

UNIVERSITÀ DI PISA

Dipartimento di Ingegneria Civile e Industriale
Sezione Ingegneria Aerospaziale



Tesi di Laurea Specialistica

**Progetto e costruzione della trasmissione fra motore
e eliche del velivolo anfibo IDINTOS**

Relatori

Candidato

Prof. Aldo Frediani

Fabio Simonetti

Ing. Riccardo Rossi

Anno Accademico 2013 – 2014

Vorrei ringraziare:

il Professore Aldo Frediani, l'Ing. Vittorio Cipolla e l'Ing. Fabrizio Oliviero per la disponibilità e pazienza dimostrata nei miei confronti;

l'Ing. Riccardo Rossi, l'Ing. Marco Doveri e tutti gli amici della Edi Progetti per la grande ospitalità e l'aiuto che mi hanno offerto nel realizzare questo lavoro;

i miei genitori ed i miei fratelli, la mia ragazza Simona e la sua famiglia, per avermi permesso di giungere a questo obiettivo, e per avermi supportato in questo lungo percorso.

INDICE

Indice delle Figure.....	5
Indice delle Tabelle	9
Capitolo 1. Introduzione Generale	10
1.1. Il PrandtlPlane	13
1.2. Considerazioni sul PrandtlPlane.....	16
Capitolo 2. Idintos.....	19
2.1. Normativa di Riferimento.....	21
2.2. Motore.....	25
2.2.1. Interfacce e Posizionamento del Motore	29
Capitolo 3. Soluzioni Preliminari	33
3.1. Soluzione con Rinvio Meccanico	40
3.2. Soluzione con Cinghia Dentata.....	43
Capitolo 4. Soluzione con Eliche Intubate	55
4.1. Layout ed Analisi Della Trasmissione A Cinghia	58
4.2. Telaio	67
4.3. Collegamento con il Motore	71
4.4. Mandrini Eliche.....	80
4.5. Galoppini	88
4.6. Tendicinghie.....	91
4.7. Collegamento con la Paratia	98

Capitolo 5. Analisi FEM del Telaio	103
5.1. Modello FEM	103
5.2. Analisi Statica	106
5.3. Dimensionamento a Fatica	112
Capitolo 6. Conclusioni	121
Appendice A – Dimensionamento Preliminare del Rinvio Angolare.....	123
Appendice B – Cinghie Dentate.....	129
Appendice C – Dimensionamenti dei Componenti dei Mandrini delle Eliche	143
Bibliografia	156

INDICE DELLE FIGURE

Figura 1: Evoluzione della tecnologia dei velivoli.....	12
Figura 2: Schema del Wing-Box di Prandtl	14
Figura 3: Distribuzione della portanza per il Best Wing System	14
Figura 4: Efficienza di vari sistemi portanti	15
Figura 5: Confronto tra la soluzione approssimata e quella in forma chiusa	15
Figura 6: Superfici di controllo longitudinale in una configurazione PrandtlPlane..	18
Figura 7: Velivolo ULM tipo PrandtlPlane.....	18
Figura 8: Prototipo IDINTOS Racer	20
Figura 9: Rotax 912 ULS completo di air box, alternatore esterno, governor idraulico dell'elica e deflettori d'aria per il raffreddamento dei cilindri.....	26
Figura 10: Riduttore del motore Rotax 912 ULS.....	26
Figura 11: Performance del motore Rotax 912 ULS.....	28
Figura 12: Sistema di riferimento del motore	30
Figura 13: Punti di attacco del motore	31
Figura 14: Dimensioni della flangia di interfaccia del motore	32
Figura 15: Sistema di riferimento del velivolo	32
Figura 16: Modello statico con sistema di ripiegamento delle ali	33
Figura 17: Modello trasmissione prototipo terrestre.....	34
Figura 18: Trasmissione prototipo terrestre lato motore	35
Figura 19: Trasmissione prototipo terrestre lato elica	35
Figura 20: Layout del velivolo	38
Figura 21: Disposizione dei principali componenti del velivolo	38
Figura 22: Spessore del profilo nella parte alta della deriva	39
Figura 23: Modello trasmissione orizzontale delle soluzioni preliminari	39
Figura 24: Modello soluzione preliminare con trasmissione meccanica.....	41
Figura 25: Schema costruttivo del rinvio angolare	42
Figura 26: Applicazione di cinghia dentata per il comando dell'elica di un autogiro	43
Figura 27: Applicazione di cinghia dentata (Conti® Synchrochain) all'aliante EB29	44
Figura 28: Applicazioni di cinghia dentata – Aereo Friedrichshafen 2012.....	44
Figura 29: Profili delle cinghie dentata.....	46

Figura 30: Confronto tra cinghie dentate – caso 1.....	48
Figura 31: Confronto tra cinghie dentate – caso 2.....	49
Figura 32: Modello soluzione preliminare con trasmissione a cinghia	51
Figura 33: Schema costruttivo del blocco puleggia.....	52
Figura 34: Risultati dimensionamento cinghia della soluzione preliminare	52
Figura 35: Ingombro della soluzione con cinghia in corrispondenza dell'incrocio tra deriva ed ala posteriore	54
Figura 36: Posizionamento dell'elica	54
Figura 37: Vista frontale IDINTOS	56
Figura 38: Vista assonometrica della trasmissione con cinghia.....	56
Figura 39: Vista laterale IDINTOS.....	57
Figura 40: Layout della trasmissione a cinghia per la soluzione con doppia elica... 58	
Figura 41: Tensionamento della trasmissione	59
Figura 42: Manicotti di cinghie dentate	61
Figura 43: Parametri principali per il posizionamento delle eliche intubate.....	61
Figura 44: Risultati dimensionamento cinghia della soluzione con doppia elica intubata.....	63
Figura 45: Valore dell'interasse puleggia motrice – puleggia elica in funzione del numero di denti della cinghia.....	65
Figura 46: Vista assonometrica del telaio	67
Figura 47: Travi di collegamento tra il mozzo centrale ed i mozzi delle eliche	68
Figura 48: Travi di collegamento tra i mozzi delle eliche e la paratia	68
Figura 49: Statori delle eliche intubate	69
Figura 50: Piastre di supporto per galoppini e tendicinghia	70
Figura 51: Collegamento del telaio con la paratia.....	70
Figura 52: Forze agenti sul mozzo centrale	70
Figura 53: Collegamento motore – trasmissione.....	71
Figura 54: Giubo con fascetta metallica.....	72
Figura 55: Componenti principali del “gruppo giubo”.....	73
Figura 56: Fasi di montaggio del “gruppo giubo”.....	74
Figura 57: Vista esplosa del “gruppo puleggia motrice”.....	75
Figura 58: Sezione del “gruppo puleggia motrice”	76
Figura 59: Vista di dettaglio del montaggio del cuscinetto.....	76
Figura 60: Ghiera con dispositivo di bloccaggio	77
Figura 61: Esempio di barra dentata	78

