca da bagno) e rappresenta il tasso di guasto in funzione del tempo di un componente qualsiasi. Nella fase iniziale della vita del componente, $\lambda(t)$ diminuisce rapidamente nel tempo, questo è dovuto al tasso di mortalità precoce: questa fase è chiamata "Rodaggio". Nella fase intermedia, $\lambda(t)$ è costante perché il guasto risulta casuale. Nella fase finale si nota un tasso di guasto crescente dovuto all'invecchiamento del componente.

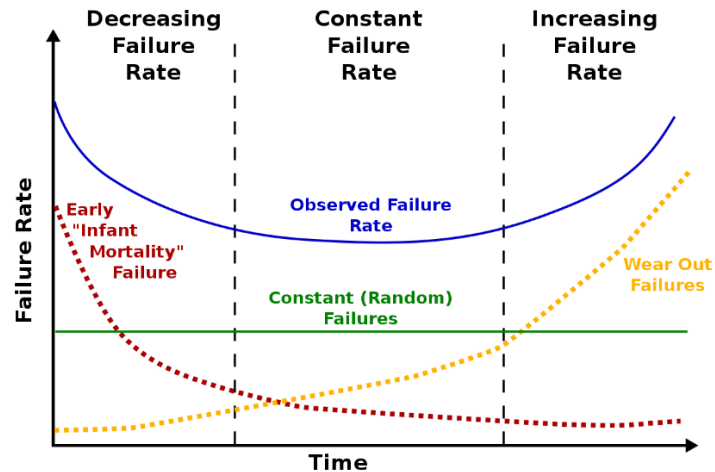


Figura 1: “Bathtub Curve” lungo l’asse delle ascisse è rappresentato il tempo, lungo le ordinate è rappresentato il rateo di guasto.

• COSTI

In un impianto industriale al fine di aumentare l’affidabilità, le aziende sostengono un costo annuo totale delle misure di riduzione del rischio. Tali misure comprendono i costi di investimento, ovvero l’acquisto di nuove apparecchiature, i costi di manutenzione degli impianti e i costi operativi. I costi dipendono dal bilanciamento tra affidabilità dei componenti di un impianto e manutenzione dell’impianto: in particolare un’elevata affidabilità riduce i costi di manutenzione, al contrario una bassa affidabilità aumenta i costi di manutenzione. La valutazione di tali costi dipende dall’affidabilità richiesta del sistema e si può ottenere con due diverse strategie:

- si richiede al fornitore un prodotto con un’affidabilità molto elevata che comporta costi di progettazione, di produzione e d’acquisto rilevanti ma minori costi di manutenzione;
- si richiede al fornitore un prodotto con un’affidabilità inferiore con un costo minore ma che prevede un programma di manutenzione con un conseguente aumento di costi di manutenzione annui.

I costi totali di un sistema sono dati dalla somma dei costi sostenuti per le azioni di incremento dell’affidabilità (costi di manutenzione) e dei costi di mancata produzione (costi di fermo macchina) dovuti all’inaffidabilità delle macchine stesse. Per poter scegliere e attuare una politica di manutenzione occorre disporre di un sistema di informazioni e di strumenti di analisi come delle tecniche di valutazione dell’affidabilità.

2.2 LE TECNICHE DELL’AFFIDABILITÀ E LA NORMATIVA

Le principali tecniche dell’affidabilità sono descritte dalla norma IEC 60300, con riferimento a [1], la quale fornisce le informazioni necessarie per la scelta dei metodi di analisi adeguati al sistema di riferimento.

Le tecniche dell’affidabilità si basano su una procedura generale. In primo luogo, si definisce il sistema da analizzare nel suo insieme: il funzionamento, le interfacce e i processi, e le interazioni con l’ambiente. Successivamente, si definisce il profilo di missione e/o tempo di missione: ovvero le specifiche funzionali e i criteri di identificazione dei guasti dai quali si ricavano i requisiti di affidabilità, disponibilità e manutenibilità. Tali requisiti vengono

opportunamente assegnati ai sotto-insiemi che costituiscono il sistema. In seguito, si procede con l'analisi dell'affidabilità che può essere quantitativa o qualitativa.

L'analisi quantitativa sviluppa dei modelli di attendibilità (reliability) e/o disponibilità (availability). Per tale analisi si definiscono i dati numerici di riferimento e si eseguono delle valutazioni numeriche di affidabilità.

L'analisi qualitativa analizza la struttura del sistema di funzionamento:

- determina le modalità di guasto del sistema e dei componenti, i meccanismi di guasto, le cause, gli effetti e le conseguenze dei fallimenti;
- determina il meccanismo di degrado che potrebbe causare guasti;
- analizza la manutenibilità rispetto al tempo, al metodo di isolamento del problema e alla riparazione.

I due metodi di ricerca possono risultare contraddittori, ma spesso vengono combinati per ottenere un'analisi completa. Per finire, dopo il raggiungimento dei requisiti si procede con un'identificazione dei metodi di miglioramento per i componenti più critici.

I metodi analizzati nella normativa si possono distinguere in due categorie principali:

- i metodi dal basso verso l'alto (**Bottom-up**);
- i metodi dall'alto verso il basso (**Top-down**).

I metodi dal basso verso l'alto seguono il concetto "dal tipo di guasto si deduce l'effetto sulla performance". Il punto di partenza è identificare le modalità di guasto a livello del singolo componente. Per ciascuna modalità di guasto si deduce l'effetto sulle prestazioni del sistema oltre che sul componente. Il metodo "Bottom-up" scelto per l'analisi dell'affidabilità del motoriduttore è la **FMEA (failure modes and effects analysis)** analizzato nei capitoli successivi.

I metodi dall'alto verso il basso identificano un evento indesiderato (**top event**) a livello del sistema. Vengono identificate le cause che hanno contribuito a quell'evento scomponendo il sistema in sotto-sistemi, in questo modo è possibile scomporre l'evento globale/principale in eventi intermedi e primari. Tali metodi vengono utilizzati per individuare più guasti correlati tra loro e i guasti legati ad una causa comune. Il metodo, appartenente a questa categoria, scelto per l'analisi del motoriduttore è **FTA (fault tree analysis)**.

La Stress-Strength Analysis, invece, è una tecnica meno grafica e più analitica, infatti essa mediante calcoli statistici è in grado di dare come risultato l'affidabilità di un componente partendo dai valori di resistenza tensione del componente stesso.

3. L'ANALISI FMEA E FMECA

Per definizione la **FMEA (Failure modes and effects analysis)** è un metodo sistematico per valutare un elemento o un progetto, per identificare le modalità di guasto più probabili e gli effetti di queste sull'intero elemento o progetto e sull'ambiente circostante o personale.

L'obiettivo dell'analisi FMEA è di supportare le decisioni volte a ridurre la probabilità di guasto e le relative conseguenze.

L'analisi FMEA si può suddividere in tre fasi:

- Pianificazione
- Esecuzione
- Documentazione.

Nella prima fase di pianificazione bisogna definire l'ambito in cui opera l'oggetto da analizzare, la sua funzione generale, e i criteri da utilizzare per svolgere l'analisi FMEA e FMECA.

L'oggetto preso in analisi è un motoriduttore, ovvero un organo meccanico avente lo scopo di trasmettere moto rotatorio da un albero ad un altro effettuando una riduzione del numero di giri. Per effettuare l'analisi FMEA di questo componente sono state considerate tutte le modalità di guasto dei vari componenti presi separatamente che comportano il malfunzionamento del riduttore o la rottura dei componenti stessi.

La **FMECA (Failure Modes, Effects and Critically Analysis)** è un'estensione della FMEA, include l'analisi della criticità CA. La CA si basa sulla quantificazione degli effetti del guasto in termini di probabilità e di gravità degli effetti. La gravità degli effetti è valutata facendo riferimento ad una scala specifica. La norma descrive quattro tipologie che possono essere combinate per ottenere un'analisi delle criticità soddisfacente:

- RPN: Risk Priority Number;
- Matrice di criticità;
- Diagramma di criticità;
- ARPN: Alternative Risk Priority Number.

3.1 ESECUZIONE DELLA FMEA E FMECA

La seconda fase di esecuzione prevede che venga creata una tabella come riportato nella "Tabella 1".

In questa tabella si trovano diverse colonne:

- Componente: sta ad indicare la suddivisione di tutte le parti del nostro riduttore;
- Funzionalità: spiega la funzione dei singoli componenti;
- Modalità di guasto: le modalità di guasto possono essere più di una in un componente, il numero aumenta in base alla complessità del componente e alla sua funzione;
- Effetto locale sul componente: effetti che si rilevano sul componente;
- Effetti sul motoriduttore: effetti che si rivelano in generale sul motoriduttore;
- Cause del guasto: cause a cui corrisponde una modalità di guasto
- Azioni correttive: sono azioni consigliate per eliminare o ridurre la probabilità che avvenga una specifica modalità di guasto.

3.1.1 INDICE RPN

Nell'analisi FMEA è possibile trovare il numero di priorità di rischio (RPN- Risk Priority Number) per ogni modalità di guasto.

Questo numero permette di esprimere e valutare il rischio potenziale. Si ottiene dal prodotto di tre indici:

- Probabilità (P);
- Severità (G);
- Rilevabilità (R).

$$RPN = P \times G \times R \quad (1)$$

Maggiore è l'RPN, maggiore sarà l'inaccettabilità dell'errore o del rischio associato. Il valore che l'RPN esprime, difficilmente può derivare da un livello di diagnosi automatica, deriva piuttosto da valutazioni soggettive.

Nel caso in esame è stata utilizzata la tabella presente nel file scaricabile dal sito dell'azienda "headvisor" [4] (figura 2).

Probabilità (P)	Gravità (G)	Rilevamento (R)
1 quasi impossibile Probabilità circa 1 su 100.000	1 nessun effetto sul processo Il cliente non si accorge di nulla difettosità assolutamente tollerabili	1 - 2 Sicuro rilevamento nelle comuni fasi di controllo del processo
2 improbabile Probabilità circa 1 su 5.000	2-3 insignificante Il cliente potrebbe essere leggermente disturbato	3-4 Alta probabilità di Rilevamento nelle comuni fasi del processo
3 Basso Probabilità circa 1 su 1.000	4-6 Interruzioni nel processo Problemi con alcuni clienti	5-6 Scoperta solo nel contesto di test mirati
4-6 evento occasionale Probabilità circa 1: 500 - 1: 100	7-8 servizio limitato Il cliente non è assolutamente contento	7-8 Nessuna scoperta prima della consegna al cliente. Tuttavia il cliente potrebbe rilevare delle difettosità
7-8 evento frequente Probabilità circa 1:100 - 1:20	9 Violazione dei regolamenti danni finanziari all'organizzazione o al cliente	9 Molto probabilmente il cliente individuerà degli errori non tollerabili
9-10 ricorrenza costante Probabilità di circa 1:10 - 1: 20	10 Rischio di danno grave. Violazione dei regolamenti danni ingenti finanziari all'organizzazione o al cliente	10 Scoperta non possibile immediatamente, solo nel corso del tempo

Figura 2: Indici P, G, R

Terminata la fase di calcolo dell'RPN sono state selezionate e rivalutate le voci aventi un valore dell'RPN superiore a 100 tenendo in considerazione l'applicazione delle azioni correttive proposte in modo da notare la enorme differenza che si riscontra nei due casi.

Componente	Funzionalità	Modalità di guasto	Effetto locale sul componente	Effetti del guasto sul motoriduttore	Cause del guasto	P (probabilità)	S (severità)	R (rilevabilità)	Indice di priorità di Rischio (RPN)	Azioni correttive	P (probabilità)	S (severità)	R (rilevabilità)	Indice di priorità di Rischio (RPN)
1 Albero	Trasmissione del moto agli ingranaggi	Rottura a fatica	La rottura dell'albero viene intesa come la frattura, che consiste nella separazione di questo in due parti	La rottura dell'albero comporta un'errata trasmissione del moto all'interno del riduttore	Errori in fase di realizzazione e montaggio	1	8	3	24	Controllo qualità				
					Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti	3	8	1	24	Evidenziare questa modalità di guasto al cliente nella direttiva macchine				
					Rottura o malfunzionamento degli altri componenti	4	8	7	224	Manutenzione ordinaria	2	8	5	80
					Errore geometria dell'albero	1	7	4	28	Controllo qualità				
					Errore stima del carico	1	7	4	28	Analisi FEM				
		Materiale non conforme			1	8	6	48	Controllo qualità					
		Rottura per sovraccarico			Errori in fase di realizzazione e montaggio	1	8	3	24	Controllo qualità				
					Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti	3	8	1	24	Evidenziare questa modalità di guasto al cliente nella direttiva macchine				
					Rottura o malfunzionamento degli altri componenti	4	8	7	224	Manutenzione ordinaria	2	8	5	80

					Errore geometria dell'albero	1	7	4	28	Controllo qualità					
					Errore stima del carico	1	7	4	28	Analisi FEM					
					Materiale non conforme	1	8	6	48	Controllo qualità					
		Rottura per urto			Urto	3	7	7	147	Dispositivi di isolamento del macchinario	1	7	7	49	
2	Cuscinetti SKF	Elemento di supporto dei componenti in rotazione	Rottura cuscinetto	Rottura del componente	La rottura del cuscinetto comporta un disassamento e danneggiamento dell'albero e quindi un relativo arresto del riduttore	Surriscaldamento	4	7	7	196	Applicare dei sensori di controllo della temperatura	2	7	5	70
						Errori in fase di montaggio	7	7	3	147	Controllo qualità	4	7	3	84
						Urto	3	7	7	147	Dispositivi di isolamento del macchinario	1	7	7	49
						Componente non conforme	1	7	6	42	Controllo qualità				
						Utilizzo improprio macchinario	3	7	8	168	Applicare sensori di allarme	2	7	5	70
						Selezione componente errato	1	7	5	35	Controllo qualità				
						Accoppiamento errato	1	7	5	35	Controllo qualità				

