



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**Calcolo della vita dei componenti di un impianto industriale per
pianificarne la manutenzione preventiva**

**Component life calculation to plan the preventive maintenance
of an industrial plant**

Relatore:

Prof. Michele Germani

Tesi di Laurea di:

Raffaello Pierluca

A.A. 2022 /2023

INTRODUZIONE	5
L'azienda	6
CAPITOLO 1: TEORIA E LETTERATURA	7
La tribologia	7
<i>Contatto fra superfici</i>	7
<i>La lubrificazione</i>	16
<i>Aspetti ambientali</i>	17
La fatica	20
<i>Fatica superficiale</i>	23
Approccio statistico alla rottura	26
<i>La distribuzione di Weibull</i>	27
<i>Stress-strength interference models</i>	29
<i>Applicazione industriale</i>	30
Cenni sulla manutenzione	31
CAPITOLO 2: CASO STUDIO, METODI E STRUMENTI UTILIZZATI	33
L'impianto	33
Analisi dei componenti	35
<i>Cuscinetti volventi</i>	36
<i>Cilindri pneumatici</i>	38
<i>Ruote di traino</i>	42
<i>Ruote di raddrizzatura</i>	46
<i>Guide lineari, guide tonde, elettrocilindri</i>	48
<i>Componenti elettronici</i>	52
<i>Componenti soggetti a fatica</i>	53
<i>Catene</i>	56
<i>Riduttori</i>	60
<i>Martinetti a vite senza fine</i>	61
CAPITOLO 3: RISULTATI E DISCUSSIONE	63

Aspo _____	65
Traino a terra _____	66
Raddrizzatrice alta velocità _____	67
Bancale _____	68
Catenaria _____	69
ALL _____	70
ALR _____	71
Inseritore _____	72
Posizionatore _____	73
Saldareti _____	75
Estrattore _____	76
CONCLUSIONI _____	78
BIBLIOGRAFIA _____	79
Norme di riferimento _____	81
BIBLIOGRAFIA DELLE IMMAGINI _____	82

INTRODUZIONE

Questa tesi tratta l'analisi di un impianto industriale con l'obiettivo di realizzare un piano di manutenzione preventiva da integrare nel sistema software dell'impianto stesso. Questo lavoro è stato svolto presso l'azienda Schnell S.p.A.

L'impianto analizzato consiste in una linea di produzione di reti elettrosaldate in acciaio, destinate ad essere utilizzate come rinforzo (barre di armatura) in strutture in cemento armato.

I passi seguiti sono stati:

- la scomposizione dell'impianto in gruppi funzionali;
- l'individuazione dei componenti soggetti ad usura e considerati critici per il funzionamento della linea produttiva;
- l'individuazione dei processi di usura dominanti per ciascun componente;
- lo sviluppo di metodi di calcolo dell'usura del componente;
- il calcolo dell'intervallo di manutenzione del componente;
- un confronto con i tecnici che si occupano del software dell'impianto per la creazione di contatori in grado di avvisare l'operatore della necessità di intervento.

Il primo capitolo di questo elaborato introduce i temi della tribologia, dei meccanismi di usura, della manutenzione e dei modelli di studio del danneggiamento degli organi meccanici.

Il secondo capitolo contiene una descrizione dell'impianto (funzionalità e componenti principali), l'approccio utilizzato per ciascuna classe di componenti, i dati disponibili, strumenti e riferimenti impiegati nell'analisi.

Il terzo capitolo è relativo ai risultati ottenuti e relative considerazioni.

L'azienda

Schnell S.p.A. è un'azienda produttrice di macchinari per la lavorazione del ferro per cemento armato. La gamma di macchine prodotte dell'azienda copre varie funzioni, come: trafilatura, raddrizzatura, taglio e piega, produzione di reti elettrosaldate, e altre.

Inoltre, fornisce software per il controllo delle macchine e la gestione della produzione e della logistica.

L'azienda ha sedi e clienti in tutto il mondo e può fornire impianti industriali personalizzati ed adatti alle specifiche richieste.



Sede della Schnell S.p.A.

CAPITOLO 1: TEORIA E LETTERATURA

La tribologia

La tribologia è la scienza che studia l'interazione fra le superfici in moto relativo e i fenomeni legati a questa interazione. In particolare, hanno grande importanza lo studio dell'attrito, della lubrificazione e dell'usura. Questi fenomeni sono alla base di moltissime applicazioni industriali, soprattutto nel campo della meccanica. Sono infatti molto comuni situazioni in cui due corpi striscino o rotolino l'uno contro l'altro, come sarà mostrato nel caso studio in esame. La tribologia è caratterizzata dal fatto di essere molto interdisciplinare, necessitando di conoscenze di fisica, chimica, scienza dei materiali e diversi rami dell'ingegneria.

Alcuni esempi di componenti di interesse tribologico sono: boccole, cuscinetti, catene di trasmissione e trasporto, cilindri pneumatici, ecc. Gli avanzamenti nel campo della tribologia sono stati alla base di molte innovazioni ingegneristiche, e questa disciplina si è estesa a tutti i campi della tecnologia moderna, come ai trasporti, alla produzione di energia, ingegneria biomedica e altri [1].

L'applicazione dei risultati della ricerca tribologica è collegata a diversi benefici economici in molti settori. Ad esempio, la riduzione degli attriti può comportare un minor consumo di carburante dei mezzi di trasporto e una riduzione della richiesta di energia da parte delle industrie [2]. Un rapporto pubblicato dal Regno Unito nel 1966 ha evidenziato come un approccio guidato da conoscenze tribologiche avrebbe comportato grandi risparmi in termini di consumo energetico, costi di manutenzione e sostituzione di componenti danneggiati, costi a seguito di guasti, prolungamento della vita dei macchinari [3].

Contatto fra superfici

Quando due corpi entrano in contatto la loro interazione avviene attraverso superfici che appaiono macroscopicamente relativamente lisce e uniformi. In realtà, uno studio più approfondito rivela che molti fenomeni microscopici entrano in gioco. Il risultato dell'interazione dipende infatti da:

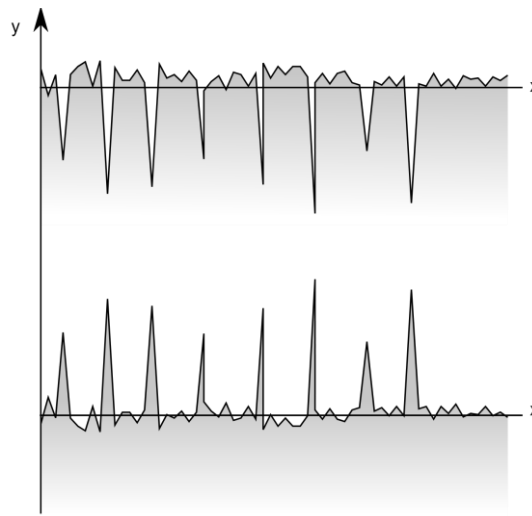
- proprietà meccaniche;
- proprietà chimiche dei materiali (legami chimici);
- struttura cristallina dei materiali;
- irregolarità geometriche di dimensioni estremamente ridotte;
- presenza di particelle e impurezze interposte;
- carichi applicati;
- velocità relativa;
- ambiente di lavoro.

Inoltre, il materiale a contatto può presentare una zona di incrudimento dovuta a lavorazioni precedenti, una struttura chimica alterata da reazioni con agenti esterni o essere contaminato da sostanze quali grassi e fluidi di lavorazione. L'insieme di questi fattori e i corpi a contatto prendono il nome di sistema tribologico o tribosistema.

La necessità di prendere in considerazione un numero elevato di fenomeni complessi e diversi tra loro spiega la difficoltà della corretta interpretazione e previsione dei fenomeni di attrito e usura, spesso determinabili solo attraverso uno studio sperimentale specifico.

La rugosità

Uno dei parametri spesso presi in considerazione per gli studi tribologici è la rugosità superficiale. La rugosità è la misura delle irregolarità superficiali (picchi e avvallamenti) e può essere calcolata in vari modi tra cui:



Esempi di diversi profili di rugosità [1]

Rugosità media aritmetica:

$$R_a = \frac{a + b + c + d + \dots}{n}$$

Rugosità media quadratica:

$$R_q = \sqrt{\frac{a^2 + b^2 + c^2 + d^2 + \dots}{n}}$$

dove a, b, c, d sono le distanze in valore assoluto della superficie dal piano medio di riferimento e n è il numero di punti di misura.

Un altro metodo di calcolo della rugosità consiste nella misura dell'angolo che le asperità formano con il piano di riferimento. In media l'ampiezza di questo angolo varia tra 1° e 5° , rimanendo al di sotto di 10° [4]. È possibile effettuare misure più specifiche nel caso sia necessaria una migliore caratterizzazione della forma del profilo della superficie.

La misura può essere effettuata con strumenti appositi, come rugosimetri a stilo, microscopi, o misure elettriche e termiche. La rugosità è uno dei parametri che determinano il comportamento a usura del materiale, e influenza anche la resistenza a fatica dei componenti.

Uno degli effetti più importanti della rugosità nel contatto tra due corpi è il fatto che l'area reale di contatto è minore di quella nominale (apparente), in quanto i picchi più alti delle asperità saranno i primi ad interagire.



Asperità a contatto [2]

Ciò è di fondamentale importanza nello studio dell'attrito, dell'usura, e anche, ad esempio, negli studi sulla conduttività elettrica.

Nel caso dei metalli il contatto tra le asperità è di tipo plastico [4]. Sulla base della teoria del contatto di Hertz, è stato calcolato che la pressione di contatto plastico p_y vale $3\sigma_y$, dove σ_y è la tensione di snervamento del materiale [1]. L'area di contatto reale può essere quindi calcolata come:

$$A_r = \frac{F_N}{p_y}$$

All'aumentare del carico normale l'area di contatto reale tende a quella nominale, poiché il valore della pressione non cambia; sulla base di questa osservazione è stato introdotto il concetto di durezza.

La durezza

La durezza è una proprietà definita come la resistenza alla deformazione plastica localizzata. Può essere misurata secondo diverse procedure, principalmente suddivise in scalfittura, indentazione e rimbalzo. La misura della durezza per indentazione può essere ulteriormente divisa in misura per profondità di indentazione (metodo Rockwell) o area di indentazione (metodi Vickers, Brinell,

Knoop). Quest'ultima categoria è utilizzata per misure su materiali ceramici mentre entrambe sono adatte ai metalli.

Le differenze tra i metodi sono determinate dalla forma e materiale dell'indentatore, e l'unità di misura in cui i valori sono espressi.



Strumento per la misurazione della durezza Rockwell [3]

Anche se viene spesso misurata in kgf/mm^2 , la durezza non ha un'unità di misura fondamentale, e ogni scala ne propone una diversa. La conversione può essere effettuata mediante tabelle indicative o in accordo alla ISO 18265.

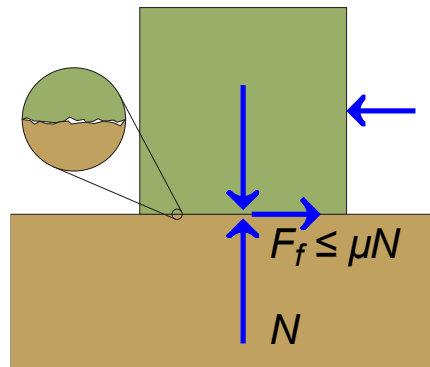
Per materiali che non presentano deformazione plastica in seguito all'applicazione del carico, come alcuni polimeri termoplastici o gli elastomeri, sono state sviluppate prove di "durezza" che misurano l'impronta di deformazione elastica. Le scale di riferimento per gli elastomeri sono le Shore A e Shore D; la prima è utilizzata per gomme e plastiche "morbide", la seconda per gomme e plastiche più resistenti.

L'attrito

L'attrito è uno dei fenomeni collegati al contatto fra corpi. L'attrito radente, in particolare, si manifesta come una forza che si oppone al moto relativo di strisciamento tra essi, sia in condizioni statiche (attrito statico) che di moto (attrito dinamico). Le cause di questo fenomeno sono:

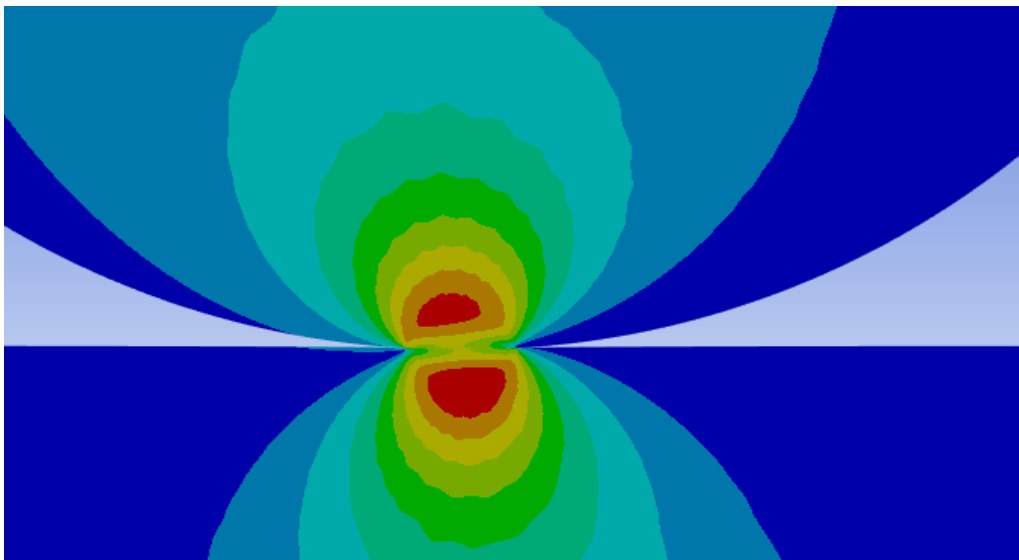
- Incastro delle asperità;
- Interazioni elettromagnetiche (generalmente forze di Van Der Waals);
- Interazioni chimiche;
- Pressione applicata.

L'entità della forza di attrito può essere espressa mediante un coefficiente che moltiplica la forza normale che tende a mantenere uniti i corpi. Il valore del coefficiente di attrito dipende dai materiali e dalle condizioni di strisciamento, mentre è generalmente indipendente dall'area di contatto; è inoltre influenzato dalla presenza di sostanze esterne, ad esempio lubrificanti o ossidi, sulle superfici.

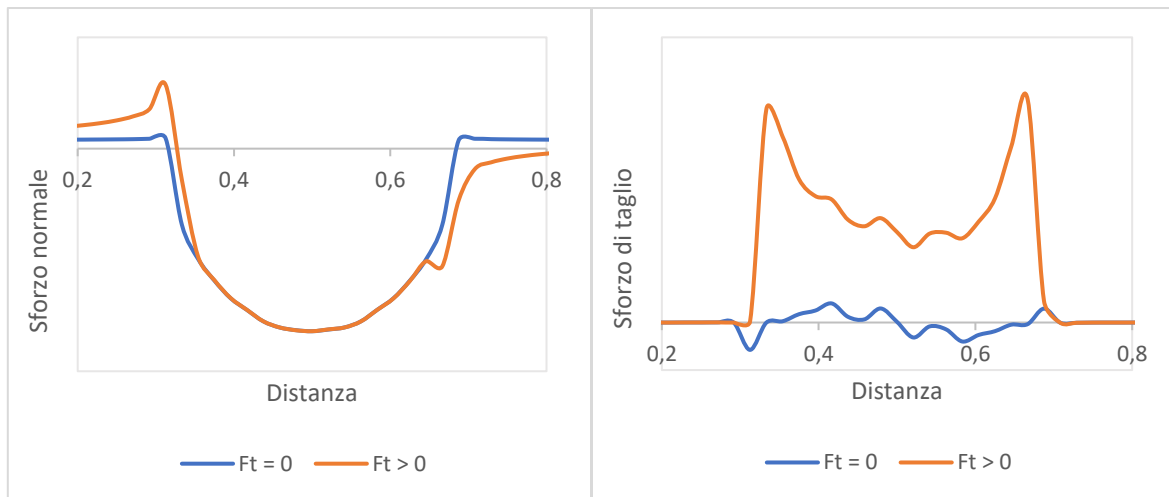


Forza di attrito [4]

La forza di attrito, parallela alla direzione del moto, causa sulla superficie di contatto l'insorgere di uno sforzo di taglio e di uno sforzo normale; quest'ultimo è di trazione in uscita dal contatto e di compressione nella zona di avanzamento.



Tensione equivalente di Von Mises per un contatto cilindro-piano con attrito. Il cilindro è soggetto ad una forza F_t diretta verso destra



Sforzo normale e di taglio superficiale dovuto all'attrito (F_t è la forza trasversale sul cilindro)

Queste sollecitazioni determinano la rottura delle giunzioni tra le asperità, la quale consente il moto relativo. La continua separazione e formazione di nuove giunzioni è collegata alla deformazione plastica delle asperità, con incrudimento della zona superficiale del materiale (in particolare per i metalli). È possibile determinare che questo fenomeno è prevalente per coefficienti di attrito maggiori di 0,25 e trascurabile per valori inferiori a 0,15 [4].

Il valore effettivo del coefficiente di attrito dipende da molti fattori: rugosità, trasferimento di materiale da un corpo all'altro (accoppiamenti metallo/metallo o polimero/metallo), velocità di strisciamento, entità del carico, temperatura (influenzata dal riscaldamento per attrito stesso) ed altri. Per questo il coefficiente di attrito è di difficile previsione e spesso determinato in maniera sperimentale.

L'usura

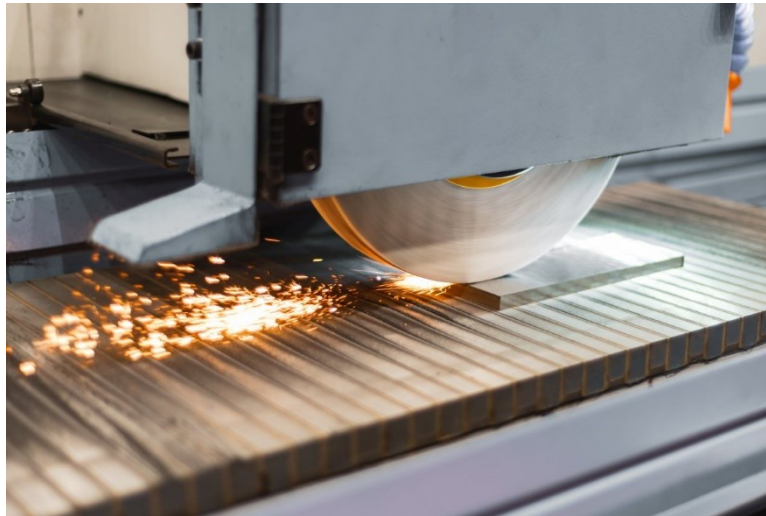
Sono state proposte molte definizioni del concetto di usura:

- perdita o trasferimento di materiale da una superficie ad un'altra o modifica della superficie stessa;
- perdita progressiva di materiale da una superficie a contatto con un'altra a causa del suo moto relativo;
- danneggiamento di una superficie a causa del contatto con un altro corpo o altre sostanze presenti nell'ambiente.

La difficoltà nel fornire una definizione univoca del fenomeno è dovuta alla complessità del suo studio. Nonostante l'utilizzo di tecniche e strumenti moderni, come microscopi elettronici e tribotester, l'usura rimane ancora di difficile modellazione, anche nella "semplice" stima del suo ordine di grandezza.

La comprensione dell'usura richiede conoscenze in molti campi. L'importanza del suo studio è cresciuta nel tempo, a causa delle sempre maggiori performance richieste ai macchinari moderni, sia in termini di potenza e velocità che di tolleranze. Alcuni esempi di sistemi in cui l'usura ha un

ruolo centrale sono: turbine a gas, protesi, motori a combustione interna, hard disk [5]. L'usura viene anche sfruttata in processi di lavorazione industriale delle superfici, come rettifica e lucidatura.



Macchina per la rettifica di componenti piani

Sono state proposte diverse classificazioni dei meccanismi di usura, che possono essere divisi in tre categorie principali: usura meccanica, chimica e termica [5]. Un'altra classificazione individua i meccanismi di usura seguenti:

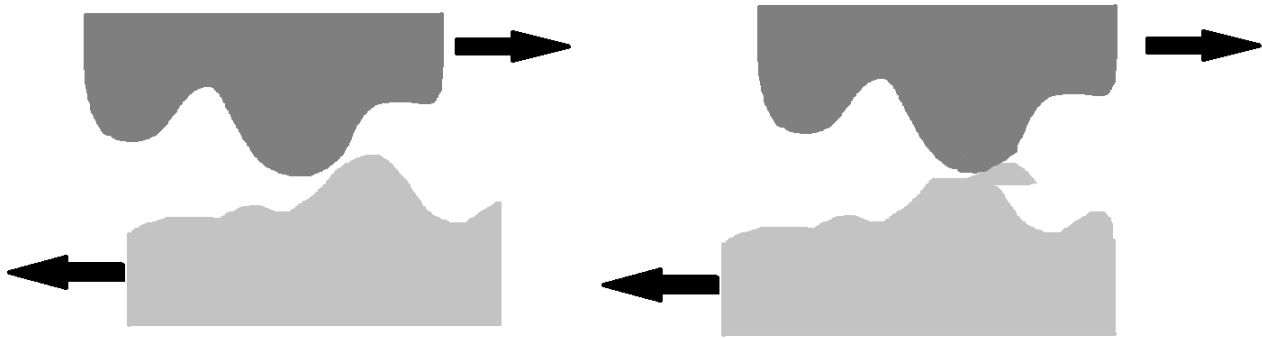
- usura adesiva;
- usura tribossidativa;
- usura abrasiva;
- usura per fatica superficiale. [4]

Usura adesiva

L'usura adesiva è caratteristica dello strisciamento relativo tra i corpi, ed è causata principalmente dalle interazioni fra le asperità, come deformazione plastica e adesione [4]. Nonostante l'adesione abbia un ruolo importante in questo meccanismo, altri fattori vanno comunque considerati:

- danneggiamento meccanico causato dagli sforzi che interessano il materiale;
- effetti termici dovuti alla trasformazione del lavoro di attrito in calore;
- interazioni chimiche tra i materiali.

Per questo motivo questo tipo di usura può essere anche chiamato in maniera più generale usura per strisciamento [1].



Meccanismo di usura adesiva

La prima modellazione di questo tipo di usura è stata fornita da Archard, tramite la seguente equazione:

$$W = K * \frac{F_N}{H}$$

dove W è il volume di materiale consumato per unità di distanza percorsa, K è detto coefficiente di usura ed è legato alla probabilità che la rottura di una giunzione crei un frammento di usura [4], F_N è la forza normale alle superfici, H è la durezza del materiale. Il rapporto K/H è definito coefficiente di usura specifico.

L'equazione di Archard è valida per i metalli, ed è difficilmente estendibile ad altri materiali, ad esempio gli elastomeri, per cui il concetto di durezza è definito in maniera differente, come già descritto.

Il reale significato del coefficiente di usura K è di difficile interpretazione, per questo il suo valore viene spesso determinato in maniera sperimentale.

Poiché l'adesione è collegata anche al valore del coefficiente di attrito, è stato osservato sperimentalmente che, in condizioni di usura adesiva, un attrito maggiore è collegato ad una maggiore usura [4].

Come si può intuire dall'equazione, in caso di contatto tra corpi di durezza diversa, il corpo più tenero subirà l'usura maggiore, mentre il corpo più duro l'usura minore, e potrebbe anche non essere danneggiato.

Usura tribossidativa

L'usura tribossidativa si verifica in condizioni di strisciamento relativo, come nel caso precedentemente descritto; tuttavia, le superfici subiscono un processo di ossidazione: è proprio lo strato di ossido a consumarsi e che va a formare le particelle di usura [4][1]. Una volta esposto, il metallo sottostante è soggetto alla formazione di un nuovo strato di ossido.

L'equazione che descrive questo tipo di usura può essere ricondotta alla stessa forma dell'equazione di Archard:

$$W = K * \frac{F_N}{H}$$

In questo caso il coefficiente K dipende dalle proprietà di ossidazione del materiale, influenzate a loro volta dalla velocità relativa e dal carico applicato.