Figura 62: Vista superiore collegamento motore	78
Figura 63: Razze della puleggia motrice	78
Figura 64: Sezione del sottoassieme “mandrino elica sx”	80
Figura 65: Modello di calcolo per i cuscinetti dei mandrini delle eliche	82
Figura 66: Particolari costruttivi degli anelli di tenuta	83
Figura 67: Velocità di rotazione consentite per gli anelli di tenuta	83
Figura 68: Confronto tra i mandrini delle eliche	85
Figura 69: Vista esplosa del sottoassieme “galoppino sx”	88
Figura 70: Sezione del sottoassieme “galoppino sx”	90
Figura 71: Sezione del sottoassieme “galoppino sx”	90
Figura 72: Vista esplosa del sottoassieme “tendicinghia sx”	91
Figura 73: Registro tendicinghia.....	92
Figura 74: Vista sezioni del sottoassieme “tendicinghia sx”	92
Figura 75: Sezione A-A del sottoassieme “tendicinghia sx”	93
Figura 76: Sezione B-B del sottoassieme “tendicinghia sx”	94
Figura 77: Confronto tra i sottoassiami “tendicinghia sx” e “tendicinghia dx”	95
Figura 78: Schema di collegamento del telaio alla paratia.....	98
Figura 79: Esempio di montaggio in serie dei tamponi in gomma.....	99
Figura 80: Forze agenti sugli elementi elastici.....	100
Figura 81: Reazioni vincolari in corrispondenza delle boccole superiori	102
Figura 82: Reazioni vincolari in corrispondenza delle boccole inferiori.....	102
Figura 83: Spinte delle eliche e vincoli del telaio	102
Figura 84: Vista del modello	104
Figura 85: Definizione dello spessore per le strutture in parete sottile	104
Figura 86: Definizione dei contatti per alcuni componenti	105
Figura 87: Vincoli del modello	106
Figura 88: Condizione di carico "statica".....	107
Figura 89: Forze agenti sul mandrino sx in condizioni di carico “dinamiche”	107
Figura 90: Risultati analisi statica – precarico iniziale	108
Figura 91: Risultati analisi statica – applicazione coppia motrice	108
Figura 92: Modifiche al telaio.....	109
Figura 93: Tensioni nella parte inferiore dei tubi di collegamento del mandrino sx	110
Figura 94: Deformazioni del mozzo centrale.....	110
Figura 95: Boccola per il bloccaggio del tendicinghia dx	111

Figura 96: Curva di resistenza a fatica per giunti saldati in lega d'alluminio secondo Eurocodice 9.....	113
Figura 97: Dettagli strutturali.....	114
Figura 98: Impostazioni di calcolo	116
Figura 99: Storia di carico	117
Figura 100: Massime variazioni di tensioni dovute allo sbilanciamento delle eliche	118
Figura 101: Massime variazioni di tensioni dovute all'applicazione della coppia motrice	119
Figura 102: Trasmissione IDINTOS.....	122
Figura 103: IDINTOS.....	122
Figura 104: Composizione caratteristica di una cinghia dentata.....	129
Figura 105: Parametri caratteristici di una puleggia dentata	131
Figura 106: Parametri caratteristici della cinghia dentata.....	131
Figura 107: Parametri caratteristici in una trasmissione a due pulegge.....	133
Figura 108: Equilibrio della puleggia	135
Figura 109: Equilibrio in una trasmissione a due pulegge	137
Figura 110: Scelta preliminare del passo della cinghia	139
Figura 111: Trasmissione ad n pulegge	142
Figura 112: Risultati del calcolo della durata per il cuscinetto posteriore dei mandrini delle eliche.....	145
Figura 113: Geometria e schema di calcolo dell'albero dell'elica sx	146
Figura 114: CDS e tensione equivalente dell'albero dell'elica sx	147
Figura 115: Diagramma di Haigh per l'albero dell'elica sx.....	150
Figura 116: Deformata dell'albero dell'elica sx	151
Figura 117: Deformata dell'albero dell'elica dx.....	152
Figura 118: Parametri per il dimensionamento della linguetta.....	154