					Errori in fase di montaggio	7	3	3	63	Controllo qualità				
					Urto	3	3	7	63	Dispositivi di isolamento del macchinario				
					Componente non conforme	1	3	6	18	Controllo qualità				
					Lubrificante inquinato	3	3	5	45	Manutenzion e ordinaria				
					Usura	6	3	10	180	Manutenzion e predittiva	3	3	5	45
					Insufficiente lubrificazione sui corpi volventi	7	3	1	21	Manutenzion e ordinaria				
					Danneggiamenti sugli anelli e sui corpi volventi	3	3	9	81	Manutenzion e ordinaria				
					Modifica delle condizioni di esercizio, precarico o troppo gioco di funzionamento	3	3	8	72	Applicare sensori di allarme	2	3	5	30
					Modifica del gioco di funzionamento per dilatazione termica	2	4	5	40	Applicare dei sensori di controllo della temperatura				
3	Ghiera filettata SKF	Impedisc e che la ruota trasli	Svitamento	-	Possibile mobilità della ruota, possibile disassamento	4	5	3	60	Controllo qualità				

		assialmente				Errata scelta di progetto	1	7	4	28	Controllo qualità				
						Componente non conforme	1	5	6	30	Controllo qualità				
4	Rondella SKF	Blocca la rotazione della ghiera	Rottura dente che blocca la rotazione alla ghiera	Rottura componente	Possibile svitamento ghiera e disassamento	Errore nell'avvitamento in fase di montaggio	4	4	3	48	Controllo qualità				
						Errata scelta di progetto	1	7	4	28	Controllo qualità				
						Componente non conforme	1	4	6	24	Controllo qualità				
5	Ruota dentata	Trasmissione del moto tra più alberi	Rottura denti a fatica	Rottura componente	Vibrazioni, instabilità trasmissione	Errori di montaggio	4	6	3	72	Controllo qualità				
						Materiale/geometria non conforme	1	6	6	36	Controllo qualità				
						Errata progettazione	1	7	4	28	Controllo qualità				
6	Ingranaggio	Grippaggio/ plastic flow	Microsaldature tra i denti	Blocco riduttore per eccesso di attrito	Materiale non conforme	1	8	6	48	Controllo qualità					
					Surriscaldamento	4	8	7	224	Applicare dei sensori di controllo della temperatura	2	7	5	70	
					Perdita di lubrificazione, lubrificante non conforme	7	7	6	294	Manutenzione ordinaria	3	7	5	105	
					Velocità anomale, troppo elevate	2	8	5	80	Applicare un sistema di controllo della velocità (tachimetro)					

			Eccessiva usura	Errata trasmissione della coppia	Vibrazioni, instabilità trasmissione	Pitting= corrosione puntiforme del materiale	4	6	9	216	Manutenzioni e predittiva	2	6	5	60
						Errata progettazione	1	5	4	20	Controllo qualità				
						Lubrificante inquinato	4	6	5	120	Manutenzioni e ordinaria	2	6	5	60
7	Linguetta	Trasmette il moto tra albero e ruota	Rottura a fatica	Rottura componente	Mancata trasmissione	Errori in fase di montaggio	3	5	3	45	Controllo qualità				
						Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti con conseguente carico maggiore	3	5	1	15	Evidenziare questa modalità di guasto al cliente nella direttiva macchine				
						Urto	3	5	7	105	Applicare sensori di allarme	2	5	5	50
						Errata progettazione	1	5	4	20	Controllo qualità				
						Componente non conforme	1	5	6	30	Controllo qualità				
8	Anello seeger	Impedisc e il movimento dei cuscinetti	Malfunzionamento	Danneggiamento/ usura componente	Slittamento del cuscinetto	Errori in fase di montaggio	4	3	3	36	Controllo qualità				
						Componente non conforme	1	3	6	18	Controllo qualità				
						Errata progettazione	1	5	4	20	Controllo qualità				
						Deterioramento anomalo	4	3	5	60	Manutenzioni e ordinaria				

Tabella 1: Analisi FMEA

Le cause di guasto sono state evidenziate in modo differente per permettere la suddivisione tra le varie fasi operative. Viene riportata la suddetta divisione nella “Tabella 2”:

Legenda della suddivisione delle fasi:	
Progettuali	
Produttive	
Assemblaggio	
Esercizio	

Tabella 2: legenda suddivisione delle fasi operative.

Nella “tabella 3” sottostante è stata eseguita una spiegazione dettagliata delle cause dei guasti e delle azioni correttive presenti nella “Tabella 1”.

Elementi	Causa del guasto	Spiegazione dettagliata	Azione correttiva	Spiegazione dettagliata
Albero	Errori in fase di realizzazione e montaggio	Montaggio errato del componente, causato da errore umano	Controllo qualità	Durante la fase di controllo qualità che segue la produzione viene rilevato l'errore e il pezzo viene scartato
	Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti	Le accensioni e gli spegnimenti frequenti dell'impianto possono provocare dei carichi di punta che superano il carico di esercizio, influenzando la rottura dell'albero	Evidenziare questa modalità di guasto al cliente nella direttiva macchine	-
	Rottura o malfunzionamento degli altri componenti	Il funzionamento errato degli altri componenti del motoriduttore provoca un malfunzionamento anche dell'albero	Manutenzione ordinaria	La manutenzione ordinaria serve a prevenire il deterioramento e quindi a garantire un corretto funzionamento di tutti gli organi meccanici

	Errore geometria dell'albero	Errore nella progettazione ed utilizzo improprio delle formule del manuale	Controllo qualità	Effettuare più verifiche alla fine della progettazione per ridurre gli errori
	Errore stima del carico	Errore può essere dovuto ad una stima errata dei coefficienti di riduzione da fatica che penalizzano la tensione di rottura del materiale	Analisi FEM	Effettuare un'analisi FEM per ottenere dei valori di carico agente attendibili
	Materiale non conforme	Il materiale non rispetta le caratteristiche meccaniche di progetto	Controllo qualità	Suddividere in reparti separati diversi materiali
	Urto	La cassa del motoriduttore viene colpita da oggetti e/o persone in modo accidentale	Dispositivi di isolamento del macchinario	Isolare il componente e le zone di lavoro della cassa di riduttore
Cuscinetto	Surriscaldamento	Raggiungimento temperature superiori al valore limite di progetto dettato da SKF	Applicare dei sensori di controllo della temperatura	-
	Urto	La cassa del motoriduttore viene colpita da oggetti e/o persone in modo accidentale	Dispositivi di isolamento del macchinario	Isolare il componente e le zone di lavoro della cassa di riduttore
	Componente non conforme	Il cuscinetto non rispetta le caratteristiche meccaniche di progetto	Controllo qualità	Terminata la produzione effettuare un controllo per assicurarsi di aver rispettato le indicazioni di progetto

	Utilizzo improprio macchinario	Un carico eccessivo potrebbe modificare l'interferenza che c'è nell'accoppiamento tra anello interno del cuscinetto e l'albero	Applicare sensori di allarme	Un sensore può rilevare quando sta agendo un carico eccessivo
	Errori in fase di montaggio	Il montaggio non viene eseguito secondo la norma	Controllo qualità	Durante la fase di controllo qualità che segue la produzione viene rilevato l'errore e il pezzo viene smontato e riassembleto
	Usura	L'usura può essere usura abrasiva o adesiva. La prima è una progressiva perdita di materiale causata dalla presenza di agenti contaminanti. La seconda è causata dal continuo strisciamento tra due superfici a contatto.	Manutenzione predittiva	
	Lubrificante inquinato	All'interno del lubrificante possono accumularsi microparticelle e polveri create dal contatto e lo strisciamento degli organi meccanici. Questo porta ad una maggiore usura del componente	Manutenzione ordinaria	Consultare il manuale SKF ed effettuare il cambio del liquido ogni tot ore di lavoro
	Insufficiente lubrificazione sui corpi volventi	Il lubrificante inserito in fase di montaggio va sostituito o rabboccato	Manutenzione ordinaria	Consultare il manuale SKF
	Danneggiamenti sugli anelli e sui corpi volventi	Il danneggiamento può essere causato	Manutenzione ordinaria	La manutenzione ordinaria serve a prevenire il

		dall'usura o da un lubrificante inquinato		deterioramento e quindi a garantire un corretto funzionamento di tutti gli organi meccanici
Ghiera filettata SKF	Errore nell'avvitamento in fase di montaggio	Errore di montaggio dovuto all'operatore che non avvita il componente in modo adeguato	Controllo qualità	Durante la fase di controllo qualità che segue la produzione viene rilevato l'errore e l'avvitamento viene corretto
	Errata scelta di progetto	Errore in fase di progettazione riguardo il dimensionamento	Controllo qualità	Consultare il manuale SKF e correggere eventuali errori progettuali
	Componente non conforme	La ghiera non rispetta le caratteristiche meccaniche di progetto	Controllo qualità	Consultare il manuale SKF e correggere eventuali errori di produzione
Rondella SKF	Errore nell'avvitamento in fase di montaggio	Errore di montaggio dovuto all'operatore che non avvita il componente in modo adeguato	Controllo qualità	Durante la fase di controllo qualità che segue la produzione viene rilevato l'errore e l'avvitamento viene corretto
	Errata scelta di progetto	Errore in fase di progettazione riguardo il dimensionamento	Controllo qualità	Consultare il manuale SKF e correggere eventuali errori progettuali

	Componente non conforme	La ghiera non rispetta le caratteristiche meccaniche di progetto	Controllo qualità	Consultare il manuale SKF e correggere eventuali errori di produzione
Ruota dentata	Errori di montaggio	Le ruote non sono posizionate correttamente e quindi durante la trasmissione del moto subiscono una forza tangenziale superiore a quella stimata da progetto	Controllo qualità	Verificare che il punto di contatto delle ruote coincida con quello definito dal progetto
	Materiale/geometria non conforme	Il materiale non è quello indicato dal progetto e quindi variano le caratteristiche resistenziali	Controllo qualità	Terminata la produzione effettuare un controllo per assicurarsi di aver rispettato le indicazioni di progetto
	Errata progettazione	Errore in fase di progettazione riguardo il dimensionamento o sulle verifiche effettuate	Controllo qualità	Terminata la progettazione verificare di aver seguito e soddisfatto tutte le verifiche suggerite dal manuale dell'ingegnere
Ingranaggio	Pitting	Fenomeno di usura che si concentra in determinati punti di contatto tra due denti. È dovuto a un errato montaggio delle ruote dentate	Manutenzione predittiva	L'intervento di manutenzione avviene quando il componente è vicino alla rottura. Manovra la salute del componente tramite delle ispezioni visive, analisi delle vibrazioni

	Lubrificante inquinato	Il lubrificante inquinato contiene particelle che aumentano l'usura per sfregamento tra i denti	Manutenzione ordinaria	Sostituire il lubrificante ogni tot ore previste dal progetto
	Surriscaldamento	Raggiungimento temperature superiori al valore limite di progetto	Applicare dei sensori di controllo della temperatura	-
	Perdita di lubrificazione, lubrificante non conforme	Il lubrificante va scelto secondo la norma	Manutenzione ordinaria	Il lubrificante va sostituito e rabboccato ogni tot ore, consultare il manuale di uso e manutenzione
	Velocità anomale, troppo elevate	Velocità anomale corrispondono a potenze da trasmettere elevate. Questo causa un'usura eccessiva tra i denti delle ruote	Applicare di un sistema di controllo della velocità (tachimetro)	-
Linguetta	Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti con conseguente carico maggiore	Le accensioni e gli spegnimenti frequenti dell'impianto possono provocare dei carichi di punta che superano il carico di esercizio	Evidenziare questa modalità di guasto al cliente nella direttiva macchine	-
	Urto causato da un sovraccarico	Un sovraccarico del macchinario può provocare dei carichi di punta che superano il carico di esercizio	Applicare sensori di allarme	-
	Errata progettazione	Errore nel dimensionamento della sezione dell'albero in quanto le dimensioni della linguetta dipendono dal diametro dell'albero.	Controllo qualità	Terminata la progettazione verificare di aver seguito e soddisfatto tutte le verifiche suggerite dal

				manuale dell'ingegnere
	Componente non conforme	Non sono rispettate le tolleranze e le dimensioni previste dal progetto	Controllo qualità	Terminata la produzione effettuare un controllo per assicurarsi di aver rispettato le indicazioni di progetto
Anello Seeger	Componente non conforme	Non sono rispettate le tolleranze e le dimensioni previste dal progetto	Controllo qualità	Terminata la produzione effettuare un controllo per assicurarsi di aver rispettato le indicazioni di progetto
	Errata progettazione	Errata progettazione cava anello Seeger	Controllo qualità	Terminata la progettazione verificare di aver seguito e soddisfatto tutte le verifiche suggerite dal manuale dell'ingegnere
	Deterioramento anomalo		Manutenzione ordinaria	L'anello Seeger deve essere sostituito ogni tot ore di lavoro, consultare il manuale di uso e manutenzione

Tabella 3: Spiegazione dettagliata delle cause di guasto ed azioni correttive

3.1.2 MATRICE DI CRITICITÀ

In seguito, è stata costruita una matrice di criticità facendo riferimento alla tabella del documento [4]. Sono stati cambiati alcuni parametri rispetto a [4] per dar maggiore importanza alla severità di guasto rispetto alla probabilità. La procedura seguita è stata la seguente:

- Per ogni valore di probabilità P delle cause di guasto della FMEA è stato associato un parametro di probabilità che varia da alta a remota;
- Per ogni valore di severità S delle cause di guasto della FMEA è stato associato un parametro di severità che varia da catastrofica a minore;
- Una volta ricavati i parametri di probabilità e di severità, è stato possibile confrontarli con la matrice di criticità.

Di seguito, sono state inserite le tabelle di riferimento della matrice di criticità (*tabella 4*), la legenda di riferimento per gravità di guasto (*tabella 5*), la tabella della probabilità (*tabella 6*) e della severità (*tabella 7*).

		SEVERITA'			
		catastrofica	maggiore	marginale	minore
PROBABILITA'	alta	5	5	4	3
	media	5	5	3	2
	bassa	4	4	3	2
	molto bassa	4	3	2	1
	remota	3	2	2	1

Tabella 4: matrice di criticità

5	Guasto inaccettabile
4	Guasto intollerabile
3	Guasto indesiderabile
2	Guasto accettabile
1	Guasto minore

Tabella 5: legenda parametri matrice di criticità.

P nella matrice	Descrizione Probabilità	P da FMEA
alta	ricorrenza costante 1:100-1:200	9-10
media	evento frequente 1:200-1:500	7-8
bassa	evento occasionale 1:500-1:1000	4-6
molto bassa	evento sporadico 1:1000-1:5000	2-3
remota	evento raro 1:5000-1:100000	1

Tabella 6: legenda associazione valori di probabilità della FMEA con parametri FMECA

S nella matrice	Descrizione Severità	S da FMEA
catastrofica	Danno Grave. Interruzione del funzionamento lunga, danno ad altri componenti della linea	9-10
maggiore	Danno Critico. Interruzione del funzionamento prolungata, danno non sempre riparabile	7-8
marginale	Danno Lieve. Interruzioni nel funzionamento, danno riparabile	4-6
minore	Danno Insignificante. Leggero disturbo nel funzionamento	1-3

Tabella 7: legenda associazione valori di severità di guasto della FMEA con parametri FMECA

Nella “*tabella 8*” è stata eseguita l’analisi FMECA con associata la matrice di criticità.