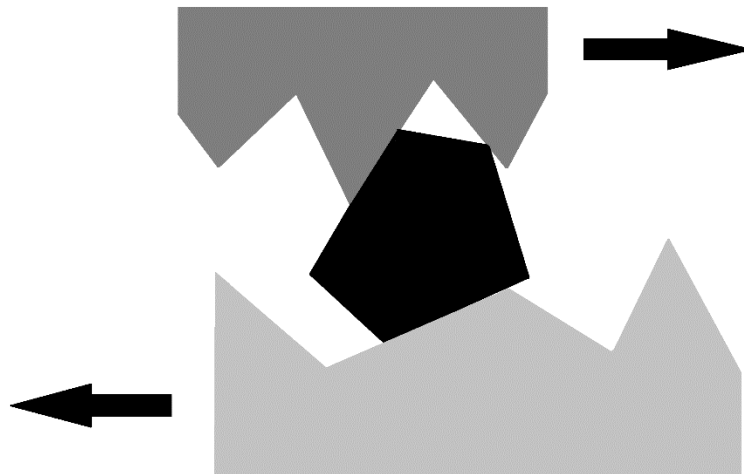
Poiché gli ossidi sono in grado di svolgere una funzione lubrificante, il coefficiente di usura tribossidativa è inferiore di quello per usura adesiva, di circa due ordini di grandezza [4].

Usura abrasiva

L'usura abrasiva è causata dalla presenza, tra le superfici a contatto, di particelle dure. A seconda della condizione delle particelle è possibile distinguere due modalità di usura abrasiva:

- a due corpi (o per strisciamento), in cui le particelle sono incastonate in una delle superfici;
- a tre corpi (o per rotolamento), in cui le particelle sono libere di muoversi tra le superfici.

L'usura abrasiva a due corpi si verifica anche in assenza di particelle, quando la durezza di uno dei due corpi è maggiore del 20-30% di quella dell'altro [4].



Meccanismo di usura abrasiva

Nel caso dei materiali duttili, come i metalli, il danneggiamento è determinato dalla deformazione plastica della superficie. Se il materiale viene completamente rimosso si avrà l'usura massima; viceversa, se il materiale si deforma senza separarsi l'usura sarà nulla. La forma delle particelle determina il risultato dell'interazione, con aumento dell'usura per spigoli con angoli di attacco maggiori di 40° [4].

Le particelle dure possono provenire dall'ambiente esterno, essere parte della struttura chimica di uno dei corpi o essere generate dal distaccamento di materiale da una superficie e dal suo successivo incrudimento.

Nel caso di abrasione da particelle i parametri che condizionano l'usura sono la loro forma, dimensioni e durezza.

Esistono altre classificazioni dell'usura e dei meccanismi ad essa associati; tuttavia, quelli qui trattati sono i principali.

La lubrificazione

Per ridurre i fenomeni dell'attrito e dell'usura è possibile interporre una sostanza tra i corpi, che viene detta lubrificante. La riduzione dell'attrito viene ottenuta poiché il lubrificante riduce lo sforzo di taglio necessario al moto relativo delle superfici. La riduzione (e possibile annullamento) dell'usura è dovuta al fatto che il lubrificante riduce o evita il contatto tra le asperità dei corpi. In generale i lubrificanti possono essere liquidi (oli minerali o sintetici, grassi), solidi (ad esempio grafite, teflon o metalli teneri) o gassosi (tra cui anche l'aria).

La scelta del lubrificante dipende dalle condizioni dell'ambiente in cui andrà ad operare. I lubrificanti solidi vengono spesso utilizzati quando non è possibile l'impiego di quelli liquidi. Ciò può essere dovuto alla temperatura troppo elevata o troppo bassa (inferiore a -20 o superiore a 120 °C) oppure alla necessità di evitare la contaminazione dei materiali di lavoro.

Una delle proprietà che influenzano maggiormente la lubrificazione tramite liquidi è la viscosità. Essa può essere interpretata come la resistenza che il fluido oppone alla variazione della velocità di scorrimento:

$$\tau = \mu \frac{dv_x}{dy}$$

con μ viscosità dinamica del fluido.

La viscosità varia non linearmente con pressione e temperatura.

La lubrificazione liquida può essere caratterizzata da tre regimi distinti:

- limite, in cui si ha contatto diretto tra le superfici;
- mista, in cui il contatto è limitato ad alcune asperità;
- fluida, in cui non si ha contatto.

Questa distinzione può essere effettuata a partire dal fattore lambda [4] definito come:

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{R_1^2 + R_2^2}}$$

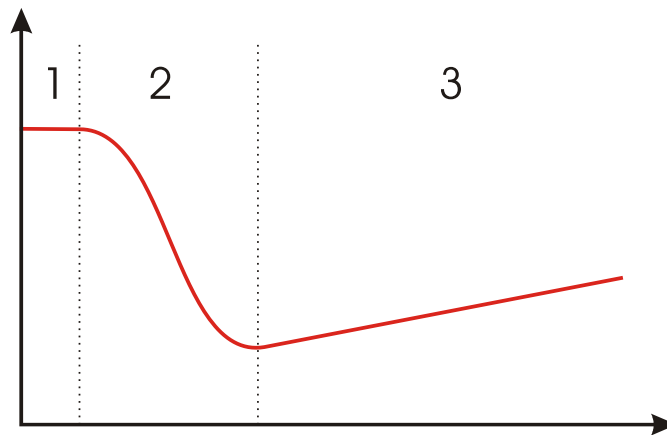
dove h è lo spessore minimo del lubrificante e R è la rugosità quadratica media del materiale.

Un altro metodo di classificazione del regime di lubrificazione è basato sulla curva di Stribeck. questa curva deriva dalla relazione tra il coefficiente di attrito cinematico e il numero di Hersey, definito come:

$$H = \frac{\eta \cdot v}{P}$$

dove η è la viscosità dinamica, v la velocità, P la forza per unità di lunghezza.

In figura è rappresentato l'andamento del coefficiente di attrito (in ordinata), in funzione del numero di Hersey.



Curva di Stribeck e regimi di lubrificazione 1) limite, 2) mista, 3) fluida. [5]

Nel caso in cui si verifichi una elevata deformazione elastica del materiale a contatto con il lubrificante si parla di lubrificazione elastoidrodinamica.

Nelle applicazioni reali, l'efficacia della lubrificazione dipende dall'effettiva presenza del lubrificante tra le superfici e dalla sua compatibilità con le temperature di esercizio.

Altri ruoli svolti dal lubrificante possono essere la protezione dalla corrosione e dagli agenti esterni e il raffreddamento.

Aspetti ambientali

La tribologia è una disciplina che studia fenomeni che possono essere facilmente legati a tematiche di ambientali. La sostenibilità è diventata un tema molto rilevante, come dimostrato dalle regolamentazioni e norme applicate da enti politici nazionali e globali. Uno dei parametri di valutazione dell'impatto ambientale di un sistema è l'effetto che ha sulla salute umana. In questo ambito, la riduzione di polveri di usura prodotte da sistemi meccanici (ad esempio i freni di

un'automobile) possono essere di beneficio. La ricerca di lubrificanti ecosostenibili può portare ad un minore impatto sull'ecosistema. La riduzione dell'energia dissipata per attrito e l'allungamento della vita dei prodotti può ridurre le emissioni di CO₂.

Negli ultimi anni è stato coniato il termine "Green tribology", a cui sono stati associati dodici principi [6]:

1. Minimizzazione dell'energia dissipata: è stimato che nel settore industriale il 20% dell'energia utilizzata sia persa per attrito, l'energia persa a causa dell'usura è pari al 22% di quella persa per attrito;
2. Minimizzazione dell'usura: rimane uno degli obiettivi principali della tribologia;
3. Riduzione o eliminazione della lubrificazione e auto-lubrificazione: i lubrificanti sono spesso tossici o dannosi per l'ambiente e difficilmente riciclabili;
4. Lubrificanti naturali: per risolvere i problemi legati alla lubrificazione descritti nel punto precedente;
5. Lubrificanti biodegradabili: strettamente connessi ai lubrificanti naturali, sono sviluppati con lo stesso obiettivo;
6. Chimica sostenibile e principi ingegneristici "green": riduzione dell'utilizzo e della generazione di sostanze nocive;
7. Approccio biomimetico: trarre ispirazione da processi tribologici naturali;
8. Surface texturing: consiste nel controllo delle proprietà superficiali per ridurre l'attrito e allungare la vita utile dei componenti;
9. Risvolti ambientali dei rivestimenti superficiali: questi sono spesso soggetti a rapido deterioramento e riapplicazione, con impatti tipicamente trascurati;
10. Design for degradation: approccio progettuale che ha lo scopo di limitare la degradazione del materiale e garantirne la riusabilità o riciclabilità al fine vita;
11. Monitoraggio in tempo reale: per verificare il corretto funzionamento e l'efficacia del sistema tribologico;
12. Soluzioni energetiche sostenibili: ottenibili migliorando l'efficienza tramite l'applicazione della tribologia.

Il potenziale impatto della tribologia nell'allungamento della vita utile dei prodotti, con conseguente riduzione del consumo di risorse e delle emissioni di gas serra non è preso in considerazione da molti studi [7]. La quantità di risorse che possono essere considerate oggetto dell'impatto della tribologia è circa il 17% della quantità di materiale consumato globalmente ogni anno [7]. Di queste, il 32%-42% sono utilizzate in sistemi tribologici, potendo dunque essere oggetto di ricerche finalizzate a ridurre il consumo e l'impatto.

La tribologia ha applicazione anche nell'economia circolare, basata su quattro principi:

- Ridurre;
- Riusare;
- Riciclare;
- Recuperare.

Un'applicazione pratica consiste nella ricerca e nell'ottimizzazione delle proprietà dei materiali riciclati, in modo da renderli adatti alle performance richieste. Ad esempio, ciò può essere fatto con le ruote degli skateboard, come riportato in [8].

La fatica

La fatica è un fenomeno di danneggiamento dei componenti dei macchinari dovuto all'applicazione di carichi variabili o ripetuti nel tempo. Lo studio della fatica è iniziato prima della nascita della tribologia, anche se alcune tipologie, come la fatica per contatto o per rotolamento, possono essere ad essa collegate.

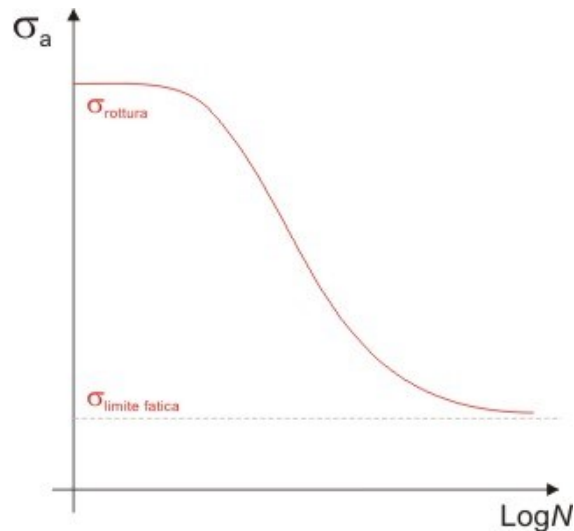
È possibile distinguere tre fasi che portano alla rottura per fatica:

- prima fase: inizializzazione di una cricca a causa di deformazioni plastiche localizzate, concentrate in siti specifici (come inclusioni, difetti, confini dei grani), o al processo di lavorazione;
- seconda fase: propagazione della cricca con la formazione di superfici caratteristiche, spesso caratterizzate da striature;
- terza fase: rottura fragile o duttile del materiale restante.



Esempio di rottura per fatica [6]

Il primo approccio sviluppato per determinare la resistenza a fatica dei componenti è quello basato sulle tensioni. È stato sviluppato da August Wöhler, ed è basato su omonimi diagrammi ottenuti per vari materiali, carichi e geometrie.



Andamento della curva di Wöhler [7]

I diagrammi sono ricavati sperimentalmente a partire da provini dalle proprietà controllate, solitamente sottoposti a carichi alterni di ampiezza costante, con la presenza o meno di sollecitazioni costanti. Nel caso il carico medio sia diverso da zero il coefficiente di sicurezza può poi essere valutato in base a diversi criteri; da quello di Soderberg, più conservativo, a quello sviluppato dall'ASME, più accurato.

Come si può vedere in figura, è possibile che alcuni materiali (soprattutto i metalli) presentino un valore della tensione alternata al di sotto del quale non si verificano rotture; questo valore è detto limite di fatica. Il numero di cicli a cui corrisponde il limite di fatica varia tra 10^6 e 10^7 .

Il limite di fatica è influenzato da diversi fattori:

- durezza;
- rugosità;
- presenza di impurezze;
- tensioni residue.

Inoltre, poiché le curve sperimentali sono ricavate per casi semplici in laboratorio, occorre tenere conto di coefficienti correttivi dovuti alla geometria ed ai carichi reali.

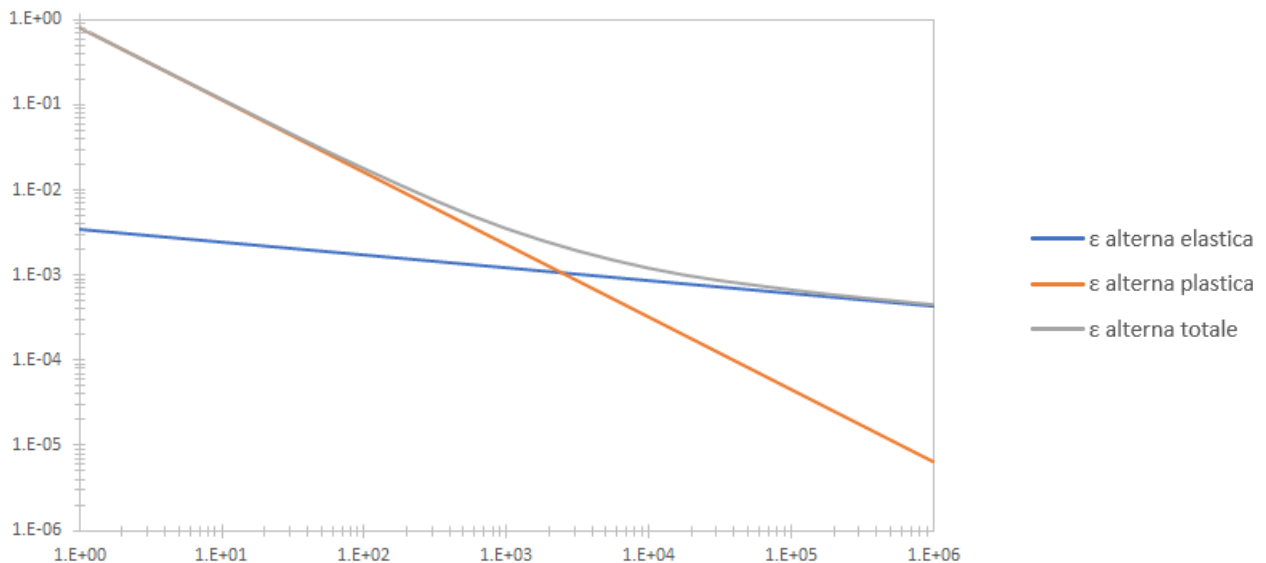
Se la storia di carico sul componente è complessa, è possibile applicare il metodo del rainflow counting per ricondurla ad un insieme di cicli semplici definiti da ampiezza del carico alternato e carico medio. In seguito, il danneggiamento dovuto all'azione di ogni ciclo può essere valutato mediante la regola di Miner.

Questa teoria viene applicata soprattutto per componenti sottoposti ad un elevato numero di cicli. Quando la rottura avviene ad un numero di cicli inferiore a 10^3 , vengono utilizzati criteri basati sull'ampiezza della deformazione, piuttosto che sulla tensione.

Una teoria che estende l'analisi della deformazione a tutti i regimi di fatica (ad alto e basso numero di cicli), è stata sviluppata da Morrow, che ha formulato la seguente equazione:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c$$

dove E è il modulo di Young, ε è la deformazione, σ'_f e ε'_f sono assimilabili alle tensioni e deformazioni di rottura, $2N_f$ è il numero di cicli che porta alla rottura, b e c sono coefficienti che dipendono dal materiale.



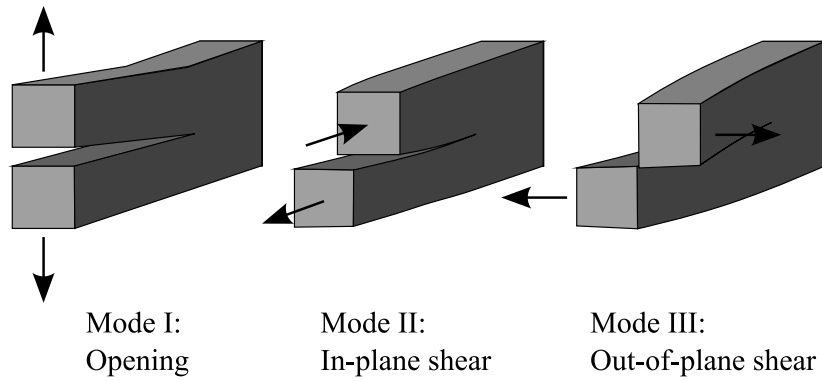
Andamento della deformazione alterna (in ordinata), in funzione del numero di cicli a rottura (in ascissa), secondo il modello di Morrow

Un ulteriore modello di studio della fatica è basato sulla meccanica della frattura. Questo campo della meccanica si concentra sullo studio della propagazione delle cricche interne al materiale. La meccanica della frattura è divisa in due rami:

- meccanica della frattura lineare elastica, quando la zona plasticizzata è piccola rispetto alla lunghezza della cricca;
- meccanica della frattura elasto-plastica, in caso la condizione espressa al punto precedente non sia più valida.

L'obiettivo di questa teoria è determinare la crescita della cricca per ogni ciclo di sollecitazione, fino al raggiungimento di un valore critico che determina la rottura. Questo metodo è utile nei casi in cui è possibile misurare direttamente le cricche presenti sulla struttura, utilizzando metodi non distruttivi.

Le equazioni che descrivono il fenomeno sono state sviluppate da Irwin, che ha anche determinato che i carichi che influenzano la cricca possono essere ricondotti alla combinazione di tre modi di carico:



I tre modi di carico [8]

È stato ipotizzato che questi modi di carico abbiano un ruolo anche nella fatica superficiale, tuttavia gli studi a riguardo non sono ancora conclusivi.

Fatica superficiale

La fatica superficiale è un fenomeno dovuto, come la fatica classica, a sollecitazioni ripetute nel tempo. Il danneggiamento riguarda lo strato superficiale esterno del componente, e si manifesta tipicamente nel caso di corpi soggetti a rotolamento, a causa delle tensioni che ciclicamente sono generate nel punto di contatto. Le superfici soggette a questo tipo di fatica hanno un aspetto caratterizzato dalla comparsa di cavità e il danneggiamento prende il nome di "pitting". Non è presente un limite di fatica. Lo studio della fatica superficiale è rilevante, ad esempio, in campo ferroviario nelle interazioni tra ruote e rotaie e nella progettazione di ingranaggi.



Pitting su una ruota dentata conica [9]

Il comportamento del materiale sottoposto a sollecitazioni cicliche da rotolamento può essere classificato in [9] [4]:

- perfettamente elastico: la deformazione è solamente elastica;
- shakedown elastico: si verifica una fase di incrudimento iniziale con deformazione plastica seguita da una risposta elastica;
- shakedown plastico: la deformazione è plastica ma rimane costante nel tempo (formazione di un ciclo di deformazione chiuso);
- ratchetting: la deformazione è plastica e aumenta ad ogni ciclo di carico.

Il meccanismo di danneggiamento non è ancora totalmente chiaro, ma sono state individuate due modalità di usura [10]:

- formazione di cricche superficiali;
- formazione di cricche subsuperficiali.

Il primo caso si verifica in caso di rugosità elevata e assenza di lubrificazione, a causa del distacco delle asperità superficiali. Il secondo si verifica in corrispondenza del punto di massimo sforzo di taglio o di difetti del materiale, come porosità o inclusioni.

I modelli sviluppati per lo studio di questo tipo di fatica hanno basi empiriche o teoriche. Nel primo caso la formazione delle cavità viene messa in relazione con la pressione di contatto hertziano, in quanto generalmente ad un valore maggiore della pressione è associata un'usura più rapida.

Nel secondo caso vengono utilizzati approcci quali [9]:

- deformazione equivalente, anche se con basse correlazioni con i dati sperimentali;
- piani critici, basati sull'osservazione sperimentale della nucleazione delle cricche;
- approcci energetici, che pongono il lavoro di deformazione plastica come parametro.

Recentemente sono stati impiegati anche software di simulazione agli elementi finiti, che però richiedono l'input di dati ottenuti sperimentalmente.

La formazione della cricca è associata da alcuni studi ai modi di carico I o II [10], ma non c'è una conferma effettiva. Alcuni fattori che influenzano questo tipo di fatica sono la presenza di tensioni residue e le modifiche microstrutturali a cui il materiale è soggetto durante il rotolamento, tuttavia l'entità che hanno è di difficile stima a causa della complessità [11]. Altri fattori sono: il coefficiente di attrito e lo slittamento relativo, il regime di lubrificazione, inclusioni e difetti [12].

La formazione delle cricche è associata a deformazione plastica localizzata [11], quindi si può ipotizzare che la resistenza aumenti all'aumentare della durezza; è stato comunque osservato che una tenacità troppo bassa porta ad una riduzione della resistenza [4].

Una formula empirica che collega la pressione di contatto e la durezza è data da [4]:

$$N = \left(\frac{K}{P_{max}} \right)^n$$

dove N è il numero di cicli che portano al danneggiamento, K e n sono costanti del materiale, p_{max} è la pressione hertziana di contatto. K può essere espresso in funzione della durezza del materiale.

Una ulteriore possibile causa di danneggiamento della regione superficiale dei componenti è il cedimento per deformazione plastica dello strato di materiale più in profondità, dovuto ad un trattamento termico non adeguato o non perfettamente riuscito. In questo caso il danno non è da attribuire a fenomeni di usura o fatica ma a un difetto del componente presente già a partire dalla produzione.



Esempio di ruota per cui è possibile ipotizzare un danno per deformazione plastica

Approccio statistico alla rottura

Come è possibile intuire dagli argomenti trattati in precedenza, la conoscenza dell'affidabilità di un sistema e la previsione della sua rottura sono molto complesse, spesso stimabili solo attraverso dati sperimentali. Per questo motivo, a partire da concetti matematici di probabilità, sono stati sviluppati metodi di calcolo che trascurano le motivazioni fisiche della rottura.

L'affidabilità di un sistema può essere espressa valutando il tempo trascorso prima della sua rottura, detto TTF (time to failure). È possibile osservare che un insieme di componenti "identici" presenteranno dei periodi di funzionamento diversi, a causa della casualità loro intrinseca. Ciò è dovuto a differenze dimensionali, microstrutturali e altre che possono essere controllate solo entro certi limiti durante il processo di produzione.

