

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA
Sede di Forlì**

Corso di Laurea in
INGEGNERIA MECCANICA
Classe L-9

ELABORATO FINALE DI LAUREA
in Tecnica delle costruzioni meccaniche

**CARATTERIZZAZIONE A CREEP E A FATICA DI UN GIUNTO
FLESSIBILE IN MATERIALE POLIMERICO PER UN VEICOLO A
PROPULSIONE SOLARE**

CANDIDATO
Giacomo Baschetti

RELATORE:
Prof. Giangiacomo Minak

CORRELATORE
Prof. Tommaso Maria Brugo

Anno Accademico 2017/2018

Indice

Introduzione.....	1
1. American Solar Challenge.....	2
1.1 Challenger.....	3
1.2 Cruiser.....	4
1.3 Le tappe dell' American Solar Challenge.....	5
1.4 Onda Solare Emilia 4	6
1.5 Braccetto.....	9
2. Giunto convenzionale Uniball.....	11
2.1 Uniflon®.....	12
2.2 Catalogo Uniball.....	14
2.2.1 Serie competizione SMEM .50/.51/.52.....	15
2.3 Verifica perno.....	17
2.3.1 Verifica flessionale.....	17
2.3.2 Verifica taglio.....	19
2.3.3 Verifica a pressione massima.....	19
2.4 Verifica forcella.....	20
2.5 Dimensionamento collare.....	21
3. Ultra high molecular weight polyethylene (UHMW-PE).....	23
3.1 Surface growth method.....	24
3.2 Polimeri a catena flessibile e rigida.....	24
3.2.1 Fibre ad alte prestazioni basate su catene di polimeri flessibili.....	24
3.2.2 Fibre ad alte prestazioni basate su catene di polimeri rigidi.....	25
3.3 Dyneema.....	27
3.4 Scorrimento viscoso.....	28
3.4.1 Fasi creeping.....	28
3.4.2 Sperimentazione creeping.....	30
3.4.3 Creep: carico costante vs sforzo costante.....	31
3.4.3.1 Macchina carico costante.....	32
3.4.4 Fattori influenzanti creep.....	33
3.4.5 Creeping nei polimeri.....	34
3.4.5.1 I Metodo.....	35
3.4.5.2 II Metodo.....	35
3.4.6 Andamento logaritmico creeping.....	36
4. Prova laboratorio.....	38
4.1 Calcolo forza.....	39
4.2 Analisi prove effettuate in laboratorio.....	41
4.3 Andamento forza-allungamento.....	42

4.4 Grafico spostamento.....	43
4.5 Script Matlab per analisi dati pressa.....	47
5. Conclusioni.....	49

Elenco Figure

Figura 1 Tratta stradale American Solar Challenge 2018 (scientificgems.wordpress, 2018)	3
Figura 2: Emilia 3, challenger che ha disputato varie gare di settore piazzandosi prima al Moroccan Solar Challenge. (protectaweb, 2013).....	4
Figura 3 : Prototipo solare Emilia 4, realizzato da Onda Solare con l'Università di Bologna e vincitrice dall'ASC 2018 nella categoria Cruise.....	5
Figura 4:disegno di progetto di Emilia 4 con particolare per i diversi materiali di cui è composto il telaio.....	5
Figura 5: veicolo Emilia 2 durante la presentazione alla galleria della Ferrari a Maranello.....	5
Figura 6: Pacco batterie Emilia 4 composto da 1344 celle per un totale di 16.1kWh e 85 kg di peso.....	5
Figura 7 : Prototipo Emilia 4 in fase di costruzione, è visibile il telaio in materiale composito	5
Figura 8: modello in scala di Emilia 4 nella galleria del vento per prove di aerodinamica	5
Figura 9 : Sospensione anteriore sinistra di Emilia 4 è possibile notare la fettuccia Dyneema collegata al triangolo superiore della sospensione, la balestra in fibra di carbonio e il piantone dello sterzo.....	5
Figura 10 : disegno tridimensionale del triangolo superiore della sospensione con cavità per l'inserimento della fettuccia Dyneema.....	5
Figura 11 : : struttura al microscopio contatto E con Uniflon®E, catalogo shaublin	5
Figura 12 : rappresentazione applicazione forze all'interno dell'anello interno dell'Uniball	14
Figura 13 : particolare Uniball SMEM .50/.51/.52, catalogo Shaublin.....	16
Figura 14 : struttura cinematica del perno rappresentato da una trave doppiamente incastrata.....	18
Figura 15 : sezione forcella anello esterno Uniball, Catalogo Shaublin	21
Figura 16 : struttura macchina per Surface Growth Method, è visibile il cilindro rotante e la bobina esterna con la fibra impregnata di soluzione, (Jacobs, 1999).....	24
Figura 17 : procedura gel-spinning, (Jacobs, 1999)	25
Figura 18 : Trattamento fisico-chimico del polietilene per la formazione catene di polimeri rigidi, (Jacobs, 1999)	26
Figura 19 : Fibra Dyneema durante il taglio con una lama, (Marissen, 2011).....	27
Figura 20 : andamento dei campi di utilizzo delle fibre UHMW-PE dal 1975 al 1997.....	29
Figura 21 : fasi creeping, (Rivolta, 2013)	30
Figura 22 : comportamento del materiale all'azione di carico e scarico di una forza secondo il modello matematico di Kelvin-Voight.....	31
Figura 23 : Confronto del rate creep in funzione di una prova a carico costante e a sforzo costante, (Rivolta, 2013) ...	32
Figura 24 : rappresentazione funzionale di una macchina per prova a creep a carico costante	33
Figura 25 : andamento creep di un materiale polimerico con modulo di Young di 110GPa e carico di 0,6 GPa variando la temperatura, (Govaert, 1990)	34
Figura 26 : comportamento Dyneema SK66 a differenti livelli di carico e temperatura, (GOVAERT, 1990)	36
Figura 27 : grafico creep di Shelby-Dorn su Dyneema SK66, (GOVAERT, 1990).....	37
Figura 28 : contributo reversibile e irreversibile dello scorrimento viscoso, (GOVAERT, 1990)	38
Figura 29 : disposizione fettuccia Dyneema nella macchina di prova	40
Figura 30 : particolare perno ϕ 10	40
Figura 31 : schermata software TestStar Station Manager per il controllo della pressa con salvataggio dei peaks e valley	41
Figura 32 : pressa Instron 8033 durante la prova di creeping.....	41
Figura 33 : la fettuccia 2C è stata sottoposta alla prova di 10018 cicli con forza 1 kN-5 kN mentre la 1C non ha subito prove	42
Figura 34 : incremento forza della prova a rottura	43
Figura 35 : creep prova a rottura	43
Figura 36 : rottura fettuccia Dyneema al carico di 25.2 kN	44

Figura 37 : adattamento dell'allungamento alla forza applicata.....	45
Figura 38 : allungamento prova 1 kN-5 kN, in rosso è riportato il carico massimo e il blu per quello minimo.....	46
Figura 39 : allungamento prova 1 kN-2kN dopo 1 giorno dalla prova a 5 kN, in rosso è riportato il carico massimo in blu il minimo.....	47
Figura 40 : allungamento prova 1 kN-2kN dopo 7 giorni dalla prova a 5 kN, in rosso è riportato il carico massimo in blu il minimo.....	47
Figura 41 : grafico Log-Log che mostra incremento del creep nelle tre prove e come varia in relazione al carico e i cicli	48

Elenco Tabelle

Tabella 1: collegamenti catalogo Shaublin.....	12
Tabella 2: relazione tra serie, pressione massima, velocità di oscillazione massima per ogni tipo di contatto, catalogo Shaublin	13
Tabella 3: forze assiali a cui resiste ogni categoria di Uniball, catalogo Shaublin.....	15
Tabella 4: specifiche Uniball SMEM .50/.51/.52, catalogo Shaublin	16
Tabella 5: caratteristiche meccaniche acciaio 38NiCrMo4	18
Tabella 6: proprietà meccaniche e fisiche della lega di alluminio 7075.....	22
Tabella 7: proprietà meccaniche medie delle fibra prodotte con il metodo Gel-Spun	26
Tabella8: caratteristiche corda Dyneema®SK75.....	27

Introduzione

Si è studiato il fenomeno di creeping e fatica di un materiale flessibile polimerico attraverso prove in laboratorio ed analisi dei dati con il software Matlab. I risultati delle prove serviranno per il dimensionamento di un componente di Emilia 4, un prototipo di veicolo a propulsione solare, il quale è in grado di ricaricare il pacco batterie che alimenta i motori elettrici grazie a celle fotovoltaiche di cui è dotata. L'auto ha gareggiato all'American Solar Challenge 2018 (ASC), una gara riservata alle principali Università del mondo dove sono gli stessi studenti a progettarle e realizzarle. Saranno studiati i braccetti anteriori del veicolo confrontando due tipologie di giunti, una tradizionale per la meccanica, ovvero snodi sferici Uniball scelti da catalogo in base al nostro caso applicativo e una soluzione con l'uso di una fettuccia Dyneema studiando la relazione tra carico e allungamento attraverso prove di scorrimento viscoso (creeping). Il Dyneema è un materiale polimerico della categoria UHMW-PE (Ultra High Molecular Weight Polyethylene) dotate di peso e lunghezza della catena molecolare nell'ordine del milione, saranno studiate le proprietà meccaniche, fisiche e l'evoluzione che ha avuto nel tempo per adattarsi al continuo aumento della domanda del mercato. Sono state svolte prove in laboratorio con l'utilizzo di presse idrauliche e programmi di calcolo per analizzare il comportamento della fettuccia dopo prove di pre-stress con carichi nettamente superiori al nostro caso specifico, verificando se il creep si stabilizza o se continua a crescere e con che andamento. Le due alternative, quella innovativa e quella tradizionale, saranno confrontate per poi scegliere la più adeguata alla sospensione del veicolo.

1. American Solar Challenge

L'american solar Challenge è la più prestigiosa competizione di veicoli a propulsione solare che si è disputata in Nord America a luglio 2018 e che quest'anno celebra la sua 14° edizione.

La corsa si è svolta a tappe per un totale di 2.700 km dal Nebraska all'Oregon attraversando quattro stati, seguendo la storica rotta del National Trail Sistem che celebra il 50° anniversario, una delle principali strade di migrazione nel continente americano.

La scelta di questo percorso vuole richiamare il fatto che questi veicoli elettrici possono essere visti come precursori di un nuovo tipo di mobilità sostenibile proprio come cinquanta anni fa era percorsa da pionieri di nuove terre e cercatori d'oro.

La competizione è riservata alle principali università del mondo, Onda Solare assieme all'Università di Bologna ha partecipato in ruolo di unico team italiano ed europeo.

Le auto che hanno partecipato a questa competizione sono prototipi, studiati e sviluppati dagli studenti delle università che collaborano con industrie del settore motorsport e aeronautico, sono dotate di motori elettrici alimentati da batterie in grado di ricaricarsi dall'energia dei raggi solari grazie a celle fotovoltaiche installate nella parte superiore del mezzo.

Per dimostrare la praticità del progetto la competizione si è svolta su strade pubbliche aperte al traffico dove è obbligatorio rispettare la segnaletica stradale.

La gara è inizia con la fase di scrutineering delle auto, ovvero i commissari di gara verificano che tutti i team abbiano rispettato il regolamento in materia di sicurezza degli occupanti, soluzioni ingegneristiche e solidità del telaio.

Il regolamento è molto stringente e dei 28 team presentati soltanto 12 sono riusciti a superare le verifiche regolamentari e partecipare.

Allo scrutineering sono seguite prove di velocità, prove di agilità, dove è stato chiesto di eseguire uno slalom tra i birilli, e prove di frenata.

La sfida si è spostata nel circuito di Hastings, Nebraska per disputare una gara del campionato Formula SunPrix, qui le squadre hanno potuto apportate le modifiche ai mezzi per ottimizzare la gestione delle batterie e pianificare la strategia di gara, solo le macchine giunte al termine hanno potuto disputare la prova e tappe.



FIGURA 1 TRATTA STRADALE AMERICAN SOLAR CHALLENGE 2018
(SCIENTIFICGEMS.WORDPRESS, 2018)

Il rendimento delle celle fotovoltaiche è influenzato da vari fattori quali l'inclinazione dei raggi solari, della diffrazione ottica dell'aria e la temperatura delle celle, in caso di tempo nuvoloso o di pioggia la propulsione è garantita dalle sole batterie.

In questa edizione dell'American Solar Challenge, per la prima volta, oltre ai veicoli ad un solo passeggero, chiamati Challenger, si aggiunge una nuova categoria a multi-occupanti denominati Cruiser.

1.1 Challenger

Sono mezzi realizzati interamente in materiale composito e titanio per limitarne il peso, generalmente intorno ai 150 kg senza il pilota e in grado di raggiungere velocità di gara intorno ai 110 km/h con picchi che posso raggiungere i 160 km/h.

L'alta velocità, il peso ridotto e una superficie piana per l'istallazione dei pannelli ne rendono la guida particolarmente difficoltosa in caso di forte vento, con rischio di ribaltamento o decollo.



FIGURA 2: EMILIA 3, CHALLENGER CHE HA DISPUTATO VARIE GARE DI SETTORE PIAZZANDOSI PRIMA AL MOROCCAN SOLAR CHALLENGE.

Mentre i monoposto sono focalizzati sulle prestazioni e all'aerodinamica i multi-occupanti puntano alla praticità e alla gestione dei consumi.

Secondo il regolamento i Challenger erano obbligati a montare celle fotovoltaiche più piccole ma con la possibilità di aggiungere moduli supplementari nelle fasi di ricarica ovvero due ore prima e dopo la tappa nelle quali era possibile ricaricare le batterie utilizzando i raggi solari, per i Cruiser questo non era possibile.

1.2 Cruiser

I cruiser sono mezzi adibiti al trasporto di 2 o più occupanti con superfici per le celle solari maggiori, dimensioni e pesi maggiori.