INDICE DELLE TABELLE

Tabella 1: Prestazioni del motore Rotax 912 ULS	27
Tabella 2: Pesi del motore Rotax 912 ULS.....	27
Tabella 3: Caratteristiche dei punti d'attacco del motore.....	31
Tabella 4: Componenti trasmissione orizzontale delle soluzioni preliminari	39
Tabella 5: Componenti trasmissione verticale con rinvio meccanico.....	41
Tabella 6: Componenti del rinvio angolare	42
Tabella 7: Componenti trasmissione verticale con cinghia dentata.....	51
Tabella 8: Forze agenti sugli alberi di calettamento del lato sx della trasmissione..	66
Tabella 9: Forze agenti sugli alberi di calettamento del lato dx della trasmissione..	66
Tabella 10: Componenti del “gruppo giubo”	79
Tabella 11: Componenti del “gruppo puleggia motrice”	79
Tabella 12: Cuscinetti radiali ad 1 corona di sfere con dimensioni nel range di interesse	81
Tabella 13: Caratteristiche anello O-ring	84
Tabella 14: Componenti del sottoassieme “mandrino elica sx”	86
Tabella 15: Componenti del sottoassieme “mandrino elica dx”	87
Tabella 16: Componenti del sottoassieme “galoppino sx”	89
Tabella 17: Componenti del sottoassieme “tendicinghia sx”	96
Tabella 18: Componenti del sottoassieme “tendicinghia dx”	97
Tabella 19: Componenti del collegamento con la paratia.....	99
Tabella 20: Caratteristiche principali del tampone 2525U.....	101
Tabella 21: Tensioni di riferimento dei dettagli strutturali	114
Tabella 22: Parametri geometrici dei componenti del telaio.....	120
Tabella 23: Durata dei cuscinetti dei mandrini delle eliche	144

Capitolo 1. INTRODUZIONE GENERALE

L'aviazione ha trasformato drasticamente la società negli ultimi 100 anni. I benefici economici e sociali, ottenuti con il trasporto veloce ed efficiente di merci e persone in tutto il mondo, sono stati immensi. La crescita del traffico aereo negli ultimi 50 anni è stata spettacolare, e fonti autorevoli stimano che continuerà a crescere anche in futuro. Le cifre riportate ad esempio nel “*Global Market Forecast 2011 – 2030*” di Airbus, vedono un crescita stimata del traffico aereo del 4.8% annuo, con una domanda che, nel 2030, sarà praticamente triplicata, ed una flotta di aerei raddoppiata.

Nel 2000 il Commissario Europeo per la Ricerca, Philippe Busquin, ha riunito un gruppo di personalità del mondo aeronautico, con lo scopo di fissare gli obiettivi e le linee guida per lo sviluppo futuro, in modo da soddisfare le esigenze della società e mantenere allo stesso tempo la leadership dell'Europa nel settore aeronautico.

Questo ha portato alla stesura di un primo documento, “*European Aeronautics: A Vision for 2020*” in cui si esponevano gli obiettivi prefissati, ed alla formazione dell'*Advisory Council for Aeronautics Research (ACARE)*, il quale doveva servire come punto di riferimento per coordinare ed indirizzare il settore della ricerca della comunità europea.

L'attività dell'ACARE ha portato allo sviluppo di una “*Strategic Research Agenda*” (SRA) a cui le varie attività potessero fare riferimento, in cui non si illustravano solo gli obiettivi strategici da raggiungere, ma anche le possibili linee guida da seguire per rendere possibile la loro visione per il futuro. Ulteriori documenti sono stati pubblicati in seguito dall'ACARE, tra cui la seconda edizione dell'Agenda (“*SRA 2*”) nel 2004, il “*2008 Addendum to the Strategic Research Agenda*”, “*Aeronautics and air transport: beyond vision 2020 (towards 2050)*” nel 2010, fino al più recente “*Flightpath 2050 – Europe's Vision for Aviation*” del 2011, in cui gli obiettivi prefissati risultano essere sempre più ambiziosi.

Questo nuovo approccio per lo sviluppo ha rappresentato sicuramente un punto di svolta nel settore aeronautico: si è passati infatti da un ottica del passato in cui gli obiettivi si basavano principalmente sugli aspetti commerciali, legati ai ricavi delle compagnie aeree (quali “*Higher, Further, Faster*”), ad una nuova visione incentrata invece anche sulle necessità dei passeggeri e sulla salvaguardia dell'ambiente (diventando così “*More Affordable, Safer, Cleaner and Quieter*”).

Sicuramente uno dei principali problemi da risolvere è quello dell'abbattimento dei costi operativi, che può essere affrontato grazie ad opportune innovazioni tecnologiche quali l'impiego di nuovi materiali per le strutture ed i motori, con la diminuzione dei costi di produzione e manutenzione etc.

Un altro modo per la riduzione dei *DOCs* potrebbe essere invece quello di incrementare il numero di passeggeri per volo, utilizzando quindi velivoli con maggiore capacità di carico. L'aumento di dimensioni degli aerei, che appare comunque inapplicabile per le brevi tratte, risulta essere limitata anche per le lunghe tratte. I regolamenti aeroportuali impongono infatti che l'area occupata dal velivolo non sia superiore a 80m x 80m, in modo che questo risulti essere "compatibile" con gli attuali aeroporti: questa linea di azione sembra quindi aver raggiunto il suo apice con la messa in servizio dell'*Airbus A-380*.

Un altro aspetto rilevante è invece quello dei consumi, la cui riduzione porterebbe vantaggi sia nel campo delle emissioni nocive che della riduzione dei costi. Anche se alcuni benefici possono essere ottenuti attraverso la diminuzione del peso complessivo dei velivoli, i target da raggiungere richiedono sicuramente sia un miglioramento in genere dell'apparato propulsivo, sia uno studio più accurato dell'aerodinamica dei velivoli, volto alla riduzione della resistenza. Se prendiamo ad esempio un grande aereo da trasporto, una riduzione dell' 1% della resistenza porterebbe dei benefici in termini di minor consumo dell'ordine di 400000 litri per anno: oltre all'evidente risparmio in termini di costi, si avrebbe anche una riduzione di 5000 kg di gas nocivi introdotti nell'atmosfera.

Attualmente la distribuzione di portanza lungo l'ala nei moderni aerei da trasporto ha raggiunto un livello tale di ottimizzazione che non possono essere facilmente ottenuti significanti riduzioni della resistenza indotta, anche se alcune migliorie sono state ottenute ad esempio con l'utilizzo delle *winglets* all'estremità alare. Per quanto riguarda la resistenza d'attrito, metodi per ottenere una riduzione sono l'aspirazione dello strato limite e l'uso di particolari dispositivi sulle superfici dei velivoli, tuttavia, allo stato attuale delle cose, i benefici complessivi di tali sistemi non sono quantificabili con certezza.