Componente	Funzionalità	Modalità di guasto	Effetto locale sul componente	Effetti del guasto sul motoriduttore	Cause del guasto	P (probabilità)	S (severità)	Parametri Matrice di criticità
1	Albero di rinvio	Trasmissione del moto agli ingranaggi	La rottura dell'albero viene intesa come la frattura, che consiste nella separazione di questo in due parti	La rottura dell'albero comporta un'errata trasmissione del moto all'interno del riduttore	Errori in fase di realizzazione e montaggio	1	8	2
					Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti	3	8	3
					Rottura o malfunzionamenti o degli altri componenti	4	8	4
					Errore geometria dell'albero	1	7	2
					Errore stima del carico	1	7	2
					Materiale non conforme	1	8	2
					Errori in fase di realizzazione e montaggio	1	8	2
					Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti	3	8	3
					Rottura o malfunzionamenti o degli altri componenti	4	8	4
					Materiale non conforme	1	8	2
		Rottura per urto			Urto	3	7	3
2	Cuscinetto SKF	Rottura cuscinetto	Rottura del componente	La rottura del cuscinetto comporta un disassamento e danneggiamento	Surriscaldamento	4	7	4

Elemento di supporto dei componenti in rotazione			dell'albero e quindi un relativo arresto del riduttore	Errori in fase di montaggio	7	7	5
				Urto	3	7	3
				Componente non conforme	1	7	2
				Utilizzo improprio macchinario	3	7	3
				Selezione componente errato	1	7	2
				Accoppiamento errato	1	7	2
	Malfunzionamento cuscinetto	Deterioramento e usura localizzata in punti specifici del componente	Vibrazioni/ rumorosità irregolare e diminuzione della precisione di lavoro	Errori in fase di montaggio	7	3	2
				Urto	3	3	1
				Componente non conforme	1	3	1
				Lubrificante inquinato	3	3	1
				Usura	6	3	2
				Insufficiente lubrificazione sui corpi volventi	7	3	2
				Danneggiamenti sugli anelli e sui corpi volventi	3	3	1
				Modifica delle condizioni di esercizio, precarico o troppo gioco di funzionamento	3	3	1
Modifica del gioco di	2	4	2				

						funzionamento per dilatazione termica			
3	Ghiera filettata SKF	Impedisce che la ruota trasli assialmente	Svitamento	-	Possibile mobilità della ruota, possibile disassamento	Errore nell'avvitamento in fase di montaggio	4	5	3
						Errata scelta di progetto	1	7	2
						Componente non conforme	1	5	2
4	Rondella SKF	Blocca la rotazione della ghiera	Rottura dente che blocca la rotazione alla ghiera	Rottura componente	Possibile svitamento ghiera e disassamento	Errore nell'avvitamento in fase di montaggio	4	4	3
						Errata scelta di progetto	1	7	2
						Componente non conforme	1	4	2
5	Ruota dentata	Trasmissione del moto tra più alberi	Rottura denti a fatica	Rottura componente	Vibrazioni, instabilità trasmissione	Errori in fase di montaggio	4	6	3
						Materiale non conforme	1	6	2
						Errata progettazione	1	7	2
6	Ingranaggio		Eccessiva usura	Errata trasmissione della coppia	Vibrazioni, instabilità trasmissione	Pitting= corrosione puntiforme del materiale	4	6	3
						Errata progettazione	1	5	2
						Lubrificante inquinato	4	6	3
			Grippaggio/ plastic flow	Microsaldature tra i denti	Blocco riduttore per eccesso di attrito	Materiale non conforme	1	8	2
						Surriscaldamento	4	8	4
						Perdita di lubrificazione, lubrificante non conforme	7	7	5

						Velocità anomale, troppo elevate	2	8	3
7	Linguetta	Trasmette il moto tra albero e ruota	Rottura a fatica	Rottura componente	Mancata trasmissione	Errori in fase di montaggio	3	5	2
						Avvio e spegnimento dell'impianto frequenti con conseguente carico maggiore	3	5	2
						Urto	3	5	2
						Errata progettazione	1	5	2
						Componente non conforme	1	5	2
8	Anello Seeger	Impedisce il movimento dei cuscinetti/contenimento del liquido lubrificante	Malfunzionamento	Danneggiamento/ usura componente	Slittamento del cuscinetto	Errori in fase di montaggio	4	3	2
						Componente non conforme	1	3	1
						Errata progettazione	1	5	2
						Deterioramento anomalo	4	3	2

Tabella 8: FMECA con parametri associati alla matrice per ogni causa di guasto

3.2 COMMENTO ANALISI FMEA E FMECA

L'analisi FMEA ha dato come risultato una tabella dove vi sono suddivisi tutti i componenti e per ciascuno di questi è stato ricavato:

- Una o più modalità di guasto;
- Gli effetti che hanno sul componente e sul motoriduttore;
- Le azioni correttive per ridurre la probabilità che avvengano i guasti;
- L'RPN per ogni modalità di guasto.

La FMECA ha un ruolo fondamentale per riuscire a capire quale sia il componente più critico e le modalità di guasto dove è necessario soffermarsi per far sì che non avvengano.

Analizzando l'indice RPN è stato possibile constatare che le cause di guasto con un rischio maggiore sono le seguenti: per quanto riguarda gli ingranaggi le cause più critiche sono la perdita di lubrificante, il "pitting" e il surriscaldamento, per i cuscinetti sono il surriscaldamento e l'usura, per l'albero è la rottura o il malfunzionamento degli altri componenti e per le ruote dentate è l'usura.

Confrontando l'RPN con la matrice di criticità (che considera solo la probabilità di accadimento e la severità del guasto), si è riscontrato che tali cause di guasto risultano le più problematiche.

L'utilizzo della matrice di criticità può sia essere un elemento di supporto dei risultati ottenuti dall'indice RPN, sia uno strumento di sostituzione di tale indice in mancanza di dati di rilevabilità.

In tutte le fasi produttive del sistema è utile confrontarsi con l'analisi FMEA, così da prevedere eventuali errori che potrebbero provocare dei guasti. In particolar modo, in fase progettuale si deve far attenzione ai componenti più critici e realizzare un piano di manutenzione mirato.

4. L'ANALISI FTA

La Fault Tree Analysis (FTA) è un metodo di analisi di affidabilità del tipo “dall’alto verso il basso”. Consiste sull’identificazione di un **evento principale** (top event) che risulta critico nel sistema di riferimento. In seguito vengono determinate le diverse modalità di guasto, le condizioni e i fattori che causano/potrebbero causare o contribuire al verificarsi di un risultato indesiderato.

La FTA rappresenta un metodo efficiente che identifica e valuta le modalità di guasto e le cause di guasto e spesso viene utilizzata come strumento di supporto alla FMEA. Tale analisi studia un singolo evento globale alla volta, scomponendolo in sotto-eventi: questo permette di individuare i componenti critici e di pianificare degli interventi di manutenzione mirati alla riduzione della probabilità di malfunzionamento del sistema.

L’analisi FTA può essere sia qualitativa che quantitativa. La prima consiste nella creazione dell’albero di guasto (fault tree), mentre la seconda associa una probabilità di accadimento ad ogni evento.

4.1 L'ANALISI FTA QUALITATIVA DEL MOTORIDUTTORE

Lo svolgimento della seguente analisi è stato eseguito seguendo la procedura generale riportata in [1]:

- Sono stati definiti l’/gli evento/i principale/i;
- Si sono identificati gli eventi intermedi, eventi che causano l’evento principale;
- Sono stati ricercati gli eventi primitivi, eventi che causano gli eventi intermedi.

Gli eventi sono associati tra loro con dei gate logici (AND, OR, XOR, ...). I simboli utilizzati per l’analisi FTA della tesi presentata sono rappresentati nella “*tabella 9*”.




SIMBOLI FTA	NOME ASSOCIATO AI SIMBOLI
	Evento principale
	Eventi intermedi e primari
	OR GATE

Tabella 9: simboli utilizzati nella FTA

Le porte logiche di tipo OR si comportano come la “*tabella 10*”:

INPUT A	INPUT B	OUTPUT A+B
0	0	0
1	0	1
0	1	1
1	1	1

Tabella 10: funzionamento porta logica di tipo OR.

Quando entrambe le entrate (gli eventi primari) sono su 0, ovvero non accadono, l'evento correlato in uscita non accade. Quando una o entrambe le entrate risultano pari a 1, ovvero accadono, l'evento in uscita accade.

Sono stati analizzati due eventi principali:

- il primo in cui il riduttore non trasmette coppia ovvero la velocità del riduttore in uscita è nulla (figura 3);
- il secondo in cui il riduttore non è fermo ma presenta un moto intermittente con delle vibrazioni (figura 4).

4.2 L'ANALISI FTA QUANTITATIVA DEL MOTORIDUTTORE

Oltre all'analisi FTA qualitativa è stata svolta anche l'analisi FTA quantitativa. Tale analisi consiste nell'associare ad ogni evento una probabilità di accadimento. In questo modo, è possibile calcolare la probabilità di accadimento dell'evento principale. Nel caso analizzato in questa tesi, non è stato possibile ricavare tutte le probabilità di accadimento per ogni singolo evento a causa della mancanza di dati.

È stato possibile ottenere alcuni dati approssimativi attraverso la Stress-Strength Analysis (analizzata in seguito nel capitolo 5). Per gli eventi dei quali non è stato possibile calcolare la probabilità di accadimento, è stata posta un'affidabilità del 99% per non penalizzare eccessivamente l'affidabilità del sistema.

L'affidabilità di un sistema, R_s , è data dal prodotto delle affidabilità dei suoi n eventi indipendenti, R_i . Gli input nell'analisi FTA, analizzata in seguito, sono legati da un gate logico di tipo OR quindi indipendenti tra loro e l'affidabilità si ricava con la seguente equazione (2) da [1]:

$$R_s = \prod_i R_i \quad (2)$$

Dall'espressione (3) si ricava la probabilità di guasto del sistema G_s :

$$G_s = 1 - R_s \quad (3)$$

Nelle immagini 3-4 e 5, sono inserite, accanto agli eventi, le percentuali di affidabilità. Con il colore rosso, sono sottolineate le affidabilità ricavate nella Stress-Strength Analysis (capitolo

5), mentre in verde sono state inserite delle percentuali pari al 99%. Tali valori sono stati posti dal gruppo di studio per ottenere l'analisi quantitativa della FTA. Sono delle stime ipotetiche e per ottenere un'analisi realistica sarebbe necessario avere maggiori dati per inserire correttamente il valore di affidabilità.

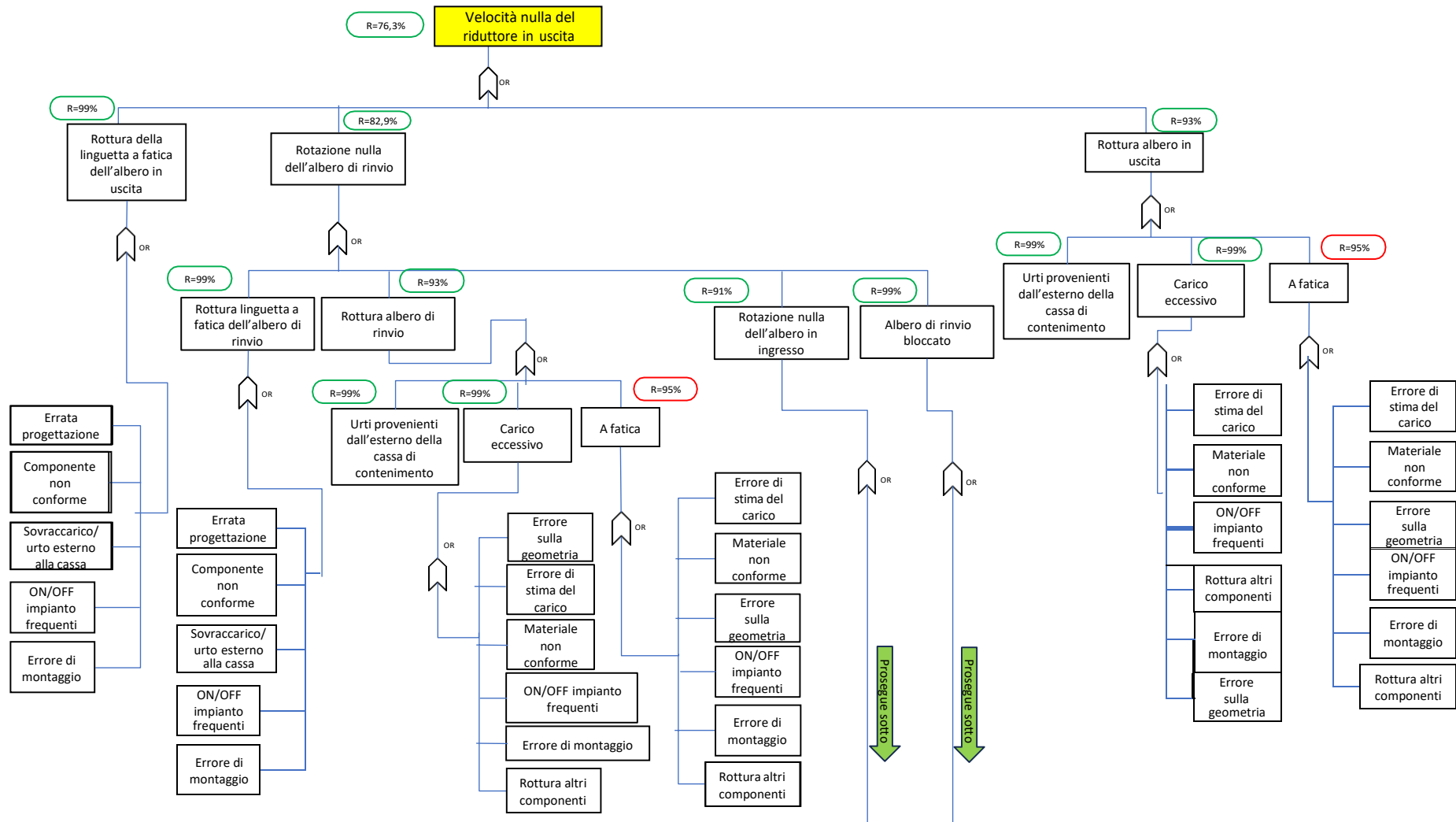
4.3 SVILUPPO E COMMENTO DELL'ANALISI FTA

Dai concetti sopra sviluppati, è stato possibile procedere con l'analisi effettiva della FTA associata al motoriduttore.