Non ci sono stime precise sulle prestazioni di questi veicoli perché nell'ambito delle competizioni ce ne sono solo quattro e solo uno destinato al trasporto di quattro persone, FIGURA 4.

Il numero di occupanti influenza anche la potenza del pacco batterie e quindi l'autonomia che può raggiungere la macchina, per regolamento ogni passeggero del mezzo deve avere un peso standard di 80 kg se non si raggiunge la persona viene munita di una zavorra.

La velocità media tenuta di gara si aggira intorno ai 55-65 km/h, molto minore rispetto ai Challenger ma incrementarla comportava un dispendio di energia troppo elevato con il rischio di

non arrivare a fine tappa dovendo ricorrere alla ricarica attraverso generatore perdendo i punti accumulati durante la gara.

I due tipi di veicoli sono basati su un livello tecnologico ed ingegneristico molto simile ma ai fini della competizione sono valutati sulla base di aspetti differenti tra cui la potenza della batteria, il numero di passeggeri, la praticità e solo in ultimo il tempo impiegato per percorrere la tappa.



FIGURA 3 : PROTOTIPO SOLARE EMILIA 4, REALIZZATO DA ONDA SOLARE CON L'UNIVERSITÀ DI BOLOGNA E VINCITRICE DALL'ASC 2018 NELLA CATEGORIA CRUISE

1.3 Le tappe dell'ASC

La prima tappa segnava la partenza da Omaha fino a Gering, Nebraska per un percorso cittadino che costringeva i mezzi al traffico quotidiano per un totale di 450 miglia.

La seconda tappa da Gering fino a Lander in Wyoming con 350 miglia costeggiando la vecchia ferrovia per il trasporto minerario che univa l'Est con l'Ovest.

La terza da Lander fino ad Arco & Crater Of The Moon con 360 miglia attraversando il deserto con temperature prossime ai 45° che ha messo in seria difficoltà la parte elettronica delle macchine con il surriscaldandoli.

La quarta tappa da Arco fino a Burn in Oregon con 420 miglia attraverso passi montani, affaticando la parte meccanica con continue curve, tornanti e dislivelli.

La tappa finale si trovava a Bend in Oregon per un totale di oltre 1700 miglia dalla partenza, soltanto nove veicoli dei dodici qualificati sono riusciti a terminare l'intera competizione gli altri sono stati costretti al ritiro.

1.4 Onda Solare Emilia 4

L'università di Bologna ha collaborato con la squadra sportiva Onda Solare per la costruzione del veicolo a propulsione solare Emilia 4 che ha partecipato alla gara American Solar Challenge 2018 disputata in America dal 6 al 22 Luglio aggiudicandosi il primo posto nella categoria Cruiser. Il progetto si è sviluppato sull'importanza delle forme, funzionali ed aerodinamiche, di impiegare al meglio i materiali avanzati, quali laminati, sandwich in fibra di carbonio e tubolari in titanio.

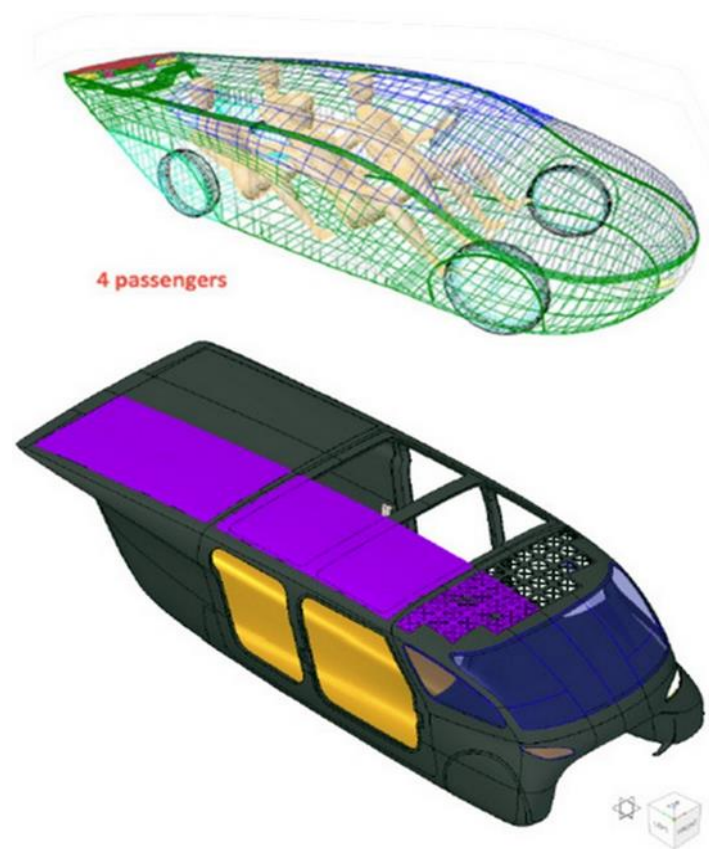


FIGURA 4: DISEGNO DI PROGETTO DI EMILIA 4 CON PARTICOLARE PER I DIVERSI MATERIALI DI CUI È COMPOSTO IL TELAIO, (TOMSHW, 2018)

Il progetto dell'auto consiste in soluzioni innovative sia per la parte meccanica come le sospensioni a balestra trasversali, sia nel campo dei motori elettrici, che nell'elettronica di controllo del pannello fotovoltaico con un rendimento superiore al normale.

Il team è composto da diversi esperti nel settore meccanico ed elettronico, formato da ingegneri, docenti, studenti universitari e appassionati del settore; questi hanno collaborato fin dal primo prototipo solare Emilia 1 un veicolo a pedalata assistita che ha concluso con il terzo posto in Australia al World Cycle Solar Challenge 2005.

Decisero di passare a veicoli a 4 ruote costruendo prima Emilia 2 poi con Emilia 3, vincitrice di due competizioni internazionali.



FIGURA 5: VEICOLO EMILIA 2 DURANTE LA PRESENTAZIONE ALLA GALLERIA DELLA FERRARI A MARANELLO

Emilia 4 è un veicolo solare in grado di trasportare 4 persone, con 5 m² di pannello fotovoltaico composto da 326 celle in silicio monocristallino stivate in 7 moduli con un rendimento del 24% a 25°C capaci di generare 1100W di potenza.

Il veicolo pesa 340 kg comprese le batterie con un peso di 85 kg, velocità massima di 100 km/h e 500 km di autonomia con solo uso della batteria.

La velocità media registrata in gara è stata dei 55 km/h con un consumo di 23 Wh/km il solo ausilio dell'energia immagazzinata.

Il Pacco batterie è a ioni di litio con un totale di 1344 celle e una tensione nominale di 48 V, l'energia totale è di 16.1 kWh, stivate nel tunnel centrale per un miglior bilanciamento del peso, 50% anteriore e 50% al posteriore.

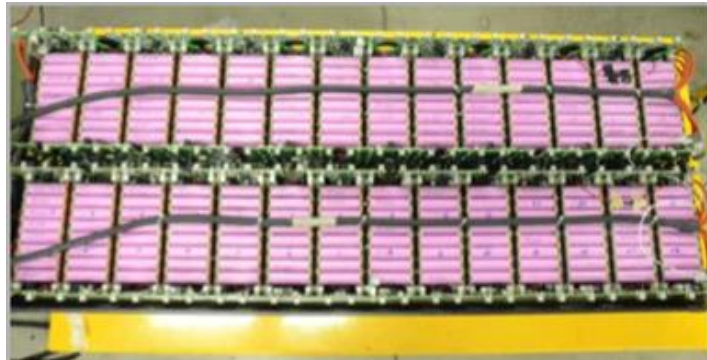


FIGURA 6: PACCO BATTERIE EMILIA 4 COMPOSTO DA 1344 CELLE PER UN TOTALE DI 16.1kWh E 85 KG DI PESO

Il telaio è stato realizzato in fibra di carbonio per le parti strutturali e il kevlar per quelle funzionali come portiere, sedili e cruscotto.



FIGURA 7: PROTOTIPO EMILIA 4 IN FASE DI COSTRUZIONE, È VISIBILE IL TELAIO IN MATERIALE COMPOSITO

I motori elettrici sono alloggiati all'interno delle ruote posteriori, sono in grado di generare 3000 W di potenza massima e 1300 W di potenza nominale con una coppia di 125 Nm e un'efficienza del 97%.

La potenza erogabile è gestita dalle mappe motore selezionabili dal volante dal pilota o dalla macchina di supporto che la segue durante la gara attraverso la tecnologia wireless.

L'aerodinamica è stata studiata in galleria del vento con un modellino in scala per calcolarne il coefficiente di resistenza all'aria con un valore di $C_x=0,20$, molto basso per l'automotive.



FIGURA 8: MODELLO IN SCALA DI EMILIA 4 NELLA GALLERIA DEL VENTO PER PROVE DI AERODINAMICA

1.5 Braccetto

La sospensione di un veicolo è un insieme delle componenti mediante i quali il telaio scarica le forze sul terreno per mezzo delle ruote, o più generalmente indica il collegamento tra le masse sospese del veicolo con le masse non sospese.

La vettura è dotata di balestra trasversale, la quale risulta efficace e robusta, con anima di legno e rivestimento in materiale composito per aumentarne la rigidità.

Gli stati di lamina della balestra ne influenzavano la rigidità, per questo la zona centrale ha più strati, appoggia sul telaio attraverso due silent block che hanno lo scopo di permettere una certa oscillazione, e in secondo luogo, diminuire la rumorosità.

La fettuccia Dyneema ha il compito di limitare l'escursione della ruota attraverso un tampone di materiale plastico posizionato nella parte inferiore del giunto.



FIGURA 9: SOSPENSIONE ANTERIORE SINISTRA DI EMILIA 4 È POSSIBILE NOTARE LA FETTUCCIA DYNEEMA COLLEGATA AL TRIANGOLO SUPERIORE DELLA SOSPENSIONE, LA BALESTRA IN FIBRA DI CARBONIO E IL PIANTONE DELLO STERZO.

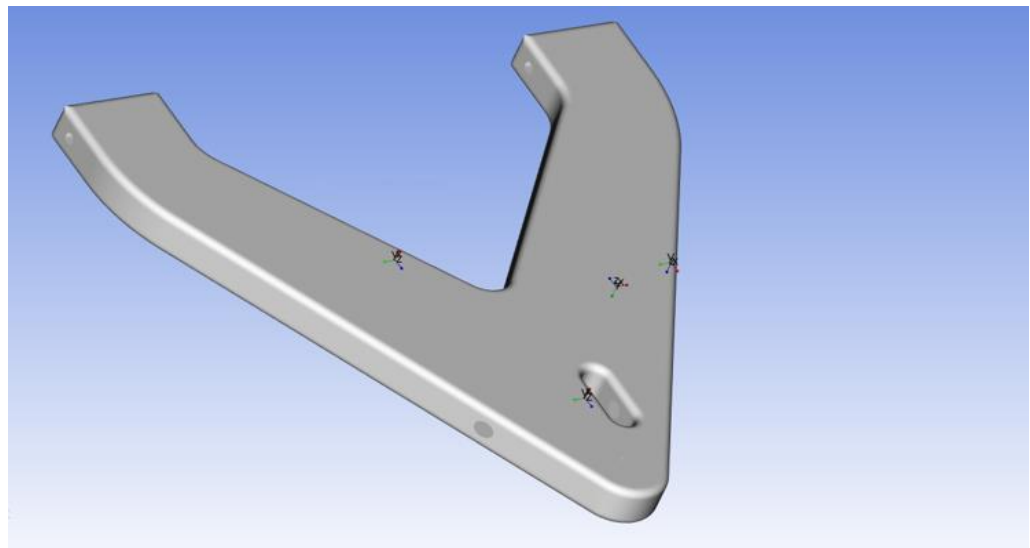


FIGURA 10: DISEGNO TRIDIMENSIONALE DEL TRIANGOLO SUPERIORE DELLA SOSPENSIONE CON CAVITÀ PER L'INSERIMENTO DELLA FETTUCCIA DYNEEMA.

2. Giunto convenzionale Uniball

Il giunto Uniball chiamato anche cuscinetto a sfera o snodo sferico, si tratta di un cuscinetto a strisciamento con la possibilità di essere utilizzato per il collegamento tra assi incidenti e con un certo grado oscillante.

Un basso coefficiente d'attrito ne riduce la dissipazione di energia in calore e quindi la temperatura di esercizio.

Gli snodi sferici sono componenti meccanici standardizzati e pronti per il montaggio, in grado di assorbire urti e trasmettere alti carichi grazie alla geometria dell'anello interno con un diametro esterno sferico convesso, mentre quello esterno ha un diametro interno corrispondente concavo.

I vantaggi degli snodi sferici comprendono:

- Capacità di sopportare il disallineamento
- Nessuna sollecitazione sui componenti adiacenti per il fissaggio
- Ampie tolleranze di lavorazione e impiego

La normativa internazionale che stabilisce il dimensionamento è la ISO 12240-4.

Le teste a snodo e gli snodi sferici sono normalmente destinati ad essere collocati tra elementi fissi o mobili di insiemi meccanici, così da poter garantire:

- assemblaggio ed allineamento
- trasmissione di movimenti e di carichi
- articolazione

Possono inoltre essere utilizzati in applicazioni con ridotte velocità di rotazione e dimensionati in funzione della capacità di carico e del ciclo di lavoro necessario. [1]

La parte più importante di un nodo sferico è la superficie di contatto tra l'anello interno e quello esterno, nel catalogo della Shaublin vengono utilizzati tre possibili tipi di materiali di scorrimento.