A partire da osservazioni sperimentali è possibile determinare la funzione densità di probabilità $p(t)$, che associa ad ogni istante di tempo t la probabilità che questo coincida con la rottura. Integrando questa funzione è possibile ottenere la funzione di probabilità cumulata:

$$P(t) = \int_0^t p(t)dt$$

Questa funzione rappresenta la probabilità che la rottura avvenga prima del tempo t ; integrando $p(t)$ su tutto il dominio si può verificare che:

$$\int_0^{+\infty} p(t)dt = 1$$

L'affidabilità può essere definita come la probabilità che un sistema operi senza rotture fino ad un tempo t [13], e può essere calcolata come:

$$R(t) = 1 - P(t)$$

Poiché $p(t) = \frac{dP(t)}{dt}$, la funzione densità di probabilità in termini dell'affidabilità può essere espressa come:

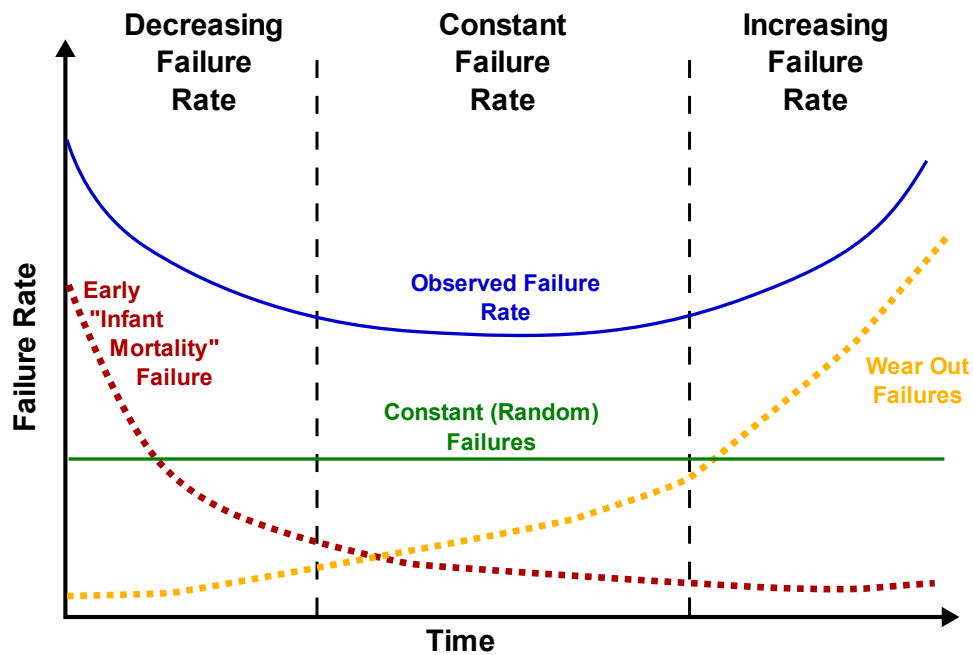
$$r(t) = \frac{dR(t)}{dt}$$

La probabilità che la rottura avvenga ad un tempo t , posta la condizione che non sia ancora avvenuta può essere calcolata come [13]:

$$h(t) = \frac{p(t)}{R(t)}$$

e viene detta hazard rate o failure rate.

L'hazard rate spesso presenta un andamento a "vasca", come mostrato nell'immagine:



Esempio di dell'andamento del failure rate [10]

È possibile individuare tre regioni:

- rotture precoci, dovute spesso a difetti di produzione;
- vita utile, in cui le rotture si verificano in maniera casuale;
- fine vita, in cui l'usura cresce rapidamente, portando alla rottura.

Non tutti componenti si comportano allo stesso modo, ad esempio i componenti elettronici seguono solamente le prime due regioni, mentre quelli meccanici, se efficacemente controllati, solamente la seconda e la terza [14].

La distribuzione di Weibull

Grazie alla sua flessibilità, la distribuzione di Weibull viene utilizzata in molti ambiti, tra cui l'analisi dell'affidabilità e la stima della vita dei componenti. Esistono due versioni di questa distribuzione, a tre parametri e a due parametri. La differenza tra queste è la presenza o meno di un parametro di soglia.

L'espressione dell'affidabilità per una distribuzione di Weibull a due parametri è:

$$R(x) = e^{-\left(\frac{x}{\beta}\right)^\alpha}$$

con:

- β parametro di scala
- α parametro di forma

Da cui:

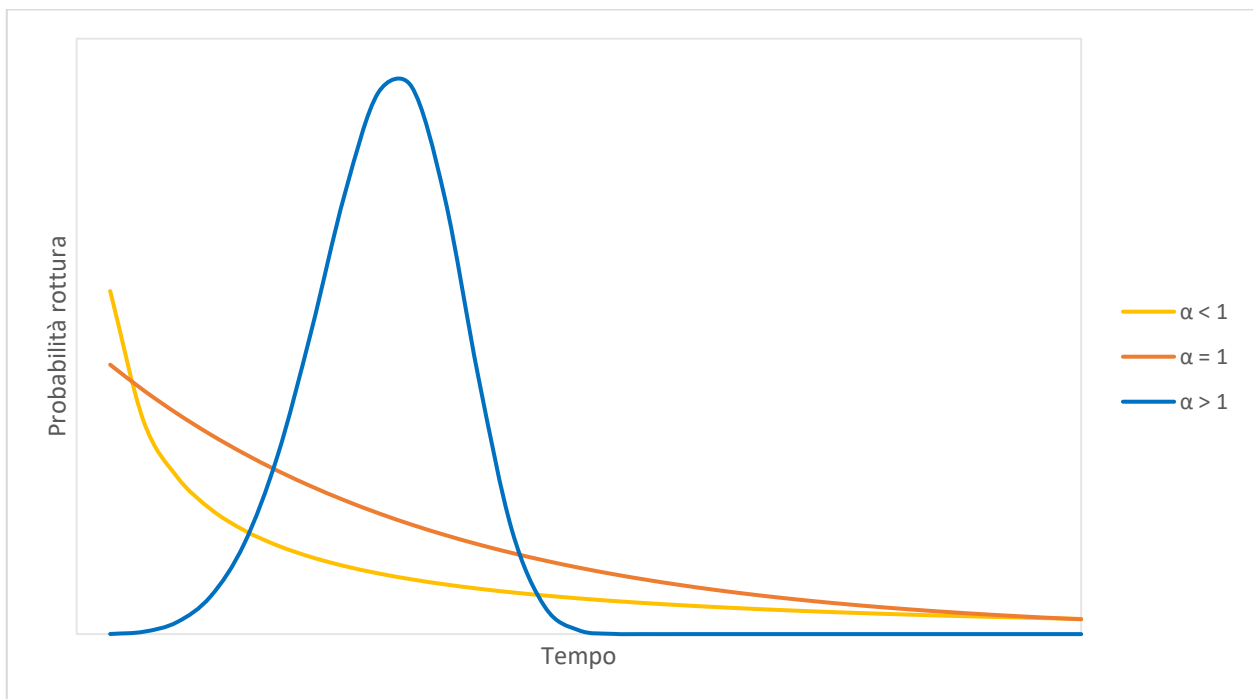
$$P(x) = 1 - R = 1 - e^{-\left(\frac{x}{\beta}\right)^\alpha}$$

e

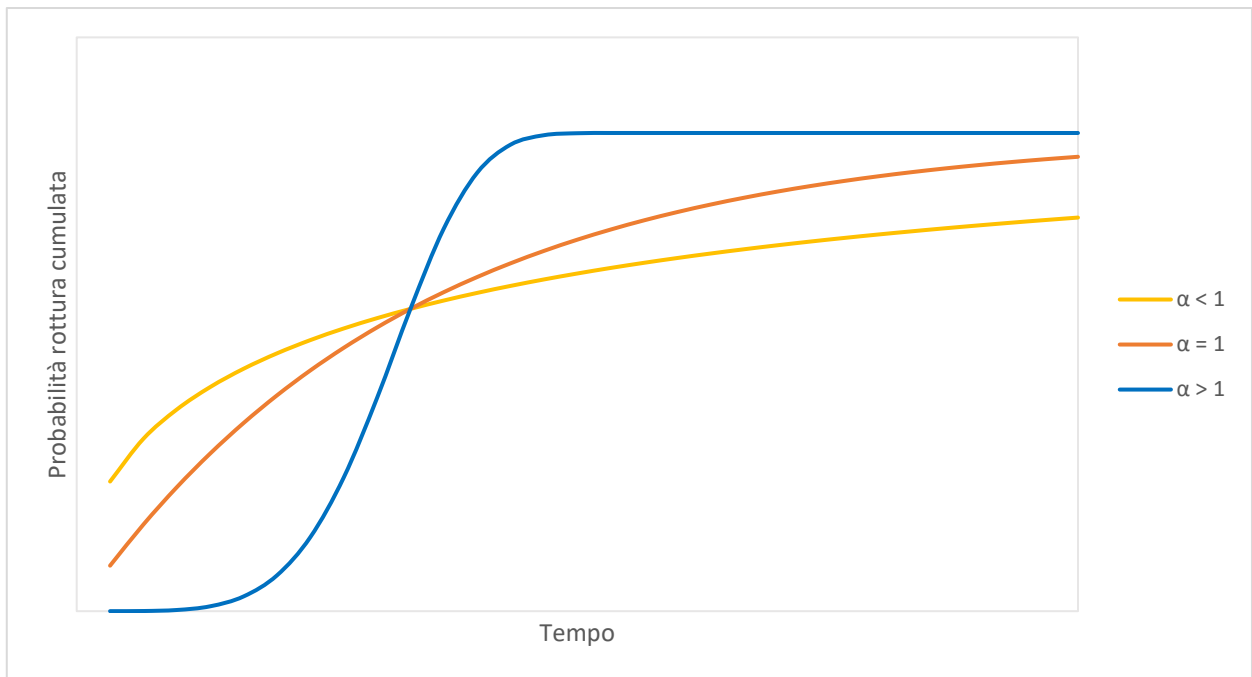
$$p(x) = \frac{dP}{dx} = \frac{\alpha}{\beta} \left(\frac{x}{\beta}\right)^{\alpha-1} e^{-\left(\frac{x}{\beta}\right)^\alpha}$$

il parametro di forma, α , è legato alla probabilità rottura nel seguente modo:

- $\alpha < 1$ indica che la probabilità di rottura decresce nel tempo (mortalità infantile);
- $\alpha = 1$ indica che la probabilità di rottura è costante nel tempo (rotture casuali);
- $\alpha > 1$ indica che la probabilità di rottura cresce nel tempo (invecchiamento).



Funzione densità di probabilità

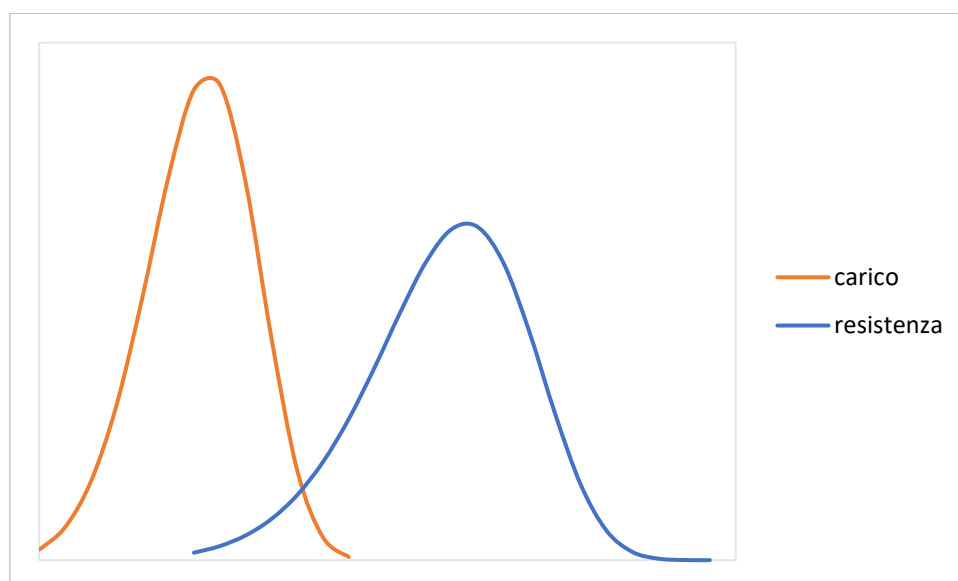


Funzione di probabilità cumulata

Stress-strength interference models

Un altro metodo di calcolo probabilistico dell'affidabilità di un sistema è l'utilizzo di modelli di interferenza carico-resistenza. In questo caso il carico è definito come una qualsiasi sollecitazione che può provocare la rottura del sistema, che sia accidentale o parte del normale funzionamento atteso. La resistenza è la capacità del componente di sopportare il carico senza rompersi.

Entrambe le grandezze possono essere considerate variabili casuali, a cui viene associata una distribuzione dei valori che possono assumere. Le distribuzioni più usate sono: gaussiana, lognormale, esponenziale, Weibull.



Distribuzioni di carico e resistenza a confronto

La probabilità di guasto può essere collegata all'area comune alle due distribuzioni, detta area di interferenza [13].

Questo approccio è di difficile applicazione, in quanto richiede la rilevazione di molti dati e presenta diverse incertezze. Viene impiegato, ad esempio, per la stima della durata delle cinghie, in mancanza di modelli analitici validi.

Applicazione industriale

A partire da queste considerazioni matematiche nell'industria sono stato definiti molti valori caratteristici, basati sulla tecnologia del componente. Questi sono determinati sulla base di indagini sperimentali e dati di servizio, secondo norme opportune.

Alcuni esempi sono:

- MTTF: durata media prima del guasto;
- MTTR: tempo medio per la riparazione;
- MTBF: tempo medio tra i guasti;
- B10: durata, espressa in ore, chilometri, cicli o altro, collegata alla sopravvivenza del 90% dei campioni testati.

Queste conoscenze sono applicate anche nel campo della sicurezza. Ad esempio, il $MTTF_d$ (d indica la parola "dangerous", pericoloso) viene generalmente posto pari a due volte il MTTF secondo la ISO 13849.

Questi valori rendono possibile e sono necessari per l'implementazione di programmi di manutenzione avanzati. Ciò permette di risparmiare il tempo e i costi associati a rotture impreviste, in quanto la parti di ricambio sono già a disposizione e non è necessario investigare la causa del fermo macchina [14].

Cenni sulla manutenzione

La manutenzione è definita come il processo di mantenimento o ripristino delle funzionalità di un sistema con l'obiettivo di mantenerlo in buone condizioni operative per la durata del suo ciclo di vita. Le attività più comuni nella manutenzione di sistemi meccanici consistono in ispezioni, test, riparazioni, sostituzioni e pulizia.

In passato la manutenzione era di tipo correttivo, ovvero la riparazione veniva effettuata a seguito della rottura. Questo approccio ha il vantaggio di richiedere poche risorse ed essere di semplice applicazione. Tuttavia, a causa dei costi dovuti a fermi macchina imprevisi, all'elevato tempo di riparazione e ai possibili rischi per la sicurezza, viene impiegato solamente per componenti non critici, dal basso costo e di facile sostituzione.

Con lo sviluppo industriale è nata la necessità di introdurre modelli di manutenzione più avanzati, in grado di fornire soluzioni competitive ed economicamente vantaggiose. Ciò ha portato all'introduzione della manutenzione preventiva.

Questa strategia consiste nella creazione di un programma di manutenzione di routine con l'obiettivo di prevenire guasti e interruzioni della produzione non previsti, e presenta numerosi vantaggi:

- riduzione del fermo macchina: i tempi e metodi di manutenzione sono controllati e già programmati;
- disponibilità dei ricambi: i ricambi sono già presenti in magazzino e non è necessario attendere tempi di approvvigionamento;
- miglioramento dell'affidabilità e dell'efficienza dell'intero impianto;
- prolungamento della vita utile dell'impianto.

Un'implementazione della manutenzione preventiva è la Total Productive Maintenance (TPM); sviluppata in Giappone negli anni '70, questa include anche concetti che collegano l'attività di manutenzione al miglioramento progettuale e al coinvolgimento di tutti i rami dell'azienda.

A questo tipo di manutenzione sono associati anche svantaggi, come: investimento di risorse non trascurabile; possibilità di interventi non necessari; limitata certezza della prevenzione dovuta alla natura casuale dei guasti.

Più recentemente, con la diffusione dell'utilizzo di sensori e dell'automazione industriale è stata sviluppata la manutenzione predittiva, basata sull'analisi dei dati di monitoraggio dell'impianto. Tramite informazioni su temperatura, vibrazioni, tempi di lavoro è infatti possibile determinare il sopraggiungere della rottura di un componente.

Questa tecnica permette di assicurare l'efficacia dell'intervento e migliorarne l'accuratezza. Richiede però costi e tempi di realizzazione elevati; occorre infatti raccogliere molti dati sui parametri da utilizzare come input, determinare i valori di soglia che portano all'intervento e installare i sensori necessari se non presenti.

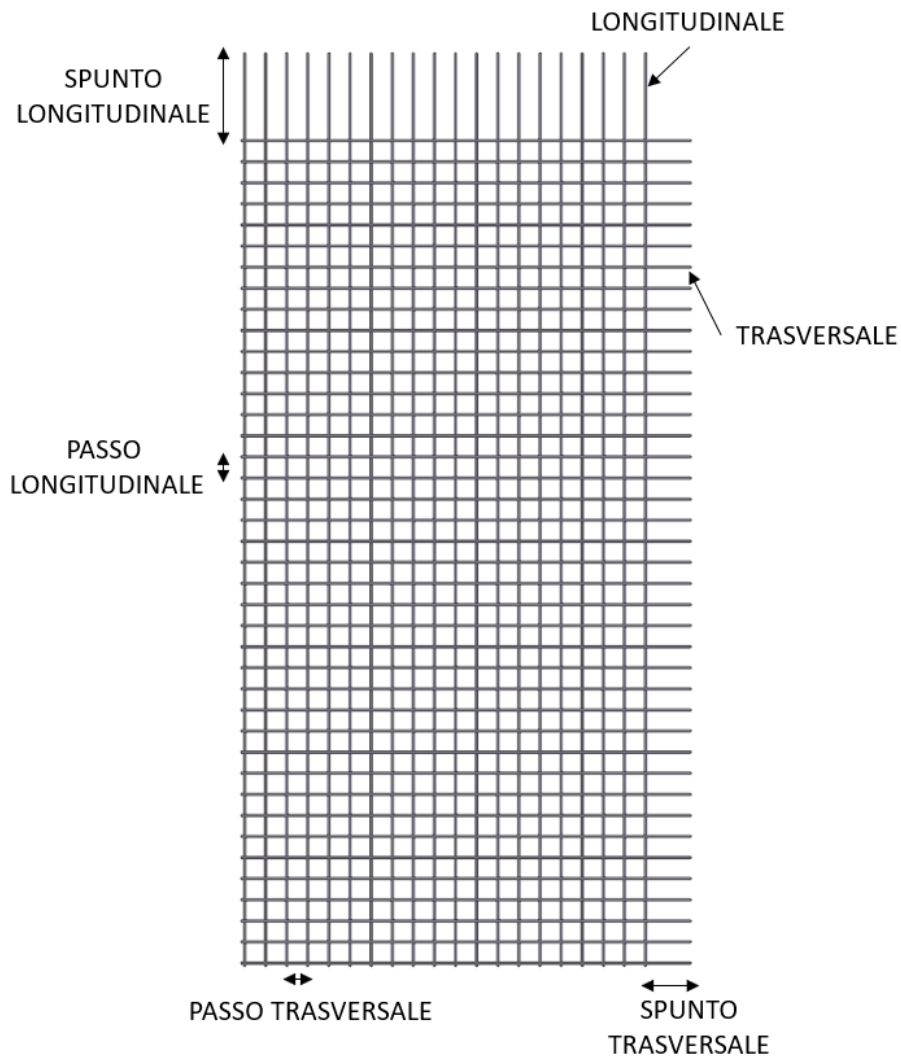
Poiché la segnalazione avviene in prossimità del guasto, inoltre, nel caso in cui il sistema oggetto di manutenzione non sia installato vicino all'azienda, la mancanza di una pianificazione definita potrebbe portare a lunghi tempi di approvvigionamento dei ricambi o ad attese dei tecnici specializzati.

La scelta della miglior soluzione di manutenzione dipende da molti fattori, spesso è conveniente effettuare un'analisi di partenza del sistema e applicare diverse tecniche di manutenzione a seconda dei vantaggi e svantaggi relativi a ciascun componente.

CAPITOLO 2: CASO STUDIO, METODI E STRUMENTI UTILIZZATI

L'impianto

L'impianto di cui è stata fatta l'analisi della vita dei componenti è una linea di produzione di reti elettrosaldate. Le reti vengono utilizzate come rinforzo in pannelli in cemento armato impiegati, ad esempio, nell'edilizia. Esistono reti di dimensioni standard e reti speciali, realizzate con dimensioni ottimizzate per il loro utilizzo specifico.



Esempio di rete elettrosaldata

Le reti sono realizzate mediante barre in acciaio secondo normativa DIN 488. La norma specifica le proprietà e le dimensioni che le barre devono rispettare. Le barre devono essere nervate per favorire l'aderenza al calcestruzzo.

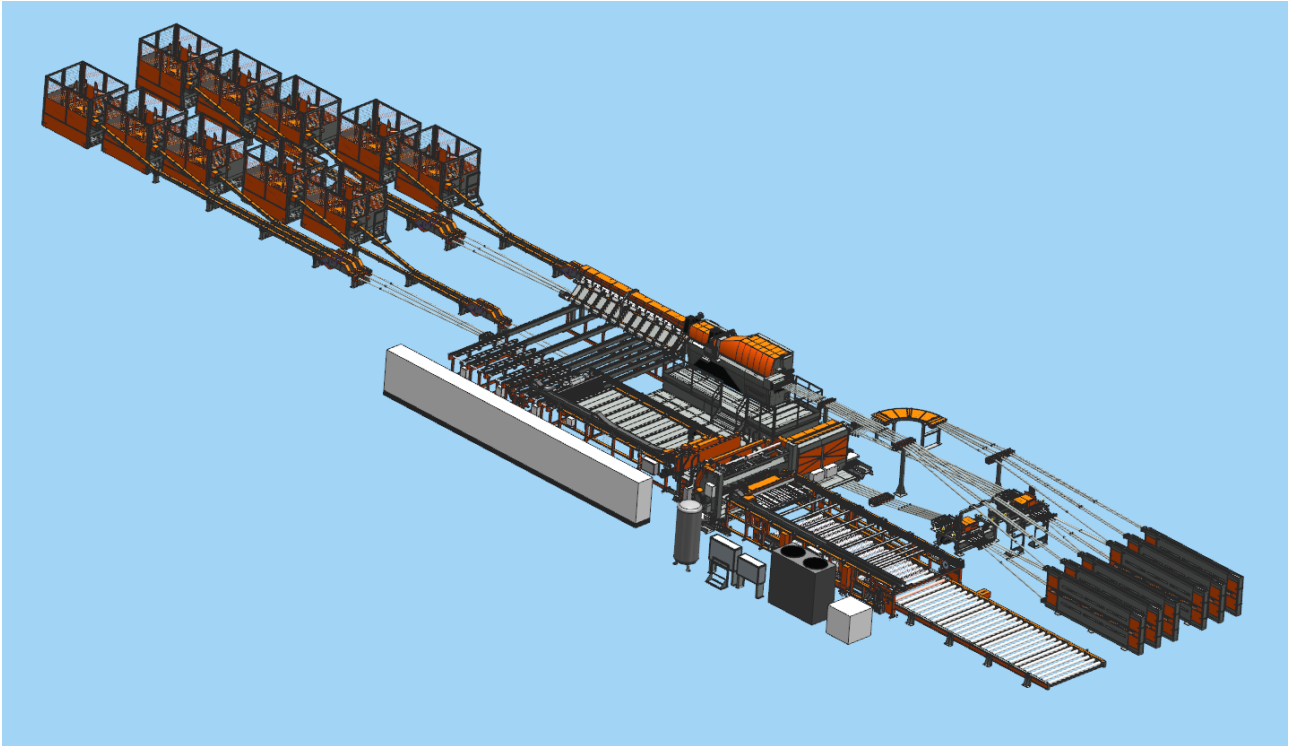
Diametro nominale mm	Massa nominale kg/m
4	0.099
4.5	0.125
5	0.154
5.5	0.187
6	0.222
6.5	0.26
7	0.302
7.5	0.347
8	0.395
8.5	0.445
9	0.499
9.5	0.556
10	0.617

Tabella delle masse in funzione del diametro nominale da DIN 488



Geometria delle nervature simile a quanto indicato da DIN 488

Per l'impianto in esame, le dimensioni massime delle reti sono 2750 x 6000 mm, con passo variabile. I diametri nominali delle barre vanno da 4 a 10 mm. L'impianto è in grado di produrre decine di tonnellate di reti al giorno.



Modello CAD 3D dell'impianto completo

Le reti possono essere prodotte a partire da bobine di filo d'acciaio o barre. In questo caso le reti vengono realizzate a partire da bobine, posizionate negli aspi, a sinistra dell'immagine. Le bobine vengono srotolate tramite traini motorizzati e ciascun filo attraversa un'ansa di compensazione. Solamente due aspi funzionano contemporaneamente, uno per la realizzazione dei trasversali, l'altro per i longitudinali. Gli altri aspi permettono di mantenere a disposizione diametri diversi, facilmente intercambiabili.

I fili destinati alla produzione dei longitudinali vengono raddrizzati e tagliati. Vengono poi allineati tramite catene di trasporto ed entrano nella macchina di saldatura (nella parte centrale dell'immagine) in parallelo. I fili destinati alla produzione dei trasversali sono sottoposti allo stesso procedimento di raddrizzatura e taglio ma vengono posizionati e saldati in sequenza. La rete viene poi estratta da un carrello e impilata.