In primo luogo, è stata costruita l'analisi FTA con focus sull'albero di rinvio. Successivamente, sono state studiate le interazioni tra i tre alberi (ingresso, rinvio ed uscita), riuscendo a costruire l'analisi FTA del motoriduttore completa.

Di seguito le immagini dell'analisi FTA (figure 3, 4) seguite da un commento.

4.3.1 VELOCITÀ NULLA DEL RIDUTTORE IN USCITA



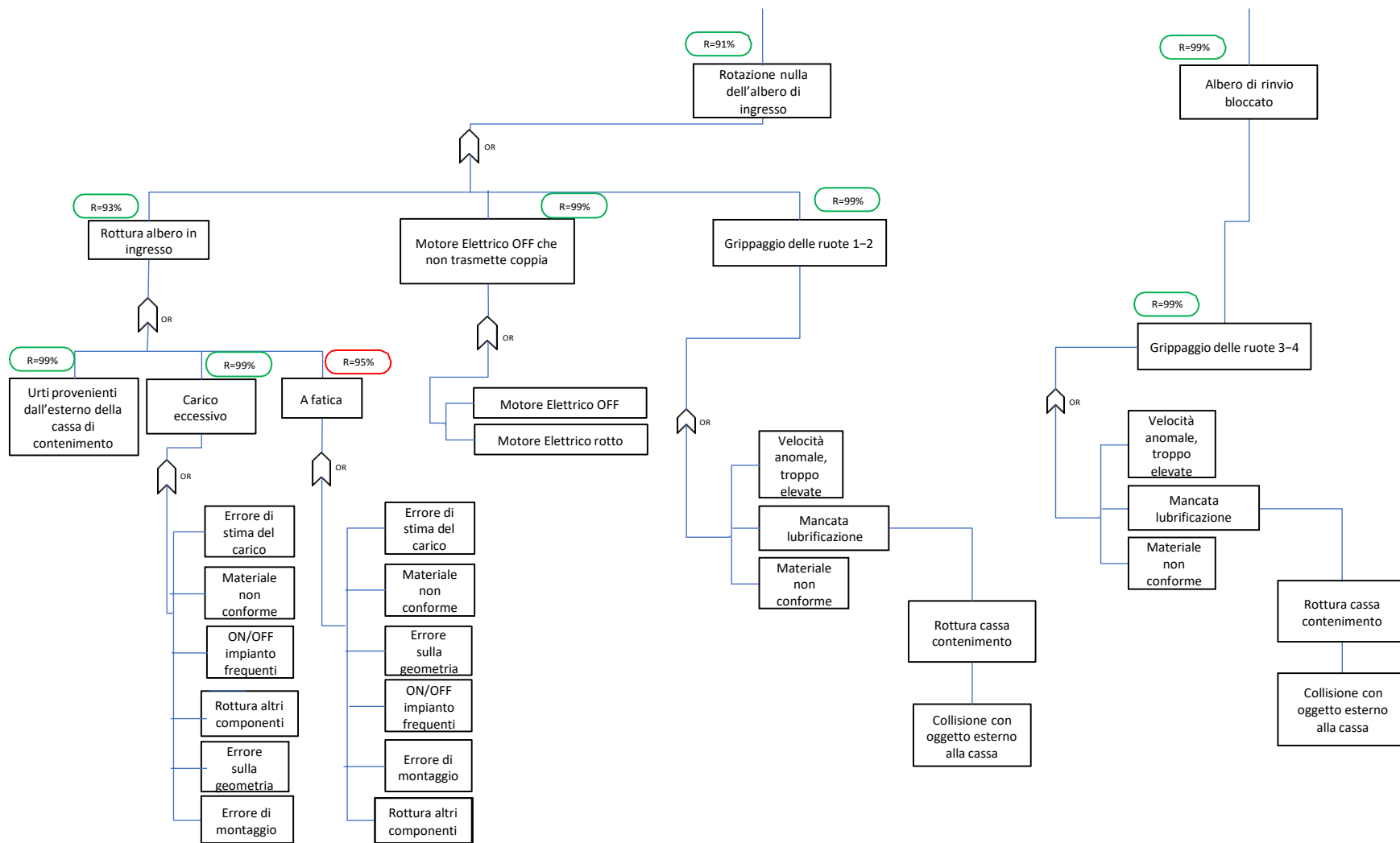


Figure 3: analisi FTA Velocità nulla del riduttore in uscita

La trasmissione del moto del riduttore può risultare nulla per tre cause principali:

- 1) Rottura della linguetta a fatica dell'albero in uscita;
- 2) Rottura dell'albero in uscita;
- 3) Rotazione dell'albero di rinvio nulla.

1) La rottura della linguetta a fatica dell'albero in uscita.

La linguetta è l'organo adibito alla trasmissione della coppia dall'albero alle ruote. Essa è adatta a trasmettere coppia senza inversione di segno, coerentemente con quanto riportato in [6]. La rottura può essere causata da:

- Un'errata progettazione.

L'errore può essere nel dimensionamento errato della sezione dell'albero in quanto le dimensioni della linguetta dipendono dal diametro dell'albero stesso. L'altezza h e la larghezza b si trovano nel catalogo delle linguette conoscendo la sezione dell'albero corrispondente. Un altro errore può essere nell'applicazione dell'equazione (4) che determina la lunghezza l della linguetta, da [6]:

$$l = \frac{2 \cdot Mt}{d_a \cdot t \cdot p_{adm}} \quad (4)$$

Una stima errata della pressione ammissibile p_{adm} o della altezza della cava t o del diametro dell'albero d_a determina una errata lunghezza della linguetta. Con una lunghezza erronea non è possibile ottenere delle verifiche a taglio e progettuali (verifica del confronto della ruota dentata con lunghezza linguetta) corrette con la possibile rottura della linguetta in esercizio.

Un altro errore può essere una scelta non opportuna della tensione ammissibile, σ_{adm} , che influenza la verifica a taglio, come si può analizzare nel progetto del motoriduttore [2].

- Componente non conforme.

È un errore che coinvolge la produzione, quando non sono rispettate le caratteristiche della tavola tecnica e della scheda tecnica.

- Sovraccarico dovuto ad un urto esterno.

Un sovraccarico del nastro trasportatore può provocare dei carichi di punta che superano il carico di esercizio, questi possono influenzare la rottura della linguetta.

- ON/OFF dell'impianto frequenti.

Le accensioni e gli spegnimenti frequenti dell'impianto possono provocare dei carichi di punta che superano il carico di esercizio, influenzando la rottura della linguetta. L'organo linguetta è utilizzato con moti regolari e in una sola direzione.

- Errore di montaggio.

2) Rottura dell'albero in uscita.

La rottura di un albero consiste in una frattura più o meno profonda dell'albero stesso. Può essere causata da un urto proveniente dall'esterno della cassa di contenimento, da un carico eccessivo che supera il carico di progetto, da delle sollecitazioni a fatica.

- Carico eccessivo. Un carico eccessivo può essere provocato da un errore della stima del carico da progetto, dal materiale non conforme che non rispetta le caratteristiche meccaniche richieste, da accensioni e spegnimenti dell'impianto frequenti che provocano delle coppie di spunto che superano i carichi previsti da progetto, dalla rottura di altri componenti del motoriduttore che provocano una distribuzione di carico differente, da un

errore di montaggio in fase di assemblaggio nel quale non si rispettano le caratteristiche richieste dalla tavola tecnica, un errore sulla geometria dell'albero che implica una progettazione scorretta. L'errore in progettazione riguarda prevalentemente la verifica statica a resistenza svolta in [2]. Si è scelto di utilizzare il criterio di Von Mises per il calcolo della tensione composta agente sull'albero. Un errore può essere nell'utilizzo erraneo di tale criterio.

- Rottura a fatica. La rottura a fatica può essere provocata da una stima errata del carico di progetto. Per il calcolo del limite di fatica del materiale in [2] si è utilizzata la seguente formula (5):

$$\sigma_{a,inf} = \varphi \cdot \sigma_R \quad (5).$$

Tale errore può essere dovuto ad una stima errata dei coefficienti di riduzione da fatica che penalizzano la tensione di rottura del materiale, $\sigma_{a,inf}$, o del rapporto di fatica φ . I coefficienti utilizzati per ridurre la tensione sono i seguenti: K_d in funzione della dimensione dell'albero, K_l tiene conto della finitura superficiale, K_v per il tipo di sollecitazione e K_f che considera l'effetto d'intaglio, ricavati da [7]. Un altro errore può essere nel calcolo errato della pendenza della curva di Wöhler e del coefficiente di sicurezza a fatica, analizzati in [2]. Altre cause possono essere: un materiale non conforme che non rispetta i requisiti meccanici e dimensionali di progetto, delle accensioni e spegnimenti dell'impianto frequenti che provocano dei carichi di punta, delle sollecitazioni non previste da progetto riducendo la vita utile del componente. Come è analizzato in [2], la verifica torsionale è rispettata e per le condizioni poste nel progetto si può affermare che la torsione subisce una variazione solo nei momenti di avvio del nastro trasportatore, mentre durante il resto del tempo rimane costante. Le accensioni, in [2], sono ininfluenti rispetto al funzionamento continuo per cui si è assunto costante il valore di torsione. Se le accensioni sono frequenti, la torsione non rimane costante e influisce sulla verifica a fatica che potrebbe non ritenersi superata portando a rottura l'albero. Un altro errore può essere durante la fase di montaggio nella quale non si rispettano le indicazioni inserite nella tavola tecnica, un'ultima causa è la rottura degli altri componenti collegati con l'albero in questione che provocano una distribuzione di carico differente non analizzata in progettazione (come ad esempio i cuscinetti).

3) La rotazione nulla dell'albero di rinvio può essere dovuta:

- alla rottura a fatica di una delle due linguette dell'albero di rinvio a fatica (le cause sono le stesse del punto 1);
- alla rottura dell'albero di rinvio già analizzata nel punto 2);
- alla rotazione nulla dell'albero in ingresso;
- all'albero di rinvio bloccato.

Di seguito si analizzano le ultime due cause.

Rotazione nulla dell'albero in ingresso. Tale evento può essere causato da:

- la rottura dell'albero in ingresso già analizzata nel punto 2);
- il motore elettrico è spento o rotto e non trasmette coppia all'albero in ingresso impedendo il corretto funzionamento;
- grippaggio della coppia di ruote 1-2.

Il Grippaggio delle ruote: fenomeno che avviene tra due superfici solide in contatto, nel caso in esame tra le superfici dei denti delle ruote. Accade per eccessivo attrito e conseguente surriscaldamento fino ad arrivare ad una saldatura locale. Tale fenomeno avviene per diverse cause tra cui: velocità degli alberi anomale superiori a quelle di progetto causano un attrito

eccessivo tra i denti delle ruote; la scelta del materiale non risulta conforme o il materiale di produzione non rispetta le caratteristiche di progetto; mancata lubrificazione o ridotta lubrificazione. La lubrificazione può non essere sufficiente a causa di una fuoriuscita di olio lubrificante dalla cassa di contenimento del motoriduttore.

Albero di rinvio bloccato. L'albero di rinvio può risultare bloccato a causa del grippaggio tra le ruote 3 e 4, anche in questo caso valgono le cause analizzate precedentemente.

4.3.2 MOTORE DEL RIDUTTORE CON VIBRAZIONI

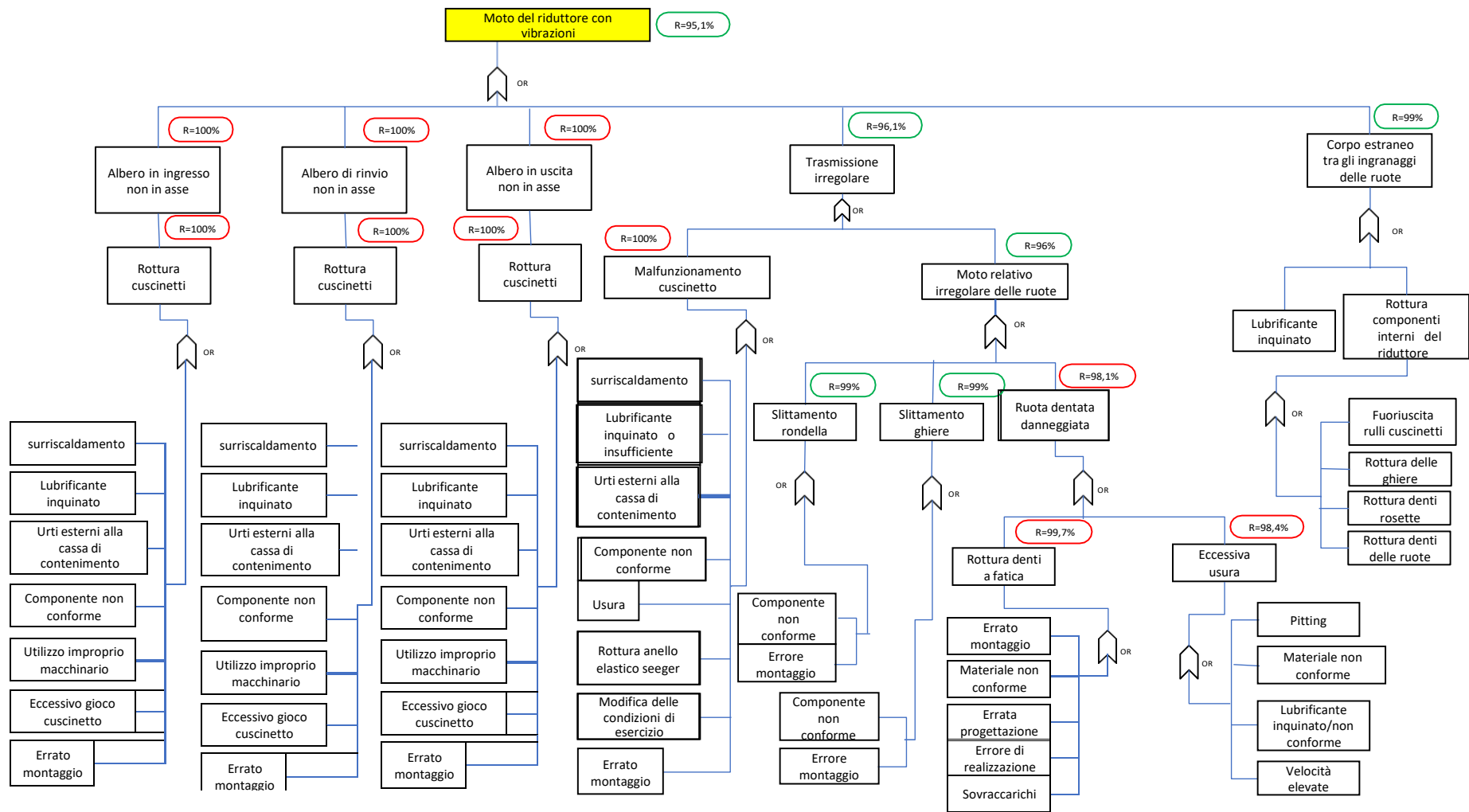


Figura 4: analisi FTA, moto del riduttore con vibrazioni.