	Contatto	Manutenzione	Vantaggi	Caratteristiche
G	Acciaio/Bronzo Acciaio/Acciaio (Serie .50)	Lubrificazione regolare	Buona resistenza ai carichi radiali ed assiali	Presenza dell'ingrassatore a partire dalla dimensione 8. Temperatura massima di esercizio di 150 °C (con lubrificazione speciale).
A	Acciaio/Acciaio	Lubrificazione regolare	Ottima resistenza agli urti ed ai carichi radiali	Versione non disponibile per le teste a snodo. Senza ingrassatore. Temperatura massima di esercizio di 300 °C (con lubrificazione speciale).
E	Acciaio/Uniflon® E	Senza manutenzione (autolubrificante)	Ottima resistenza agli urti ed ai carichi radiali	Il tessuto autolubrificante Uniflon® E garantisce una elevata durata nel tempo. Temperatura massima di esercizio di 120 °C.

TABELLA 1 : COLLEGAMENTI CATALOGO SHAUBLIN

Collegamento Acciaio/Bronzo: si preferisce questo tipo di collegamento quando sono applicati carichi poco significativi ed alte velocità di rotazione questo perché il bronzo è un materiale molto malleabile e quindi anche più sensibile alla temperatura di utilizzo.

Collegamento Acciaio/Acciaio: si utilizza questo tipo di collegamento quando le forze in gioco sono molto rilevanti e quindi si ha bisogno della resistenza del giunto a discapito delle forze di attrito che si possono generare nell'utilizzo.

Collegamento Acciaio/Uniflon®E: questo è il collegamento maggiormente usato nel mondo delle competizioni ed aeronautico per il bassissimo peso e la sua capacità di resistere agli urti, non necessita di manutenzione perché autolubrificante.

Nel dimensionamento del nostro giunto Uniball si è scelto l'utilizzo del collegamento Acciaio/Uniflon®E per le caratteristiche sopraelencate e per una tensione massima ammissibile nettamente superiore a quella degli altri collegamenti.

2.1 Uniflon®E

Uniflon®E è il marchio depositato del tessuto autolubrificante destinato a titolo esclusivo alle teste a snodo e snodi sferici autolubrificanti Unibal. Il tessuto autolubrificante Uniflon®E nasce da uno sviluppo per applicazioni aeronautiche ed è conforme alla norma SAE - AS81820.

Uniflon® E può essere utilizzato congiuntamente a diversi materiali quali acciaio temprato, alluminio e titanio, in vari ambienti ed a fronte di temperature estreme, che vanno da -30 °C a +175°C.

Grazie alla sua composizione, Uniflon® E ha caratteristiche uniche nella gamma dei materiali di attrito a fibra di PTFE (politetrafluoroetilene).

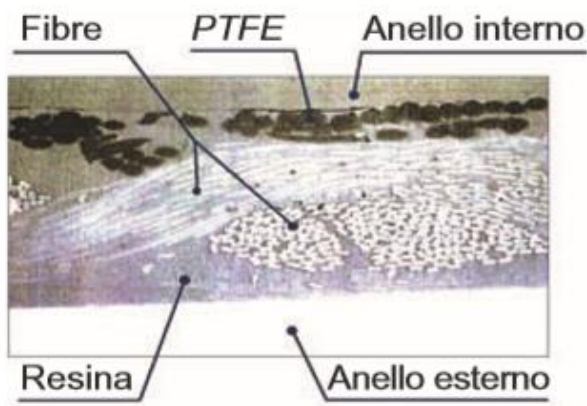


FIGURA 11: STRUTTURA AL MICROSCOPIO CONTATTO E CON UNIFLON®E, CATALOGO SHAUBLIN

Uniflon® E offre i seguenti vantaggi:

- una trama (fibre) ad elevata resistenza termica, all'abrasione, alla rottura ed alla compressione
- un tasso elevato di fibre di PTFE, materiale caratterizzato da elevatissime proprietà di scorrimento
- una matrice legata chimicamente da una resina a ridotto coefficiente di attrito. [1]

Serie	Superficie di scorrimento		Pressione massima ammissibile P (daN·mm ⁻²)	Velocità massima ammissibile V (m·min ⁻¹)	Fattore PV massimo ammissibile
	Anello interno	Anello esterno			
-	Acciaio	Bronzo	5	5	3,5
		Acciaio	10	4	3,5
		Uniflon® E	15	4	4,5
.40	Acciaio	Bronzo	5	2,5	3
		Uniflon® E	15	4	4,5
.45	Acciaio inox	Bronzo	5	4,5	3
		Acciaio inox	10	4,5	4,5
		Uniflon® E	15	4	4
.50	Acciaio	Acciaio inox	10	2,5	4,5
		Uniflon® E	15	4	4,5

TABELLA 3 : RELAZIONE TRA SERIE, PRESSIONE MASSIMA, VELOCITÀ DI OSCILLAZIONE MASSIMA PER OGNI TIPO DI CONTATTO, CATALOGO SHAUBLIN

2.2 Catalogo Uniball

Il carico statico di progetto è di 7000 N, questo considera il peso del veicolo maggiorato con un'accelerazione di 5 G, molto maggiore del caso in studio ma al fine di aver una maggior sicurezza.

La forza è stata considerata esclusivamente radiale eliminando la componente assiale questo perché poco rilevante tanto da essere trascurata.

Il coefficiente di carico statico C_0 è riportato nelle tabelle dimensionali (es.TABELLA 4).

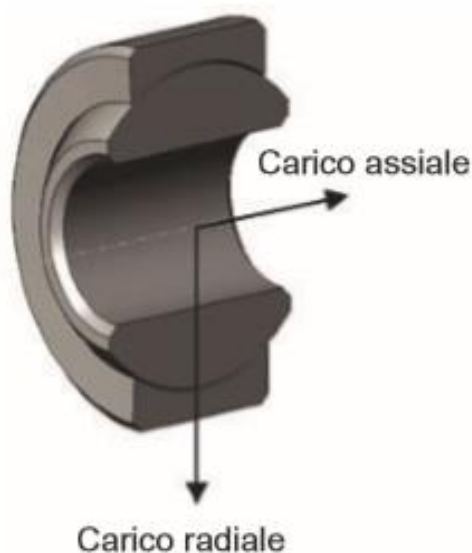


FIGURA 12: RAPPRESENTAZIONE APPLICAZIONE FORZE ALL'INTERNO DELL'ANELLO INTERNO DELL'UNIBALL

Il coefficiente di carico statico è stato calcolato dalla forza di snervamento del materiale C_{se} diviso da un coefficiente di sicurezza scelto dal produttore Shaublin:

$$C_0 = \frac{C_{se}}{1.25} \quad 1.25 = \text{coefficiente di sicurezza}$$

Per gli snodi sferici il coefficiente di carico statico C_0 è stato calcolato utilizzando la seguente formula:

$$C_0 = dk \times C \times 0,85 \times X$$

d_k diametro della sfera dell'anello interno (mm)

C larghezza dell'anello esterno (mm)

X stress ammissibile dal materiale (daN/mm²)

Nella tabella seguente sono riportati i valori di carico statico assiale ammissibili da considerare per il dimensionamento delle teste a snodo e snodi sferici.

Serie standard, .40, .45, .50, .51, .52	Carico statico assiale limite F_a amm.
SME, SFE, SMEM, SSE	8% C_0
SM, SF, SMG, SFG, SS, SSA	20% C_0

TABELLA 5 : FORZE ASSIALI A CUI RESISTE OGNI CATEGORIA DI UNIBALL, CATALOGO SHAUBLIN

2.2.1 SERIE COMPETIZIONE SMEM .50/.51/.52

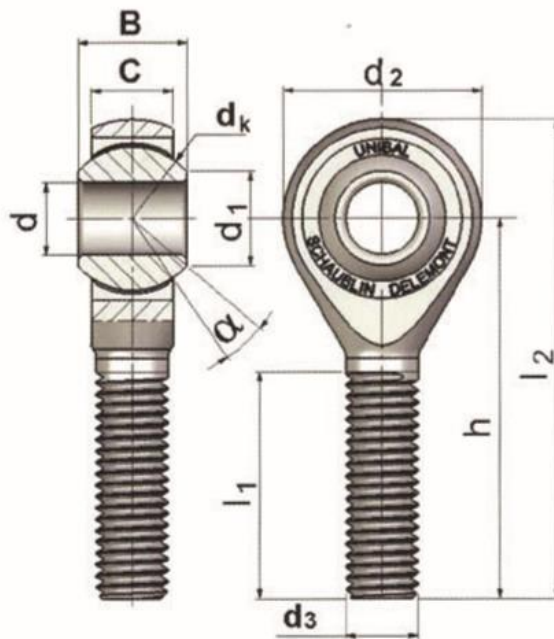


FIGURA 13: PARTICOLARE UNIBALL SMEM .50/.51/.52, CATALOGO SHAUBLIN

2.3 Verifica Perno

2.3.1 Verifica flessionale perno

Forza	7000 N
Lunghezza flessionale	18 mm
Diametro perno	6 mm
Coefficiente di sicurezza	1.3

Per il calcolo del momento flettente abbiamo considerato una trave doppiamente appoggiata, questo perché si avvicina di più al nostro caso reale anche se non possiamo assicurare il perfetto incastro del perno nell'Uniball con una precisione (H/h).

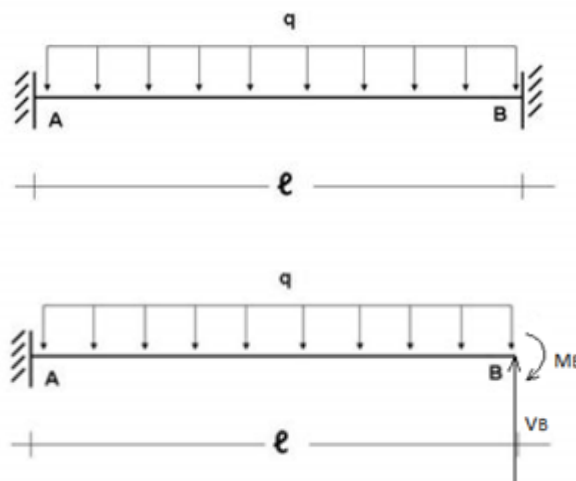


FIGURA 14: STRUTTURA CINEMATICA DEL PERNO RAPPRESENTATO DA UNA TRAVE DOPPIAMENTE INCASTRATA

Sostituisco in B e metto le incognite iperstatiche V_B e M_B .

$$V_A = V_B = \frac{q * l}{2}$$

Imponendo la condizione di rotazione nulla in B ottengo:

$$\varphi = \frac{q * l^3}{6 E I} - \frac{V_b * l^2}{2 E I} + \frac{M_b * l}{E I} = 0$$

$$\frac{M_b * l}{E I} = \frac{-q * l^3}{6 E I} + \frac{q * l^3}{4 E I}$$

$$Mb = \frac{q * l^2}{12} = \frac{F * l}{12}$$

Questo nel caso di collegamento ideale, nel nostro caso lo prendiamo come media tra collegamento perfetto(H/h) e con gioco diventando così:

$$Mb = \frac{F * l}{8} = 15.750 \text{ Nmm}$$

Calcolo Modulo di Resistenza

$$W = \frac{\pi * d^3}{32} = 21,195 \text{ mm}^3$$

Sigma equivalente

$$\sigma_{eq} = \frac{Mb}{W} = 743 \text{ N/mm}^2$$

Caratteristiche meccaniche dell'Acciaio 38NiCrMo4 materiale di cui è fatto il perno [2]

tensione snervamento a trazione 850 Mpa

tensione snervamento a flessione 1020 Mpa

Caratteristiche meccaniche: 38NiCrMo4		
Densità	rho_bi	7.85 kg/dm ³
Modulo di Young	E_bi	210000 MPa
Coefficiente di Poisson	ni_bi	0.30
Modulo di elasticità tangenziale	G_bi	80769.23 MPa
Coefficiente di dilatazione termica	alpha_bi	1.10E-05 m/m/°C
Coefficiente correzione flessione	cf_bi	1.20
Coefficiente correzione torsione	ct_bi	0.50
Coefficiente correzione inversione	ci_bi	0.50
Tensione di rottura a trazione	Rm_N_bi	1100.00 MPa
Tensione di rottura a flessione	Rm_Mf_bi	1320.00 MPa
Tensione di rottura a torsione	Rm_T_bi	550.00 MPa
Tensione di snervamento a trazione	sy_N_bi	850.00 MPa
Tensione di snervamento a flessione	sy_Mf_bi	1020.00 MPa
Tensione di snervamento a torsione	ty_T_bi	425.00 MPa
Limite di fatica all'inversione a trazione	sinv_N_bi	500.00 MPa
Limite di fatica all'inversione a flessione	sinv_Mf_bi	600.00 MPa
Limite di fatica all'inversione a torsione	tinv_T_bi	250.00 MPa
Limite di fatica all'origine a trazione	sor_N_bi	687.50 MPa
Limite di fatica all'origine a flessione	sor_Mf_bi	825.00 MPa
Limite di fatica all'origine a torsione	tor_T_bi	343.75 MPa

TABELLA 9 : CARATTERISTICHE MECCANICHE ACCIAIO 38NiCrMo4 , FONTE (UNIMO, 2017)

Tensione ammissibile

$$\sigma_{amm} = \frac{\textit{Tensione Snervamento a Flessione}}{\textit{Coefficiente di Sicurezza}} = 784 \text{ N/mm}^2$$

verifica

$$\underline{\sigma_{eq} < \sigma_{amm}}$$

2.3.2 Verifica di Taglio

Sforzo tangente:

$$F_t = \frac{F}{2}$$

Tensione tangenziale

$$\tau_{perno} = \frac{F_t}{A} = \frac{2 * F}{\pi * d^2} = 123,85 \text{ N/mm}^2$$

Tensione ammissibile massima (Von Mises)

$$\tau_{amm} = \frac{\sigma_{amm}}{\sqrt{3}} = 131,00 \text{ N/mm}^2$$

Verifica

$$\underline{\tau_{perno} < \tau_{amm}}$$

2.3.3 Verifica a pressione massima

Pressione ammissibile:

$$\rho = \frac{F}{l * d} = 65 \text{ N/mm}^2$$

Pressione massima per travi con sovrappressione alle estremità:

$$\rho_{max} = 80 \text{ N/mm}^2$$

2.5 Dimensionamento del Collare

Si è scelto l'uso della lega di Alluminio 7075 di uso aerospaziale e nel motorsport per le ottime caratteristiche di leggerezza pur mantenendo resistenza a fatica e agli urti molto elevate.