L'impianto è altamente automatizzato, grazie all'utilizzo di motori elettrici, cilindri pneumatici e appositi sensori.

Analisi dei componenti

In questa sezione verranno elencate le tipologie di componenti dell'impianto analizzati, le considerazioni teoriche applicate e gli strumenti utilizzati. Durante il periodo speso in azienda

l'impianto era in costruzione, non è quindi stato possibile verificare i risultati ottenuti né confrontarli in maniera esaustiva con uno storico, in quanto i dati relativi ad impianti simili erano limitati.

Cuscinetti volventi

I cuscinetti volventi sono componenti utilizzati per permettere la rotazione relativa di un corpo rispetto ad un altro minimizzando attrito e usura. Tipici esempi di sistemi meccanici di comune applicazione dei cuscinetti volventi sono: alberi di trasmissione, ruote, ventole. Gli elementi frapposti tra gli anelli del cuscinetto sono solitamente sfere o rulli. Nel tempo sono stati sviluppate diverse tipologie di cuscinetti: a doppia corona, lubrificati a vita, autoallineanti e altri.



Cuscinetto a sfere SKF

I cuscinetti sono soggetti a due principali meccanismi di danneggiamento:

- deformazione plastica, in caso di sovraccarichi;
- fatica da rotolamento, dovuta alle sollecitazioni a cui sono sottoposti gli elementi volventi.

Data l'importanza di questi componenti e il loro largo impiego in moltissime industrie molti studi sono stati effettuati per determinare il meccanismo che ne limita la durata, con l'obiettivo ulteriore di migliorarne la progettazione.

A causa della loro geometria, le tensioni sugli elementi volventi e sulle piste di rotolamento sono estremamente alte, e possono essere descritte dalla teoria del contatto hertziano. La fatica da rotolamento conseguente a queste tensioni si manifesta come distacco di parti metalliche in prossimità delle superfici di contatto.

La degradazione del materiale del cuscinetto per fatica segue tre stadi [15]:

1. shakedown elastico (fase di run-in);
2. stato stazionario di risposta elastica;
3. instabilità (wearout).

Il miglioramento delle prestazioni di durata dei cuscinetti consiste nel prolungamento della seconda fase. Le variabili che influenzano la resistenza del cuscinetto sono molte, tra cui: carico applicato, temperatura, presenza di impurezze, tensioni residue, trattamento termico e altre [15]. Per questo motivo la formulazione di una teoria in grado di prevedere la durata dei cuscinetti è molto complessa. Nel tempo sono stati proposti diversi modelli di calcolo, sia empirici che basati su considerazioni teoriche.

Le teorie empiriche sono basate su una grande quantità di dati sperimentali, tuttavia non prendono in considerazione i fenomeni fisici che causano il danno. Le teorie analitiche sono spesso molto complesse e non sempre hanno un riscontro sperimentale.

La teoria più utilizzata nella pratica industriale è stata sviluppata da Lundberg e Palmgren nel 1947, basandosi sugli studi svolti in precedenza da Weibull. L'ipotesi alla base è che il danneggiamento inizi in corrispondenza di punti deboli distribuiti casualmente nel materiale. La formula risultante (che esprime la vita in milioni di giri) è:

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

dove C è il coefficiente di carico dinamico del cuscinetto, P è il carico dinamico equivalente, p vale 3 per cuscinetti a sfere e 10/3 per cuscinetti a rulli. Il pedice 10 indica che la probabilità di sopravvivenza è del 90%.

Sulla base del lavoro di Lundberg e Palmgren sono state sviluppate diverse teorie, includendo od escludendo diversi fattori tra cui [15]:

- le proprietà del materiale;
- la presenza di un limite di fatica;
- una diversa scelta delle tensioni che determinano il danneggiamento;
- considerazioni probabilistiche;
- l'effetto dei diversi stadi di danneggiamento.

In contrasto con i modelli empirici precedenti, sono stati proposti modelli teorici, basati sulla meccanica della frattura, sull'accumulo di deformazione plastica, sulla dinamica delle dislocazioni, sullo studio della fatica multiassiale [15].

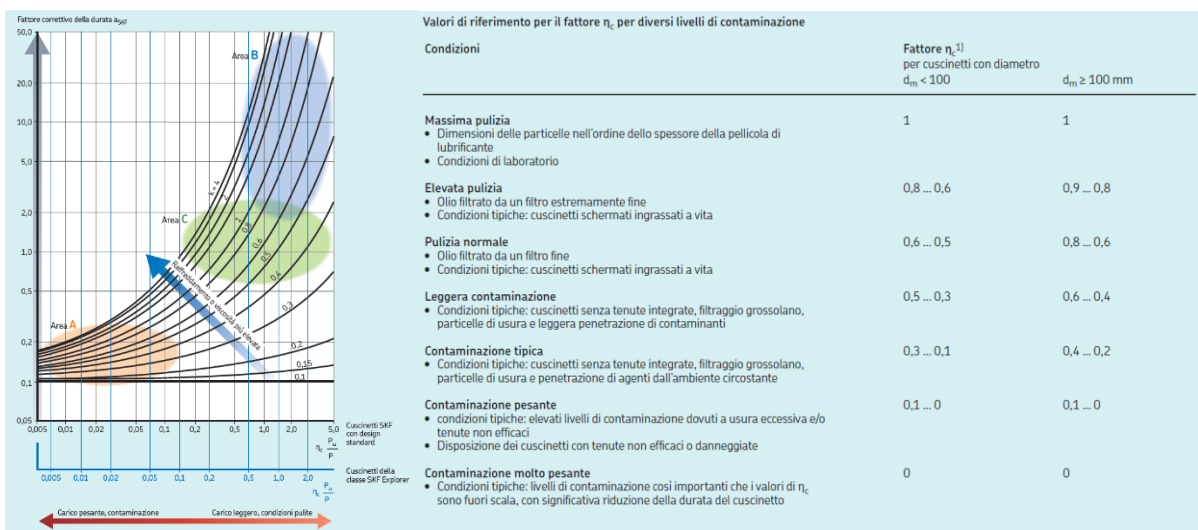
La formula standard utilizzata attualmente (ISO 281) è la seguente:

$$L_{10} = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

dove i coefficienti a_1, a_2, a_3 tengono conto dell'affidabilità, della resistenza a fatica del materiale e della lubrificazione.

Il produttore di cuscinetti SKF, fornitore per l'impianto di questo caso studio, propone di sostituire i coefficienti $a_2 a_3$ con a_{SKF} , che è funzione della viscosità, della contaminazione e della resistenza alla fatica, in modo da tenere meglio in considerazione le proprietà tribologiche del sistema.

La contaminazione è di elevata importanza in questo particolare caso studio, in quanto l'impianto opera in ambienti sporchi, caratterizzati dalla presenza di polveri metalliche (calamina).



Valori relativi al coefficiente a_{SKF} e alla contaminazione da catalogo SKF

Nel caso di condizioni di utilizzo non stazionarie è necessario approssimare il carico con un numero finito di stati di sollecitazione, per poi applicare un criterio di accumulo del danno (in maniera simile, ad esempio, alla regola di Miner).

Cilindri pneumatici

I cilindri pneumatici sono componenti in grado di generare un moto lineare alterno, usati soprattutto per applicazioni di automazione industriale. A seconda del fluido di lavoro i cilindri possono essere divisi in idraulici e pneumatici. Il loro funzionamento è basato sulla pressione esercitata dal fluido su un elemento circolare chiamato pistone. Il pistone, tramite lo stelo, trasferisce il movimento (e la forza) all'esterno. I cilindri possono essere:

- a semplice effetto, se hanno un unico ingresso e possono esercitare la forza in una sola direzione;
- a doppio effetto, se il fluido può essere immesso in entrambe le camere e possono esercitare una spinta in entrambe le direzioni.

Altri tipi di cilindri pneumatici sono cilindri multi-stadio e telescopici. Tipicamente il cilindro e il pistone sono realizzati in alluminio anodizzato, lo stelo in acciaio e le guarnizioni in NBR (gomma nitrilica).



Cilindro pneumatico prodotto dalla Festo

I fattori che influenzano la vita dei cilindri pneumatici sono molti:

- dimensioni;
- temperatura dell'ambiente di lavoro;
- frequenza di attuazione;
- pressione;
- presenza di particelle abrasive e dimensioni;
- presenza o meno di lubrificazione;
- carichi applicati.

Per questo motivo, non esiste un metodo analitico per determinare la durata di questi componenti.

Attraverso uno studio [16] del danneggiamento dei cilindri è stato determinato che le guarnizioni del pistone e dello stelo sono gli elementi che usurandosi determinano il guasto dei cilindri. Il guasto è caratterizzato da attuazione impropria, forza esercitata troppo bassa o perdite di aria eccessive. In particolare, lo studio evidenzia la partecipazione di più processi di usura al danneggiamento della guarnizione:

- usura abrasiva a due corpi;
- usura abrasiva a tre corpi;
- usura adesiva.

Temperature e frequenze elevate aumentano l'usura, a causa di fatica superficiale e ossidazione.

Sempre in [16], viene affermato che la durata dei cilindri è approssimabile con una distribuzione di Weibull con i seguenti parametri:

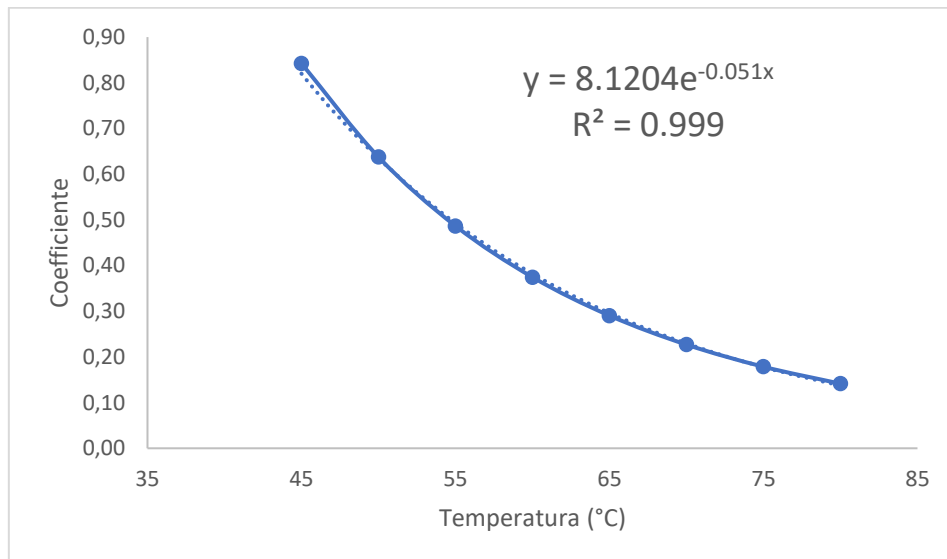
- $\alpha = 4.4643$
- $\beta = 1.9293(F)^{-0.4495} e^{\frac{5723.8}{T+273}}$

dove F è la frequenza e T la temperatura.

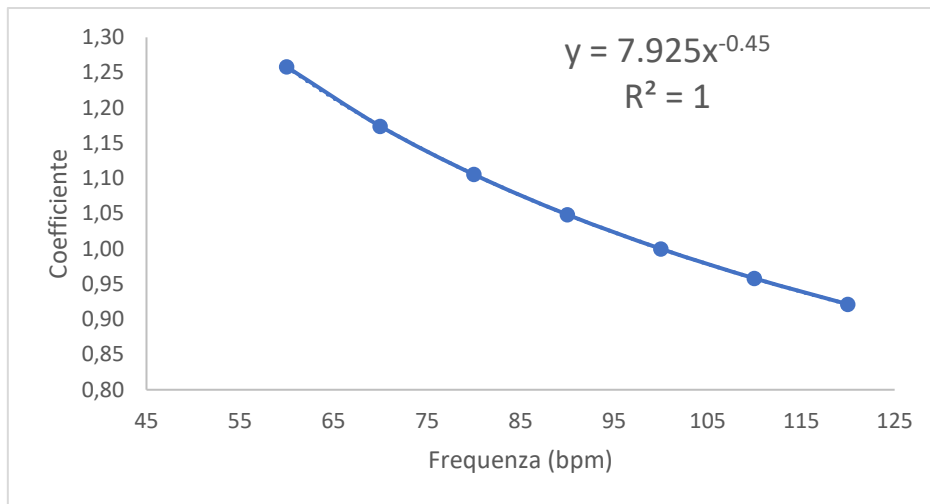
A partire da questa distribuzione è possibile calcolare il valore B10, definito come il numero di cicli che porta alla rottura il 10% dei campioni, tramite la seguente formula:

$$B10 = \beta(-\ln(0.9))^{\frac{1}{\alpha}}$$

È possibile calcolare il B10 a diverse temperature e frequenze e determinare dei coefficienti correttivi rispetto alle condizioni standard (F = 100 bpm, T = 42°C).



Coefficiente correttivo in funzione della temperatura

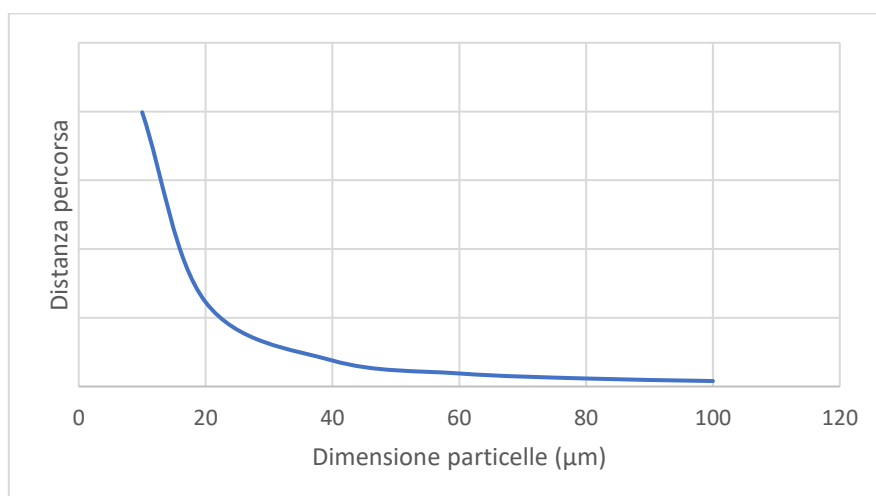


Coefficiente correttivo in funzione della frequenza

Come si può osservare la vita del cilindro si riduce all'aumentare della temperatura e della frequenza. Non vengono tuttavia considerati altri fattori quali pressione di esercizio, presenza di sporcizia nell'ambiente di lavoro, forza esercitata, lubrificazione.

Per stimare la durata dei cilindri utilizzati nell'impianto, è possibile ipotizzare un valore del B10 di partenza, a partire dai dati resi disponibili dall'industria. Facendo riferimento ai principali produttori, si può stimare la vita di un cilindro standard in 10 milioni di cicli o 7500 Km percorsi, in funzione della corsa. Occorre precisare che questi valori sono ottenuti in ambienti di test controllati e in condizioni ideali di temperatura e pulizia.

Una considerazione ulteriore può essere fatta sul grado di filtraggio dell'aria. Come evidenziato in precedenza, la principale causa di rottura dei cilindri è la guarnizione in NBR; questo processo è accelerato dalla presenza di particelle dure. Facendo riferimento a questo studio [17] è possibile dire che l'usura abrasiva dell'elastomero NBR (durezza Shore A 65) aumenta all'aumentare delle dimensioni delle particelle abrasive con cui viene a contatto.



Durata in funzione della grandezza delle particelle

L'impianto in esame utilizza un filtro da 40 µm, considerato standard per certe applicazioni industriali. Facendo riferimento al grafico precedente si può ipotizzare che adottando un filtro più fine la durata potrebbe aumentare, a scapito però di maggiori perdite di carico dell'impianto pneumatico, con conseguente maggiore consumo di energia.

Ruote di traino

Le ruote di traino vengono utilizzate in diversi gruppi dell'impianto per trasportare i fili dagli aspi ai gruppi di taglio e infine alla macchina di saldatura. Le ruote vengono azionate mediante motori elettrici e riduttori, mentre una forza normale ne assicura il contatto con il filo. Il metodo di danneggiamento delle ruote di traino è il pitting.



Ruota di un impianto simile con segni di pitting

Per analizzare le ruote di traino dell'impianto sono state inizialmente valutate le sollecitazioni a cui sono sottoposte durante l'esercizio e i materiali a contatto.

Le ruote sono realizzate in acciaio Sverker 21, un acciaio per utensili. Le ruote sono soggette ad un trattamento termico di tempra e rinvenimento, in grado garantire una durezza superficiale di 60 HRC ($680 \text{ kg}_f/\text{mm}^2$) e una resistenza allo snervamento a compressione di 2150 Mpa. I fili sono realizzati in acciaio B500 secondo la normativa.

Le proprietà meccaniche di questo acciaio sono state ricavate da [18]. La resistenza allo snervamento è pari a 550 Mpa; a causa della forza di compressione a cui sono soggetti i fili tendono a deformarsi plasticamente. Il modello di plasticità utilizzato è quello dell'incrudimento lineare, con modulo tangente pari a 1,5 Gpa.

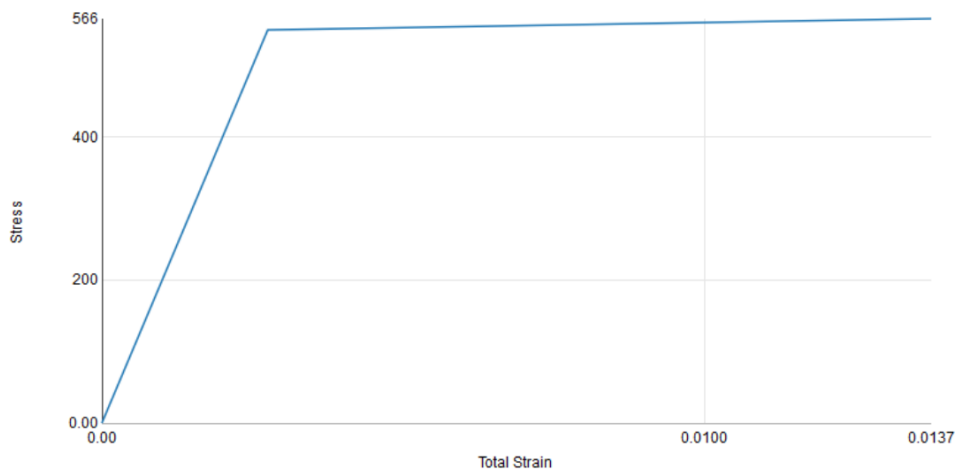
Per valutare la durata delle ruote è stata presa come base di partenza una formula empirica trovata in letteratura [4]:

$$N = 10^8 \left(\frac{1,7H}{P_{max}} \right)^{5,79}$$

dove N rappresenta il numero di cicli che porta al danneggiamento e H è la durezza espressa in Kg_f/mm². Questa formula vale per gli acciai in condizioni di lubrificazione limite.

Analisi tramite software agli elementi finiti

A causa della plasticizzazione dei fili in acciaio e della presenza di attrito la teoria dei contatti hertziani non è applicabile; inoltre, considerando la complessità delle geometrie delle ruote e dei fili (per la presenza delle nervature), per analizzare l'interazione tra i due è stato utilizzato il software agli elementi finiti Ansys Mechanical. La licenza aziendale ha permesso di effettuare solo analisi statiche, con un numero di elementi della mesh relativamente basso per limiti computazionali.

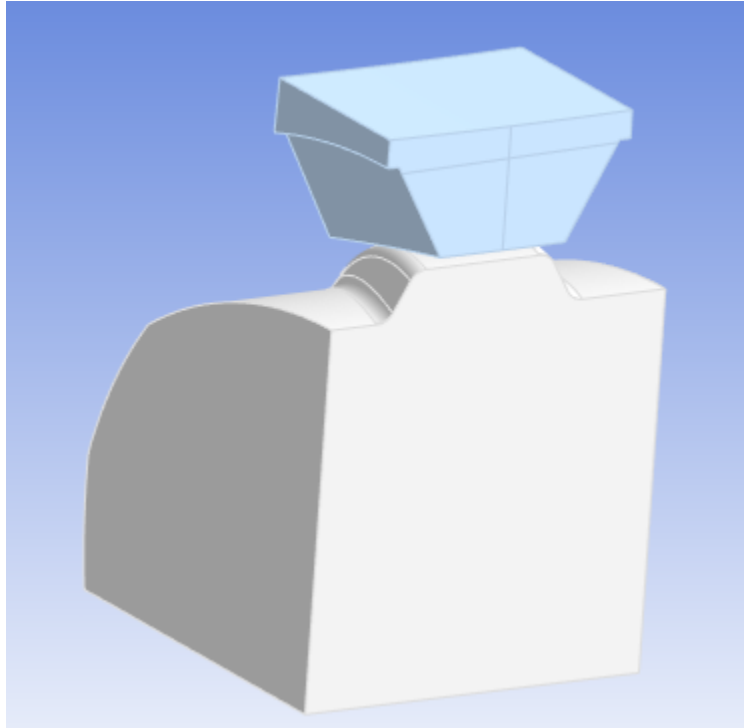


Proprietà dell'acciaio del filo in Mechanical

La geometria è stata semplificata, introducendo una simmetria e simulando solamente il materiale di interesse.

È stata creata una coppia rotoidale coincidente con l'asse di rotazione della ruota, mantenendo però la possibilità di spostamento verticale, in modo da simulare le reali condizioni di vincolo all'interno della macchina.

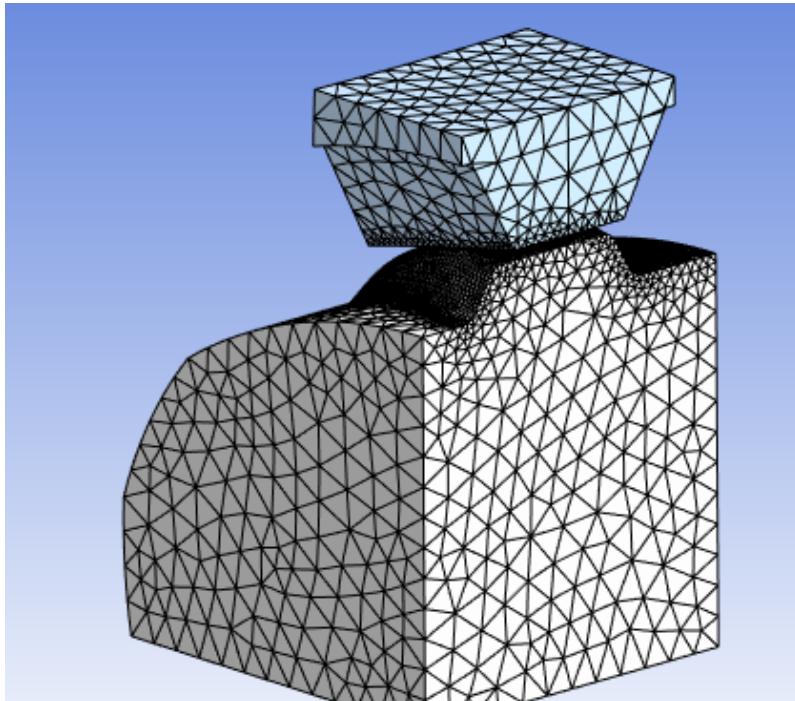
Il filo è stato completamente vincolato tramite simmetria e displacement opportuni.



Dente della ruota e sezione della barra a contatto

Le proprietà dei due materiali sono state opportunamente inserite nel programma.

La mesh è stata realizzata in modo da catturare al meglio le grandezze di interesse, minimizzando contemporaneamente il numero di elementi usati.



Mesh creata per una delle simulazioni

Il contatto tra i due corpi è stato definito come “frictional”, con coefficiente di attrito 0,2, secondo l’esperienza dell’azienda.

La forza e la coppia sono state applicate alla ruota in due step.