La trasmissione del moto del riduttore può risultare irregolare con vibrazioni per le seguenti cause:

- 1) Albero in ingresso non in asse;
- 2) Albero di rinvio non in asse;
- 3) Albero in uscita non in asse;
- 4) Trasmissione irregolare;
- 5) Corpo estraneo tra gli ingranaggi delle ruote.

Si analizzano di seguito le cause.

1) Albero non in asse. (1-2-3)

Gli eventi 1-2-3 riguardano alberi differenti dello stesso riduttore le cui cause sono uguali e dipendono dalla rottura dei cuscinetti. I cuscinetti hanno lo scopo fondamentale di permettere la rotazione degli alberi con la minor perdita di potenza possibile. Per il progetto del motoriduttore [2], è stata scelta la coppia cuscinetto a sfere-cuscinetto a rulli. Il cuscinetto a sfere blocca lo spostamento assiale dell'albero, mentre il cuscinetto a rulli permette il moto assiale; inoltre di quest'ultimo viene sfruttata la maggior capacità di carico per questo motivo la scelta progettuale è stata di collocarlo nel lato dell'albero in cui si ha maggior carico dinamico. La rottura può essere causata da:

- Surriscaldamento. In fase di progettazione è stato assunto che l'albero di rinvio fosse isostatico di conseguenza è necessario che il cuscinetto a rulli assicuri uno spostamento assiale minimo tra l'anello interno rispetto a quello esterno. Una delle cause principali di spostamento assiale sono le dilatazioni termiche. Si ha surriscaldamento quando la variazione di temperatura ΔT (differenza tra temperatura di esercizio e di produzione) supera quella di progetto. La dilatazione termica è data dall'equazione (6), come descritto in [2]:

$$\varepsilon_{term} = \lambda \cdot \Delta T \quad (6)$$

La variazione di lunghezza dell'albero ΔL si ottiene dall'equazione (7), come descritto in [2]:

$$\Delta L = L_0 \cdot \varepsilon_{term} \quad (7)$$

Un surriscaldamento eccessivo provoca una dilatazione che sfora i limiti di progetto non consentendo lo spostamento assiale del cuscinetto a rulli.

- Lubrificante inquinato che influisce sul corretto funzionamento dei cuscinetti.
- Urti esterni alla cassa di contenimento.
- Componente non conforme. Tale errore può essere sia di tipo progettuale che produttivo/di assemblaggio. Un errore progettuale consiste in una scelta erranea dei cuscinetti adatti inseriti a progetto, mentre l'errore produttivo può essere una selezione del cuscinetto non concorde con la scheda tecnica.
- Utilizzo improprio del macchinario (eccessivi carichi in esercizio). Gli accoppiamenti tra anello interno del cuscinetto e l'albero sono per interferenza in quanto essi sono montati su un albero rotante. Il carico agente non deve aumentare l'interferenza tra l'anello interno e l'albero di trasmissione. Per garantire ciò, la verifica che si utilizza in fase di progettazione è che l'interferenza minima sia minore o uguale a quella richiesta dall'equazione (8) da [8], descritta in [2]:

$$\Delta = 2,5\sqrt{F \frac{d}{r_B}} \quad (8)$$

- Eccessivo gioco del cuscinetto. Tale errore può essere sia di tipo progettuale che produttivo. L'errore progettuale può consistere sia in un'errata scelta del cuscinetto e di conseguenza delle tolleranze inserite nella tavola tecnica, sia in un errore di progettazione a dettaglio dello spallamento o del sistema di bloccaggio dei cuscinetti. Secondo il catalogo dei cuscinetti SKF [8], l'utilizzo dei cuscinetti richiede la rettifica sia della superficie cilindrica con cui si accoppia l'anello interno sia dello spallamento su cui va in battuta. Per questo motivo in base alla normativa UNI EN ISO 18388 è necessario utilizzare una gola di tipo F; se tale gola non è conforme può provocare delle interferenze nel montaggio e delle sollecitazioni maggiori che richiedono l'utilizzo di distanziali. Il sistema di bloccaggio assiale dei cuscinetti consiste in un anello elastico (anelli Seeger) secondo la norma UNI 7435 [9], se la scelta di tale anello permette lo scorrimento dei cuscinetti, l'assialità dell'albero viene meno e l'albero ruoterà non in asse. Se le tolleranze di lavorazione non sono rispettate in fase di produzione possono provocare dei giochi eccessivi, tali giochi non permettono all'albero di rimanere bloccato in sede e di ruotare assialmente.
- Errato montaggio. I cuscinetti utilizzati nel progetto del motoriduttore sono di dimensioni ridotte per cui il montaggio è di tipo meccanico e non richiede particolari accorgimenti. Lo smontaggio richiede delle cave per l'utilizzo dell'estrattore. Un possibile errore nel montaggio consiste nel non controllo della battuta del cuscinetto mentre nello smontaggio se si utilizzano altri estrattori o altri metodi rispetto a [2], è possibile rompere gli anelli del cuscinetto danneggiandolo in modo irrecuperabile.

4) Trasmissione irregolare

La trasmissione irregolare del moto può essere causata sia da un malfunzionamento dei cuscinetti sia dal moto irregolare delle ruote. Di seguito si analizzano queste due cause.

Il malfunzionamento dei cuscinetti può essere causato da:

- Surriscaldamento (già analizzato precedentemente) provoca una dilatazione termica eccessiva che non permette lo scorrimento assiale del cuscinetto a rulli. Inoltre, le variazioni di temperatura, a cui un cuscinetto a rotolamento viene sottoposto, possono produrre un cambiamento istantaneo nel lubrificante. Il calore può far evaporare l'olio lubrificante riducendo lo strato lubrificante o formando dei residui che compromettono il corretto funzionamento del cuscinetto.
- Lubrificante inquinato o insufficiente. Una corretta lubrificazione dei cuscinetti evita dei danneggiamenti prematuri e aumenta la durata operativa. Diminuisce l'usura degli elementi a contatto, protegge gli stessi dalla corrosione e dagli inquinanti esterni, riduce l'attrito tra i corpi volventi e riduce la temperatura grazie alla dispersione di calore. Per la lubrificazione dei cuscinetti è possibile utilizzare sia olio lubrificante che del grasso. La giusta quantità di lubrificante si determina con delle formule empiriche ricavate da dei test sul campo e dipendono dalla temperatura, dal carico, dall'oscillazione e dall'ambiente in cui è inserito il cuscinetto.
- Urti esterni alla cassa di contenimento.
- Componente non conforme (già analizzato precedentemente).
- Usura. L'usura dei cuscinetti a rotolamento è un fenomeno progressivo e nello stadio avanzato può provocare la rottura del componente. Tale evento è causato da una

lubrificazione non corretta, da carichi eccessivi, dalla presenza di particolato estraneo nel lubrificante e dal surriscaldamento. Con il termine usura si intende l'asportazione di materiale e una conseguente diminuzione di spessore delle parti usurate. L'usura interessa sia la superficie di accoppiamento, ma anche l'area di contatto tra la pista dell'anello ed i corpi volventi; tale fenomeno provoca una trasmissione di coppia irregolare.

- Rottura anello elastico Seeger. Lo scopo dell'anello Seeger è il bloccaggio assiale dei cuscinetti. Se tale anello si rompe i cuscinetti non lavorano correttamente e la trasmissione può risultare irregolare.
- Modifica delle condizioni di esercizio/ utilizzo improprio del macchinario (già analizzato precedentemente).
- Eccessivo gioco del cuscinetto (già analizzato precedentemente).
- Errato montaggio (già analizzato precedentemente).

Il moto relativo irregolare delle ruote può essere causato da:

- Lo slittamento della ghiera. Per mantenere le ruote dentate in posizione e impedire il movimento assiale delle stesse si utilizzano le ghiera di fissaggio; esse si avvitano e vanno in battuta sulla ruota tramite una rondella anti-svitamento. Per la scelta delle ghiera e delle rondelle si fa riferimento al manuale SKF [10], per cui lo svitamento della ghiera può essere dovuto ad un'errata scelta progettuale o un errore in produzione (una filettatura metrica errata) che determina un componente non conforme. Un'altra causa dello slittamento della ghiera può essere un errore di montaggio dovuto all'operatore che non avvita il componente in modo adeguato o non utilizza la chiave a settore per lo svitamento rompendo la ghiera stessa.
- Lo slittamento della rosetta/rondella. Come per la ghiera, l'errore può essere sia progettuale, una scelta erranea del componente, che produttivo, non rispetta i requisiti richiesti dalla tavola tecnica. Inoltre, può sussistere un altro errore progettuale che riguarda la geometria della rondella. Un accorgimento progettuale sta nel garantire che la rosetta vada in battuta sulla ruota; altrimenti è possibile uno svitamento della rondella e della ghiera con un conseguente movimento della ruota dentata.
- Ruota dentata danneggiata. Il moto delle ruote può essere compromesso se la ruota dentata risulta danneggiata. La geometria dei denti delle ruote dentate utilizzata nel progetto di riferimento [2], garantisce un rapporto di trasmissione costante. Questa proprietà è assicurata se si utilizzano dei profili coniugati: il profilo coniugato utilizzato è ad evolvente di cerchio. Il vantaggio di questo profilo è che il punto di contatto giace sulla retta tangente dei due profili e questo permette di avere un rapporto di trasmissione costante. Il dimensionamento delle ruote dentate si basa sul modulo e sull'angolo di pressione. I principali danneggiamenti sulle ruote possono essere due: la rottura dei denti a fatica e l'eccessiva usura. Di seguito si analizzano questi due eventi.

La rottura dei denti a fatica può essere causata da:

- Un errore di montaggio. Se le ruote non sono posizionate correttamente il punto di contatto tra i denti non giace lungo la retta tangente e di conseguenza alcuni denti subiscono una forza tangenziale superiore a quella stimata da progetto [2], portando il dente a cedimento per fatica dovuta a flessione.
- Materiale non conforme. Se si utilizza un materiale differente rispetto al materiale utilizzato in progettazione, le caratteristiche meccaniche sono diverse e le verifiche a resistenza possono venir meno in quanto il valore limite di resistenza diminuisce e i denti dell'ingranaggio possono subire una deformazione plastica e una successiva rottura.

- Errore di realizzazione. Dipende dalla precisione di lavorazione che il dente subisce e dalla modalità di realizzazione delle ruote stesse (dipendenti dai costi e dalla tecnologia utilizzata). Se la ruota è prodotta in modo grossolano e non rispetta le indicazioni tecniche previste, il punto di contatto tra i denti delle due ruote può non essere in linea con la retta tangente e di conseguenza è possibile una rottura dei denti a fatica per sovraccarico.
- Errore di progettazione. L'errore di progettazione può riguardare sia il dimensionamento che la verifica delle ruote. Secondo il Manuale dell'ingegnere [11], inizialmente si calcola il modulo minimo m_i necessario a trasmettere la coppia nella ruota i -esima di riferimento secondo la formula (9):

$$m_i \geq \sqrt[3]{\frac{2 \Phi M_{t,nom} q_i}{z_i \lambda_i \xi_i \gamma_{d,i} \sigma_{adm}}} \quad (9).$$

Una stima errata dei termini nella formula (9) determinano un modulo errato che non trasmette la coppia richiesta. Misurato il modulo, si prosegue con la verifica a resistenza da [11]:

$$\sigma_{max} = \frac{F_t q}{b m s \eta} \leq \sigma_{adm} \quad (10)$$

Se la verifica a resistenza non è eseguita con i termini corretti, il rischio è che i denti della ruota cedano a fatica perché non sono in grado di sopportare alle sollecitazioni reali.

- Sovraccarichi. Forze tangenziali superiori a quelle previste da progetto possono rompere i denti a fatica perché la verifica a resistenza non è rispettata.

L'eccessiva usura può provocare dei danneggiamenti sulla ruota e di conseguenza una trasmissione irregolare. L'eccessiva usura può essere procurata da:

- Pitting. La principale causa del danneggiamento degli ingranaggi è di origine superficiale. Per pitting si intende l'usura dovuta alla fatica da contatto superficiale che potrebbe innescare delle cricche. È un fenomeno di fatica dovuto alla pulsazione della pressione di contatto tra i denti ingranati di due ruote. Se la pressione di contatto supera il limite di resistenza della superficie calcolato in progettazione, può accadere che, durante la ripetizione di cicli di sforzo, si stacchino dei frammenti di materiale dalla superficie dell'ingranaggio. In progettazione la verifica ad usura è eseguita applicando la formula (11) da [11] ed è la seguente:

$$p_{max} = f \sqrt{\frac{F_t}{b m} \left(\frac{1}{z_a} + \frac{1}{z_b} \right) \frac{1}{\gamma_d \gamma_e}} \leq p_{adm} = 2,5 \frac{H_t}{\sqrt[6]{n h}} \quad (11)$$

Se la forza tangenziale aumenta la pressione di contatto sarà maggiore e potrebbe risultare superiore di quella ammissibile del materiale; portando in un primo momento un'usura superficiale preferenziale e in seguito una frattura.

- Materiale non conforme. Se si utilizza un materiale differente rispetto al materiale utilizzato in progettazione, le caratteristiche meccaniche sono diverse e le verifiche ad usura possono risultare non superate. I denti degli ingranaggi subiscono un'usura eccessiva provocando una trasmissione irregolare a causa della superficie non più regolare.
- Lubrificante inquinato/non conforme. Un lubrificante inquinato contiene delle particelle che si inseriscono nel punto di contatto tra i due denti usurando il materiale. Un lubrificante non conforme risulta dannoso per gli ingranaggi in quanto

può provocare un'eccessiva usura dei denti. Un lubrificante troppo viscoso impedisce il moto regolare, un lubrificante troppo fluido usura il materiale prematuramente.

- Velocità elevate. Se le velocità del motoriduttore superano il valore di progetto, la potenza da trasmettere e le forze di contatto tra i denti saranno superiori e di conseguenza le superfici di contatto tra i denti subiranno un'usura prematura e superiore a quella stabilita dalla scheda tecnica di progetto.