Carico limite di Snervamento al 0.2%	500 N/mm ²
Forza	7000 N
Coefficiente di sicurezza	2

Per il dimensionamento si procede prima calcolando la tensione ammissibile del materiale

$$\tau_{amm} = \frac{\text{Carico Snervamento}}{\text{Coef. Sicurezza}} = 250 \text{ N/mm}^2$$

Si calcola l'area teorica del collare per sopportare la forza di 7000 N senza andare nel campo plastico del materiale

$$\text{Are teorica} = \frac{\text{Forza}}{\tau_{amm}} = 28 \text{ mm}^2$$

Avendo un diametro interno minimo di 6mm del gambo dell'Uniball mi posso calcolare il diametro esterno

$$\text{Area teorica} = \text{Area esterna} - \text{Area interna}$$

$$28 = \frac{\pi * d_{est}^2}{4} - 28,27$$

$$d_{est} = 8,46 \text{ mm} \cong 9,00 \text{ mm}$$

Procediamo al calcolo del volume per poi ricavarci il peso del collare

$$Volume = (Areaesterna - Areainterna) * altezza$$

$$Volume = (63,61 - 28,27) * 85$$

$$Volume = 3002,65 \text{ mm}^3 = 0,003 \text{ dm}^3$$

L'altezza è stata calcolata considerando l'inter-asse dei perni delle due Uniball di 119,00 mm dove sono state sottratte le dimensioni (h - 11).

Possiamo calcolare il peso del sapendo la densità

$$Peso = 0,003 * 2,8 = 8,41 \text{ gr}$$

Corrispondenze approssimative:					
UNI	Convenzionale	DIN	AFNOR	BS	USA
9007/2	P-AlZn5.8MgCu	AlZnMgCu1.5 3.4365	A-ZGU	2L95/L160	7075

Analisi Chimica indicativa (%)								
Cu	Fe max.	Si max.	Mg	Mn	Zn max.	Cr max.	Ti max.	Zn max.
1.2 ÷ 2.0	0.5	0.4	2.1 ÷ 2.9	0.3	5.1 ÷ 5.6	0.18 ÷ 0.28	0.2	0.25

Proprietà fisiche			
Densità	Temp. di fusione	Conduttività elettrica	Conduttività termica
2.8 (Kg/dm ³)	480 ÷ 640°C	19 ÷ 23 (m/Ωmm ²)	130 ÷ 160 (W/mK)

Caratteristiche meccaniche				
Stato	Carico di rottura Rm (N/mm ²)	Limite di snervamento Rs 0,2 (N/mm ²)	Allungamento a rottura A5 (%)	Durezza Brinell (HB)
T6	540 ÷ 560	500 ÷ 510	7 ÷ 8	150 ÷ 160

TABELLA 11 : PROPRIETÀ MECCANICHE E FISICHE DELLA LEGA DI ALLUMINIO 7075, (TREVIGIANA METALLI, 2016)

Noto questo possiamo calcolare il peso finale del giunto formato da due Uniball SMEM 6.50 da 18gr e il collare da 8.41 gr per un peso finale di 44.41 gr.

3. Ultra high molecular weight polyethylene (UHMW-PE)

Albert Pennings e Ron Koningsveld intorno al 1963 mentre stavano svolgendo attività di ricerca sul polietilene mischiandola meccanicamente e mantenendo la temperatura controllata scoprirono che in fase di raffreddamento sulle aste di agitazione della macchina si formava del materiale con una forma cristallizzata.

Era la prima volta che si notava una simile struttura molecolare del polietilene.

Da questa scoperta iniziò lo studio approfondito prima per capire poi per potenziale le proprietà meccaniche che offriva, solo nel 1964 ci fu la pubblicazione dei risultati di questa scoperta. [3]

3.1 Surface Growth Method

Il primo processo di realizzazione di strutture fibrose si chiamava tecnica di sviluppo superficiale (Surface growth technique) studiato da Zwijnenburg e Pennings.

Una fibra di polietilene o anche cotone veniva avvolta in un cilindro e poi immerso in una soluzione diluita di UHMW-PE.

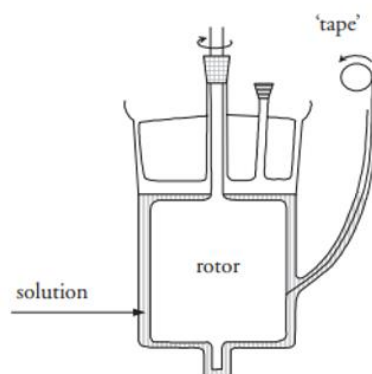


FIGURA16: STRUTTURA MACCHINA PER SURFACE GROWTH METHOD, È VISIBILE IL CILINDRO ROTANTE E LA BOBINA ESTERNA CON LA FIBRA IMPREGNATA DI SOLUZIONE, (JACOBS, 1999)

Il cilindro veniva fatto ruotare a bassa velocità e il filo raccolto in un'altra bobina esterna, questo srotolamento della fibra faceva in modo che si impregnasse di UHMW-PE dove era immerso.

Si scoprì solo in seguito che sulla superficie del rotore rotante si erano formate delle cristallizzazioni del materiale proprio come sulle aste degli agitatori che permisero la scoperta.

In condizioni ottimali di concentrazione di UHMW-PE e di temperatura era possibile ottenere strutture orientate con moduli di Young superiori a 100 GPa e moduli di resistenza di 3 GPa.

Il processo, tuttavia, era estremamente lento realizzando pochi metri al minuto e inoltre a causa della concentrazione decrescente (deplezione di polimeri) nella vasca d'immersione del cilindro le strutture fibrose di polietilene possedeva uno spessore variabile (lo spessore diminuisce col tempo).

3.2 Polimeri a catena flessibile e rigida

Oggi le tecniche per produrre gli UHMW-PE sono cambiate molto dando volumi produttivi molto più elevati e sviluppando nuovi tipi di fibre che si differenziano per avere catene flessibili oppure rigide.

Le principali differenze tra le due sono i trattamenti che subisce per l'orientazione delle fibre che ne caratterizzano proprietà meccaniche superiori. [3]

3.2.1 Fibre ad alte prestazioni basate su catene di polimeri flessibili

La tecnica di sviluppo di questa fibra è chiamata gel spinning, consisteva nello sciogliere il polietilene ad alta temperatura per poi omogeneizzarlo.

Attraverso una pompa dosatrice, il composto viene costretto a passare in una filiera con centinaia di orifizi.

I fili di PE vengono fatti raffreddati in un bagno d'acqua bloccando così la struttura delle catene del polimero, la qualità della fibra in uscita è strettamente legata alla purezza del polietilene che si utilizzava nella fusione.[3]

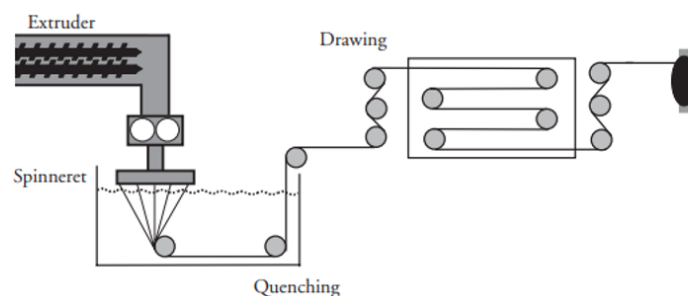


FIGURA 17: PROCEDURA GEL-SPINNING, (JACOBS, 1999)

3.2.2 Fibre ad alte prestazioni basate su catene di polimeri rigidi

La ricerca ha portato alla scoperta della possibilità di orientare la direzione delle fibre formando così la poliammide aromatica poli-orientata (poly-phenylene terehtalamide) (PPTA).

Questo materiale fa parte dei Gel Spun Polyethylene ed ha portato significativi progressi nello studio della filatura e nelle strutture delle fibre para-aramidiche.

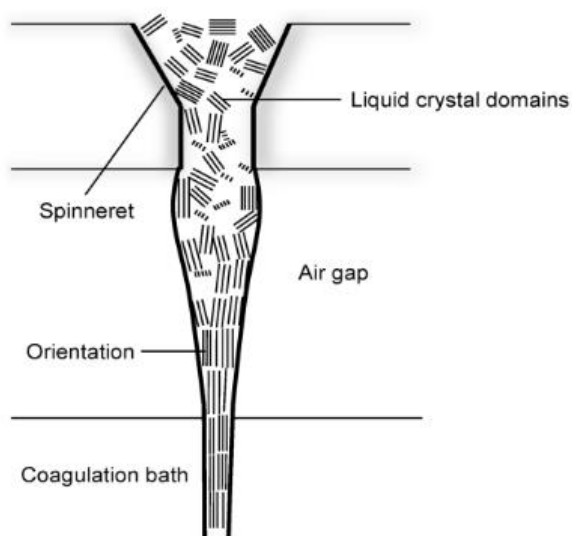


FIGURA 18: TRATTAMENTO FISICO-CHIMICO DEL POLIETILENE PER LA FORMAZIONE CATENE DI POLIMERI RIGIDI, (JACOBS, 1999)

Le fibre PPTA sono generalmente distribuite in modo casuale ma reagiscono con l'acido solforico quando raggiunge determinate concentrazioni e alle temperature prossime ai 70-90 °C ne provocano una prima fase di allineamento. Il polietilene viene fatto passare all'interno di una filiera dove le fibre a contatto con l'aria a temperatura ambiente continuerà allineamento per poi completarsi quando giunge in un bagno d'acqua o più spesso in una vasca riempita di acido solforico a 0-5 °C, qui le fibre avranno una direzione ordinata e una struttura molecolare bloccata.

Il grado di orientamento della catena può essere ulteriormente regolato modificando il rapporto di stiramento durante la filatura e / o mediante trattamenti termici.

La maggior richiesta da parte del mercato ha spinto i costruttori a migliorare sempre la struttura del UHMW-PE arrivando oggi ad avere valori di resistenza di 220 GPa e modulo di Young di 7 GPa.

[4]

Tensile strength	2.7-4	GPa
Tensile modulus	90-170	GPa
Tensile strain to failure	2.5-4	%
Compressive yield stress	0.07-0.09	GPa
Energy absorption capacity	50-70 10^6	J/m ³

TABELLA 13 : PROPRIETÀ MECCANICHE MEDIE DELLE FIBRA PRODOTTE CON IL METODO GEL-SPUN

3.3 Dyneema

La fibra sintetica Dyneema (Gel Spun Polyethylene) è tutt'oggi uno dei materiali che offre le migliori caratteristiche per i cavi di trazione.

Appartiene alla famiglia del polietilene ad altissimo peso molecolare, Ultra high molecular weight polyethylene (UHMW-PE), queste fibre hanno una eccezionale resistenza, paragonabile a quella dei cavi di acciaio, ma con il vantaggio di resistere molto bene agli sforzi da torsione e piegamento.

La fibra di Dyneema prodotta oggi ha caratteristiche meccaniche molto significative paragonate al diametro, si parla di qualche kilogrammo per fili con diametri di circa 0,10-0,12 mm, ed in particolare risulta un filo che è praticamente esente da elasticità.

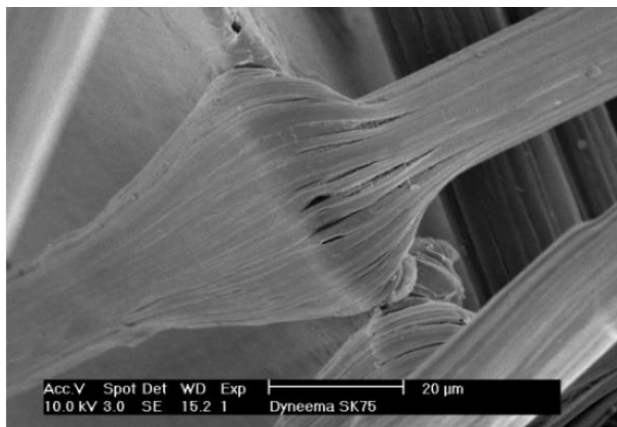


FIGURA 19: FIBRA DYNEEMA DURANTE IL TAGLIO CON UNA LAMA, (MARISSIN, 2011)

L'estrusione della fibra di Dyneema avviene attraverso il raddrizzamento della catena del polietilene che in questa forma acquista le caratteristiche di HDPE (Polietilene ad alta densità) con la caratteristica di diventare una fibra con elevatissima resistenza alla trazione e assenza di elasticità.

Caratteristiche Tecniche:

Costruzione:	Treccia singola
Materiale:	Dyneema® SK 75 con trattamento HTR
Colori:	bianco, giallo, grigio e nero (altri colori disponibili su richiesta)
Diametri:	produzione standard da 2 a 16 mm (diametri superiori su richiesta)
Uso consigliato:	semplicemente tutto (per l'uso negli stopper o sui verricelli è richiesta una calza di protezione)

Proprietà meccaniche e fisiche:

Diametro [mm]	2	3	3.5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16
Carico di Rottura [kgf]*	450	900	1350	1825	2750	3850	5950	6950	8475	11000	14100	17150	21750
Peso Lineare [g/m]	2.35	4.70	7.05	9.35	13.9	18.4	27.4	31.9	41.5	50.8	73.8	87.7	120

TABELLA 15 : CARATTERISTICHE CORDA DYNEEMA®SK75

Il processo prevede la preparazione di una soluzione di PE (poliammide) al 5%; con questa diluizione le molecole di PE si srotolano e tendono ad occupare uno spazio maggiore poi in filiera si tenderà a fargli assumere una forma allungata ed orientata.