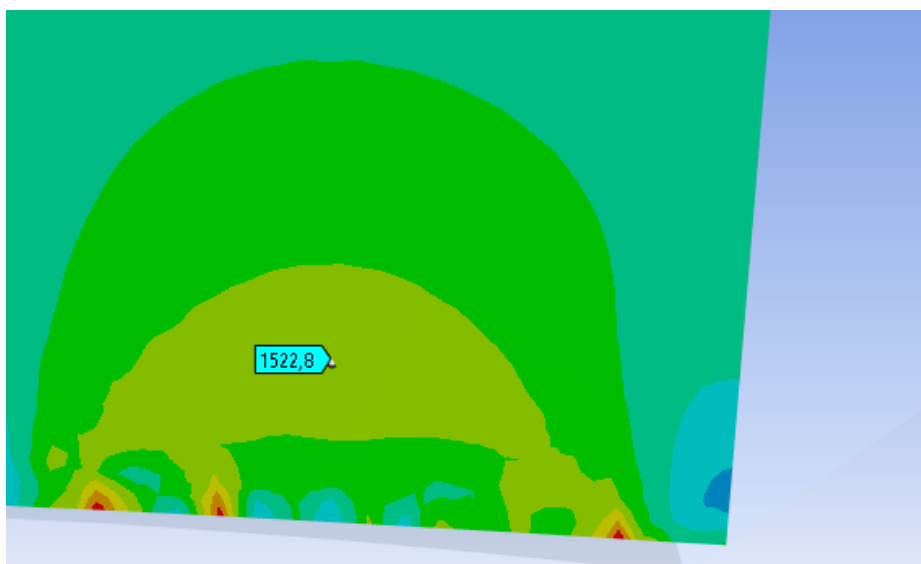
Sono stati simulati due casi con le relative condizioni al contorno: traino di un diametro 6 e di un diametro 10.

L’applicazione della formula precedente ha portato i seguenti risultati:

Diametro nominale	mm	6	10
P_{max}	Mpa	1215	1582
Km di trasversale	Km	61	13
Tonnellate di trasversale	Ton	13000	12000

Questi risultati non sono in linea con l’esperienza dell’azienda. Questo può essere dovuto alla mancanza completa di lubrificazione, che determina il valore dell’esponente, alla lontananza dalle ipotesi di Hertz o agli urti dovuti alla presenza di nervature.

Operando per analogia, è possibile sostituire il valore di P_{max} con la tensione equivalente di Von Mises, che si ha in un punto interno del materiale.



Tensione equivalente di Von Mises nella ruota

Trascurando le concentrazioni di tensione causate da errori numerici è possibile giungere ai seguenti risultati:

Diametro nominale	mm	6	10
S_{VM}	Mpa	1550	1975
Km di trasversale	Km	15	3,7
Tonnellate di trasversale	Ton	3300	3280

Questi valori sono più vicini a quelli dell'esperienza dell'azienda. Come si può osservare, le tonnellate di materiale lavorato sono simili in entrambi i casi, a meno di differenze possibilmente dovute ad errori di accuratezza numerici. Su questa base si può ipotizzare che questo comportamento sia valido in generale per tutti i diametri, e che le tonnellate di materiale lavorato possano essere prese come riferimento per determinare la durata delle ruote. Un'altra considerazione possibile è che l'esponente n , che ha inizialmente valore 5,79, possa essere adattato ai valori di durata determinati da uno storico aziendale (ancora non presente), in modo da fare riferimento alla pressione hertziana.

Questi risultati, seppur ottenuti secondo metodi empirici, possono essere utilizzati per ottimizzare la geometria delle ruote e la scelta del materiale e del trattamento termico superficiale, a partire da simulazioni piuttosto che da prototipi reali. Sono anche utili per confrontare ruote con funzioni diverse, ad esempio ruote di traino, raddrizzatura e misura. I limiti di calcolo e la difficoltà della simulazione lasciano spazio ad approfondimenti futuri.

Ruote di raddrizzatura

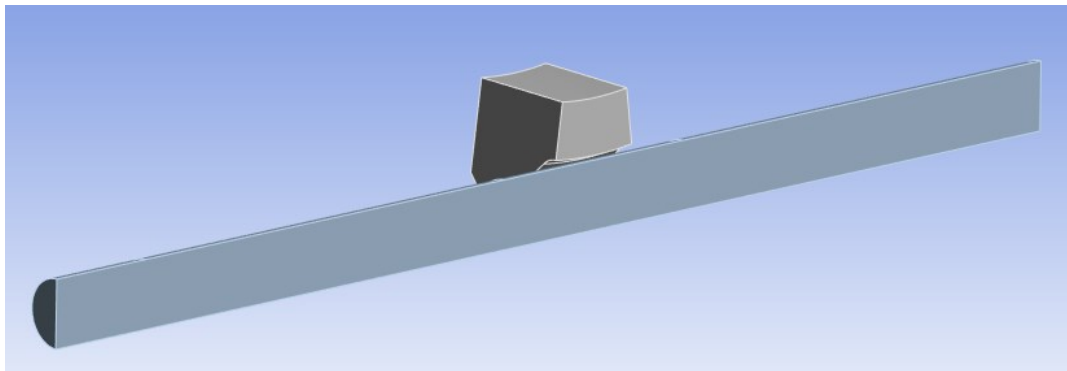
Le ruote di raddrizzatura vengono utilizzate, spesso in accoppiamento alle ruote di traino, per trasformare il filo da bobina curva a barra dritta. Questo processo avviene sia per i longitudinali che per i trasversali. Le ruote di raddrizzatura vengono impiegate in gruppi, con diverse disposizioni e dimensioni a seconda del filo da lavorare.



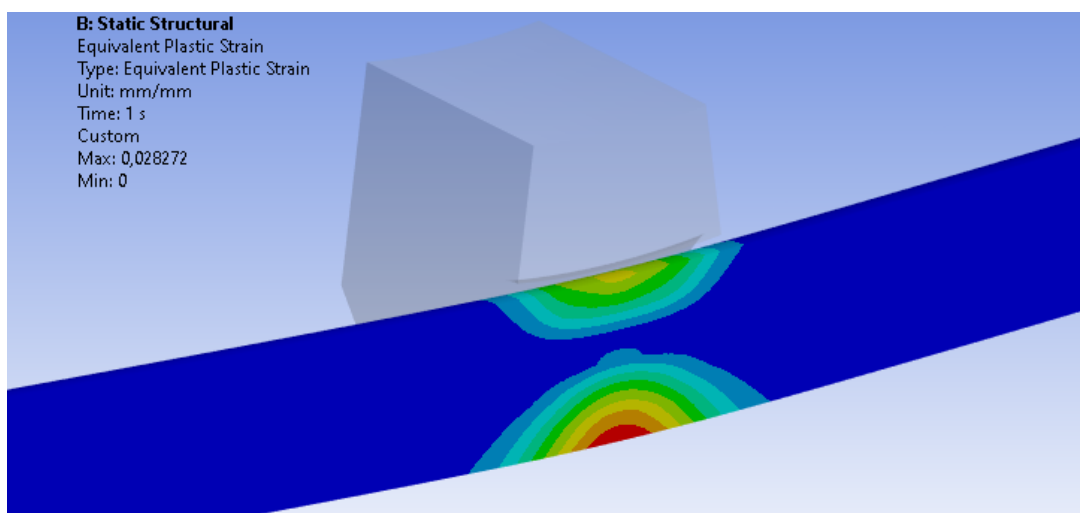
Un gruppo di ruote di raddrizzatura di una macchina dell'azienda

Le ruote di raddrizzatura sono sottoposte a sollecitazioni simili alle ruote di traino e il meccanismo di danneggiamento è stato considerato il medesimo (pitting); tuttavia, la loro regolazione viene effettuata in maniera differente. Infatti, mentre la forza di pressione esercitata sulle ruote di traino dipende dalla necessità di evitare lo scorrimento del filo, e quindi dal valore del coefficiente di attrito, le ruote di raddrizzatura vengono posizionate manualmente. Solitamente il posizionamento è effettuato in modo da generare una leggera deformazione plastica nel filo. Questa regolazione è variabile da bobina a bobina, anche per fili dello stesso diametro, a causa di differenze nella produzione delle bobine stesse.

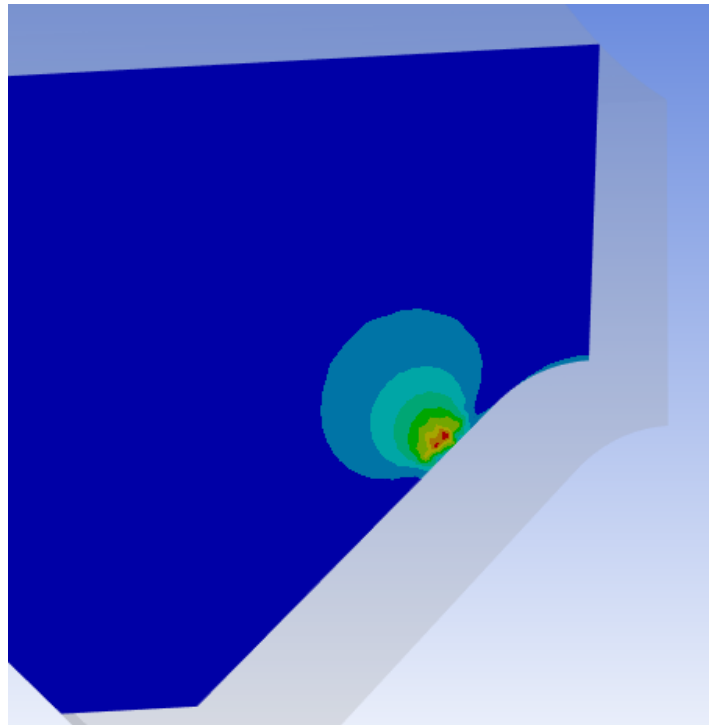
Le ruote di raddrizzatura sono realizzate in Sverker 21, lo stesso materiale del caso precedente. Anche in questo caso è stato utilizzato Ansys Mechanical, con impostazioni simili a quelle per le ruote di traino. In questo caso però, è stata simulata una lunghezza maggiore del filo, in quanto è necessario ottenerne la deformazione plastica per flessione. Ciò ha comportato una minore disponibilità di elementi per la mesh della ruota.



Geometria di partenza della simulazione



Deformazione plastica del filo d'acciaio



Tensione equivalente di Von Mises nella ruota

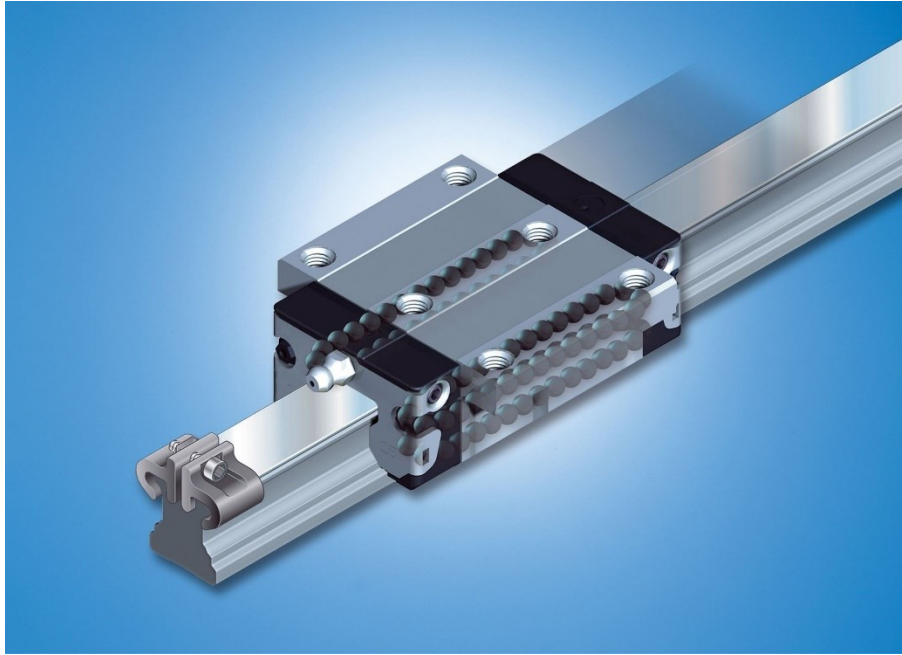
Diametro nominale	mm	6
S_{VM}	Mpa	950
Km di trasversale	Km	68
Tonnellate di trasversale	Ton	15000

Guide lineari, guide tonde, elettrocilindri

Questi componenti sono stati raggruppati in quanto si basano sullo stesso principio dei cuscinetti volventi: l'interposizione di elementi in rotolamento tra i corpi in moto relativo. Come per i cuscinetti gli elementi volventi sono generalmente sfere o rulli. Per questo motivo le considerazioni sulla durata e le formule che ne permettono il calcolo sono simili.

Guide lineari

Le guide lineari sono costituite da un pattino, su cui viene fissato il corpo da movimentare, che scorre lungo una guida rettilinea.



Guida lineare a ricircolo di sfere prodotta dalla Rexroth

Le guide possono essere suddivise in due categorie in base al fatto che gli elementi volventi siano soggetti a ricircolo o meno. Nel caso non ci sia ricircolo il carico è sostenuto sempre dagli stessi elementi; ciò comporta che a parità di distanza percorsa il tempo di lavoro sia doppio, con conseguente riduzione della vita utile.

Per questo motivo è difficile confrontare i valori di catalogo di queste diverse tipologie di guide lineari.



Guida lineare a rulli prodotta dalla Franke

La normativa di riferimento per il calcolo della durata (generalmente espressa in Km) è la ISO 14728, tuttavia, non tutti i produttori la rispettano, rendendo disponibili formule applicabili esclusivamente ai loro prodotti. Ciò rende impossibile il confronto dei valori del carico dinamico C riportato sui cataloghi.

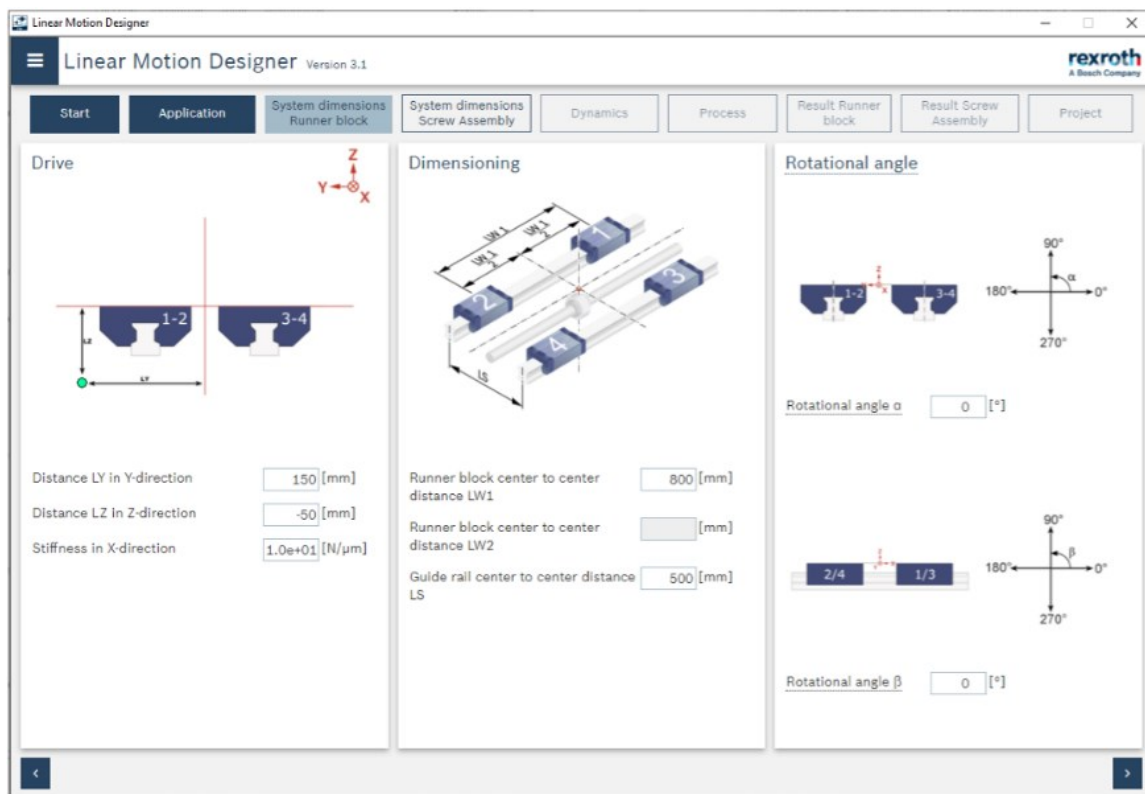
Esempi di formule di calcolo:

- Rexroth: $L = \left(\frac{C}{F}\right)^p 10^5$
- Franke: $L = \left(\frac{C}{F}\right)^p \pi D$

dove F è il carico dinamico equivalente.

Il calcolo di F è complesso, in quanto tiene conto di tutte le sollecitazioni sul pattino, come: forze di inerzia, forza peso del carico, momenti flettenti e torcenti.

Per questo motivo i produttori mettono a disposizione strumenti software che a partire da un input che consiste nell'applicazione specifica, calcolano la durata attesa.



Linear motion designer, software sviluppato dalla Rexroth

La durata dei pattini è influenzata anche da molti fattori che sono difficilmente quantificabili:

- presenza di contaminanti: trucioli o polveri possono penetrare nei pattini e accelerarne l'usura. La loro dimensione determina l'entità del danno;
- presenza di fluidi di lavoro: fluidi lubrificanti o refrigeranti possono rimuovere il grasso interno al pattino o causarne la corrosione;
- umidità: similmente al caso precedente può avere effetto corrosivo;

- temperatura: temperature elevate possono portare al malfunzionamento del pattino, per questo i produttori forniscono un range di temperature di esercizio;
- ambienti corrosivi;
- vibrazioni: possono causare danneggiamento per fretting;
- corsa breve: in questo caso non tutti gli elementi volventi vengono sfruttati, con concertazione dell'usura solo su alcuni e conseguente riduzione di durata;
- urti o sovraccarichi: sovraccarichi accidentali possono determinare la rottura del sistema o ridurne la vita.

Per evitare un'usura precoce sono disponibili accessori come guarnizioni, soffietti, sistemi di lubrificazione e altri pensati per una vasta gamma di applicazioni.

Una lubrificazione appropriata, a seconda dell'ambiente di lavoro, è fondamentale. La lubrificazione minimizza attrito e usura e protegge le guarnizioni; inoltre, previene la corrosione.

Guide a rotelle

Le guide a rotelle o a rulli svolgono la stessa funzione delle guide lineari ma differiscono nella costruzione; sono simili a cuscinetti. Possono scorrere su guide cilindriche o sagomate.

Valgono le stesse considerazioni sulla durata espresse per i cuscinetti.



Rullo guida Nadella

Elettrocilindri

Gli elettrocilindri sono attuatori lineari con funzione simile ai cilindri pneumatici. Differiscono da questi in quanto sono azionati da un motore elettrico che fa ruotare una vite a ricircolo di sfere, e

non da aria compressa. Alla vite è collegato un pistone che permette l'interazione con gli altri componenti della macchina.



Elettrocilindro prodotto dalla Setec

La durata è limitata dal danneggiamento delle sfere presenti all'interno del cilindro. Anche in questo caso valgono le considerazioni fatte in precedenza.

Componenti elettronici

I componenti elettronici utilizzati nell'impianto che sono stati analizzati sono i motori elettrici e le elettrovalvole.

Motori elettrici

I motori elettrici permettono il controllo e l'automazione dell'impianto, azionando i meccanismi che svolgono i processi necessari alla produzione delle reti.



Motori elettrici prodotti dalla Baumüller

I motori elettrici sono generalmente caratterizzati da durate elevate, dai 13 ai 30 anni [19].

La manutenzione del motore dipende dalla vita dei cuscinetti interni, generalmente specificata nel catalogo del produttore. Altre cause di usura possono essere:

- vibrazioni esterne, ad esempio generate dal processo di lavorazione;
- temperature dell'ambiente di lavoro troppo elevate;
- per i motori autofrenanti, con freno meccanico incorporato, l'usura delle pastiglie d'attrito può essere il fattore che determina la necessità di un intervento di manutenzione.

Elettrovalvole

Le elettrovalvole sono parte dell'impianto pneumatico e permettono il controllo degli attuatori. Vengono definite elettrovalvole in quanto il meccanismo interno è azionato da un solenoide.

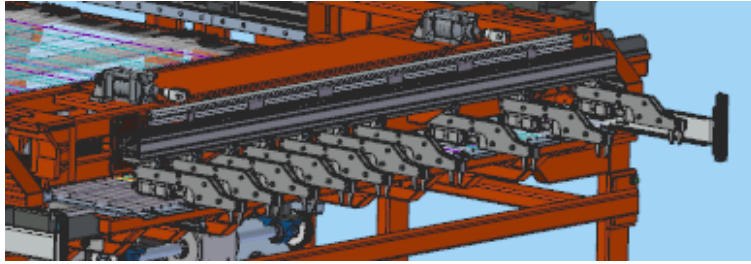
La loro durata è determinata sperimentalmente in maniera simile ai cilindri pneumatici. I dati sull'affidabilità sono resi pubblici da alcuni produttori, ad esempio in forma del valore B10. La vita delle elettrovalvole è misurata in cicli di lavoro.



Elettrovalvola pneumatica prodotta dalla Festo

Componenti soggetti a fatica

Analizzando i vari gruppi che compongono l'impianto non sono stati individuati molti componenti soggetti a sollecitazioni compatibili con il danneggiamento per fatica meccanica. Gli unici che si è deciso di analizzare sono le pinze che portano la rete dalla macchina di saldatura ai rulli di estrazione e fanno parte del carrello estrattore.



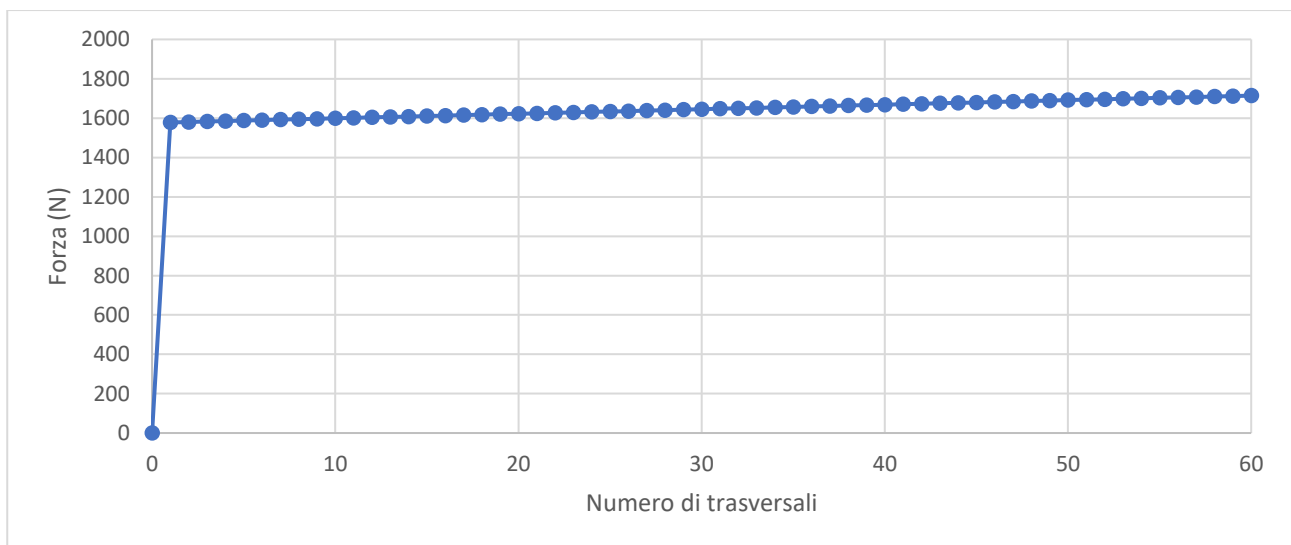
Dettaglio delle pinze di estrazione

Le pinze sono realizzate in acciaio AISI 304.

Le sollecitazioni a cui sono sottoposte sono le seguenti:

- forza di chiusura esercitata da un cilindro pneumatico;
- forza d'inerzia necessaria a muovere la rete, questa forza è piuttosto elevata in quanto le accelerazioni raggiunte sono alte.