5) Corpo estraneo tra gli ingranaggi delle ruote

Il moto del riduttore può presentare delle vibrazioni anche nel caso in cui tra gli ingranaggi delle ruote si inseriscono dei corpi estranei. Tali corpi possono provenire dal lubrificante inquinato che contiene delle particelle estranee sia dalla rottura dei componenti interni del riduttore. In quest'ultimo caso i componenti più comuni che si inseriscono tra gli ingranaggi delle ruote sono:

- Rulli dei cuscinetti a rulli;
- Frammenti della ghiera;
- Frammenti di denti delle rosette;
- Denti delle ruote rotti.

4.4 COMMENTO RIASSUNTIVO FTA

L'analisi FTA è uno strumento grafico che permette di analizzare le interazioni tra i componenti di un sistema, nel caso in oggetto del riduttore. Sono stati analizzati due eventi principali che presentano un albero dei guasti con delle porte logiche solo di tipo OR.

Di seguito una tabella riassuntiva (11) con i valori ricavati nell'analisi FTA quantitativa.

Evento principale	Affidabilità del sistema R_s	Probabilità di guasto del sistema G_s
Velocità nulla del riduttore in uscita	76,3%	23,7%
Moto del riduttore con vibrazioni	95,1%	4,9%

Tabella 11: tabella riassuntiva affidabilità del sistema per ogni evento principale analizzato nella FTA

Le affidabilità del sistema ottenute nell'analisi quantitativa risultano molto basse.

Per l'evento principale "Velocità nulla del riduttore in uscita", l'affidabilità del sistema è pari al 76,3%. Tale valore potrebbe essere migliorato se si potesse diminuire il valore di probabilità di rottura a fatica degli alberi che costituiscono il riduttore (pari al 5%). La probabilità di guasto dell'albero può essere migliorata applicando le azioni correttive analizzate nell'analisi FMEA (capitolo 3).

Per l'evento principale "Moto del riduttore con vibrazioni", l'affidabilità del sistema risulta più alta, pari al 95,1%. Tale valore potrebbe essere migliorato se si potesse diminuire il valore di probabilità di rottura a fatica e usura delle ruote dentate che costituiscono gli ingranaggi del riduttore. Anche in questo caso, è possibile diminuire la probabilità di guasto delle ruote dentate applicando le azioni correttive analizzate nell'analisi FMEA (capitolo 3).

5. STRESS-STRENGTH ANALYSIS

La Stress-Strength Analysis è una tecnica di analisi dell'affidabilità che permette di determinare la capacità di un elemento/componente di resistere a delle sollecitazioni di vario tipo (meccaniche, ambientali, elettriche etc.) che potrebbero provocare un guasto. La probabilità di guasto è direttamente proporzionale agli sforzi applicati. La relazione tra resistenza e sollecitazioni determina l'affidabilità dei componenti.

5.1 METODI DI CALCOLO STRESS-STRENGTH ANALYSIS.

Nella progettazione dell'albero di rinvio [2] sono stati calcolati i coefficienti di sicurezza utilizzando un valore ammissibile di tensione (**stress**) e un valore in esercizio di resistenza (**strength**), senza approfondire la probabilità legata a questi dati.

Resistenza e tensione, infatti, non sempre sono valori costanti e rispettano i valori presi dalla scheda tecnica; la tensione potrebbe variare a causa di carichi massimi differenti da quelli previsti in progettazione o di tolleranze geometriche non rispettate, e la resistenza potrebbe risultare diversa a causa delle proprietà del materiale, dalla fatica, temperatura e altri fattori.

Le variazioni di tali valori possono essere descritte da delle curve probabilistiche, le quali individuano l'affidabilità del componente, ovvero il campo di sicurezza applicativo dello stesso.

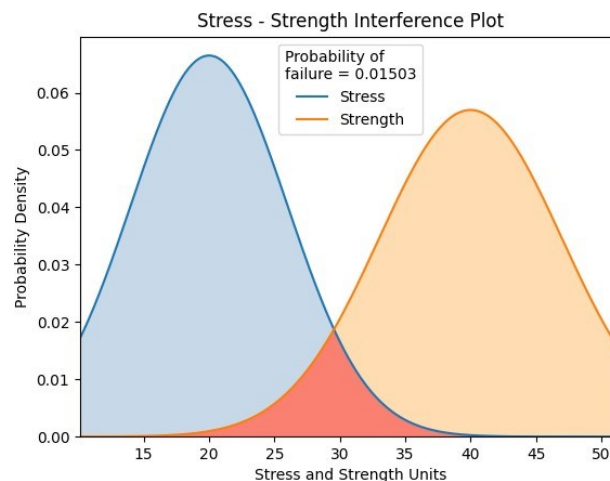


Figura 5: curve probabilistiche di tensione e resistenza [12]

Come è possibile vedere in figura 5, l'intersezione delle due curve rappresenta la probabilità di rottura del componente. Per calcolare la probabilità di rottura si utilizza la distribuzione normale. Tale metodo è stato applicato in quanto i valori considerati, nella seguente analisi, tendono a concentrarsi attorno ad un valor medio.

La distribuzione normale è caratterizzata dalla media (μ), che è il vertice della campana della curva che descrive la probabilità, e dalla deviazione standard (σ) che è un indice di dispersione statistico. Con questi dati è possibile calcolare il coefficiente Z (standardizzazione) tramite la formula (12) ricavata da [13]:

$$Z = \frac{\mu_{resistenza} - \mu_{tensione}}{\sqrt{\sigma_{resistenza}^2 + \sigma_{tensione}^2}} \quad (12).$$

Ciò che si fa è descrivere l'area di intersezione delle due curve, resistenza e tensione, in termini di probabilità ovvero creare una corrispondenza con la curva di distribuzione normale standard con $\mu = 0$ e $\sigma = 1$, dove Z è il valore dell'asse orizzontale, come rappresentato nella *figura 6*.

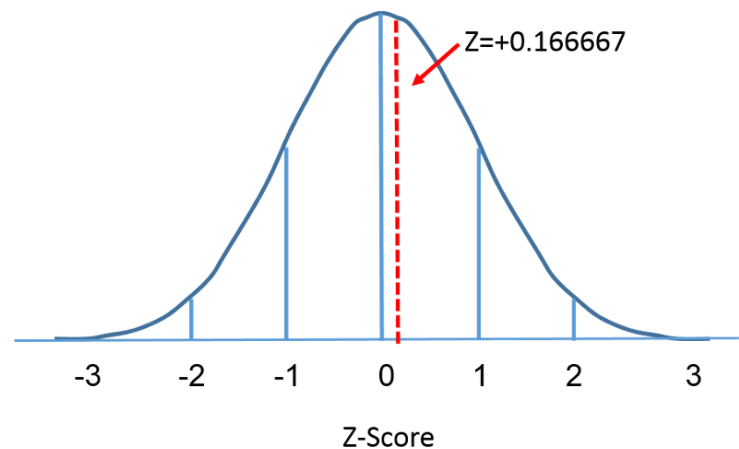


Figura 6: Rappresentazione del coefficiente Z [13]

Una volta calcolato il coefficiente Z si individua da delle tabelle [14] il valore di probabilità di rottura corrispondente.

Esiste un'implementazione di questo metodo per calcolare la probabilità di rottura senza fare uso delle tabelle [14]. Consiste nell'utilizzo di una funzione di Microsoft Excel chiamata **DISTRIB.NORM** ($x, media, dev_standard, cumulativo$). Si utilizzando i valori di μ (media) e σ (deviazione standard) delle curve di resistenza e di tensione.

Nella sintassi della funzione DISTRIB.NORM sono previsti gli argomenti seguenti:

- **X**. Valore per il quale si vuole calcolare la distribuzione. In questo caso il valore 0 che è il valore soglia che delimita l'affidabilità e la probabilità di rottura.
- **Media** μ . Media aritmetica della distribuzione. In questo caso la differenza tra la media della tensione e la media della resistenza.
- **Dev_standard** σ . Deviazione standard della distribuzione. In questo caso corrisponde allo scarto quadratico medio combinato delle due deviazioni standard, resistenza e tensione.
- **Cumulativo**. Valore logico che determina la forma assunta dalla funzione. Se cumulativo è VERO, DISTRIB.NORM restituirà la funzione distribuzione cumulativa, se è FALSO restituirà la funzione densità di probabilità. In questo caso VERO perché si ricerca la funzione cumulativa.

Per eseguire la Stress-Strength Analysis è stata utilizzata quest'ultima metodologia.

Si è suddiviso l'analisi nei 3 componenti più critici del motoriduttore che sono l'albero di rinvio, i cuscinetti, e le ruote dentate.

5.2 STRESS-STRENGTH ANALYSIS ALBERO DI RINVIO

Per effettuare l'analisi serve ricorrere alla verifica a fatica descritta nella relazione di progetto del motoriduttore [2]. Per facilitare la lettura sono state riportate le tabelle principali (*tabella 12*) necessarie per il calcolo.

SEZIONE	x [mm]	d [mm]	$\sigma_{a, inf}^*$ [MPa]	$\sigma^*_{a, 10^3}$ [MPa]	k	σ_{VM} [MPa]	ν_{fat}	ν_{min}
A-appoggio sx	0	50	344,9	880	8,115	2,3	152,4	1,25
B-gola rettifica sx	7	49,6	121,1	880	3,833	2,6	47,3	1,25
C-spallamento cuscinetto sx	14	54	116,1	880	3,752	2,6	44,5	1,25
D-gola scarico filettatura sx	55	62	111,2	880	3,675	4,8	23,4	1,25
E-linea media ruota sx	75	70	326,1	880	7,657	4,7	68,8	1,25
E-cava linguetta sx	75	62,5	101,7	880	3,523	6,5	15,6	1,25
F-spallamento ruota sx	100	85	130,0	880	4,060	3,5	37,3	1,25
G-spallamento ruota dx	275	85	136,2	880	4,281	12,4	11,0	1,25
H-cava linguetta dx	312,5	46	118,8	880	3,795	91,6	1,3	1,25
H-linea media ruota dx	312,5	52	342,9	880	8,065	63,5	5,4	1,25
I-gola scarico filettatura dx	346	47,7	119,9	881	3,811	58,2	2,1	1,25
O-spallamento cuscinetto dx	405,5	34	138,9	880	4,117	43,7	3,2	1,25
M-gola rettifica cuscinetto dx	413	29,6	138,0	880	4,102	44,7	3,1	1,25
N-appoggio dx	425	30	366,0	880	8,664	25,2	14,5	1,25

Tabella 12: verifica a fatica del progetto dell'albero di rinvio.

(*x*: distanza dall'appoggio sinistro dell'albero; *d*: diametro sezione corrente; $\sigma_{a, inf}^*$: tensione di rottura a $2 \cdot 10^6$ cicli; $\sigma^*_{a, 10^3}$: tensione di rottura a 10^3 cicli; *k*: pendenza della curva di Wohler; σ_{VM} : tensione equivalente di Von Mises; ν_{fat} : coefficiente di sicurezza a fatica calcolato; ν_{min} : coefficiente a fatica minimo.)

Si considera la sezione più critica dell'albero con il coefficiente di sicurezza più basso, ovvero la sezione H.

Dalla tabella 12 sono stati presi i valori di $\sigma_{a, inf}^*$ e σ_{VM} che sono rispettivamente i valori medi della resistenza μ_r e della tensione μ_t (tabella 13). Questi valori, in seguito alle approssimazioni descritte nel capitolo 5.1, sono corrispondenti ai valori medi della distribuzione di probabilità.

Grandezza	Valore	Unità di misura
$\sigma_{a, inf}^*$	118,8	[MPa]
σ_{VM}	91,6	[MPa]
μ_r	118,8	[MPa]
μ_t	91,6	[MPa]

Tabella 13: valori medi di resistenza e tensione dell'albero di rinvio.

Per proseguire nell'analisi è necessario conoscere le deviazioni standard associate ai valori medi calcolati. La deviazione standard associata alla resistenza è stata ricavata dalla tavola tecnica del materiale [15] considerando il valore minimo e massimo di resistenza del materiale stesso ed è stata posta pari al 10%.

Nel caso della tensione abbiamo ricavato il valore della deviazione standard ponendolo pari al valore utilizzato in un esempio di calcolo dell'Institute of Quality and Reliability [13], ovvero 12%. Da questi dati percentuali sono state calcolate le deviazioni standard (tabella 14).

Grandezza	Valore	Unità di misura
σ_r	11,88	[MPa]
σ_t	10,92	[MPa]

Tabella 14: deviazioni standard di resistenza e tensione dell'albero di rinvio.

(σ_r : deviazione standard della resistenza; σ_t : deviazione standard della tensione)

Conoscendo le medie e le deviazioni standard di resistenza e tensione è stato possibile tracciare tramite il software online di rappresentazione grafica GeoGebra [16] i grafici che mostrano le curve di distribuzione normale, come in figura 7. In rosso è rappresentata la distribuzione normale della tensione e in blu la distribuzione normale della resistenza.

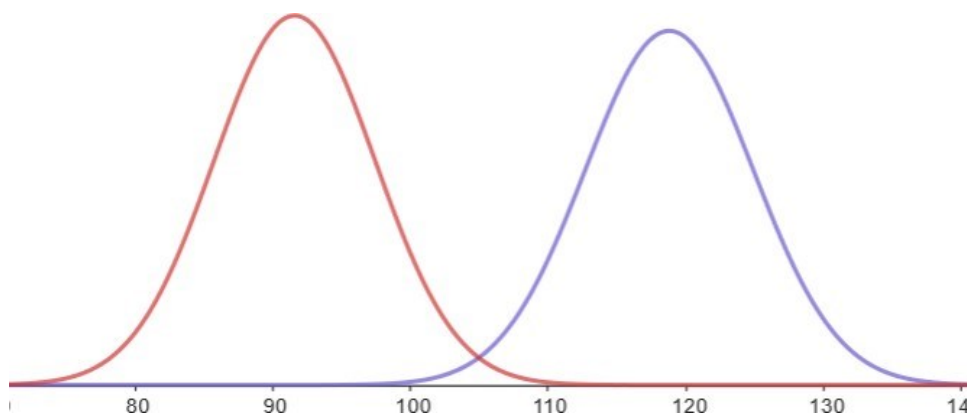


Figura 7: Curve probabilistiche di tensione (rossa) e resistenza (blu) dell'albero di rinvio

Per ottenere la probabilità di rottura e di conseguenza l'affidabilità del componente è stato deciso di utilizzare la funzione DISTRIB.NORM di Microsoft Excel dove sono stati inseriti di valori combinati delle medie (μ_{comb}) e delle distribuzioni standard (σ_{comb}) di resistenza e tensione (tabella 15). I valori combinati sono stati calcolati con le seguenti formule (13) (14).

$$\mu_{comb} = \mu_t - \mu_r \quad (13)$$

$$\sigma_{comb} = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2} \quad (14)$$

Grandezza	Valore	Unità di misura
μ_{comb}	-27,2	[MPa]
σ_{comb}	16,14	[MPa]
Probabilità di rottura	0,04593	/
Affidabilità	0,95407	/

Tabella 15: media e deviazioni standard combinati e affidabilità dell'albero di rinvio

5.3 STRESS-STRENGTH ANALYSIS CUSCINETTI

Per effettuare l'analisi serve ricorrere al dimensionamento dei cuscinetti descritto nella relazione di progetto del motoriduttore [2]. Per facilitare la lettura sono state riportate le tabelle principali necessarie per il calcolo (tabella 16-17-18).