La fibra Dyneema offre una grande resistenza ai prodotti chimici, la struttura particolarmente semplice del polietilene (che ha solo legami C–C e C–H) rende questa fibra praticamente inattaccabile agli acidi e alle basi, anche concentrati, allargando così il campo di utilizzo.

I campi di applicazione di questo materiale sono sempre in continua crescita, trovano impiego nella balistica (corde, reti, giubbotti anti-proiettile), funi nautiche (costantemente sottoposte alle intemperie e ad acqua salata) e vari tipi di sport estremi (arrampicata, escursionismo e pesca). [3]

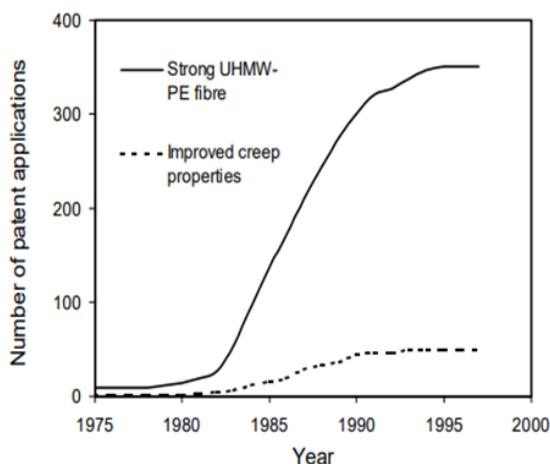


FIGURA 20: ANDAMENTO DEI CAMPI DI UTILIZZO DELLE FIBRE UHMW-PE DAL 1975 AL 1997

3.4 Scorrimento Viscoso (Creep)

Nella scienza dei materiali, lo scorrimento viscoso chiamato anche flusso freddo è la tendenza di un materiale solido a muoversi lentamente o deformarsi in modo permanente sotto l'influenza di sollecitazioni meccaniche. Può verificarsi a seguito di esposizione a lungo termine a livelli elevati di stress che sono ancora al di sotto della forza di snervamento del materiale.

La causa del fenomeno del creep è da ricercarsi nella natura elasto-visco-plastica del materiale.

Le possibili deformazioni sono:

- **Deformazioni elastiche.** Compaiono con l'applicazione del carico e sono immediatamente recuperate quando il carico viene rimosso.
- **Deformazioni viscosi.** Comparsa di deformazione a causa dell'applicazione della sollecitazione a velocità di deformazione proporzionale allo sforzo. La deformazione raggiunge il suo valore massimo solo dopo che lo sforzo lo ha già raggiunto e la deformazione non viene recuperata fino a quando lo sforzo non viene rimosso.

Le deformazioni elastiche e viscosi possono prodursi contemporaneamente: viscoelasticità.

- **Deformazioni plastiche.** La deformazione si produce contemporaneamente all'applicazione dello sforzo e non svanisce con la sua rimozione.

Le deformazioni elastiche, viscosi e plastiche possono avvenire contemporaneamente: elasto-visco-plasticità. [5]

3.4.1 Fasi Creeping

La risposta a creep si determina attraverso un semplice test applicando un carico costante nel tempo su di una provetta uniassiale.

- ***primo stadio*** (creep primario): all'applicazione del carico si ha la deformazione elasto-plastica, che aumenta con velocità decrescente favorita dalla mobilità delle dislocazioni più favorevoli ovvero quelle che avvengono con minor tensione.

- **secondo stadio** (creep secondario): si stabilisce un equilibrio tra l'incrudimento e la ricristallizzazione la velocità di deformazione diminuisce al minimo e diventa quasi costante.
- **terzo stadio** (creep terziario): la deformazione aumenta rapidamente, arrivando velocemente alla rottura, a causa delle microcricche appuntite e dei microvuoti tondeggianti (nei punti di incontro di tre cristalli) e soprattutto dello scorrimento diffusivo dei giunti dei grani (cioè i grani si allungano per diffusione di atomi nella direzione della trazione e di vacanze nella direzione normale).

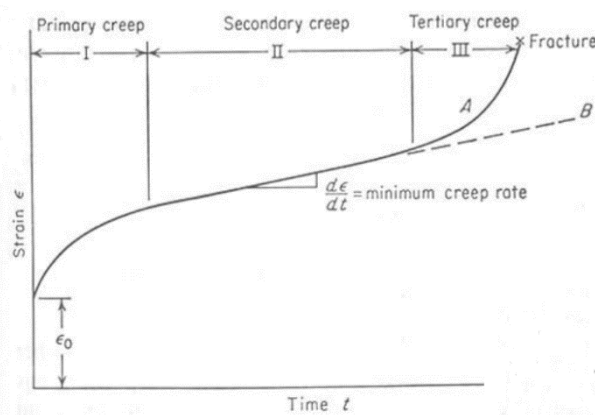


FIGURA 21: FASI CREEPING, (RIVOLTA, 2013)

Queste fasi sono valide a temperature inferiori alla temperatura di transizione vetrosa la quale segna il confine tra lo stato amorfo vetroso dei polimeri e lo stato amorfo gommoso.

La temperatura limite varia drasticamente le proprietà meccanica dei polimeri scongelando i movimenti di contorsione e rotazione di segmenti di molecole di circa 40-50 atomi. La temperatura di transizione vetrosa di un polimero dipende da ogni parametro che possa influire sulla mobilità di catena (gruppi sostituenti sulla catena principale, presenza di doppi legami nella catena principale) o sul volume libero (massa molecolare media).

Per valori crescenti di temperatura la viscosità è così bassa da dar modo ad una bassa tensione di scaricarsi sull'elemento viscoso in serie, deformandolo senza riuscire a deformare in modo apprezzabile gli elementi elastici: il polimero ormai è allo stato fuso e si comporta come un fluido viscoso.

Lo scorrimento viscoso è un fenomeno termicamente attivato e la velocità di deformazione può essere descritta da una legge di Arrhenius la quale è un'equazione differenziale lineare del primo ordine omogenea a coefficienti costanti che mette in relazione la costante di velocità con la variazione di temperatura. [4]

$$k = k_0 * e^{-\frac{\Delta E}{R*T}}$$

k è la costante di velocità

k₀ è un fattore pre-esponenziale, costante per variazioni di temperatura non troppo elevate

ΔE è l'energia di attivazione, anch'essa costante per variazioni di temperatura non troppo elevate

R è la costante dei gas

T è la temperatura assoluta

3.4.2 Sperimentazione Creeping

Per analizzare il creep si fa riferimento al modello a quattro elementi che accoppia in serie il modello di Maxwell ed il modello di Kelvin-Voight.

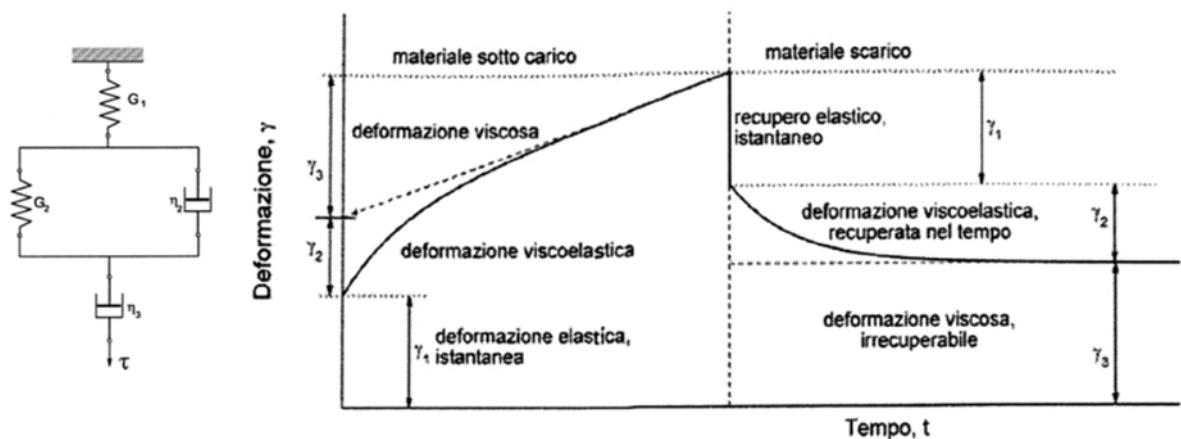


FIGURA 22: COMPORTAMENTO DEL MATERIALE ALL'AZIONE DI CARICO E SCARICO DI UNA FORZA SECONDO IL MODELLO MATEMATICO DI KELVIN-VOIGHT

Con opportune modifiche, la prova standard di trazione può essere adattata per investigare la risposta viscoelastica dei materiali in regime di elevata temperatura. La tipologia di prova più semplice è rappresentata dal test di trazione a carico e temperatura costante.

Le prove di creep possono avvenire:

- a carico costante
- a sforzo costante

3.4.3 Creep: Carico costante vs Sforzo costante

La risposta a creep di solito si ottiene in condizioni di carico costante per motivi di convenienza, praticità e semplicità.

Al procedere della deformazione a creep lo sforzo effettivo, o vero, varia continuamente a causa della progressiva riduzione d'area con conseguente effetto sul creep rate.

La curva a carico costante diverge da quella a sforzo costante fin da piccoli valori di deformazione.

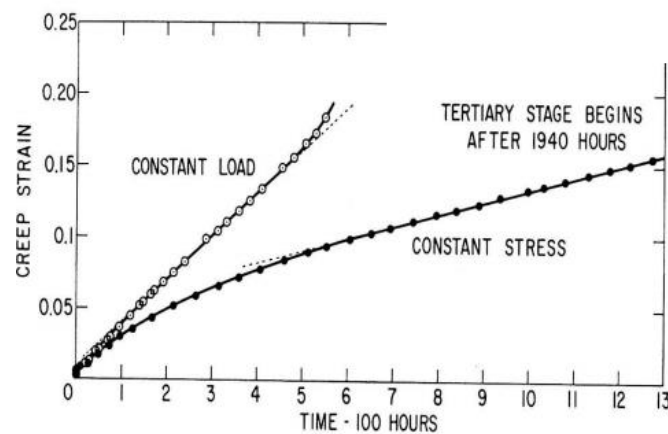


FIGURA 23: CONFRONTO DEL RATE CREEP IN FUNZIONE DI UNA PROVA A CARICO COSTANTE E A SFORZO COSTANTE, (RIVOLTA, 2013)

Se si assume valida l'ipotesi di costanza del volume plastico, lo sforzo vero in una prova a carico costante è dato dall'equazione:

$$\sigma = \frac{P}{A} = \frac{P}{A_0} (1 + e) = \sigma_0 \exp(\epsilon)$$

Pertanto, in trazione, lo sforzo vero è sempre più grande di quello nominale mentre vale l'inverso per la compressione.

Poiché il creep rate è fortemente dipendente dallo sforzo, è necessario che lo studio del comportamento a creep venga fatto a sforzo costante. [4]

3.4.3.1 Macchina creep costante

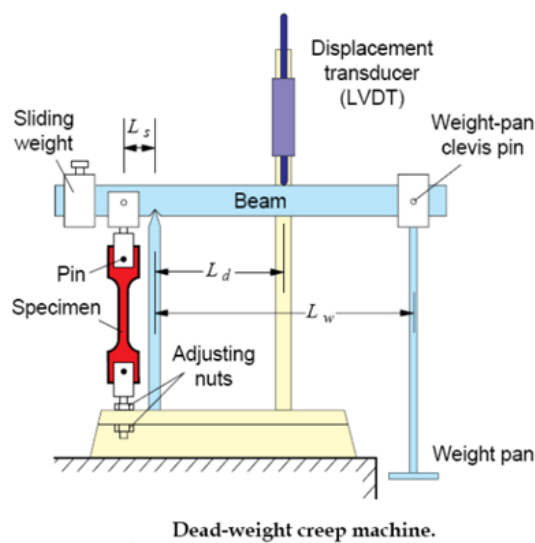


FIGURA 24: RAPPRESENTAZIONE FUNZIONALE DI UNA MACCHINA PER PROVA A CREEP A CARICO COSTANTE

Una delle prime macchine meccaniche per lo studio del creep si basavano su un peso che attraverso un gioco di leve scaricava la sua forza al provino, un trasduttore di spostamento segnava gli spostamenti di allungamento e questo era un tipo di prova a carico costante.

Ora queste prove sono condotte con presse idrauliche in grado di applicare carichi molto maggiori ed acquisire dati con molta più precisione.

3.4.4 Fattori influenzanti creep

Si è scoperto che il fenomeno del creep è fortemente influenzato dalla temperatura a cui avviene la prova tanto che esistono combinazioni di temperatura e sforzo per cui si ha la medesima risposta di deformazione in funzione del tempo per diversi materiali. [5]

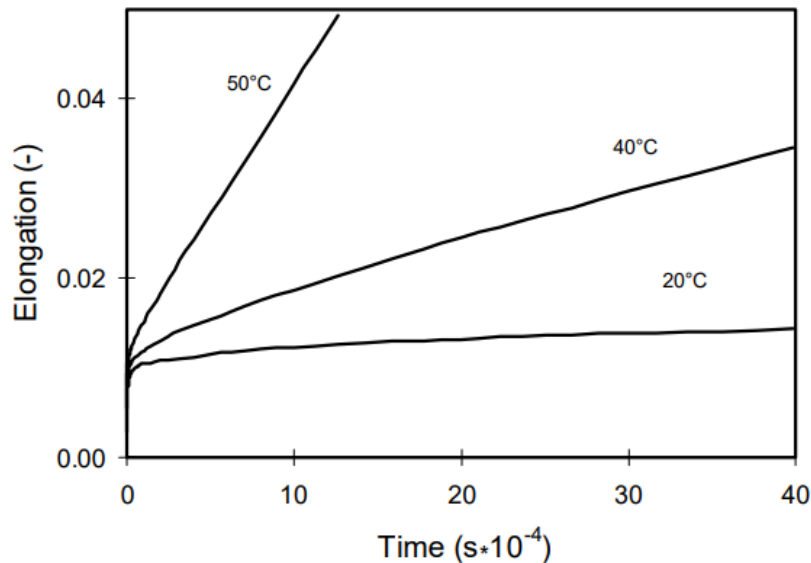


FIGURA 25: ANDAMENTO CREEP DI UN MATERIALE POLIMERICO CON MODULO DI YOUNG DI 110GPA E CARICO DI 0,6 GPa VARIANDO LA TEMPERATURA, (GOVAERT, 1990)

I fenomeni che più influenzano la resistenza allo scorrimento viscoso sono:

- Sforzo; il carico che applichiamo al provino
- Temperatura, p
- Microstruttura

Per poter descrivere il comportamento a creep in un materiale è necessario stabilire la relazione che lega questi tre parametri di influenza: $\epsilon_c = f(\sigma, T, t, Z)$ $\epsilon_c = f(\sigma, T, Z)$.