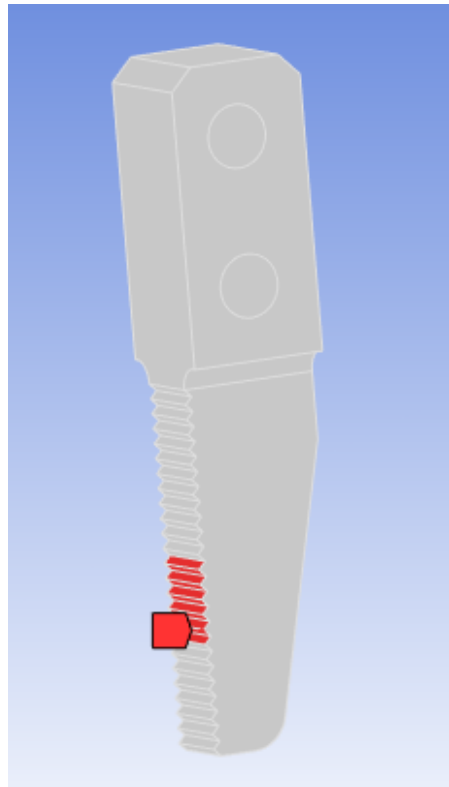
La forza esercitata dal cilindro è costante, mentre la forza d'inerzia aumenta con la progressiva aggiunta dei trasversali saldati alla rete.



Andamento della forza in funzione del numero di trasversali

L'andamento della forza nel tempo è piuttosto semplice, applicando il metodo Rainflow la sollecitazione può essere ricondotta ad un ciclo dato da forza media e forza alterna pari a 858 N.

Nonostante ciò, per eseguire un'analisi completa del corpo è stato utilizzato Ansys, che tramite il modulo "Fatigue tool" permette di stabilire il coefficiente di sicurezza rispetto alla fatica in ogni punto della geometria.

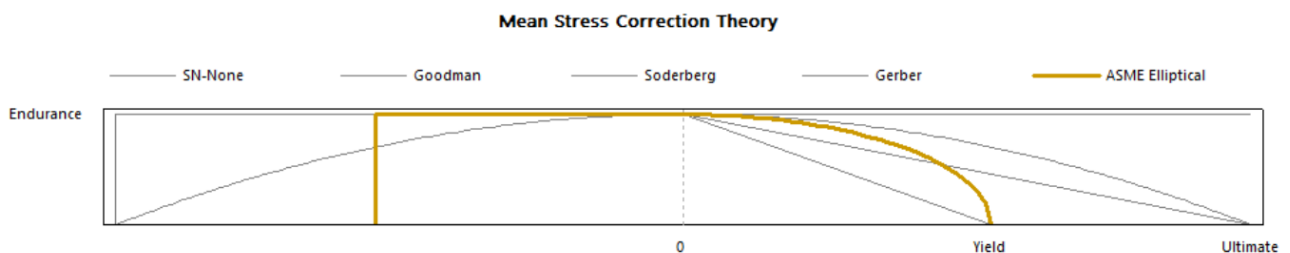


Geometria all'interno di Mechanical e area di applicazione della forza (in rosso)

L'acciaio AISI 304 è caratterizzato dalle seguenti proprietà:

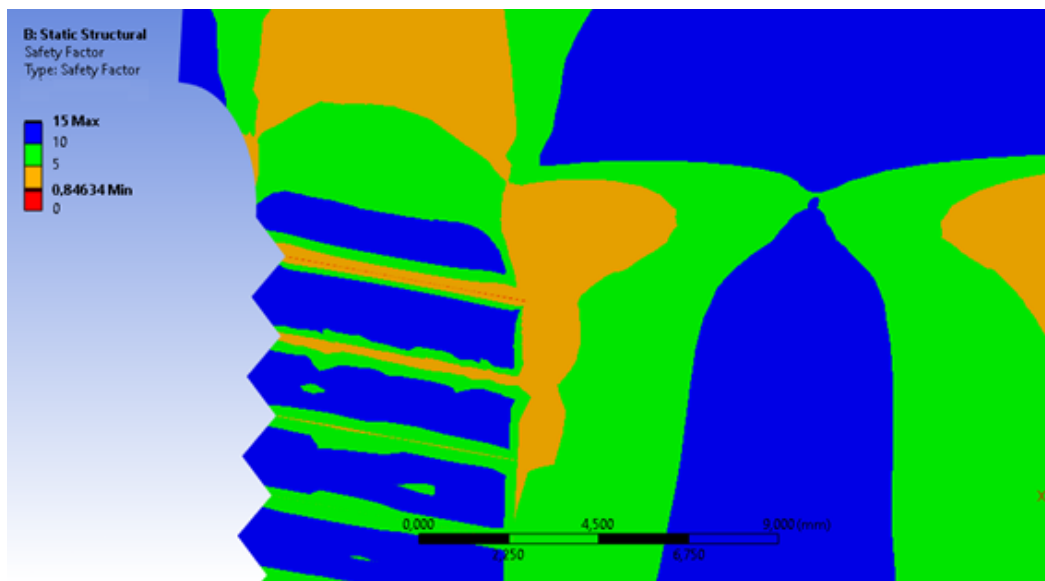
Snervamento (Mpa)	215
Rottura (Mpa)	505
Limite di fatica (Mpa)	187

Il valore del limite di fatica è stato ottenuto applicando opportuni coefficienti di correzione in base alla lavorazione ed alla geometria. Il criterio di valutazione utilizzato è stato l'ellisse ASME, in quanto considerato tra i più accurati.



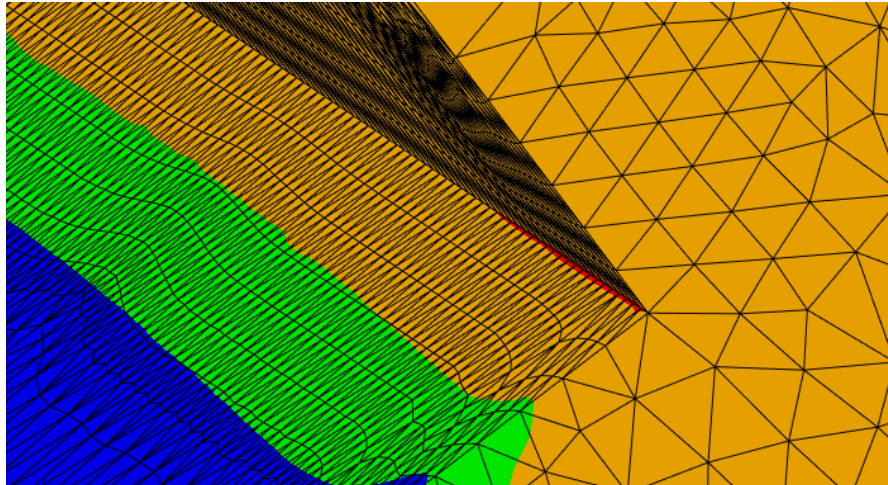
Criteri disponibili in Ansys Mechanical, il criterio usato è evidenziato

Il risultato ottenuto è il seguente:



Coefficiente di sicurezza rispetto alla rottura per fatica

Il coefficiente di sicurezza è sufficientemente elevato e anche secondo l'esperienza dell'azienda le pinze non sono soggette a rotture premature, tuttavia è presente una zona in cui il valore del coefficiente è inferiore a 1.



Zona di intaglio con coefficiente di sicurezza minore di 1

Questo è dovuto alla presenza di uno spigolo non raccordato, che porta la tensione teorica a tendere all'infinito. È possibile che questa zona determini la formazione e propagazione di una cricca.

Catene

Le catene sono organi meccanici che generalmente collegano due alberi in rotazione. Possono essere utilizzate per effettuare una trasmissione di potenza o, tramite apposte geometrie, per il

trasporto di oggetti. Le catene industriali sono composte da maglie tenute insieme da perni e piastrine. Esistono due tipologie principali:

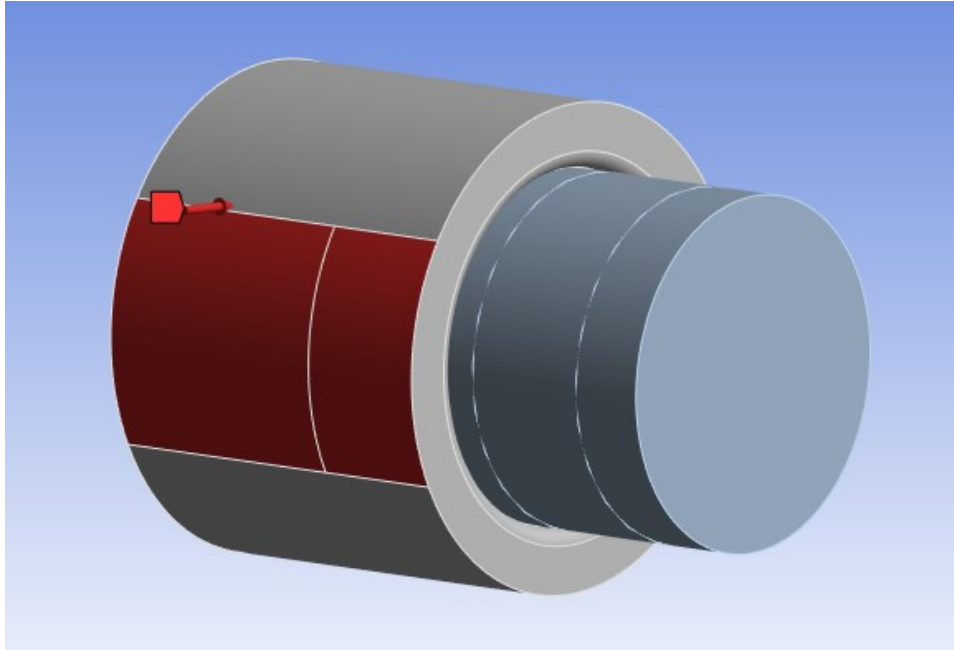
- a rulli;
- silenziose.



Catene di trasmissione

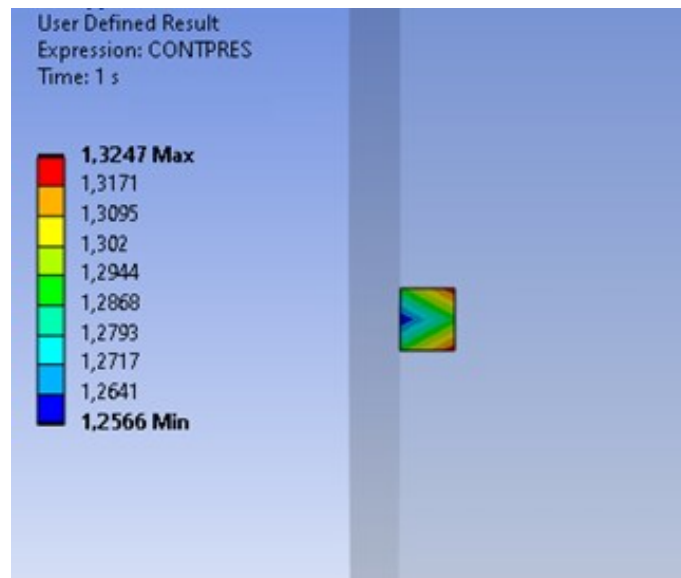
Le catene sono soggette a danneggiamento per usura, a causa dello sfregamento che si verifica durante la rotazione delle maglie. Ciò determina un allungamento della catena, con conseguente ingranamento non corretto con le corone. Una lubrificazione efficace, in grado di penetrare tra perni, bussole, rulli e piastre, può ridurre notevolmente questo fenomeno, tuttavia le catene analizzate in questo caso studio sono prive di lubrificazione. Per prevenire un allungamento troppo rapido la maggior parte delle catene sono prerodate dai produttori, in modo da eliminare la fase di usura iniziale elevata (run-in).

L'usura che si verifica è per strisciamento, e può essere calcolata a partire dalla distanza di strisciamento, il coefficiente di usura specifico e la pressione di contatto. Durante il moto della catena le maglie hanno una rotazione relativa pari all'angolo di articolazione; questo è funzione del passo e del diametro primitivo. Le catene sono in acciaio; il coefficiente di usura specifico assume valori attorno a $10^{-8} \text{ mm}^2/\text{N}$ [4]. La pressione di contatto è stata calcolata mediante analisi agli elementi finiti.



Geometria di partenza per l'analisi. La zona in rosso è la superficie di applicazione della forza. È stata sfruttata la simmetria.

Il valore della pressione è stato calcolato su un singolo elemento centrale, in modo da evitare gli errori numerici nella zona ai bordi del contatto. È stato utilizzato il valore medio della pressione sull'elemento.



Elemento di riferimento per il calcolo della pressione

All'interno del software Ansys è possibile inserire un codice con delle funzioni per il calcolo automatico dell'usura. È possibile inserire un modello qualsiasi, oppure utilizzare quello di default, basato su Archard. Sono disponibili diversi input, come proprietà del materiale, coefficienti correttivi (ottenibili tramite studi sperimentali) e opzioni di calcolo; l'usura è generalmente calcolata a partire

dalla pressione di contatto, ma si possono utilizzare anche le tensioni nodali in caso di problemi di calcolo legati alla mesh e al tipo di contatto.

Constant	Meaning
C1	Wear coefficient, K
C2	Material hardness, H
C3	Pressure exponent, m
C4	Velocity exponent, n
C5	Optional flag:
	C5 = 0 (default) - use contact pressure in the wear calculation.
	C5 = 1 - use nodal stress in the wear calculation
	C5 = 10 - average the wear increment over the contact area of the contact pair; use contact pressure in the wear calculation
	C5 = 11 - average the wear increment over the contact area of the contact pair; use nodal stress in the wear calculation
	C5 = -99 - calculate wear for postprocessing purposes only
C6	Direction cosine nx (with respect to the global X axis) for the wear direction
C7	Direction cosine ny (with respect to the global Y axis) for the wear direction
C8	Direction cosine nz (with respect to the global Z axis) for the wear direction

Tabella delle variabili di input per il modello di usura di Archard

Di seguito è riportato un esempio di codice per il calcolo dell'usura per un'analisi statica a due step.

```

Commands
1  !  Commands inserted into this file will be executed just after the contact region definition.
2  !  The type and mat number for the contact type is equal to the parameter "cid".
3  !  The type and mat number for the target type is equal to the parameter "tid".
4  !  The real number for an asymmetric contact pair is equal to the parameter "cid".
5  !  The real numbers for symmetric contact pairs are equal to the parameters "cid" and "tid".
6
7  !  Active UNIT system in Workbench when this object was created: Metric (mm, kg, N, s, mV, mA)
8  !  NOTE: Any data that requires units (such as mass) is assumed to be in the consistent solver unit system.
9  !
10         See Solving Units in the help system for more information.
11
12  k=0.00000001
13  S=10 !mm
14  N= 10000 !giri
15  !T= 1 s
16
17  K=k*S*N
18
19  TB,WEAR,cid,,ARCD
20  TBFIELD,TIME,0
21  TBDATA,0,0,1,1,0,0
22  TB,WEAR,tid,,ARCD
23  TBFIELD,TIME,0
24  TBDATA,0,0,1,1,0,0
25
26  TB,WEAR,cid,,ARCD
27  TBFIELD,TIME,1
28  TBDATA,1,K,1,1,0,1
29  TB,WEAR,tid,,ARCD
30  TBFIELD,TIME,1
31  TBDATA,1,K,1,1,0,1
32

```

Codice per il calcolo dell'usura tramite Ansys Mechanical

L'usura è proporzionale allo strisciamento e al numero di giri.

A causa dei limiti della licenza aziendale non è stato possibile eseguirlo, tuttavia, questo tipo di comando è più appropriato per analisi dinamiche, più complete ma anche più complesse.

I calcoli svolti in precedenza sono stati riportati in un foglio Excel per la stima del numero di giri che porta all'allungamento critico. I risultati sono basati su molte assunzioni, ma possono aiutare ad individuare le catene più soggette ad allungamento e confrontare catene diverse all'interno dell'impianto. La misura dell'allungamento è un'operazione piuttosto semplice e può essere utilizzata per verificare l'accuratezza dei risultati e calibrare meglio i dati di input.

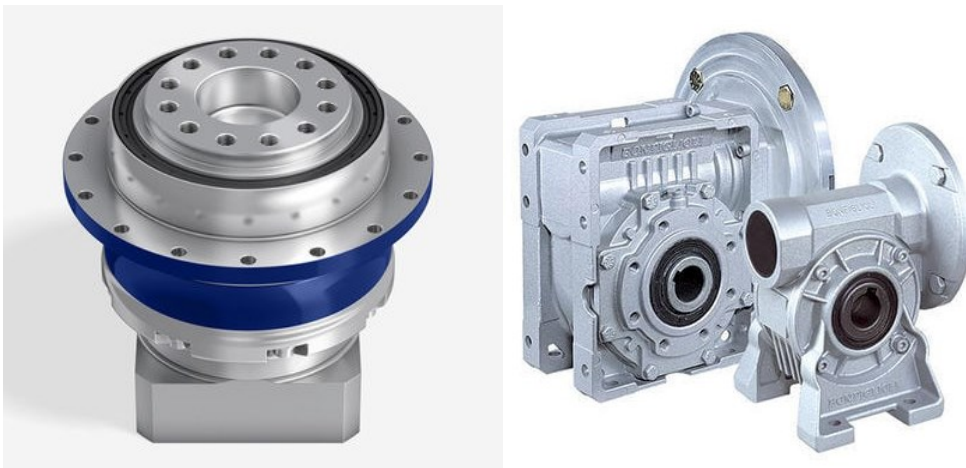
Riduttori

I riduttori sono organi meccanici utilizzati per trasformare l'output di un motore (coppia e velocità) in uno compatibile con applicazione desiderata.

Esistono vari tipi di riduttori:

- epicicloidali;
- coassiali;
- ortogonali;
- paralleli.

I componenti che ne permettono il funzionamento sono gli ingranaggi al loro interno.



Riduttori prodotti dalla Wittenstein e dalla Bonfiglioli

La vita dei riduttori è limitata dalla resistenza alla fatica e al pitting dei denti degli ingranaggi e dai cuscinetti. Generalmente questi ultimi sono determinanti della manutenzione. La vita dei riduttori è fornita dai produttori e generalmente è di decine di migliaia di ore.

Martinetti a vite senza fine

I martinetti sono organi di sollevamento. Possono essere idraulici o come in questo caso meccanici. Il funzionamento è basato sulla rotazione di una vite senza fine azionata da un motore elettrico, la quale muove una chiocciola collegata al carico. La vite ha una filettatura trapezoidale.



Martinetto prodotto dalla Setec

L'usura del martinetto è determinata dallo strisciamento, nella zona di contatto filettata, tra la chiocciola in bronzo e la vite in acciaio. Facendo riferimento a dati disponibili in letteratura [20], il coefficiente di usura specifico per contatto acciaio-bronzo in condizioni di lubrificazione è dell'ordine di $10^{-8} \text{ mm}^2/\text{N}$.

Viene fatto uso del bronzo in quanto ha una buona resistenza all'usura, dovuta alla bassa compatibilità con leghe ferrose e capacità di smaltire il calore prodotto [4].

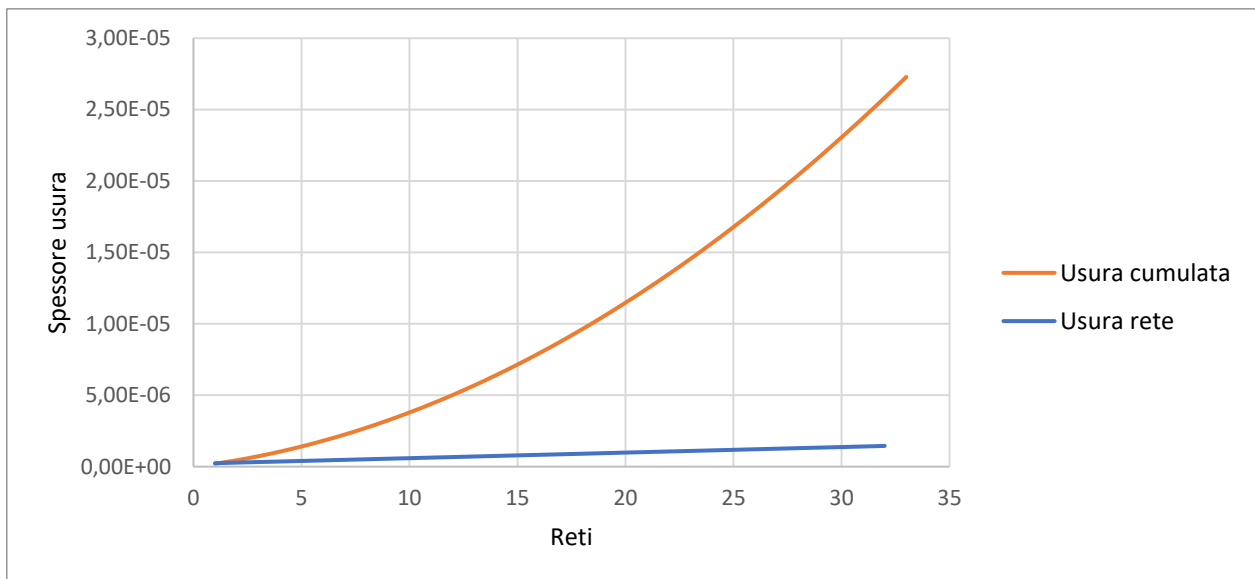
Il consumo di materiale è a carico della chiocciola e può essere calcolato con:

$$h = k * p * s$$

dove h è lo spessore di materiale consumato, k è il coefficiente di usura specifico, p è la pressione di contatto, s è la distanza di strisciamento.

p può essere calcolata a partire da valori tabulati dell'area di contatto, in funzione delle dimensioni della vite e della forza applicata.

In questo caso vengono utilizzati quattro martinetti, con un carico massimo di tre tonnellate. Il carico aumenta con l'aggiunta di nuove reti finché non viene raggiunto il peso massimo ammissibile o la corsa massima.



Andamento dell'usura in funzione delle reti impilate per uno specifico tipo di rete

Il catalogo del fornitore indica di effettuare una manutenzione completa ogni 2500 ore. Non è riportato il consumo di materiale che porta all'effettiva perdita di funzionalità del martinetto; tuttavia, è possibile confrontare la rapidità di usura per produzioni di reti differenti.

Per far ciò è possibile ipotizzare che la rete standard da 6 mm di diametro sia quella di riferimento, ossia determini una durata del martinetto di 2500 ore. Lo spessore di materiale consumato per questo tipo di produzione viene considerato quello massimo consentito e può essere raggiunto più o meno velocemente a seconda del mix di produzione adottato dal cliente.

Diametro rete standard	4	6	10
Durata (ore)	5584	2500	689

Confronto vita martinetto per la produzione di diversi diametri di rete standard

CAPITOLO 3: RISULTATI E DISCUSSIONE

In questo capitolo le analisi dei componenti fatte in precedenza vengono applicate all'impianto oggetto dello studio.

I risultati sono stati sintetizzati in un foglio Excel che permette di visualizzare le durate associate ai componenti di ciascun gruppo funzionale.

Il punto di partenza è la produzione dell'impianto, con gli input evidenziati in arancione e gli output in grigio. Modificando gli input varieranno di conseguenza i risultati, permettendo di stimare le durate date dai differenti mix di produzione.

Rete

lunghezza	mm	6000
larghezza	mm	2400
passo longitudinale	mm	100
passo trasversale	mm	100
d longitudinali	mm	6
d trasversali	mm	6
spunto longitudinale totale	mm	0
spunto trasversale totale	mm	0
N longitudinali		24
N trasversali		60

massa longitudinale	Kg	1,33
massa trasversale	Kg	0,53
massa rete	Kg	63,94

battute/min	1/min	120
tempo saldatura rete	s	30,00
tempo movimentazione	s	5
tempo totale rete	s	35,00
battute/rete	bpc	60
reti/ora	1/h	102,86
battute/ora	1/h	6171,43

turni/giorno		1
ore/turno	h	8
giorni/mese		25
efficienza oraria	%	85
ore/mese	h/mese	170

reti/ora	1/h	102,86
reti/mese	1/mese	17485,71
tonnellate/ora	ton/h	6,58
tonnellate/mese	ton/mese	1117,97

ton trasversale/mese	ton/mese	558,98
ton longitudinale/mese	ton/mese	558,98

I gruppi funzionali sono riportati in seguito, mediante immagini e risultati. Per questioni di riservatezza sono omessi i dettagli specifici dei componenti utilizzati e non sono mostrate immagini dei dettagli interni dei macchinari.