L'opinione generale nel mondo dell'aeronautica è che la configurazione tradizionale per il trasporto aereo (caratterizzata da ali a freccia e motori sub-alari, le cui origini vanno fatte risalire al bombardiere *Boeing B-47*) ha ormai raggiunto un livello tale di ottimizzazione che ulteriori miglioramenti delle prestazioni, ottenibili solo con grandi sforzi, non sarebbero comunque sufficienti per raggiungere gli obiettivi prefissati.

Queste considerazioni hanno portato quindi l'interesse dell'industria aeronautica verso l'analisi di "architetture" non convenzionali, le quali potrebbero permettere il salto tecnologico necessario.

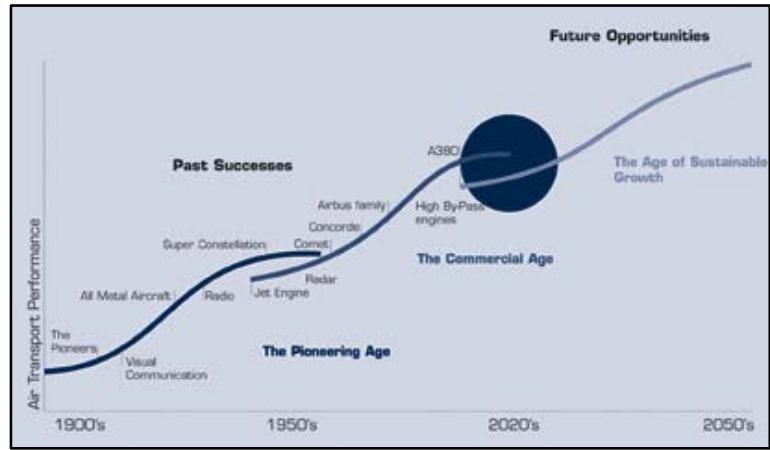


Figura 1: Evoluzione della tecnologia dei velivoli

1.1. IL PRANDTLPLANE

Questo tipo di soluzione nasce dalla rivalutazione degli studi effettuati da Prandtl intorno agli anni venti del secolo scorso, il quale investigò su quale fosse il migliore sistema portante capace di minimizzare la resistenza indotta. Questo tipo di azione rappresenta circa il 43% della resistenza totale agente su un velivolo durante la fase di crociera, (la rimanente parte di resistenza è suddivisa tra la resistenza di attrito, circa il 47%, e la resistenza d'onda, circa il 10%), per cui, una sua riduzione anche solo di pochi punti percentuali determina sicuramente un aumento dell'efficienza aerodinamica.

Secondo quanto esposto da Prandtl in [1], data la portanza totale L e l'apertura alare b , il sistema alare in grado di minimizzare la resistenza indotta è un "wing-box", come quello illustrato in Figura 2, in cui vengono rispettate le seguenti condizioni (vedi Figura 3):

- sulle ali orizzontali la distribuzione di portanza è data dalla somma di un contributo costante più una distribuzione ellittica;
- la portanza è equiripartita sulle due ali;
- sulle pareti laterali la distribuzione di portanza è a farfalla ed a integrale nullo, con il carico diretto verso l'esterno nella parte superiore, e verso l'interno nella parte inferiore;

Quando questi requisiti sono soddisfatti, le velocità indotte dalla vorticità sono costanti lungo le due ali orizzontali, ed identicamente nulle sulle pareti laterali (condizione necessaria per avere appunto la minima resistenza indotta). A tale sistema Prandtl dette il nome di "Best Wing System".

Secondo Prandtl, tale sistema può essere approssimato ad un *wing-box* in cui la portanza delle ali interne tende a zero, mentre le pareti laterali generano la stessa distribuzione di vorticità delle ali interne. Una espressione approssimata dell'efficienza del *Best Wing System*, riportata da Prandtl in [1] senza dare alcuna informazione in merito ai calcoli svolti, è data da:

$$\frac{D_{bws}}{D_m} \simeq \frac{1 + 0.45 \cdot h/b}{1.04 + 2.81 \cdot h/b}$$

dove D_{bws}/D_m è il rapporto tra le resistenze indotte del biplano ottimo e del monoplano ottimo equivalente.

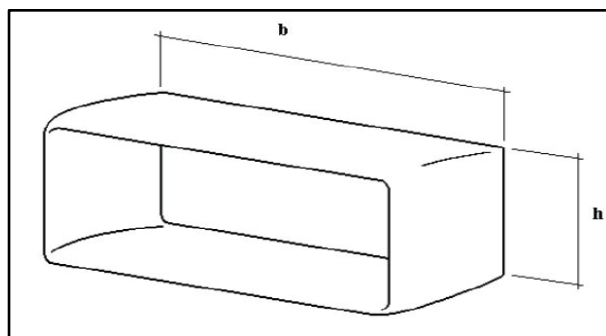


Figura 2: Schema del Wing-Box di Prandtl

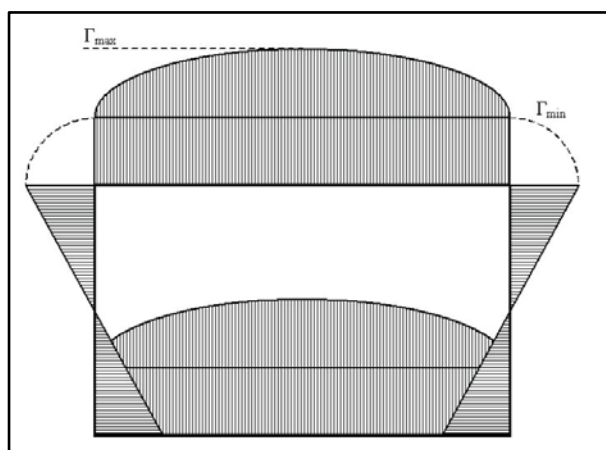


Figura 3: Distribuzione della portanza per il Best Wing System

Il problema, a cui Prandtl aveva dato una soluzione approssimata, è stato risolto in forma chiusa nel 1999 [2], confermando che i risultati di Prandtl erano sostanzialmente corretti. In particolare, è stato confermato il fatto che, nel range di interesse di h/b per una applicazione pratica (compreso tra il 10% e 20%), con questo tipo di sistema portante si riesce ad ottenere una riduzione della resistenza indotta del 20-30% rispetto ad un monoplano con la stessa apertura alare e stessa portanza totale.