Grandezza	Cuscinetto a sfere	Cuscinetto a rulli
Y [N]	1902	2980
Z [N]	-290	-7130
P [N]	1923,6	7727,8

Tabella 16: dimensionamento cuscinetti dell'albero di rinvio.

(Y: sforzo agente lungo l'asse y; Z: sforzo agente lungo l'asse z; P: sforzo complessivo)

Grandezza	Cuscinetto a sfere	Cuscinetto a rulli
p	3	10/3
L_{10h} [ore]	25000	25000
n_0 [giri/min]	433,0	433,0
L_{10} [Mgiri]	649,5	649,5
C_{min} [N]	16658,9	53930,7

Tabella 17: dimensionamento cuscinetti dell'albero di rinvio.

(p: esponente caratteristico dei cuscinetti; L_{10h} : durata del cuscinetto in ore; n_0 : velocità di rotazione; L_{10} : durata del cuscinetto in milioni di giri; C_{min} : carico di progetto)

Grandezza	Cuscinetto a sfere	Cuscinetto a rulli
CODICE SKF	6010	NU 2306 ECP
C nominale[N]	22900	83000
P/C	0,084	0,093
verifica P/C	approvato	approvato
$d_{min,spallamento}$ [mm]	55	43
$d_{max,spallamento}$ [mm]	-	-
d_{valle} [mm]	60	46

B (spessore) [mm]	16	27
$s_{a,max}$ [mm]	-	2,4
verifica $d_{min,spall}$ VS d_{valle}	approvato	approvato

Tabella 18: dimensionamento cuscinetti dell'albero di rinvio

Dalla tabella 17 è stato preso il valore L_{10} , ovvero la durata a fatica che si prevede possa essere raggiunta o superata dal 90% di un gruppo sufficientemente grande di cuscinetti identici in condizioni identiche. In seguito alle approssimazioni descritte nel capitolo 5.1, è stato posto questo valore pari al valore medio della distribuzione di probabilità della resistenza.

Il valore medio della distribuzione di probabilità della tensione L_{10n} è stato calcolato, utilizzando i dati delle tabelle 16-17-18, tramite la seguente formula messa a disposizione dal manuale SKF [8].

$$L_{10n} = \left(\frac{C_{nom}}{p} \right)^p \quad (15)$$

I risultati ottenuti sono stati riassunti nella tabella 19.

Grandezza	Valore Cuscinetto a sfere	Valore Cuscinetto a rulli	Unità di misura
L_{10n}	1687,2	6177,8	Milioni di cicli
L_{10}	649,5	649,5	Milioni di cicli
μ_r	1687,2	6177,8	Milioni di cicli
μ_t	649,5	649,5	Milioni di cicli

Tabella 19: valori medi di resistenza μ_r e di tensione dei cuscinetti μ_t

Per proseguire nell'analisi è necessario conoscere le deviazioni standard associate ai valori medi calcolati. Il manuale SKF [8] fornisce le deviazioni standard, sia della resistenza sia della tensione, pari al 10%. Da questi dati percentuali sono state calcolate le deviazioni standard (tabella 20).

Grandezza	Valore Cuscinetto a sfere	Valore Cuscinetto a rulli	Unità di misura
σ_r	168,72	617,78	Milioni di cicli
σ_t	64,95	64,95	Milioni di cicli

Tabella 20: deviazioni standard di resistenza σ_r e di tensione dei cuscinetti σ_t

Conoscendo le medie e le deviazioni standard di resistenza e tensione è stato possibile tracciare tramite il software online di rappresentazione grafica GeoGebra [16] i grafici che mostrano le curve di distribuzione normale (figura 8-9). In rosso è rappresentata la distribuzione normale della tensione e in blu la distribuzione normale della resistenza.

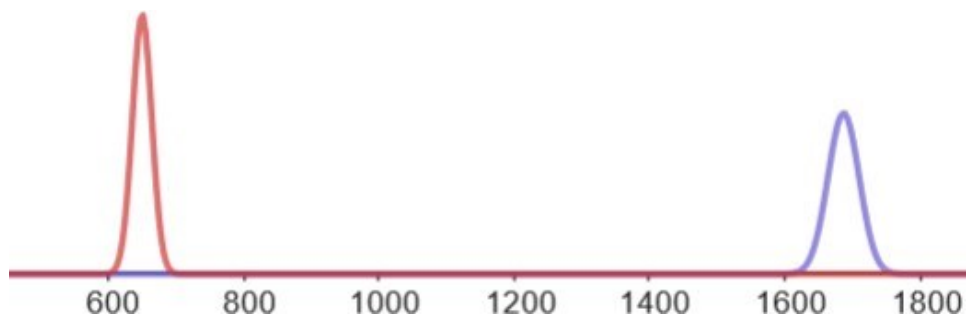


Figura 8: Curve probabilistiche di tensione e resistenza del cuscinetto G a sfere

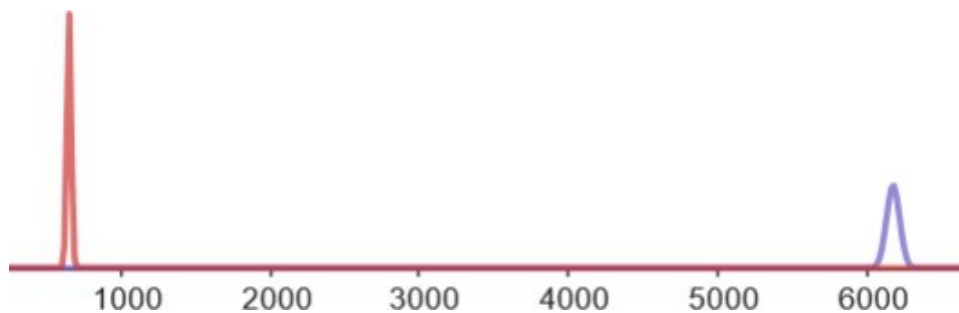


Figura 9: Curve probabilistiche di tensione e resistenza del cuscinetto L a rulli

Per ottenere la probabilità di rottura e di conseguenza l'affidabilità del componente è stato deciso di utilizzare la funzione DISTRIB.NORM di Microsoft Excel dove sono stati inseriti di valori combinati delle medie (μ_{comb}) e delle distribuzioni standard (σ_{comb}) di resistenza e tensione (tabella 21). I valori combinati sono stati calcolati con le seguenti formule (13) (14).

Grandezza	Valore Cuscinetto a sfere	Valore Cuscinetto a rulli	Unità di misura
μ_{comb}	-1037,70	-5528,30	Milioni di cicli
σ_{comb}	180,79	621,18	Milioni di cicli
Probabilità di rottura	4,73898E-09	2,80228E-19	/
Affidabilità	0,999999995	1	/

Tabella 21: media μ_{comb} e deviazioni standard σ_{comb} combinati e affidabilità dei cuscinetti

5.4 STRESS-STRENGTH ANALYSIS RUOTE DENTATE PER LA VERIFICA A RESISTENZA.

Per effettuare l'analisi serve ricorrere alla verifica a resistenza descritta nella relazione di progetto del motoriduttore [2]. Per facilitare la lettura sono state riportate le tabelle (*tabella 22*) principali necessarie per il calcolo.

Verifica a resistenza ruote dentate				
Grandezza	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4
σ_{\max} [MPa]	48,7	30,4	91,4	57,3
σ_{adm} [MPa]	180	180	180	180
esito	approvato	approvato	approvato	approvato

Tabella 22: verifica a resistenza ruote dentate.

(σ_{\max} : tensione massima calcolata; σ_{adm} : tensione massima ammissibile del materiale)

Dalla tabella 22 sono stati presi i valori di σ_{amm} e σ_{\max} che sono rispettivamente i valori della resistenza e della tensione (*tabella 23*). Questi valori, in seguito alle approssimazioni descritte nel capitolo 5.1, sono corrispondenti ai valori medi della distribuzione di probabilità.

Grandezza	Valore Ruota 1	Valore Ruota 2	Valore Ruota 3	Valore Ruota 4	Unità di misura
σ_{amm}	180	180	180	180	[MPa]
σ_{\max}	48,7	30,4	91,4	57,3	[MPa]
μ_r	180	180	180	180	[MPa]
μ_t	48,7	30,4	91,4	57,3	[MPa]

Tabella 23: valori medi di resistenza e di tensione delle ruote dentate per la verifica a resistenza

Per proseguire nell'analisi è necessario conoscere le deviazioni standard associate ai valori medi calcolati. La deviazione standard associata alla resistenza è stata ricavata dalla tavola tecnica del materiale [15] considerando il valore minimo e massimo di resistenza del materiale stesso ed è stata posta pari al 15%.

Nel caso della tensione la deviazione standard è in funzione del carico agente, della geometria del componente, del coefficiente di forma della dentatura q , del coefficiente di ripartizione del carico ϵ , e del coefficiente di lavorazione della ruota η_d . Le deviazioni standard di questi fattori sono descritte nella *tabella 24* sottostante.

Fattore	Deviazione standard	Metodo di calcolo
ε	17%	Calcolato dall'intervallo dettato dal manuale dell'ingegnere [11]
q	4%	Calcolato dall'intervallo dettato dal manuale dell'ingegnere [11]
η_d	1%	Ipotizzato
carico e geometria	5%	Ipotizzato

Tabella 24: metodo di calcolo deviazioni standard delle ruote dentate per la verifica a resistenza.

Dopo un'attenta osservazione dei dati, è stato deciso di prendere come riferimento la deviazione standard percentuale più alta, ovvero il 17%, e di aggiungere un punto percentuale per dare un peso anche agli altri fattori raggiungendo una deviazione standard complessiva del 18%. Questo valore non è un valore esatto, ma ritenuto verosimile dal gruppo di studio. Da questi dati percentuali sono state calcolate le deviazioni standard (tabella 25).

Grandezza	Valore Ruota 1	Valore Ruota 2	Valore Ruota 3	Valore Ruota 4	Unità di misura
σ_r	27	27	27	27	[MPa]
σ_t	8,77	5,47	16,452	10,31	[MPa]

Tabella 25: deviazioni standard di resistenza σ_r e di tensione σ_t delle ruote dentate per la verifica a resistenza.

Conoscendo le medie e le deviazioni standard di resistenza e tensione è stato possibile tracciare tramite il software online di rappresentazione grafica GeoGebra [16] i grafici che mostrano le curve di distribuzione normale (figure 10-11-12-13). In rosso è rappresentata la distribuzione normale della tensione e in blu la distribuzione normale della resistenza.

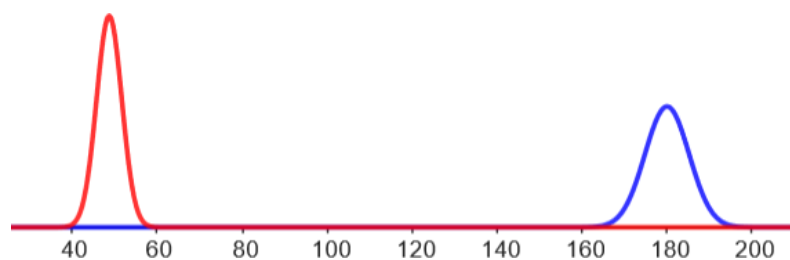


Figura 10: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 1 per la verifica a resistenza

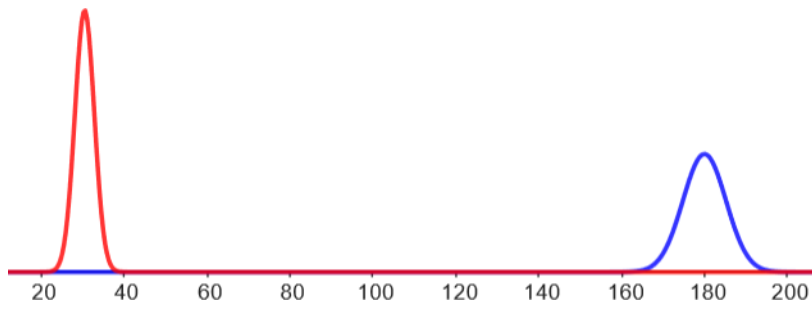


Figura 11: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 2 per la verifica a resistenza

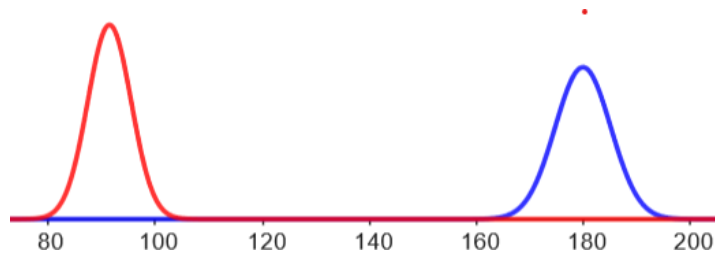


Figura 12: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 3 per la verifica a resistenza

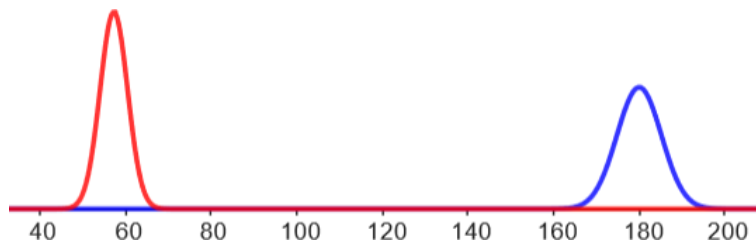


Figura 13: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 4 per la verifica a resistenza

Per ottenere la probabilità di rottura e di conseguenza l'affidabilità del componente è stato deciso di utilizzare la funzione DISTRIB.NORM di Microsoft Excel dove sono stati inseriti di valori combinati delle medie (μ_{comb}) e delle distribuzioni standard (σ_{comb}) di resistenza e tensione (tabella 26). I valori combinati sono stati calcolati con le seguenti formule (13) (14).