Per semplificare l'interpretazione dei risultati è stata adottata la seguente legenda.

Legenda	
	parametro software
	vita ridotta
	vita elevata

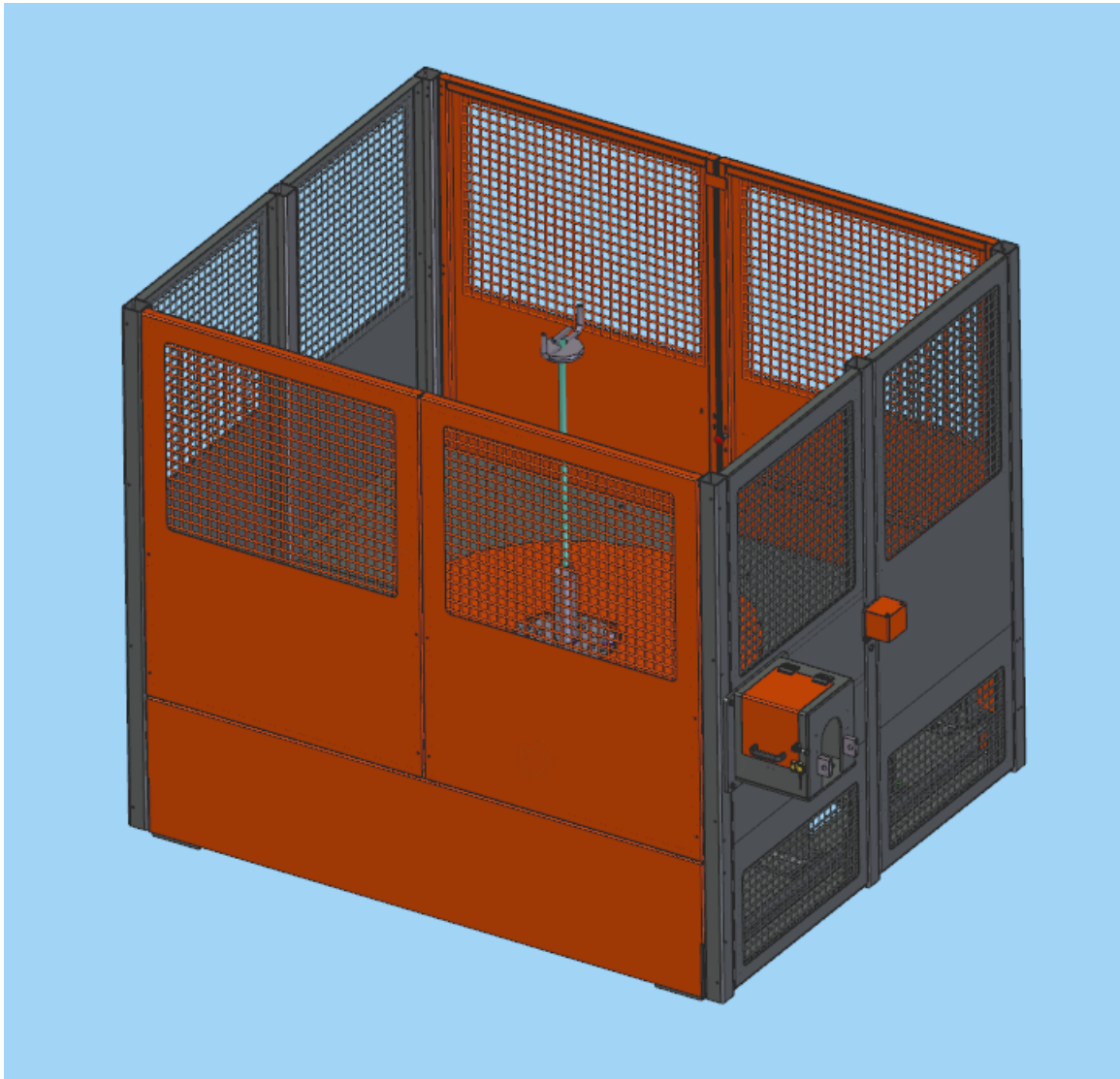
Con “parametro software” si intende indicare la variabile che potrà essere letta dai sensori per indicare il tempo mancante alla manutenzione o sostituzione. Si è svolta una breve riunione con i tecnici responsabili del software, tuttavia l'implementazione non è ancora stata possibile per motivi di tempo e di priorità.

I risultati sono espressi nella seguente maniera:

- componente: tipo di componente;
- udm: unità di misura della durata;
- durata: vita espressa nell'unità di misura specifica del tipo di componente;
- ore: durata in ore di lavoro dell'impianto;
- mesi: durata in mesi di lavoro dell'impianto;
- tonnellate: durata in tonnellate di reti prodotte;
- reti: durata in numero di reti prodotte.

Aspo

Gli aspi hanno funzione di stoccaggio delle bobine di filo d'acciaio che andranno a formare le reti. L'impianto ha dieci aspi, di cui solo due funzionano contemporaneamente, per la produzione dei trasversali e longitudinali. Gli altri permettono la sostituzione rapida del filo per modificare il tipo di rete prodotta.

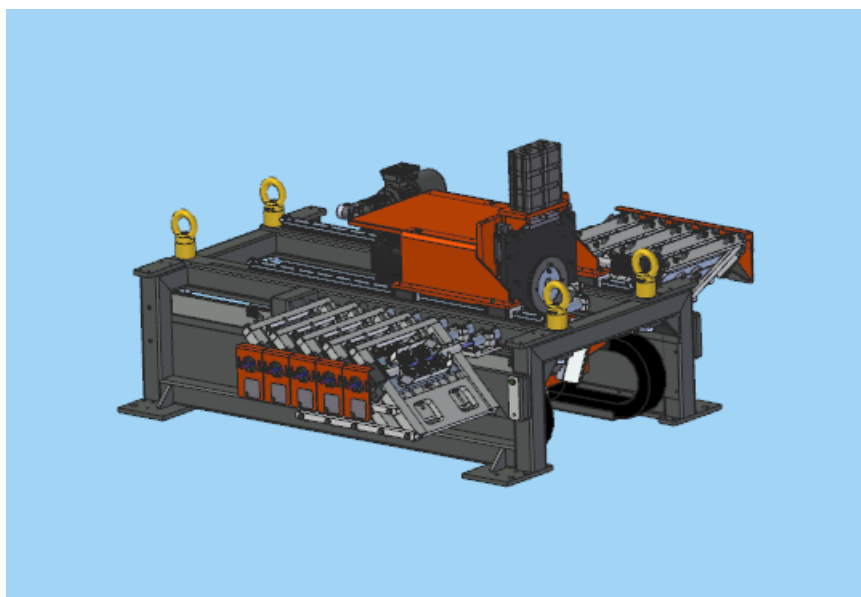


Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	82300	82300	484,12	541.227	8.465.143
rilubrificazione	h	5500	5500	32,35	36.170	565.714
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	5500	5500	32,35	36.170	565.714

Gli aspi non hanno molti componenti soggetti ad usura e gli interventi di manutenzione necessari dipendono dalla lubrificazione dei cuscinetti. Lo storico dell'azienda ha tuttavia riportato delle rotture, dovute a eventi di sovraccarico non prevedibili.

Traino a terra

I traini a terra portano il filo dagli aspi ai macchinari di lavorazione e saldatura. Molti dei componenti da cui sono composti non lavorano durante il processo di produzione, ma hanno lo scopo di permettere la corretta configurazione dell'impianto in base alla produzione richiesta.



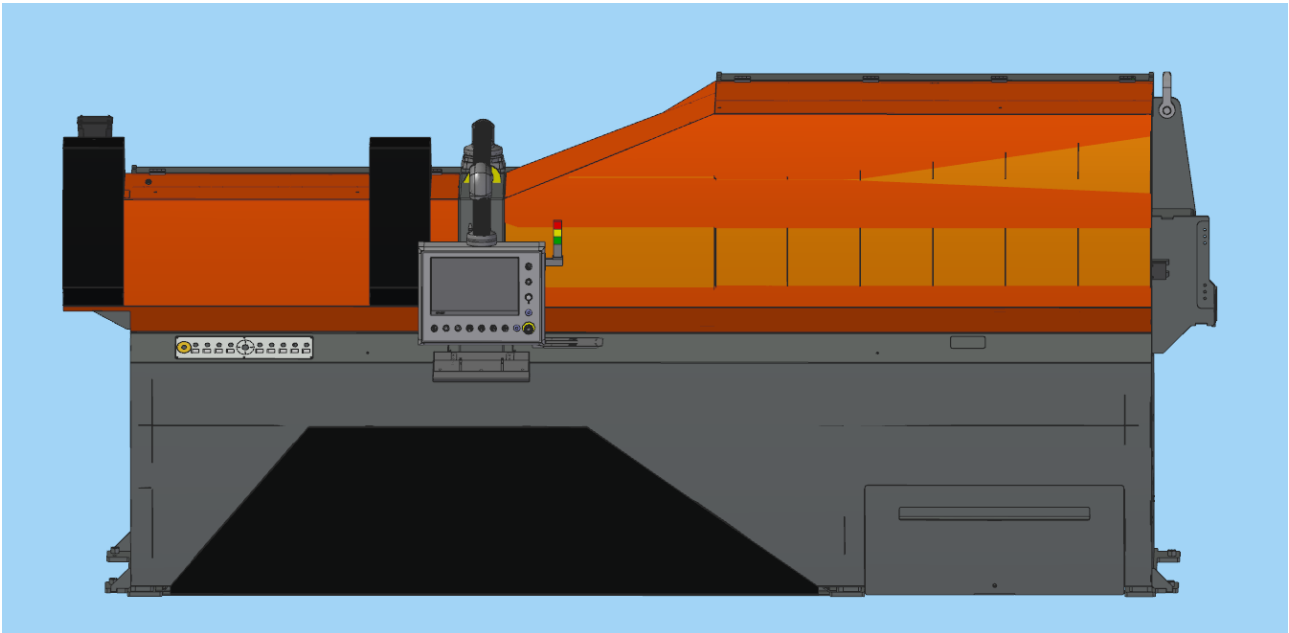
Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	5000	5000	29,41	32.881	514.286
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	10000	10000	58,82	65.763	1.028.571
RUOTA DI RADDRIZZATURA	ton filo	15000	4562	26,83	30.000	469.219
RUOTA DI TRAINO	ton filo	3300	1004	5,90	6.600	103.228

In questo caso i componenti oggetto di manutenzione sono cuscinetti e ruote.

Le ruote di traino e di raddrizzatura dell'impianto operano in condizioni simili in tutti i gruppi, per questo motivo i valori di durata sono gli stessi.

Raddrizzatrice alta velocità

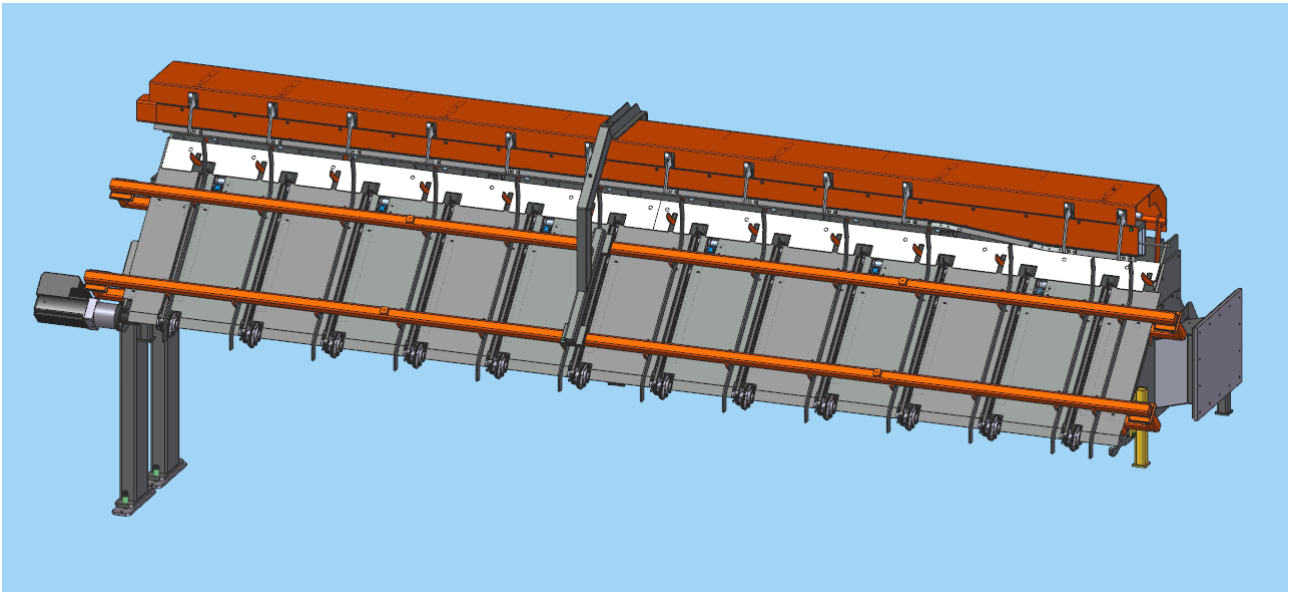
Questa macchina ha la funzione di raddrizzare e tagliare i fili in barre che andranno a formare i longitudinali.



Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
traino intermittente						
RUOTA DI TRAINO	ton long	3300	1004	5,90	6.600	103.228
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	21817	21817	128,33	143.472	2.243.995
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	6000	6000	35,29	39.458	617.143
CUSCINETTO	h	7000	7000	41,18	46.034	720.000
rilubrificazione	h	3270	3270	19,24	21.504	336.343
gruppo taglio (motore, riduttore, cuscinetti eccentrico)						
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	3950	3950	23,24	25.976	406.286
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	7710	7710	45,35	50.703	793.029
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	2680	2680	15,76	17.624	275.657
raddrizzatura						
RUOTE DI RADDRIZZATURA	ton long	15000	4562	26,83	30.000	469.219

Bancale

Il bancale funge da stoccaggio temporaneo dei longitudinali in uscita dalla raddrizzatrice, e ne consente la corretta disposizione sulla catenaria mediante catene di trasporto.

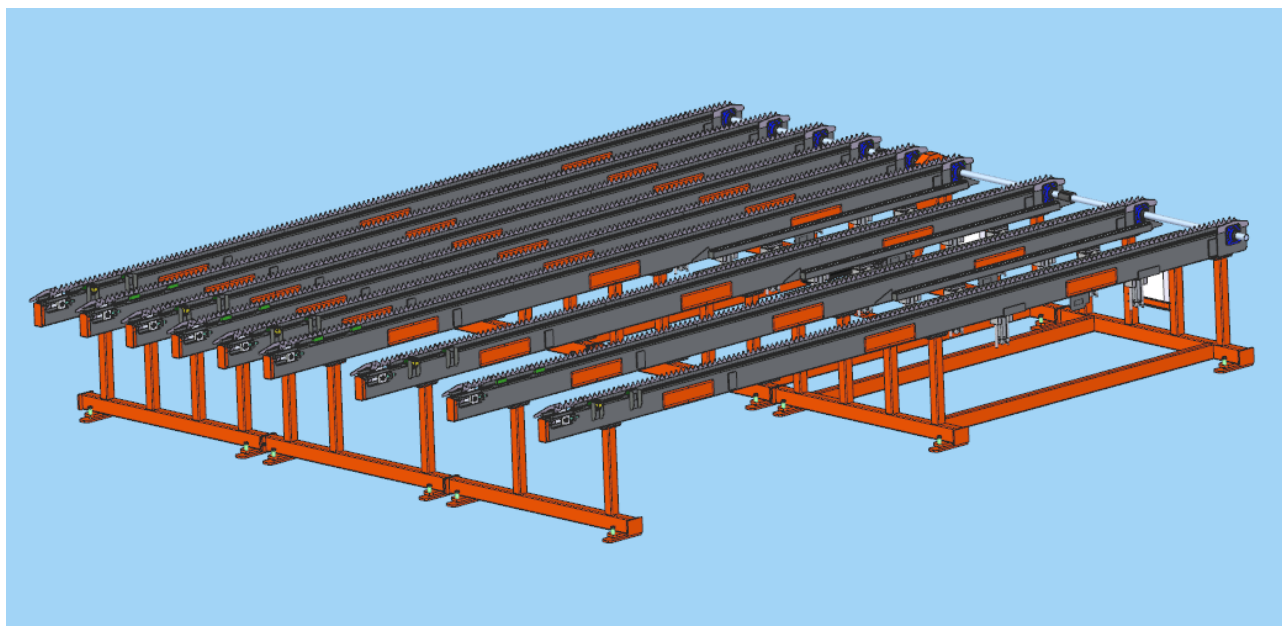


Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
CATENA						
1,50%	cicli	2208993	6264	36,85	41.193	644.289
2%	cicli	2945323	8352	49,13	54.924	859.053
3%	cicli	4417985	12528	73,69	82.387	1.288.579
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
gruppo apertura canale						
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
cilindro prestoccaggio						
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	5086	29,92	33.447	523.125

I componenti individuati come più critici sono le catene, per cui è necessario prevedere degli interventi di misura dell'allungamento, e i cilindri di azionamento del meccanismo di stoccaggio delle barre.

Catenaria

La catenaria trasporta i longitudinali dal bancale all'ALL.

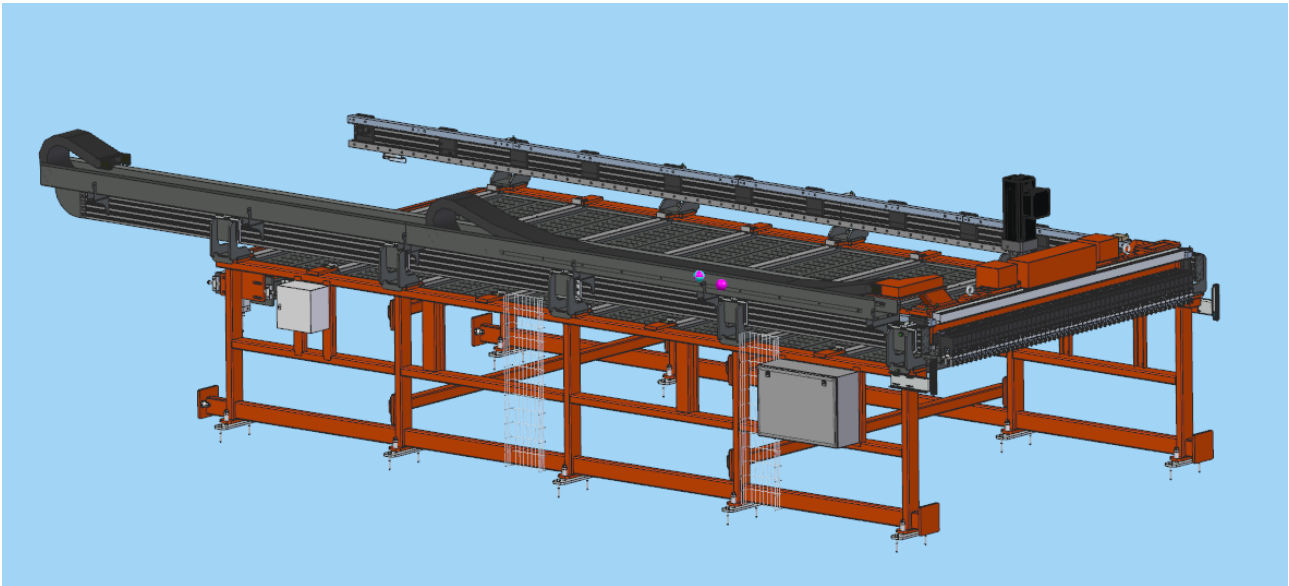


Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CATENA						
1,50%	cicli	820067	7973	46,90	52.432	820.067
2%	cicli	1093423	10630	62,53	69.909	1.093.423
3%	cicli	1640134	15946	93,80	104.864	1.640.134
CATENA	cicli	880954	952	5,60	6.258	97.884

Anche in questo caso le catene sono i componenti con vita minore. In particolare, una catena ha una durata calcolata di circa sei mesi. L'esperienza dell'azienda mostra che questa catena era stata oggetto di sostituzioni in un impianto simile, dimostrando una certa correttezza delle ipotesi alla base dei calcoli.

ALL

L'ALL preleva i longitudinali dalla catenaria mediante delle pinze pneumatiche e li trasporta verso l'ALR.

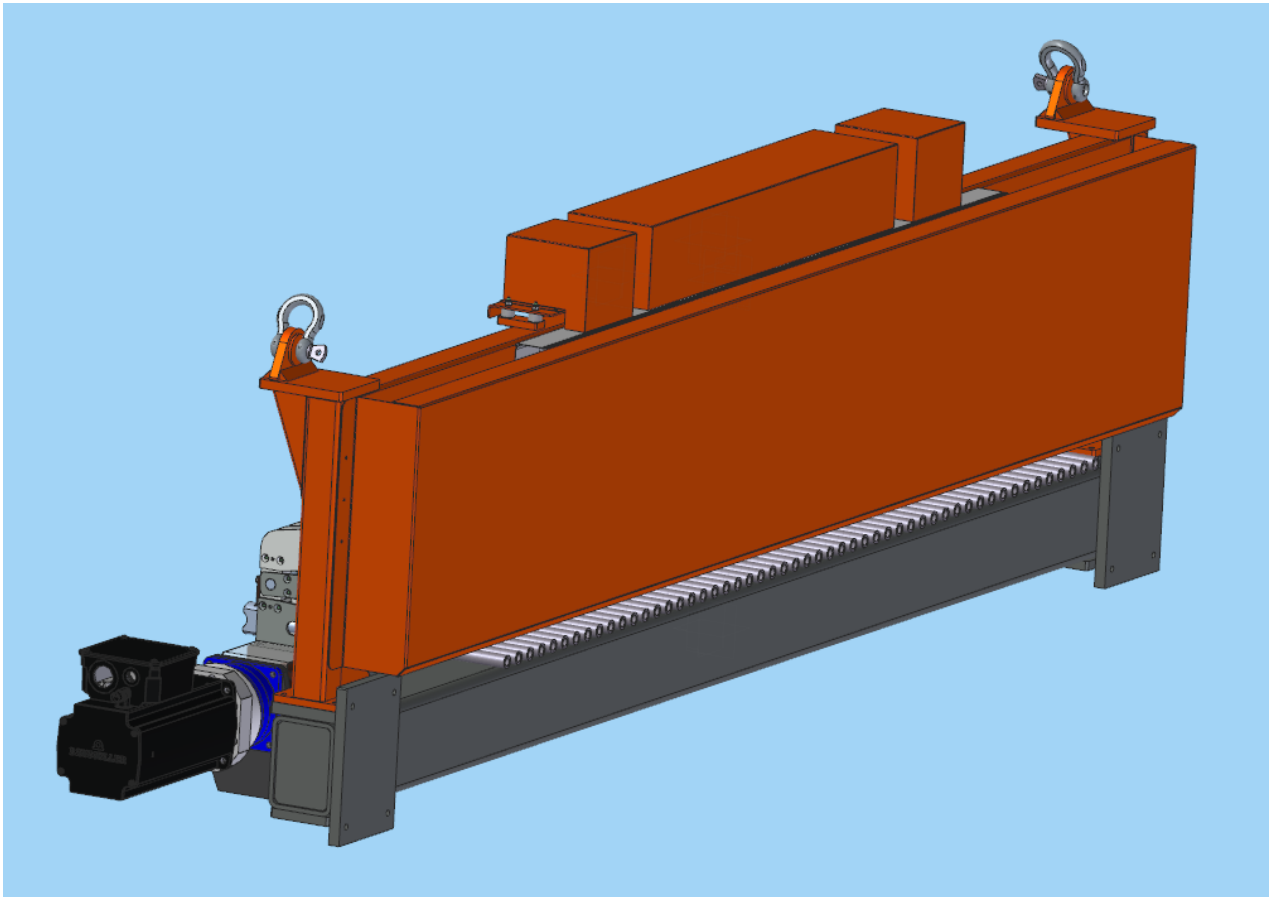


Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	10000000	97222	571,90	639.360	10.000.000
ELETTOVALVOLA	cicli	47000000	456944	2687,91	3.004.992	47.000.000
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	20000	20000	118	131.525	2.057.143
rilubrificazione	h	5500	5500	32	36.170	565.714
GUIDA LINEARE	Km	43000	62396	367,04	410.336	6.417.910

In questo caso le sollecitazioni sui componenti sono piuttosto basse.