Grazie al teorema di Munk (secondo cui “la resistenza indotta totale di un sistema portante non cambia quando gli elementi del sistema vengono spostati nella direzione del flusso”), la resistenza indotta è indipendente dall’angolo di freccia delle ali, e quindi il concetto di Prandtl di *BWS* può essere applicato anche ai moderni velivoli transonici.

In onore a Prandtl, a questo nuovo tipo di configurazione è stato dato il nome di “PrandtlPlane”.

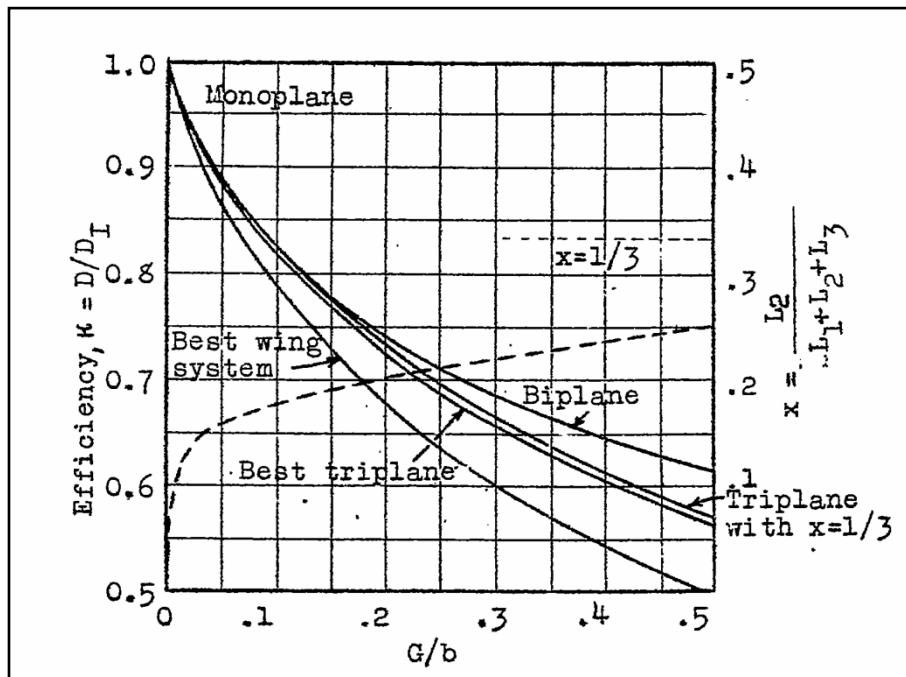


Figura 4: Efficienza di vari sistemi portanti

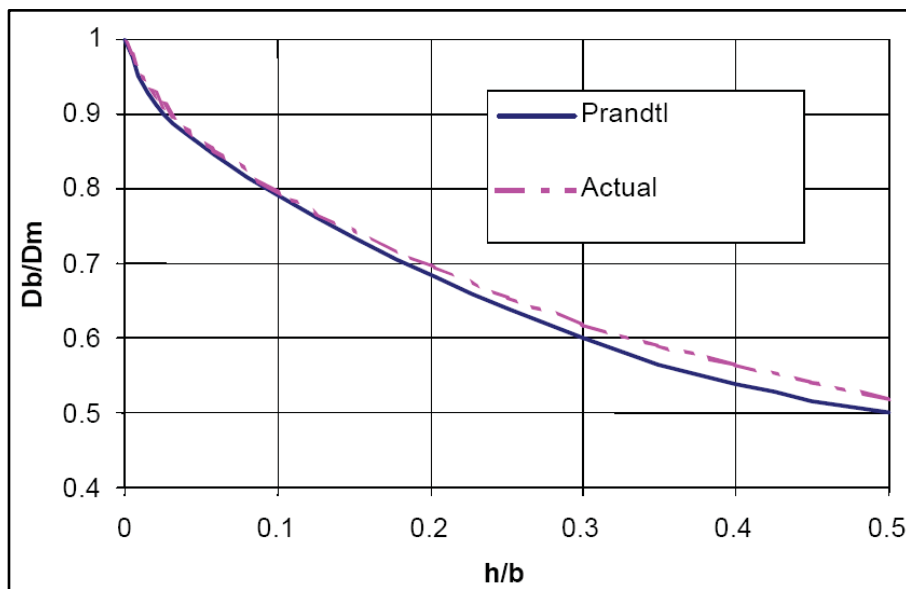


Figura 5: Confronto tra la soluzione approssimata e quella in forma chiusa

1.2. CONSIDERAZIONI SUL PRANDTLPLANE

Come è stato detto in precedenza, questo tipo di architettura è volta in primo luogo alla riduzione della resistenza indotta, con conseguente riduzione del consumo di carburante e dei costi. Oltre a questo, il *PrandtlPlane* presenta tuttavia ulteriori aspetti interessanti, di seguito elencati:

- L'apertura alare può essere limitata rispetto alle architetture attuali senza penalizzazioni dovute alla resistenza.
- L'iperstaticità del sistema di ali a box fornisce una maggiore rigidezza dell'intero sistema portante, con conseguenti vantaggi dal punto di vista statico, aeroelastico e di *damage tolerance*.
- La fusoliera è equivalente ad una trave vincolata con due appoggi, rispettivamente l'ala anteriore e l'ala posteriore. Contrariamente a quanto accade in un velivolo tradizionale, il momento flettente è quasi nullo in corrispondenza degli attacchi delle ali e massimo nella parte centrale; inoltre, durante la fase di atterraggio, i carichi a cui è soggetta la fusoliera tendono a scaricare le tensioni che si verificano in volo.
- Il problema della divergenza dell'ala posteriore con freccia negativa può essere risolto attraverso l'effetto stabilizzante dell'ala anteriore con freccia positiva.
- Il carburante potrebbe essere contenuto all'interno di entrambe le ali orizzontali e consumato in egual misura in modo da non avere variazioni di posizione del centro di gravità del velivolo durante il volo.
- Con questo tipo di sistema portante lo stallo è fortemente ostacolato. Infatti il downwash indotto dall'ala anteriore fa sì che a stallare per prima sia proprio l'ala anteriore; di conseguenza il momento picchiante generato dall'ala posteriore tende a far uscire il velivolo dallo stallo.
- L'ala posteriore è stabilizzante ma, a differenza di un velivolo tradizionale, fornisce contributi positivi alla portanza in tutte le condizioni di volo: questo può portare ad relativa diminuzione della superficie alare necessaria per il volo.

- Il controllo longitudinale può avvenire con un momento puro attraverso rotazioni opposte delle superfici di controllo poste sia sull'ala anteriore, sia su quella posteriore (vedi Figura 6). Non essendoci variazioni delle forze globali di portanza, si evitano quindi le variazioni di quota associate ai transitori delle manovre nel piano longitudinale del velivolo: tale caratteristica può essere molto importante soprattutto nelle manovre a cabrare effettuate vicino al suolo. Grazie ai grandi bracci che generano la coppia, il trimmaggio di una configurazione tipo *PrandtlPlane* può essere ottenuto grazie forze aerodinamiche relativamente piccole, per cui le dimensioni delle suddette superfici di controllo possono essere ridotte rispetto a quelle di una architettura tradizionale.
- Il controllo nel piano latero-direzionale non è convenzionale a causa della presenza delle due ali verticali, sulle quali possono inoltre essere posizionate ulteriori superfici di controllo.
- Le due ali verticali danno un contributo positivo alla stabilità latero-direzionale, la quale può essere ulteriormente migliorata attraverso opportuni angoli di diedro sia sull'ala anteriore sia sulla'ala posteriore.
- Con un opportuno disegno del sistema di ipersostentazione, che porti ad un medesimo aumento della forza di portanza su entrambe le ali, la condizione di *Best Wing System* potrebbe essere mantenuta anche durante le fasi di decollo, atterraggio etc. Inoltre, dato che entrambe le ali possono essere sfruttate per il collocamento dei sistemi di ipersostentazione, lo spazio disponibile in un velivolo di tipo *PrandtlPlane* è praticamente doppia rispetto ad uno convenzionale. Ne deriva quindi un sostanziale aumento delle prestazioni nelle condizioni di bassa velocità, con conseguente riduzione di consumo, rumore ed emissione di gas nocivi proprio nelle zone aeroportuali; alternativamente il sistema di ipersostentazione adottato potrebbe essere più semplice, ed estendersi per una frazione più piccola di corda.
- La possibilità di collocare il motore in fusoliera è tale da offrire, specialmente nel caso di velivoli ultraleggeri, vantaggi in termini di maggior comfort e visibilità per i piloti. Segue inoltre una maggiore sicurezza legata da una parte alla possibilità di includere strutture anti-crash sulla prua di fusoliera che forniscano un'adeguata protezione dei piloti in caso di incidente, e, d'altro canto, alla maggiore distanza tra la cabina e lo scompartimento motore .

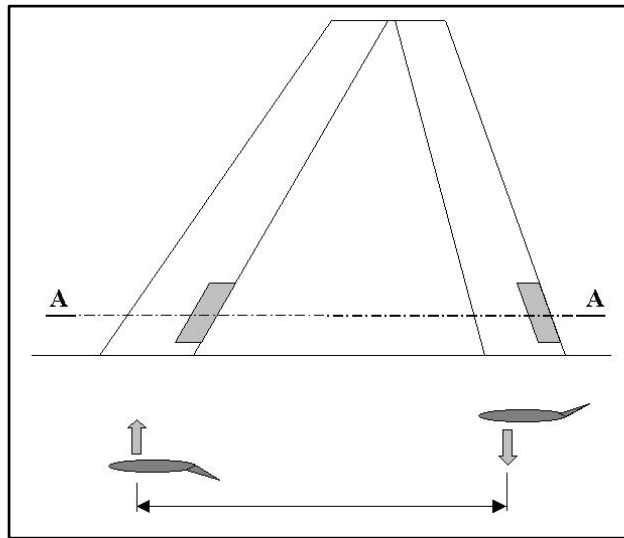


Figura 6: Superfici di controllo longitudinale in una configurazione PrandtlPlane

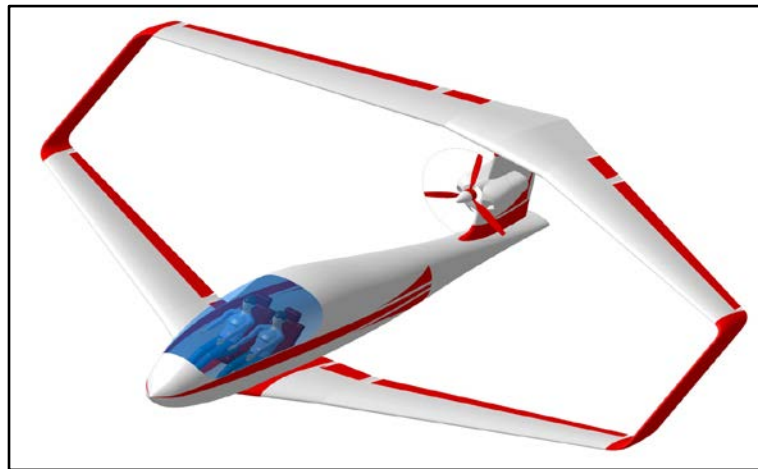


Figura 7: Velivolo ULM tipo PrandtlPlane

Capitolo 2. IDINTOS

Di fatto, la concezione di un velivolo di tipo PrandtlPlane sembra trovare la sua naturale applicazione nei velivoli da trasporto di medio e lungo raggio: in tale ambito infatti, la riduzione della resistenza aerodinamica può comportare una significativa riduzione dei costi operativi diretti, del consumo di carburante e dell'inquinamento atmosferico. Al contrario, l'applicazione ingegneristica del *BWS* nell'aviazione leggera sembra essere meno immediata, dato che i costi operativi del velivolo sono principalmente legati a tasse e manutenzione, piuttosto che al consumo del carburante. Tuttavia aspetti quali visibilità, sicurezza, design e controllabilità del velivolo possono risultare interessanti.