3.4.5 Creeping Nei Polimeri

Il peso molecolare del polimero influisce sul suo comportamento di scorrimento, l'effetto dell'aumento del peso molecolare tende a promuovere il legame secondario tra le catene polimeriche e quindi rende il polimero più resistente al creep.

Allo stesso modo, i polimeri aromatici sono ancora più resistenti al creep a causa della maggiore rigidità degli anelli. I polimeri aromatici sono polimeri con l'aggiunta di stabilizzanti o materiali di rinforzo quali vetro e fibre di carbonio oppure con l'aumento del grado di polimerizzazione.

L'aumento della stabilità della temperatura con l'aggiunta di unità aromatiche è dovuto al fatto che la stabilità della temperatura di un polimero è determinata dalla sua resistenza al degrado termico e alla sua resistenza all'ossidazione.

Sia gli anelli di peso molecolare che quelli aromatici aumentano la stabilità termica dei polimeri, aumentando la resistenza al creep di un polimero.

I dati viscoelastici di scorrimento possono essere rappresentati in due modi.

Il primo metodo consiste nel tracciare lo sforzo totale in funzione del tempo per una determinata temperatura. Qui posso andare ad individuare le tre zone di scorrimento; primario, secondario e terziario, in funzione di una temperatura o più temperature tracciando così una famiglia di rette.

Il secondo metodo consiste nel rappresentare visivamente la viscosità viscoelastica in un materiale tracciando il modulo di scorrimento (sforzo applicato costante diviso la deformazione totale in un determinato momento) in funzione del tempo. Al di sotto del suo stress critico, il modulo di viscosità visco-elastica è indipendente dallo stress applicato, questo metodo prende il nome Sherby e Dorn dai due ricercatori che per primi l'hanno sviluppato.

3.4.5.1 I Metodo

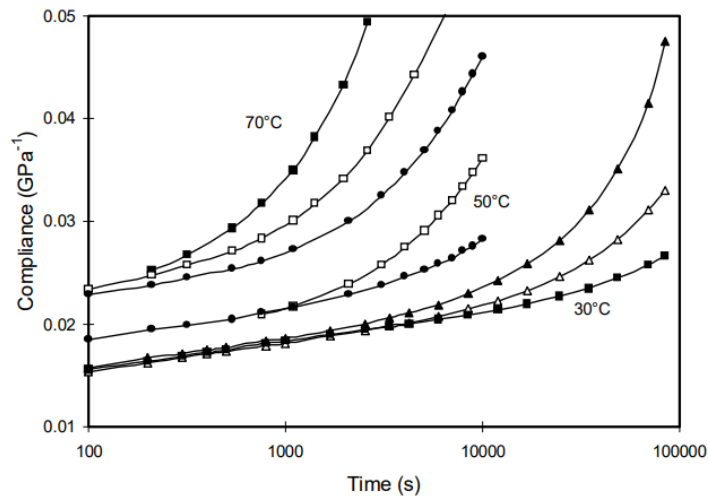


FIGURA 26: COMPORTAMENTO DYNEEMA SK66 A DIFFERENTI LIVELLI DI CARICO E TEMPERATURA, (GOVAERT, 1990)

Il caso in FIGURA 27 è di una fettuccia Dyneema SK66 e mostra il comportamento al variare della temperatura e della tensione applicata, il tempo della prova viene riportato in funzione logaritmica.

Nella prima parte ha un andamento lineare logaritmico questo perché si trova nella fase di creep primario.

Appena inizia il creep secondario l'inclinazione del grafico aumenta.

In queste fasi iniziali del grafico sembra essere poco influenzato dalla temperatura rispetto alla fase di creep terziario.

Si nota la differenza di resistenza al creeping a carichi più alti è molto più visibile ad alte temperature che porta le curve a distanziarsi molto cosa che non avviene ai 30 °C non essendo più visco-elastico ma diventando plastico.

3.4.5.2 II Metodo

Sherby e Dorn hanno introdotto un nuovo metodo per analizzare i dati di deformazione, tracciando la velocità di deformazione rispetto allo sforzo.

Nella fase iniziale il creep rate è alto ma diminuisce all'aumentare dell'allungamento per poi livellarsi.

Per valori bassi di sforzo come 0.5 GPa non è bastato la durata della prova di 24 ore per rendere costante il creep rate.

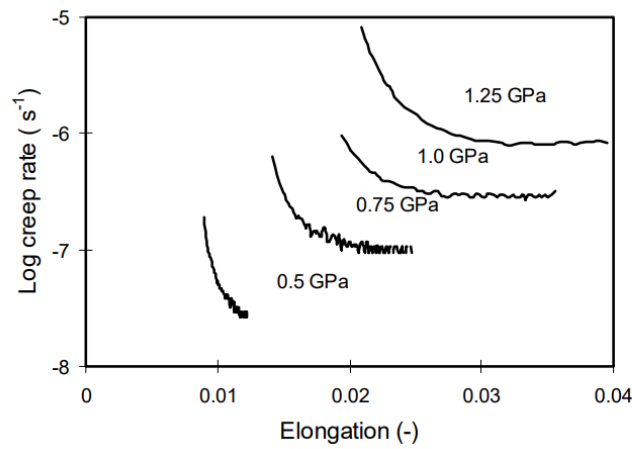


FIGURA 27: GRAFICO CREEP DI SHELBY-DORN SU DYNEEMA SK66, (GOVAERT, 1990)

3.4.6 Andamento logaritmico del creeping

A carichi di lavoro tipici (dal 5 al 50% del carico di rottura) il polietilene ad altissimo peso molecolare (Spectra, Dyneema) mostrerà scorrimento lento nel tempo, mentre il poliestere o le aramidi (Twaron, Kevlar) mostreranno un creep logaritmico nel tempo.

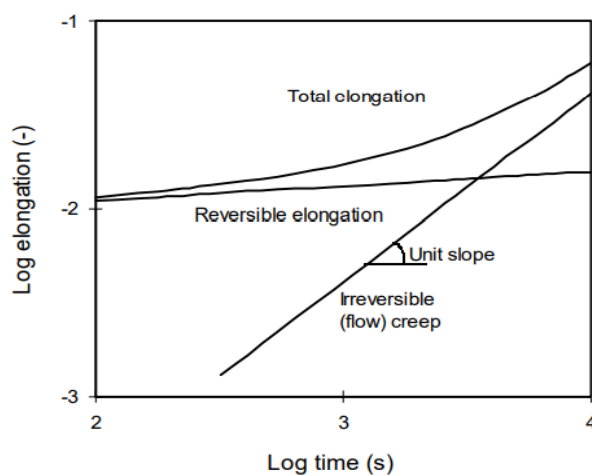


FIGURA 28: CONTRIBUTO REVERSIBILE E IRREVERSIBILE DELLO SCORRIMENTO VISCOSO, (GOVAERT, 1990)

Dalla figura è possibile notare come l'allungamento è composto in due contributi rappresentabili da una linea retta su una doppia scala logaritmica.

Tale retta è rappresentabile dall'equazione:

$$\varepsilon(t) = ct^n$$

c =coefficiente andamento creep

t = tempo

n = inclinazione retta

Il primo contributo, con una piccola pendenza (circa 0,07), rappresenta il fattore reversibile dello strisciamento cioè al momento dello scarico della fibra, questa parte dell'allungamento ritorna alla condizione iniziale.

Il secondo contributo è rappresentato da una linea con pendenza unitaria, mostra che questa parte dell'allungamento aumenta in proporzione al tempo di caricamento e rimane anche dopo aver scaricato le fibre.

Queste conclusioni valgono solo per fasi di creep primario e secondario, non valgono invece per il creep terziario.

I processi reversibili e irreversibili di creep si verificano simultaneamente. La definizione di questi è quindi diverso da quello dello scorrimento viscoso primario e secondario, che si verificano, per definizione, sequenzialmente.

Tuttavia, è vero che nella regione I (strisciamento primario) lo scorrimento reversibile è il contributo dominante mentre lo strisciamento irreversibile è piccolo. Nella regione II (scorrimento secondario) la situazione è rovesciata, qui lo scorrimento irreversibile è il contributo dominante.

4. Prova in laboratorio

Tutte le prove sperimentali sono state condotte su di una macchina servo-idraulica Instron 8033 con cella di carico di 250 kN, controllabile in termini di corsa e spostamento e i dati sono acquisiti tramite software TestStar Station Manager versione 3.1, MTS Corporation.

La macchina è composta da un basamento e una traversa fissa che danno solidità e rigidità alla struttura durante le prove, il pistone idraulico comandato direttamente dal circuito idraulico a circuito chiuso compie gli spostamenti.



FIGURA 30: PARTICOLARE PERNO $\phi 10$

FIGURA 29:
DISPOSIZIONE
E FETTUCCIA
DYNEEMA
NELLA
MACCHINA DI
PROVA



Nel caso della prova a creeping delle fettucce Dyneema abbiamo usato afferraggi con perno di diametro $\phi 10$, diametro minimo per garantire che non si rompesse o flettesse troppo alterando troppo i dati sugli spostamenti.

La cella di carico ha la funzione di registrare la forza reale che si sta imprimendo al provino ed essendo direttamente sugli afferraggi non è influenzata dalle piccole deformazioni che può subire la macchina.

La macchina è gestita da un computer che ne controlla gli spostamenti e raccoglie istante per istante i dati provenienti dalla cella.

4.1 Calcolo Forza

Il prototipo Emilia 4 pesa 350 kg senza passeggeri a bordo essendo la distribuzione dei pesi al 50% al posteriore e 50% all'anteriore su ogni ruota è applicata una forza di 85 kg.

Consideriamo ora un coefficiente maggiorativo dovuto alla balestra di 1.186 che porta il peso complessivo a 100 kg approssimato a 1 kN, questo sarà assunto come carico minimo di esercizio.

Il valore massimo nella prima prova è stato impostato a 5 kN con l'intento di portare grande stress alla fettuccia, nelle due prove successive abbiamo usato 2 kN di forza a distanza di 24 e 168 ore dalla prima prova.

Nel programma di acquisizione è possibile decidere quali dati registrare e per questa prova sono state memorizzate le forze applicate al provino e i peaks (picco) e valley (valle) degli spostamenti.

Il tempo di applicazione della prova è stato impostato a 0.5 Hz, non era possibile alzarlo troppo perché altrimenti la pressa non era in grado di imprimere la forza avendo una certa inerzia idraulica.

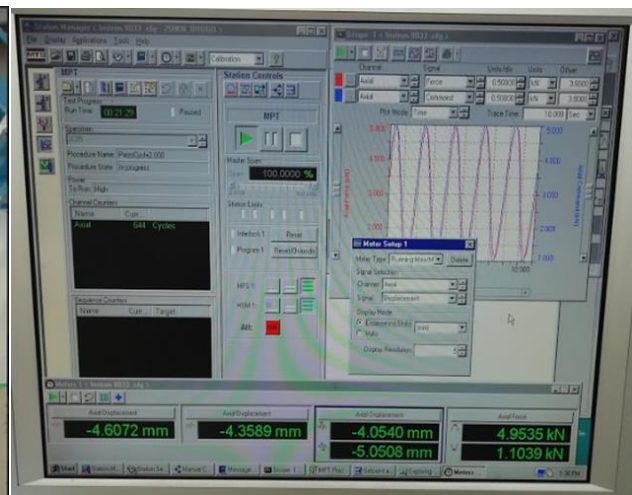


FIGURA 31: SCHERMATA SOFTWARE TESTSTAR STATION MANAGER PER IL CONTROLLO DELLA PRESSA CON SALVATAGGIO DEI PEAKS E VALLEY

FIGURA 32: PRESSA INSTRON 8033 DURANTE LA PROVA DI CREEPING

Le fettucce con cui sono stati eseguiti i test erano quelle usate durante la gara ASC, sono state riscontrate diverse lunghezze a riposo dovute principalmente al tipo di tappa su cui sono state utilizzate.

La terza tappa, quelle catalogate con la serie C sono quelle maggiormente deformate avendo affrontato il tratto montano della competizione e quindi quello più impegnativo per la parte meccanica.

Le fettucce sono state divise in: circuito, tratto A, B e C riportando questi valori di deformazione.

1A=118.10 mm 2A=118.05 mm

1B=116.15 mm 2B=114.90 mm

1C=119.10 mm 2C=119.50 mm

circuito1=119.10 mm circuito2=118.00 mm

La fettuccia 2C è quella testata alla prova da 1 kN-5k N per 10018 cicli e alla fine aveva una lunghezza di 121.00 mm, segnando così un allungamento di 1.50 mm.