ALR

L'ALR porta i longitudinali alla macchina di saldatura mediante delle ruote di traino.

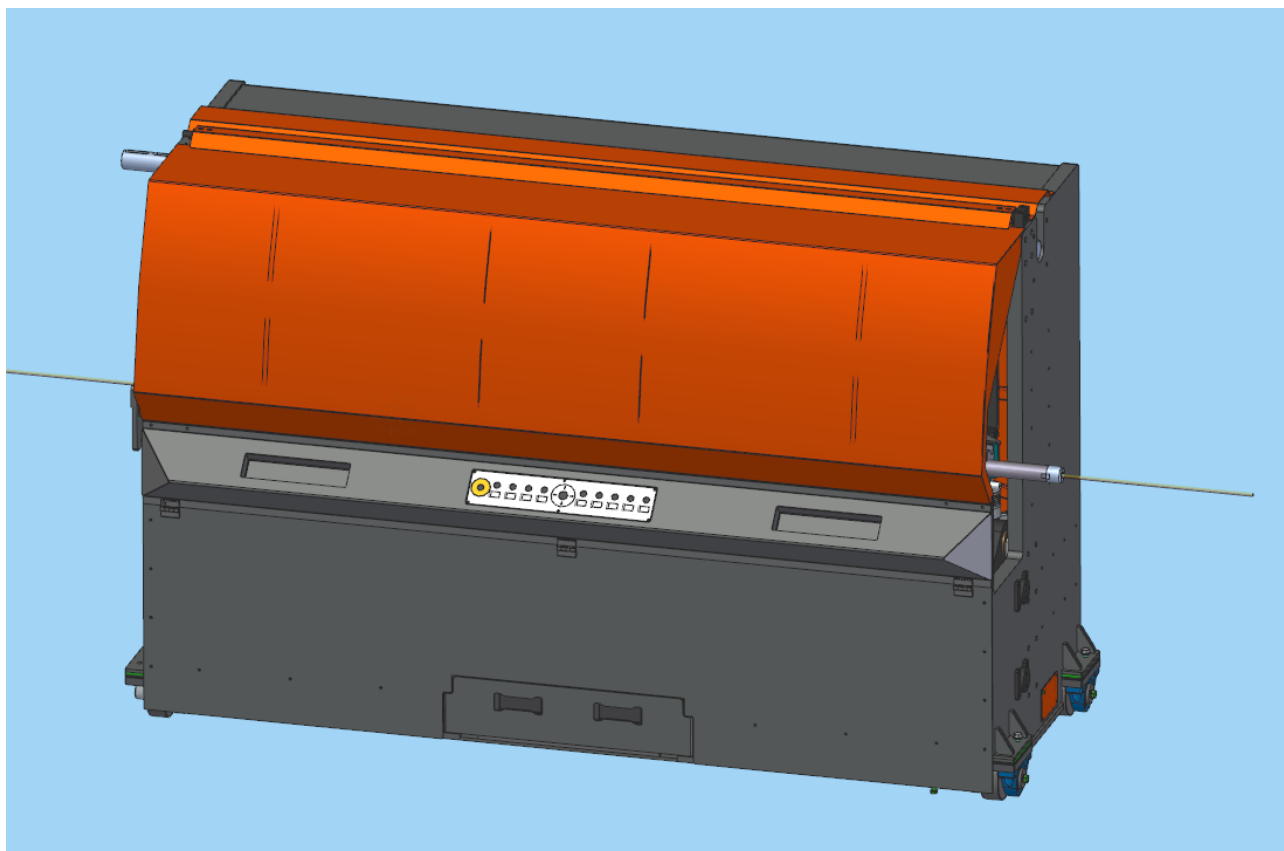


Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	122063	718,01	802.716	12.555.000
ELETTROVALVOLA	cicli	10000000	97222	571,90	639.360	10.000.000
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	12700	12.700	74,71	83.519	1.306.286
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita

Anche in questo caso le sollecitazioni sui componenti sono piuttosto basse.

Inseritore

L'inseritore ha funzione di raddrizzare i fili che formeranno i trasversali e inserirli nel posizionatore.

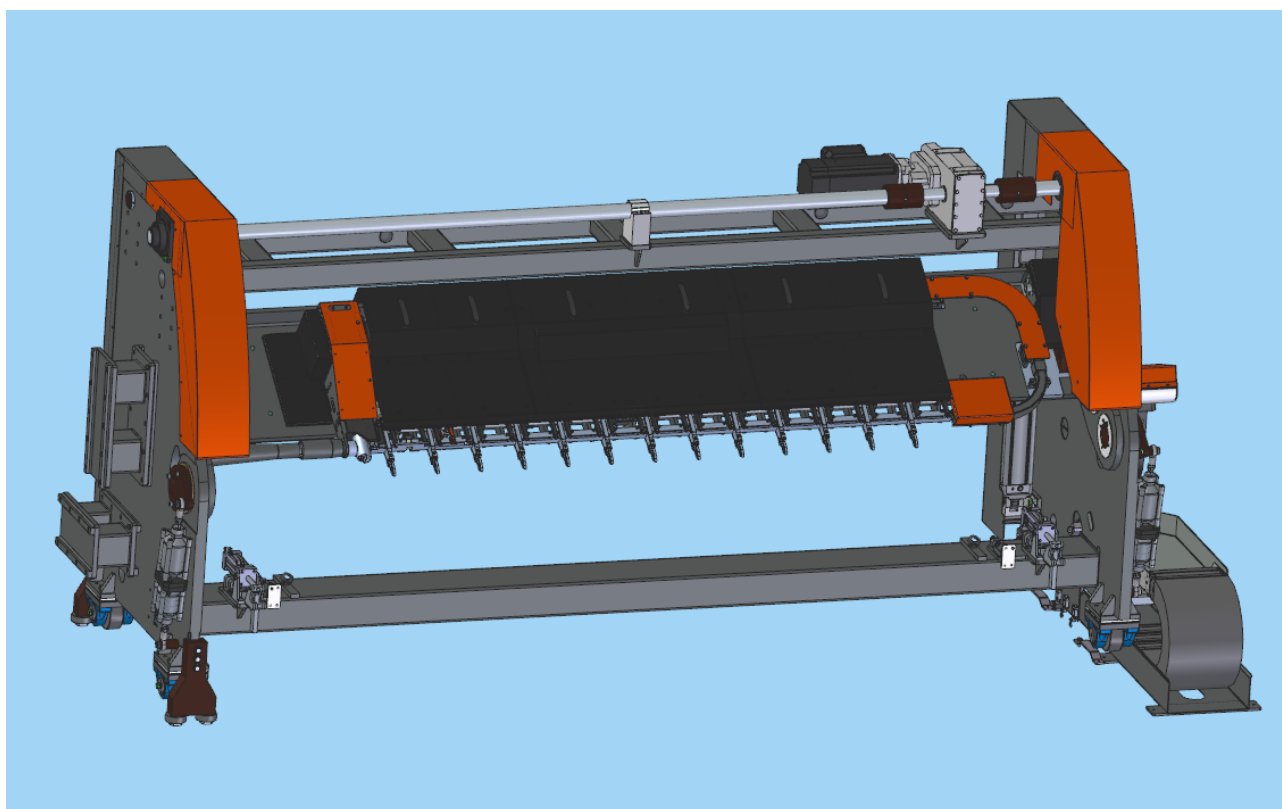


Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
traino intermittente (ruote, riduttore, motore, cilindro)						
RUOTA DI TRAINO	ton trasv	3300	1004	5,90	6600	103.228
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	infinita	infinita	infinita	infinita
top & bottom (motore, riduttore, catena, cuscinetti, cilindro)						
MOTORE ELETTRICO	h	20000	140000	823,53	920.678	14.400.000
CUSCINETTO		infinita				
CILINDRO PNEUMATICO		11771000	114440	673,18	752.591	11.771.000
CATENA	cicli	618191	6010	35,35	39.525	618.191
raddrizzatura						
RUOTE DI RADDRIZZATURA	ton trasv	15000	4562	26,83	30.000	469.219

I componenti più critici sono le ruote e le catene di sollevamento interne alla macchina.

Posizionatore

Il posizionatore taglia il filo in barre (i trasversali) e mediante appositi meccanismi le posiziona in corrispondenza degli elettrodi di saldatura.



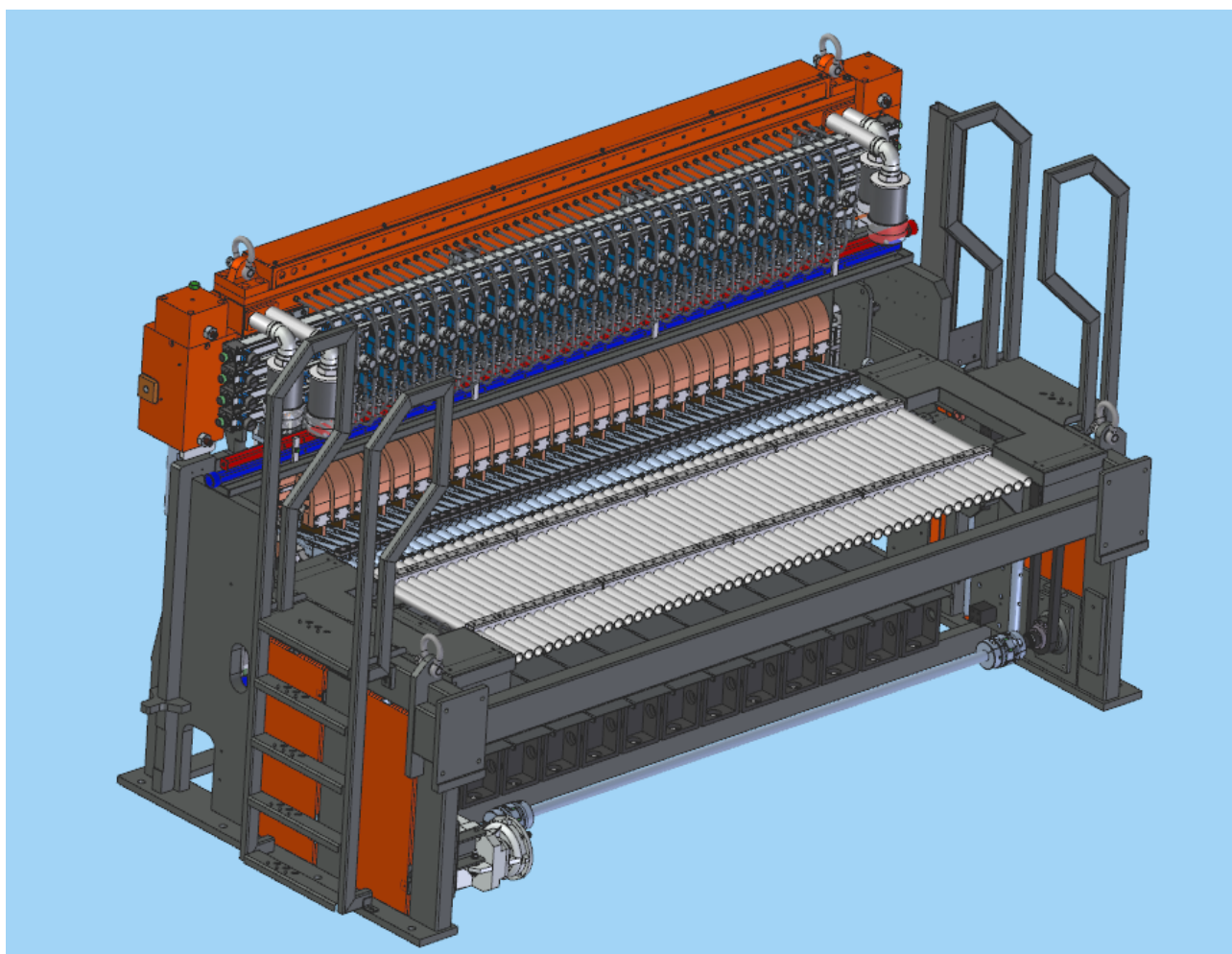
Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	9191000	1489	8,76	9.794	153.183
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	122063	718,01	802.716	12.555.000
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	122063	718,01	802.716	12.555.000
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	122063	718,01	802.716	12.555.000
gruppo taglio (motore, riduttore, cuscinetti eccentrico)						
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	3950	3950	23,24	25.976	406.286
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	7710	7710	45,35	50.703	793.029
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	2680	2680	15,76	17.624	275.657
apertura sportelli (motore, riduttore, cuscinetti eccentrico, cuscinetti albero)						
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143

RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	5300	5300	31,18	34.854	545.143
CUSCINETTO	h	11000	11000	64,71	72.339	1.131.429
gruppo manine (motore, riduttore, cuscinetti (biella, eccentrico), pattini)						
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
CUSCINETTO	h	10900	10900	64,12	71.681	1.121.143
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
rilubrificazione	h	11300	11300	66	74312	1162286
CUSCINETTO	h	13800	13800	81,18	90.753	1.419.429
GUIDA LINEARE	Km	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
top & bottom telaio (cilindro, motore, riduttore, catena, cuscinetti)						
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	7847000	76290	448,77	501.706	7.847.000
MOTORE ELETTRICO	h	20000	140000	823,53	920.678	14.400.000
CUSCINETTO	h	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
CUSCINETTO		infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
CATENA	cicli	754556	7336	43,15	48.243	754.556

I componenti con intervallo di manutenzione minore sono le catene, i cuscinetti e un cilindro pneumatico. Questo cilindro ha il compito di mantenere in posizione la barra da saldare. È la prima volta che un cilindro pneumatico viene utilizzato per lo svolgimento di questa funzione, quindi non ci sono dati di partenza sulla durata reale. Il risultato ottenuto sarà oggetto di verifica durante il funzionamento dell'impianto; al momento può essere di indicazione della possibile necessità di sostituzione del cilindro, con conseguente predisposizione dei ricambi.

Saldareti

Il gruppo saldareti è dotato di una serie di elettrodi saldatura, presse e trasformatori. Tale disposizione consente la variazione del passo della rete.



Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
ELETTRIVALVOLA	cicli	40000000	6481	38,13	42.624	666.667
CILINDRO PNEUMATICO	cicli (dichiarato)	100000000	8102	47,66	53.280	833.333
	cicli (calcolo)	5828000	472	2,78	3105,1584	48.567
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	9191000	1489	8,76	9.794	153.183
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	10273000	99876	587,51	656.815	10.273.000
GUIDA LINEARE	Km	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita

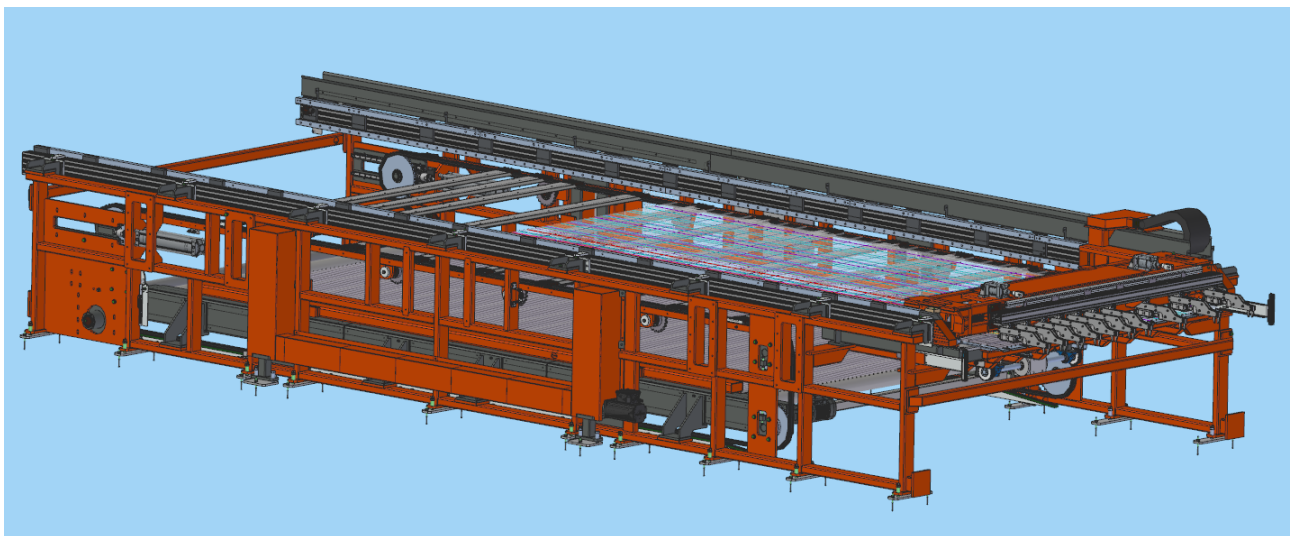
I componenti critici sono cilindri pneumatici. Nel primo caso c'è una forte discrepanza tra i dati del fornitore (disponibili solo per questo particolare componente) e i risultati del calcolo. Secondo

l'azienda il valore calcolato fornisce risultati più veritieri. Questo è probabilmente dovuto al fatto che il fornitore testa il componente in un ambiente controllato, mentre introducendo valori realistici di temperatura e frequenza si ha una riduzione della vita.

Secondo i dati aziendali il secondo cilindro è stato effettivamente oggetto di sostituzione in un impianto simile, tuttavia la causa non è del tutto chiara.

Estrattore

L'estrattore gestisce l'avanzamento delle reti all'interno della saldareti, le estrae e le impila su una rulliera per l'imballaggio.



Componente	udm	durata	ore	mesi	tonnellate	reti
MARTINETTO	pallet	5480	2500	14,71	16.441	257.143
MOTORE ELETTRICO	h	20000	140000	823,53	920.678	14.400.000
GUIDA LINEARE	Km	5000	4051	23,83	26.640	416.667
CATENA	mesi	6	1020	6,00	6.708	104.914
PINZA	cicli	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	122063	718,01	802.716	12.555.000
CILINDRO PNEUMATICO	cicli	12555000	122063	718,01	802.716	12.555.000
MOTORE ELETTRICO	ore	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
gruppo guidarete telescopico						
MOTORE ELETTRICO	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
RIDUTTORE	h	20000	20000	117,65	131.525	2.057.143
GUIDA LINEARE	Km	infinita	infinita	infinita	infinita	infinita

I componenti a vita ridotta sono i martinetti, per i quali valgono le riflessioni fatte in precedenza, una catena e una guida lineare. La durata dei pattini della guida è stata effettuata mediante strumento fornito dal produttore a partire dai carichi dinamici dell'applicazione; anche in questo caso è la prima volta che l'azienda utilizza questa soluzione.

CONCLUSIONI

I risultati ottenuti permettono la creazione di un piano di manutenzione preventiva dell'impianto; è inoltre possibile, grazie ai parametri individuati, l'aggiunta di contatori all'interno del software in grado di mantenere informato l'operatore sullo stato dei componenti e sugli interventi necessari. L'analisi svolta è principalmente basata su dati forniti dai produttori e ricerche in letteratura; una piena verifica dell'accuratezza dei risultati sarà possibile solo durante il funzionamento dell'impianto. Questo è dovuto al fatto che gli impianti prodotti dall'azienda non sono esattamente identici, ed anche per impianti simili è difficile estrarre informazioni chiare dai dati sugli interventi effettuati in passato. Nonostante ciò, l'esperienza dell'azienda ha dimostrato la correttezza dell'approccio utilizzato, ad esempio per le catene, le ruote e i cilindri. Per migliorare la precisione dei risultati, potranno essere introdotti, in futuro, coefficienti correttivi, per i quali sarà però necessario avere a disposizione dati completi sulla manutenzione dell'impianto. Il lavoro svolto può comunque essere considerato una base di partenza per ulteriori sviluppi futuri.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Tribology - Friction and Wear of Engineering Materials, Ian Hutchings, Philip Shipway
- [2] Tribology: It's economic and environmental significance, H.H. Masjuki, S.S.N. Azman, N.W.M. Zulkifli, A.Z. Syahir
- [3] Economic Impact of Tribology, H. Peter Jost
- [4] Attrito e usura – Metodologie di progettazione e controllo, Giovanni Straffelini
- [5] Wear – Materials, Mechanisms and Practice, Gwidon W Stachowiak
- [6] Freschi, M.; Paniz, A.; Cerqueni, E.; Colella, G.; Dotelli, G. The Twelve Principles of Green Tribology: Studies, Research, and Case Studies—A Brief Anthology. *Lubricants* **2022**, *10*, 129. <https://doi.org/10.3390/lubricants10060129>
- [7] M. Woydt, Material efficiency through wear protection – The contribution of tribology for reducing CO2 emissions, <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.204134>
- [8] I. Tzanakis, M. Hadfield, B. Thomas, S.M. Noya, I. Henshaw, S. Austen, Future perspectives on sustainable tribology, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.02.064>.
- [9] Jonas W Ringsberg, Life prediction of rolling contact fatigue crack initiation, [https://doi.org/10.1016/S0142-1123\(01\)00024-X](https://doi.org/10.1016/S0142-1123(01)00024-X).
- [10] T. Polančec, T. Lesičar, Z. Tonković, Sreč. Glodež, Modelling of rolling contact fatigue pitting phenomena by phase field method, *Wear* (2023), doi: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2023.205068>.
- [11] Huan Yan, Peitang Wei, Lihong Su, Huaiju Liu, Dong Wei, Xiuhua Zhang, Guanyu Deng, Rolling-sliding contact fatigue failure and associated evolutions of microstructure, crystallographic orientation and residual stress of AISI 9310 gear steel, <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2023.107511>.
- [12] Effects on rolling contact fatigue, Gottfried Hoffmann and William Jandeska
- [13] Stress-strength interference models in reliability, An-Min. Lee, [oai:krex.k-state.edu:2097/23791](https://oai.krex.k-state.edu/2097/23791)
- [14] Product Service Life at Festo
- [15] Jalalahmadi, Behrooz & Slack, Trevor & Rajee, Nihar & Arakere, Nagaraj. (2009). A Review of Rolling Contact Fatigue. *Journal of Tribology*. <https://doi.org/10.1115/1.3209132>.

- [16] J. Chen, E. Zio, J. Li, Z. Zeng and C. Bu, "Accelerated Life Test for Reliability Evaluation of Pneumatic Cylinders," in IEEE Access, vol. 6, pp. 75062-75075, 2018, doi: 10.1109/ACCESS.2018.2882767.
- [17] F. Hakami, A. Pramanik, A.K. Basak, N. Ridgway, Elastomers' wear: Comparison of theory with experiment, <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.02.035>.
- [18] Silvia Caprili, Walter Salvatore, Mechanical performance of steel reinforcing bars in uncorroded and corroded conditions, <https://doi.org/10.1016/j.dib.2018.04.072>.
- [19] M. Hasanuzzaman, N.A. Rahim, R. Saidur, S.N. Kazi, Energy savings and emissions reductions for rewinding and replacement of industrial motor, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.10.046>.
- [20] Thierry A. Blanchet, Steven J. Shaffer, Anne-Claire Christiaen, Joseph M. Kolly, Grease-lubricated wear of aluminum bronze for jackscrew application, [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(03\)00177-7](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(03)00177-7).

Norme di riferimento

ISO 18265

ISO 13849

DIN 488

ISO 281

ISO 14728

BIBLIOGRAFIA DELLE IMMAGINI

[1] By Emok - Own work, CC BY-SA 4.0,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=3785439>

[2] By TotoBaggins, Mckdandy - Own work based on: Asperities.JPG, CC BY-SA 3.0,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=88520959>

[3] By Three-quarter-ten - Own work, CC BY-SA 3.0,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=11461924>

[4] Di Keta, Pieter Kuiper - Modification of File:Marruskadura.svg, CC BY 2.5,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=3155874>

[5] Di A7N8X - Opera propria, CC BY-SA 3.0,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=8719974>

[6] By Lokilech - Own work, CC BY-SA 3.0,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=2239906>By Bathtub_curve.jpg:

[7] Di L'utente che ha caricato in origine il file è stato Graz di Wikipedia in italiano -
Trasferito da it.wikipedia su Commons., CC BY-SA 3.0,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=4512707>

[8] By Twisp - This W3C-unspecified vector image was created with Inkscape ., Public Domain,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=3429474>

[9] By CS (Diskussion) - Self-photographed, CC BY-SA 3.0 de,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=50086583>

[10] Wyattsderivative work: McSush (talk) - Bathtub_curve.jpg, Public Domain,

<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=7458336>