Al fine di facilitare il processo di trasferimento tecnologico dell'idea del Prandtlplane dalla ricerca all'industria aeronautica, da diversi anni l'applicazione di tale configurazione a velivoli ultraleggeri (ULM) è oggetto di studio presso il Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale (DIA) di Pisa.

I risultati hanno portato all'avvio di un nuovo progetto, finanziato dalla Regione Toscana e coordinato dal DIA, chiamato *IDINTOS (IDrovolante INnovativo TOScano)*. L'obiettivo più immediato ed operativo del progetto è la realizzazione e sperimentazione in volo di un idrovolante ultraleggero PrandtlPlane, completamente innovativo. I velivoli ultraleggeri, due posti, con peso massimo al decollo di circa 500Kg, costituiscono un mercato in grande espansione e possono essere prodotti con investimenti iniziali non rilevanti. La configurazione idrovolante anfibia proposta risulta la più versatile, data la sua possibilità di operare indifferentemente da campi di volo o specchi d'acqua: può essere utilizzata sia per l'attività di volo da diporto, sia per tutti gli scopi di sorveglianza e controllo del territorio. L'obiettivo generale finale del progetto è la realizzazione di un polo per la produzione di idrovolanti leggeri nella Toscana.

Il presente lavoro di tesi costituisce parte del contributo del DIA al progetto IDINTOS: in particolare, in collaborazione con la EDI progetti, è stata svolta una analisi del sistema di trasmissione di potenza dal motore all'elica. Come sarà illustrato nei seguenti capitoli, sono state prese in considerazione diverse possibilità, come trasmissione con alberi e cinghie, con elementi meccanici quali ruote dentate, per arrivare ad una soluzione con due eliche intubate.



Figura 8: Prototipo IDINTOS Racer

2.1. NORMATIVA DI RIFERIMENTO

La normativa a cui fare riferimento in Europa per i velivoli ultraleggeri è la CS-VLA, la quale tuttavia risulta essere onerosa sia in termini dei tempi della certificazione, sia per le metodologie da seguire, sia per i costi. Per queste ragioni, ciascun paese ha sviluppato un suo proprio regolamento: per esempio l'aviazione italiana si riferisce allo standard *RAI V.E.L.*, nel Regno Unito c'è la *BCAR S*, in Germania la *BFU*, e così via. Queste normative hanno come finalità principale il raggiungimento del giusto compromesso tra l'esigenza di un alto grado di sicurezza ed affidabilità da un lato, e quella di semplificare sia le procedure che il numero delle prove di certificazione dall'altro. Inoltre, visto che questi standard sono molto simili tra loro, è molto probabile che un velivolo costruito e certificato in Italia abbia buone possibilità di volare anche negli altri stati europei.

In Italia le procedure per la certificazione si sono ulteriormente semplificate con il *DPR n.133* del 9 luglio 2010, concernente appunto la disciplina del volo da diporto o sportivo (VDS), a cui si aggiunge il *DM n. 287* del 22 novembre 2010.

In particolare, nell'*ALLEGATO V* (Allegato Tecnico Per Aeromobili ad Ala Fissa a Tre Assi) si trovano i requisiti minimi di aeronavigabilità che il costruttore di un velivolo VDS deve soddisfare affinché detto apparecchio possa ottenere la qualifica di "ultraleggero avanzato".

Le prescrizioni ivi riportate si applicano a velivoli monomotore (con accensione a scintilla o a compressione), propulsi ad elica, con carrello triciclo o biciclo, con non più di due posti compreso il pilota e di tipo convenzionale che rispettano le seguenti limitazioni:

- Massa massima al decollo non superiore a 495 kg per gli apparecchi VDS ad ala fissa, anfibi o idrovolanti, ed elicotteri con galleggianti, purché, senza galleggiante installato, rispettino la massa massima di 450 kg.
- Velocità di stallo o velocità minima in volo stazionario in configurazione di atterraggio non superiore a 35 nodi (18 m/s, 65 km/h) di velocità calibrata per gli apparecchi VDS ad ala fissa.
- Potenza massima installata inferiore a 90 kW.
- Approvazione per VFR (visual flight rules) soltanto diurno.

dove, per velivolo di tipo convenzionale si intende: ala monopiana anteriore ed impennaggio posteriore; freccia alare, valutata ad un 1/4 della corda, non superiore

a 15°. I velivoli certificati come “ultraleggero avanzato” sono destinati ad impiego non acrobatico, il quale comprende:

- Tutte le manovre relative al volo normale.
- Gli stalli (eccetto la scampanata).
- Otto stanco, chandelles e virate strette, con angolo di inclinazione non superiore a 60°.