FIGURA 33: LA FETTUCIA 2C È STATA SOTTOPOSTA ALLA PROVA DI 10018 CICLI CON FORZA 1 kN-5 kN MENTRE LA 1C NON HA SUBITO PROVE

4.2 Analisi prove effettuate in laboratorio

Sono state svolte prove sperimentali con un incremento del carico fino alla rottura della fettuccia. La forza minima 1 kN e carico incrementale di 2 kN con una frequenza di 0.5 Hz.

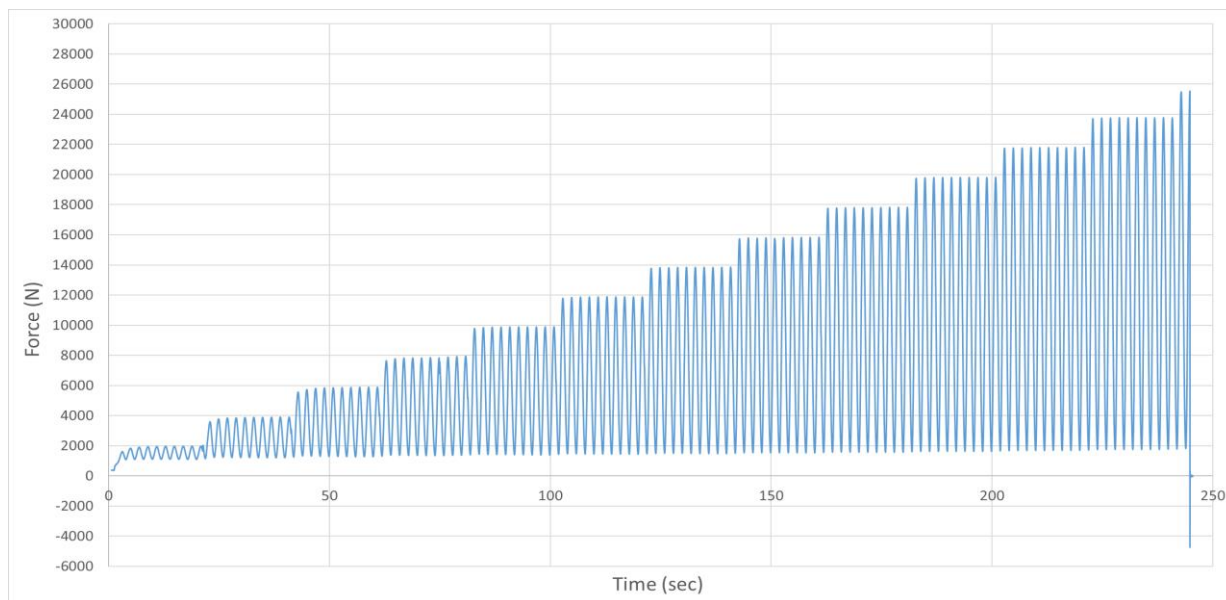


FIGURA 34: INCREMENTO FORZA DELLA PROVA A ROTTURA

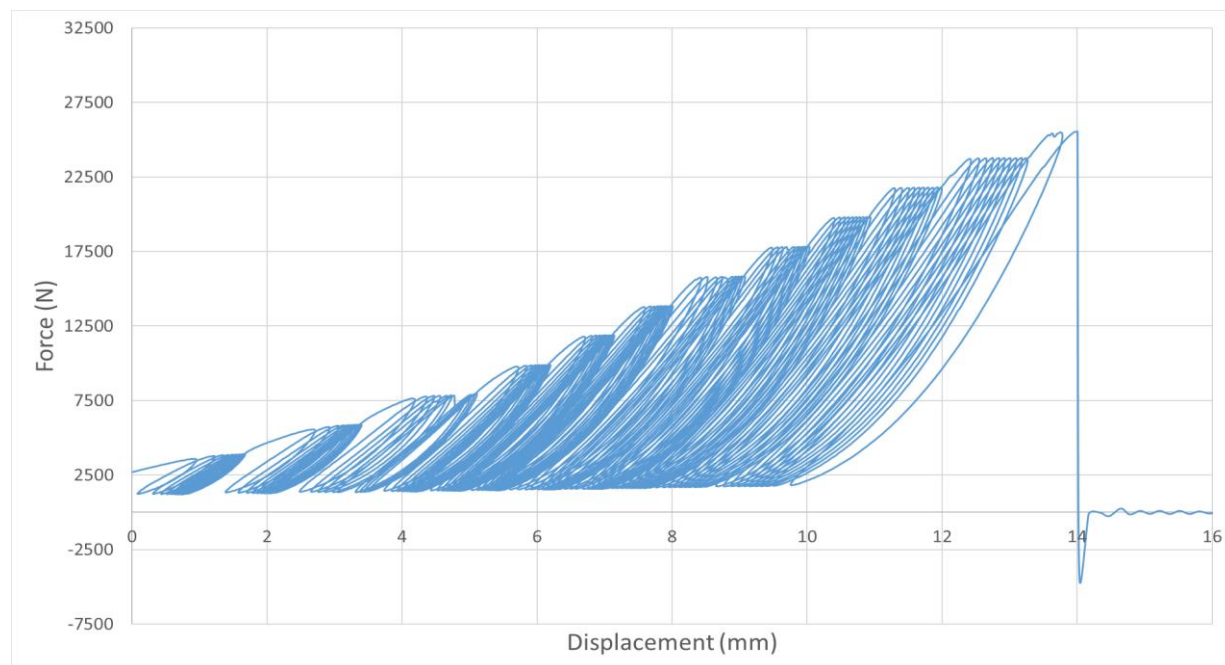


FIGURA 35: CREEP PROVA A ROTTURA

La fettuccia Dyneema dai valori rilasciati dal costruttore certificava un carico a rottura di 22 kN, durante il test ha resistito a un carico di 24 kN per poi arrivare a cedere all'incremento successivo.

Come è possibile notare dal grafico il fenomeno di creep nei primi cicli è molto intenso, questo è visibile perché le isteresi sono molto distanti tra loro nei primi cicli a carico aumentato andando ad avvicinarsi nei successivi.



FIGURA 36: ROTTURA FETTUCCIA DYNEEMA AL CARICO DI 25.2 kN

4.3 Andamento Forza-Allungamento

La FIGURA 38 mostra l'andamento dell'allungamento della fettuccia in funzione della forza applicata, la prova è stata svolta in controllo di forza a temperatura ambiente (25 °C).

I cicli totali della prova sono stati 10050 in un range di forza tra i 1 kN e i 5 kN, alla frequenza di 0.5 Hz per un tempo di circa 5:30 ore.

Il grafico mostra soltanto i primi 20 cicli perché poi l'andamento si è stabilizzato risultando uguale anche per i cicli successivi, in quelli iniziali è possibile notare l'assestamento della sinusoidale dell'allungamento con quella del carico.

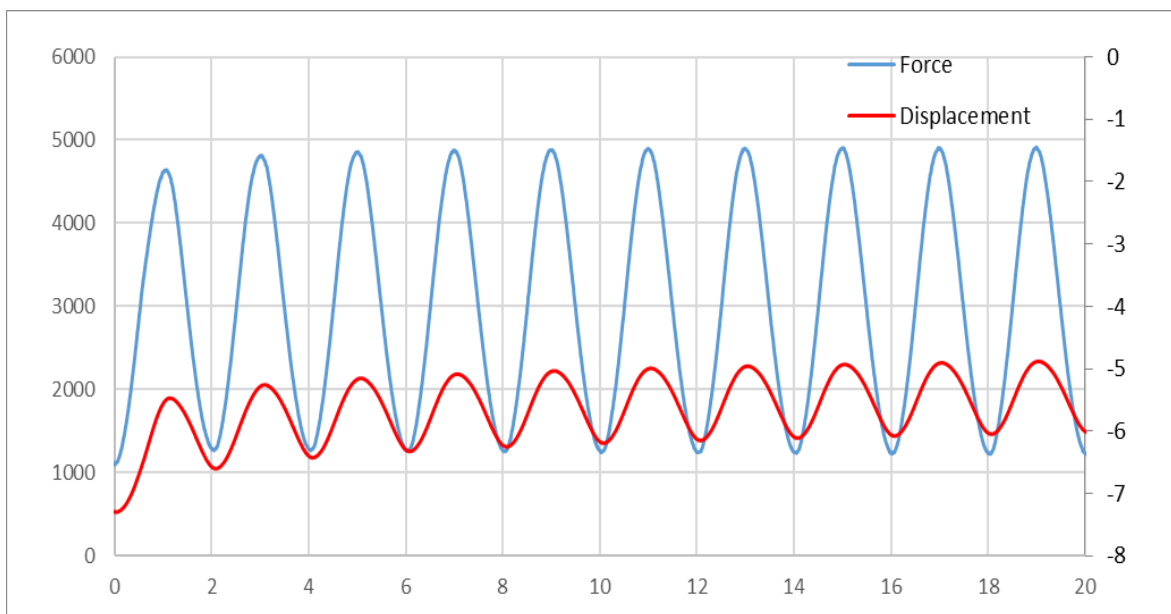


FIGURA 37: ADATTAMENTO DELL'ALLUNGAMENTO ALLA FORZA APPLICATA

4.4 Grafico spostamento

La FIGURA 38 rappresenta la prova di 10147 cicli tra una forza minima di 1 kN e massima di 5 kN, mostra gli spostamenti iniziali come siano molto più significativi per poi assumere un andamento asintotico cioè stabilizzarsi mantenendosi uniformi ad alto numero di cicli.

La linea rossa rappresenta il valore degli spostamenti al carico massimo ovvero 5 kN e tenda a stabilizzarsi tra i 3,50 mm e 4,00 mm dal millesimo ciclo fino al termine.

La linea blu rappresenta il valore degli spostamenti al carico minimo di 1 kN.

Sarà più evidente nella FIGURA 42 che in realtà ciò non avviene ma ha andamento incrementale.

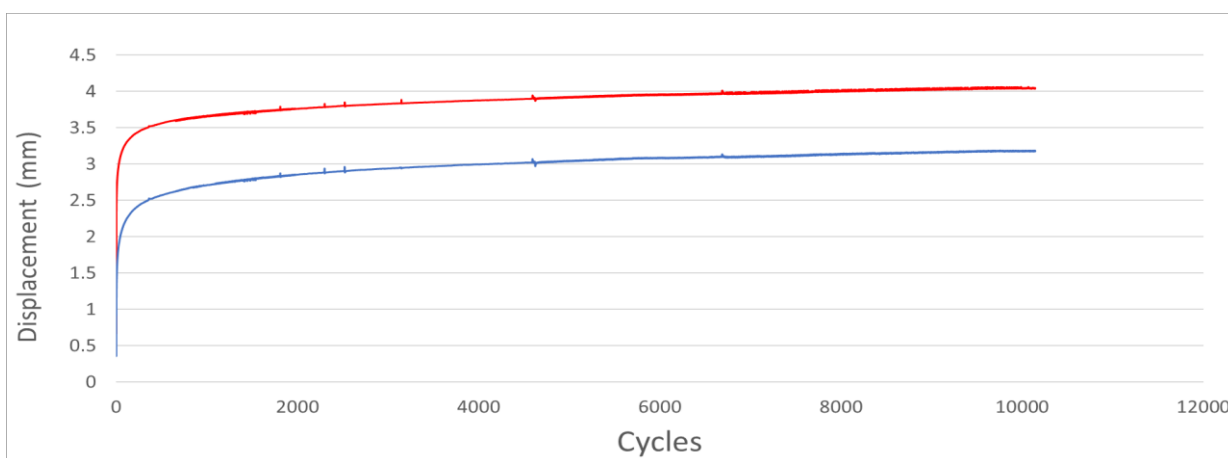


FIGURA 38: ALLUNGAMENTO PROVA 1 kN-5 kN, IN ROSSO È RIPORTATO IL CARICO MASSIMO E IL BLU PER QUELLO MINIMO

La FIGURA 39 rappresenta gli allungamenti della stessa fettuccia del ciclo precedente testata ad un'ulteriore prova a creeping a distanza di un giorno con un carico massimo inferiore per analizzare l'andamento dello scorrimento viscoso.

La prova è stata di 10178 cicli ed a un carico massimo di 2 kN e minimo di 1 kN, i valori raccolti mostrano un allungamento più importante nel primo centinaio di cicli per poi calare e stabilizzarsi su un valore prossimo a 2.95 mm.

La linea rossa rappresenta lo spostamento quando è applicata la forza di 2 kN mentre quella blu per la forza minima di 1 kN.

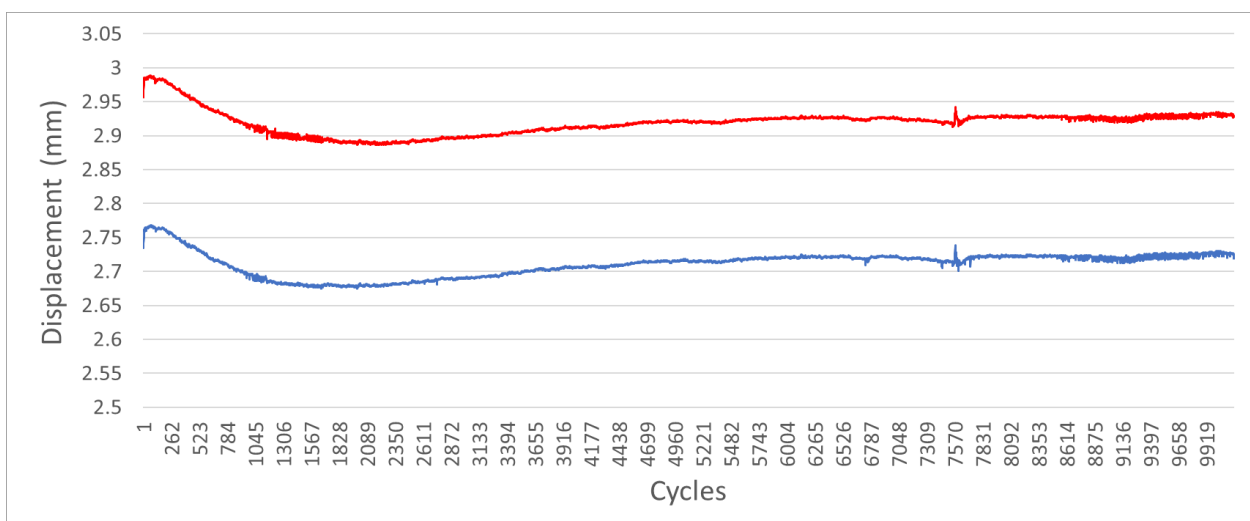


FIGURA 39: ALLUNGAMENTO PROVA 1 kN-2kN DOPO 1 GIORNO DALLA PROVA A 5 kN, IN ROSSO È RIPORTATO IL CARICO MASSIMO IN BLU IL MINIMO

La FIGURA 40 riporta il grafico dell'allungamento della fettuccia a una terza prova a creeping mantenendo le forze uguali alla seconda prova ma con 7 giorni di distanza dalla prima.