Grandezza	Valore Ruota 1	Valore Ruota 2	Valore Ruota 3	Valore Ruota 4	Unità di misura
μ_{comb}	-131,3	-149,6	-88,6	-122,7	[MPa]
σ_{comb}	28,39	27,55	31,62	28,90	[MPa]
Probabilità di rottura	1,87032E-06	2,81233E-08	0,002537433	1,09177E-05	/
Affidabilità	0,99999813	0,999999972	0,997462567	0,999989082	/

Tabella 26: media e deviazioni standard combinati e affidabilità delle ruote dentate per la verifica a resistenza

5.5 STRESS-STRENGTH ANALYSIS RUOTE DENTATE PER LA VERIFICA AD USURA.

Per effettuare l'analisi serve ricorrere alla verifica ad usura descritta nella relazione di progetto del motoriduttore [2]. Per facilitare la lettura sono state riportate le tabelle (tabella 27) principali necessarie per il calcolo.

Verifica a usura ruote dentate				
Grandezza	Ruota 1	Ruota 2	Ruota 3	Ruota 4
n [giri/min]	1500	433	433	125
p_{adm} [MPa]	888.2	1092.6	1092.6	1343.9
p_{max} [MPa]	516.9	505.6	708.4	694.1
esito	approvato	approvato	approvato	approvato

Tabella 27: verifica ad usura ruote dentate.

(p_{adm} : pressione ammissibile del materiale; p_{max} : pressione massima calcolata)

Dalla tabella 27 sono stati presi i valori di p_{amm} e p_{max} che sono stati associati rispettivamente ai valori della resistenza μ_r e della tensione μ_t considerati nella Stress-Strength Analysis (tabella 28). Questi valori, in seguito alle approssimazioni descritte nel capitolo 5.1, sono corrispondenti ai valori medi della distribuzione di probabilità.

Grandezza	Valore Ruota 1	Valore Ruota 2	Valore Ruota 3	Valore Ruota 4	Unità di misura
p_{amm}	888,2	1092,6	1092,6	1343,9	[MPa]
p_{max}	516,9	505,6	708,4	694,1	[MPa]
μ_r	888,2	1092,6	1092,6	1343,9	[MPa]
μ_t	516,9	505,6	708,4	694,1	[MPa]

Tabella 28: valori medi di resistenza e di tensione delle ruote dentate per la verifica ad usura

Per proseguire nell'analisi è necessario conoscere le deviazioni standard associate ai valori medi calcolati. La deviazione standard associata alla resistenza è stata ricavata dalla tavola tecnica del materiale [15] considerando il valore minimo e massimo di resistenza del materiale stesso ed è stata posta pari al 15%.

Nel caso della tensione la deviazione standard è in funzione del carico agente, della geometria del componente, del coefficiente f che dipende dall'angolo di pressione del dente, e del coefficiente di lavorazione della ruota η_d . Le deviazioni standard di questi fattori sono descritte nella *tabella 29* sottostante.

Fattore	Deviazione standard	Metodo di calcolo
f	1%	Calcolato utilizzando come valore medio un dato fisso del manuale dell'ingegnere [11] e come massimo scostamento un valore calcolato e descritto nella relazione di progetto dell'albero di rinvio [2]
η_d	1%	Ipotizzato
carico e geometria	5%	Ipotizzato

Tabella 29: metodo di calcolo deviazioni standard delle ruote dentate per la verifica ad usura

Dopo un'attenta osservazione dei dati, è stato deciso di prendere come riferimento la deviazione standard percentuale più alta, ovvero il 5%, e di aggiungere un punto percentuale per dare un peso anche agli altri fattori raggiungendo una deviazione standard complessiva del 6%. Questo valore non è un valore esatto, ma ritenuto verosimile dal gruppo di studio. Da questi dati percentuali sono state calcolate le deviazioni standard (*tabella 30*).

Grandezza	Valore Ruota 1	Valore Ruota 2	Valore Ruota 3	Valore Ruota 4	Unità di misura
σ_r	133,23	163,89	163,89	201,585	[MPa]
σ_t	31,01	30,34	42,50	41,65	[MPa]

Tabella 30: deviazioni standard di resistenza σ_r e di tensione σ_t delle ruote dentate per la verifica ad usura

Conoscendo le medie e le deviazioni standard di resistenza e tensione è stato possibile tracciare tramite il software online di rappresentazione grafica GeoGebra [16] i grafici che mostrano le curve di distribuzione normale (*figure 14-15-16-17*). In rosso è rappresentata la distribuzione normale della tensione e in blu la distribuzione normale della resistenza.

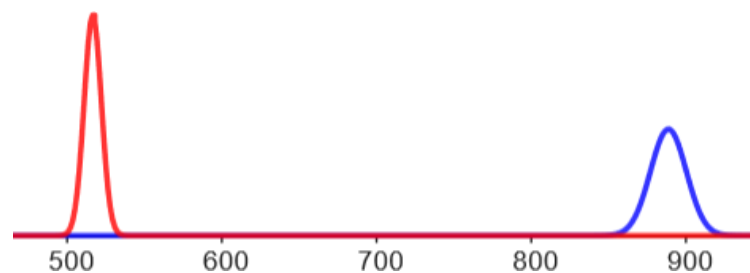


Figura 14: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 1 per la verifica ad usura

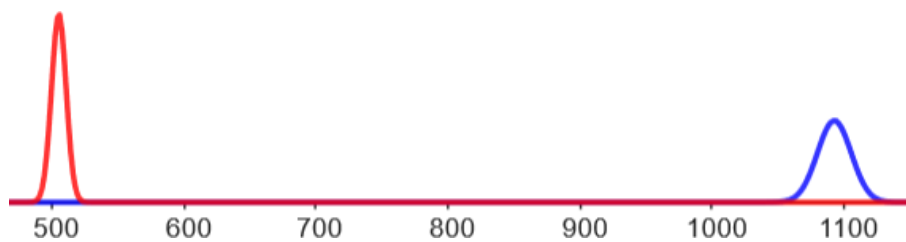


Figura 15: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 2 per la verifica ad usura

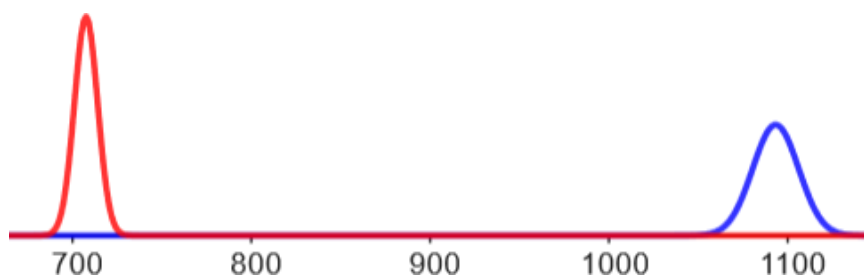


Figura 16: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 3 per la verifica ad usura

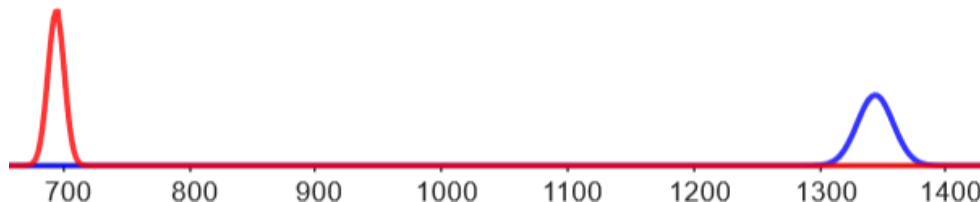


Figura 17: Curve probabilistiche di tensione e resistenza della ruota 4 per la verifica ad usura

Per ottenere la probabilità di rottura e di conseguenza l'affidabilità del componente è stato deciso di utilizzare la funzione DISTRIB.NORM di Microsoft Excel dove sono stati inseriti di valori combinati delle medie (μ_{comb}) e delle distribuzioni standard (σ_{comb}) di resistenza e tensione (tabella 31). I valori combinati sono stati calcolati con le seguenti formule (13) (14).

Grandezza	Valore Ruota 1	Valore Ruota 2	Valore Ruota 3	Valore Ruota 4	Unità di misura
μ_{comb}	-371,3	-587	-384,2	-649,8	[MPa]
σ_{comb}	136,79	166,67	169,31	205,84	[MPa]
Probabilità di rottura	0,003320435	0,000214276	0,011628546	0,000797578	/
Affidabilità	0,996679565	0,999785724	0,988371454	0,999202422	/

Tabella 31: media e deviazioni standard combinati e affidabilità delle ruote dentate per la verifica ad usura

5.6 CONSIDERAZIONI FINALI STRESS-STRENGTH ANALYSIS

L'albero di rinvio ha un'affidabilità del 95 % per la verifica a fatica come descritto nella tabella 15. Il valore dell'affidabilità dell'albero di rinvio è stato esteso anche per gli altri due alberi del motoriduttore per la mancanza dei dati progettuali. L'affidabilità totale dei componenti alberi è uguale al valore dell'affidabilità elevato al numero di componenti uguali tra loro: il valore è 86%.

Entrambi i cuscinetti hanno un'affidabilità del 100% per la verifica a fatica come descritto nella tabella 21. Dato che il valore L_{10} per definizione fa già riferimento al 90% di sopravvivenza i componenti sono in ulteriore vantaggio di sicurezza. Quindi l'affidabilità del motoriduttore non è influenzata dai cuscinetti.

Per la verifica a resistenza delle ruote dentate si ottiene un'affidabilità totale, che è uguale al prodotto dell'affidabilità di ogni ruota dentata da tabella 26, pari a 99,7 %.

Per la verifica ad usura invece, si ottiene un'affidabilità totale del 98,4 % da tabella 31.

In queste condizioni è possibile calcolare l'affidabilità totale del motoriduttore moltiplicando le affidabilità dei componenti. Per le ruote dentate è stata utilizzata per il calcolo, l'affidabilità ricavata dalla verifica ad usura, ovvero più la gravosa. Il risultato è un'affidabilità totale del motoriduttore pari a 84,6%. Questo valore è considerato inaccettabile dal gruppo di studio. Si suggerisce una rivalutazione del progetto agendo su due componenti: l'albero di rinvio e la ruota dentata 3 (elementi con le probabilità di rottura maggiori). È possibile aumentare l'affidabilità di questi componenti cambiando il materiale, optando per un materiale più performante, oppure modificando la geometria del componente in modo da ridurre la tensione. L'obiettivo è raggiungere un'affidabilità di questi due componenti del 99,9 % così da ottenere un'affidabilità totale del motoriduttore pari al 99,2 %.

Si fa presente che la Stress-Strength Analysis è stata effettuata solo sui componenti principali del motoriduttore, trascurando componenti che sono in secondo piano; quindi, il calcolo dell'affidabilità totale del motoriduttore è da ritenersi indicativo. Per garantire una maggior affidabilità del prodotto finale è necessario tenere presente dell'imprecisione del calcolo e andare ad ottimizzare, in fase di progettazione, l'affidabilità dei componenti principali in modo da acquisire già un margine di sicurezza.

6. CONCLUSIONI

A conclusione di questo lavoro di tesi, è stato possibile comprendere l'importanza di utilizzare, in ambito aziendale, le tecniche di affidabilità discusse fino a questo punto. Per ottenere delle analisi attendibili, è necessario avere a disposizione un documento relativo allo storico dei guasti. Con i dati attinenti ai guasti, si ottiene un'analisi dettagliata che riguarda ogni singolo componente del sistema (FMEA), le interazioni critiche tra vari componenti (FTA) e l'affidabilità del sistema (Stress-Strength Analysis) che completa l'analisi quantitativa della FTA.

Con l'analisi FMEA sono state individuate i componenti più critici del motoriduttore, ed è stata realizzata una tabella che descrive le cause di guasto più frequenti e dannose. La tabella inoltre propone delle azioni correttive che hanno lo scopo di ridurre l'indice di priorità di rischio (RPN).

Con l'analisi FTA si è ottenuta l'affidabilità complessiva del sistema per i due eventi globali analizzati. Questa è stata rappresentata con un grafico da cui è possibile individuare facilmente gli eventi intermedi e primari che aumentano la probabilità di guasto del sistema.

Con la Stress-Strength Analysis è stato ottenuto un risultato che fa affiorare la necessità di riprogettare l'albero di rinvio e la ruota dentata tre per aumentare l'affidabilità del motoriduttore.

7. BIBLIOGRAFIA

[1] BS EN 60300-3-1-2004--[2021-12-11--05-25-31 PM]

[2] Progetto di un riduttore (gruppo 6, anno accademico 2022/2023, corso di Progettazione e Costruzioni di macchine, Prof. Michele Zappalorto, Dott. Alessandro Pontefisso).

[3] https://en.wikipedia.org/wiki/Bathtub_curve

[4] <https://www.headvisor.it/analisi-fmea>

All'interno di questo sito si può scaricare liberamente un file pdf dove al suo interno a pagina 12 è riportata una tabella dove è possibile capire e analizzare i dati presi per gli indici P G R della FMEA

[5] <https://www.ntnu.edu/documents/624876/1277590549/chapt03-fmea.pdf/ecf0c289-bc19-492f-88ef-6a197ad4a9f1>

[6] Manuale dell'ingegnere. Nuovo Colombo, 2012, 85° edizione, Hoepli

Ingegneria meccanica / Organi delle macchine - Organi di collegamento / Collegamenti degli organi di trasmissione agli alberi

[7] Peterson's stress concentration factors, 2017, Wiley-Blackwell

[8] Catalogo cuscinetti SKF

[9] Vademecum per disegnatori e tecnici, 2014, 21° edizione, Hoepli

Sezione G/tabelle normalizzate/anelli elastici

[10]

https://cdn.skfmediahub.skf.com/api/public/0901d196801dd621/pdf_preview_medium/0901d196801dd621_pdf_preview_medium.pdf#cid-74616

[11] Manuale dell'ingegnere. Nuovo Colombo, 2012, 85° edizione, Hoepli

Ingegneria meccanica / Organi delle macchine - Organi di trasmissione / Ingranaggi cilindrici a denti diritti

[12] <https://reliability.readthedocs.io/en/stable/Stress-Strength%20interference.html>

[13] Esempio di calcolo Stress-Strength Analysis dell'Istitute of Quality and Reliability

<https://www.youtube.com/watch?v=WeTHHIF7tI4&t=362s>

[14] Tabelle di conversione coefficiente Z in probabilità di rottura <https://www.z-table.com/>

[15] <https://www.bettinelliacciai.com/wp-content/uploads/SCHEDA-TECNICA39NiCrMo3.pdf>

[16] <https://www.geogebra.org/>