La prova è stata compiuta con 10077 cicli alla frequenza di 0.5 Hz e con un carico oscillatorio tra 1-5 kN.

L'andamento dello scorrimento è molto simile al test precedente, la linea rossa rappresenta sempre l'allungamento dovuto alla forza massima e dopo adattamento iniziale si stabilizza sui 2.8 mm, la linea blu rappresenta il carico minimo.

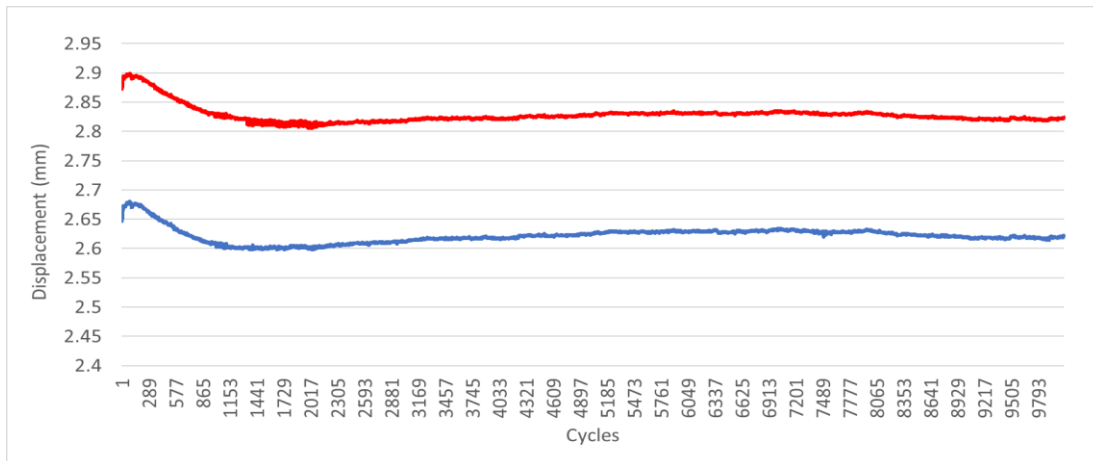


FIGURA 40 : ALLUNGAMENTO PROVA 1 kN-2kN DOPO 7 GIORNI DALLA PROVA A 5 kN, IN ROSSO È RIPORTATO IL CARICO MASSIMO IN BLU IL MINIMO

Nella FIGURA 41 sono rappresentati gli andamenti degli scorrimenti vischiosi in una scala logaritmica che risulta migliore per studiare fenomeni molto accentuati all’inizio ma che poi tendono a stabilizzarsi nelle fasi finali.

La curva rossa, rappresentativa del test a 1-5 kN sottolinea che l’andamento non è asintotico come si poteva pensare dalla FIGURA 39 ma bensì tende a crescere con uno sviluppo positivo.

La curva blu e quella viola rappresentano il creeping delle prove con 1-2kN svolte rispettivamente dopo un giorno e dopo sette giorni.

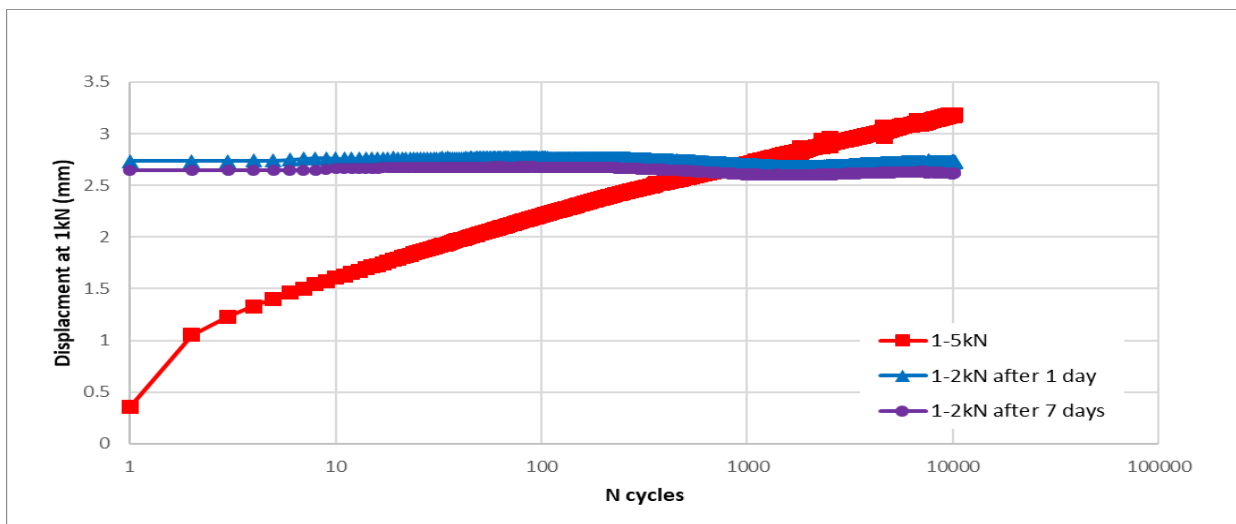


FIGURA 41: GRAFICO LOG-LOG CHE MOSTRA INCREMENTO DEL CREEP NELLE TRE PROVE E COME VARIA IN RELAZIONE AL CARICO E I CICLI

L’andamento delle prove a 1-2 kN è simile, con valori iniziali di 2,73 mm per la linea blu e 2,63 mm di quella viola con una differenza di 0,1 mm, valore approssimabile allo zero tanto da poter considerare lo scorrimento residuo come non in funzione del tempo.

In dato più significativo che si nota dal grafico è il valore ultimo della prova a 1-5 kN che registra 3,14 mm mentre nelle prove successive l'allungamento inizia vale rispettivamente 2.73 e 2.63 ciò sottolinea che il fenomeno di creeping per questo polimero è limitato e considerevolmente stabile.

4.5 Script Matlab per analisi dati pressa

```
clear all; close all; clc;

% Load file (anche con righe testo)
[FileName,PathName,FilterIndex] = uigetfile('*.txt')

fid = fopen(fullfile(PathName, FileName));
lineArray = cell(10000000,1); %% Pre allocate a cell array (larger than is needed)
lineIndex = 1; %% Index of cell to place the next line in
nextLine = fgetl(fid); %% Read the first line from the file
while ~isequal(nextLine,-1) %% Loop while not at the end of the file
    lineArray(lineIndex) = nextLine; %% Add the line to the cell array
    lineIndex = lineIndex+1; %% Increment the line index
    nextLine = fgetl(fid); %% Read the next line from the file
end
fclose(fid);

% Remove empty lines, if needed
istart=2;
lineArray = lineArray(istart:lineIndex-1);

% Load only lines with values data
lineArrayR=cell(lineIndex,1);
ii=1;
for iLine = 1:lineIndex-1-istart %% Loop over lines
    if length(lineArray(iLine))>1
        if isstrprop(lineArray(iLine)(1),'digit')==1 %% INPUT
            lineArrayR(ii,1)=lineArray(iLine);
            ii=ii+1;
        end
    end
end
lineArrayR=lineArrayR(1:ii-1,1);

% Divide the data line into colums with values
c=4; % numero colonne dati INPUT mi dice quante colonne di dati ci sono
M=zeros(ii-1,c);
for i=1:1:ii-1
    MM(i,1:c)=str2num(lineArrayR(i));
end

r=ceil(size(MM,1)/2)*2-2;
M=MM(1:r,1:3);
C = ( 1 + 0:(r/2) )';

MIN=M(2:2:end,:); % fa un vettore con tutti i valori nella posizione pari
MAX=M(1:2:end,:); % fa un vettore con tutti i valori nella posizione dispari

M=[C(:,1),MIN(:,1),MIN(:,2),MAX(:,2),MIN(:,3),MAX(:,3)]; %ordino le colonne della matrice
D=M(:,4)./M(:,6); % normalizzo lo spostamento massimo in funzione della forza max
```

```

%% Retta

- x0=M(1,3); %post.min
- x1=M(1,4); %post.MAX
- y0=M(1,5); %forza.min
- y1=M(1,6); %forza.MAX

%facio la retta passante per i punti minimo e massimo del primo
%ciclo, andandolo a intersecare con l'asse delle ascisse noto
%c'è un offset da cui parte il ciclo.
%rettal è l'eq di una retta passante per 2 punti e x2 la distanza
%dall'origine.

% $m = (y_0 - y_1) / (x_0 - x_1)$  %coef.angolare
% $q = (y_1 - m * x_1)$  %termine noto
% $x_2 = -(q/m)$  %offset

- x2=-7.6557

- M1=M(:,3)-x2;
- M2=M(:,4)-x2;

- newM=[M(:,1:2),M1,M2,M(:,5:6)];

- figure

- plot(newM(:,4),newM(:,6))
- xlabel('dist.max');
- ylabel('forza');

%% Grafici
figure
- ax1=subplot(2,1,1)
- hold on
- plot(newM(:,1),newM(:,6))
- xlabel('cicli')
- ylabel('forza')

- plot(newM(:,1),newM(:,5))
- hold off

- ax2=subplot(2,1,2)
- hold on
- plot(newM(:,1),newM(:,4))

- plot(newM(:,1),newM(:,3))
- xlabel('cicli')
- ylabel('spostamenti')
- hold off

- figure

- plot(newM(:,1),newM(:,4))

- xlabel('cycles')
- ylabel('Displacement')

```

5. Conclusioni

Si è studiato il caso applicativo di una fettuccia in materiale Dyneema installata nelle sospensioni anteriori del veicolo Emilia 4, un prototipo di auto elettrica con la possibilità di ricaricare le batterie attraverso i raggi solari grazie a celle fotovoltaiche. Il giunto in materiale polimerico è stato confrontato con una soluzione convenzionale, ovvero attraverso l'utilizzo di snodi sferici Uniball. Attraverso l'utilizzo del catalogo Schaublin si è scelto l'utilizzo della serie competizione SMEM .50/.51/.52 perché ha una resistenza al carico massimo superiore rispetto a quello di progetto e la dimensione del diametro per il perno interno sufficiente per scaricare la forza sul triangolo superiore della sospensione. La lubrificazione è assente grazie alla presenza di uno strato di Uniflon®E tra l'anello interno in un acciaio per cuscinetti (100Cr6) e l'anello esterno in acciaio ad alta resistenza (34CrNiMo6) che assicura un collegamento senza gioco. Il perno di fissaggio ha un diametro di 6 mm in acciaio 38NiCrMo4 che risulta il più adatto all'impiego grazie ai valori delle tensioni di snervamento e flessione e verificato a flessione e taglio. Il collare di collegamento delle giunzioni sferiche è stato dimensionato in lega di alluminio 7075 per le ottime proprietà di resistenza e leggerezza con un diametro interno M6 per l'avvitamento con l'Uniball per un peso di 8.41 gr. Il peso totale si aggira sui 44.41 gr nettamente superiore rispetto ai 6 gr della fettuccia Dyneema la quale ha dimostrato ottimi valori di carico con rotture a 25 kN e una grande resistenza allo scorrimento viscoso (creep). Sono state svolte tre prove per verificare il comportamento a fatica con applicazione di un carico sinusoidale. La prima condotta con una forzante oscillante tra 1 e 5 kN che ha portato dopo 10000 cicli ad un allungamento di 3,14 mm al carico di 1 kN. A seguito del pre-allenamento la fettuccia è stata ritestata ad un carico oscillante tra 1 e 2 kN per 10000 cicli durante i quali l'allungamento è rimasto stabile tra 2.73 mm e 2.96 mm. La terza prova è stata condotta dopo una settimana sempre tra 1 e 2 kN e anche in questo caso l'allungamento è rimasto stabile tra 2.62 mm e 2.87 mm. Si può quindi osservare che dopo una fase di pre-stress iniziale ad un carico più elevato il fenomeno di creeping si stabilizza, a valori inferiori a 0.1mm e quindi del tutto trascurabili per lo specifico impiego. Quindi la soluzione con fettuccia Dyneema risulta la soluzione migliore per il collegamento della sospensione anteriore alla balestra del veicolo solare sulla base della resistenza a carico massimo, creeping a carico ciclico e a fatica, con un peso del 86% inferiore rispetto alla soluzione convenzionale con doppio giunto a Uniball.

Bibliografia

- [1] Shaublin, *Uniball, Catalogo generale*, Edizione 01.2007-I.
- [2] Unimo, 2017.
- [3] Jacobs, M. J. N., *Creep of gel-spun polyethylene fibres*, Technische Universiteit Eindhoven, 1999.
- [4] D Steglich, A Pironi, N Bonora, W Brocks, Micromechanical modelling of cyclic plasticity incorporating damage, *International Journal of Solids and Structures*, 2005.
- [5] Jian Yao, Cees W. M. Bastiaansen, Ton Peijs, *High Strength and High Modulus Electrospun Nanofibers*, pubblicato il 30 Aprile 2014.