È evidente che la configurazione PrandtlPlane risulta essere “non convenzionale” nel senso appena detto, per cui, come indicato all’interno dell’allegato tecnico, la certificazione come “ultraleggero avanzato” dovrà essere ottenuta attraverso l’autorizzazione di una apposita commissione tecnica nominata dall’Aero Club Italia (AeCI). Le norme ivi riportate, anche se non strettamente vincolanti, serviranno comunque come linee guida da seguire. Si riportano di seguito alcuni aspetti che si ritengono di particolare interesse ai fine del presente studio:

- Per gli idrovolanti e gli anfibi, gli spruzzi durante il flottaggio, il decollo e l’ammarraggio, non devono ridurre pericolosamente la visibilità dei piloti, ne danneggiare le eliche o altre parti del velivolo.
- Il motore deve essere isolato dalle rimanenti parti del velivolo mediante una paratia parafiamma, schermo o altro mezzo equivalente, le quali devono essere “a prova di fuoco” (capace di resistere per almeno 15 minuti al calore della fiamma standard) e protetti dalla corrosione. Nessuna quantità pericolosa di liquido, gas o fiamma deve passare dal compartimento del motore alle altre parti del velivolo.
- I comandi di volo, i castelli motore e gli altri componenti strutturali essenziali per il volo ubicati nel compartimento motore devono essere costruiti con materiali “a prova di fuoco” o schermati in modo da poter sopportare gli effetti di un incendio. Non devono essere installati serbatoi nel vano motore; inoltre devono essere distanziati di almeno 13 mm dalla paratia parafiamma.
- I franchi dell’elica, con il velivolo alla massa massima nelle posizioni più sfavorevoli del baricentro e del passo dell’elica, non devono essere inferiori ai seguenti limiti:

- almeno 180 mm in direzione radiale tra l'elica ed il suolo;
 - almeno 46 mm in direzione radiale tra l'elica e l'acqua;
 - almeno 26 mm in direzione radiale tra le estremità delle pale e la struttura del velivolo, più quell'ulteriore franco radiale necessario per impedire pericolose vibrazioni;
 - almeno 13 mm in direzione assiale tra le pale dell'elica o loro carenature e le parti fisse del velivolo.
- La struttura deve essere progettata, in caso di atterraggio di emergenza, in modo da proteggere ciascun occupante; questi sono soggetti ai seguenti fattori di carico di robustezza:
 - 4.5 g verso l'alto
 - 4.5 g verso il basso
 - 9.0 g in avanti
 - 3.0 g lateralmente

Inoltre, qualunque massa concentrata (motore, bagaglio, carburante, zavorra, ecc.) situata posteriormente agli occupanti, è soggetta ai carichi inerziali statici corrispondenti ai fattori di carico ultimo specificati, con l'eccezione che il castello motore e la struttura di sostegno devono sopportare 15 g in avanti per i motori installati dietro e sopra la cabina di pilotaggio.

- La coppia T del motore vale:

$$T = K \cdot \frac{9549 \cdot P_d}{RPM_d} \quad [Nm] \quad (2.1)$$

dove P_d e RPM_d sono rispettivamente la potenza [in kW] e i giri al minuto in fase di decollo. Il fattore di sicurezza K viene stabilito in base alla tipologia del motore: in particolare

- Per motori a 4 tempi, $K = 8, 4, 3, 2$, rispettivamente per motori a 1, 2, 3 e 4 cilindri

- Per motori a due tempi: $K = 2$ per i motori con tre o più cilindri; $K = 3$ o 6 , per motori con due o un cilindro rispettivamente

2.2. MOTORE

La scelta del motore è stata condotta avendo esaminato diversi tipi di motore; la scelta preferenziale è quella di un motore Rotax da 100 HP di potenza massima. In particolare, il *Rotax 912* è un motore aeronautico aspirato a 4 tempi, con 4 cilindri orizzontali contrapposti, che è stato sviluppato dall'azienda austro-canadese *BRP-Powertrain* (comunemente conosciuta come Rotax) a partire dalla fine degli anni 80, ed è destinato al mercato dell'aviazione generale per equipaggiare velivoli leggeri, ultraleggeri e velivoli a comando remoto.

Grazie ad attenta attività di ricerca e sviluppo svolta negli anni successivi, l'iniziale versione da 80 hp è stata migliorata fino ad arrivare alla versione attuale da 100 hp, la quale, malgrado il maggior rapporto di compressione e la presenza di componenti diversi dalla versione iniziale, mantiene tuttavia sia le stesse dimensioni esterne che il peso.

Nonostante la serie 912 abbia un TBO¹ leggermente inferiore rispetto ad altri motori della stessa categoria (quali ad esempio il Continental O-200 oppure il Lycoming O-235 aventi un TBO rispettivamente di 1800 hr e 2000 hr, contro le 1500 hr del Rotax), questo motore è particolarmente apprezzato soprattutto nel mercato europeo per il minore rumore generato, il minor consumo di carburante, e per il miglior rapporto potenza/peso.

Il Rotax 912 si distingue inoltre dagli altri motori aeronautici sia perché ha cilindri raffreddati ad aria e teste raffreddate a liquido, sia perché è dotato di un riduttore interno (PSRU) con rapporto di $i = 2,43$ che permette di portare i giri dell'albero motore, max 5800 rpm, alle velocità tipiche di funzionamento delle eliche di circa 2400 rpm (si veda a riguardo la Figura 10).

Al momento sono disponibili sul mercato diverse versioni di questo motore: tra i motori con 100 hp di potenza, oltre alla versione S certificata FAA per la specifica FAR 33, è disponibile anche la *ULS*, versione non certificata che è destinata quindi all'impiego su velivoli ultraleggeri non certificati o sperimentali. È proprio questo modello che è stato preso come riferimento per lo svolgimento di questa tesi.

Nella Figura 11 e nella Tabella 1 sono riportate le principali caratteristiche tecniche del motore *Rotax 912 ULS*. Il normale regime di funzionamento in crociera è compreso tra 4900 e 5100 rpm, in cui il motore fornisce la coppia massima di 128 Nm. La massima potenza di 100 hp viene raggiunta quando il motore è dotato anche dell'airbox e del sistema di scarico: con questi componenti opzionali il motore riesce a mantenere, in fase di decollo, 5800 rpm per un massimo di 5 minuti. In

¹ *Time Between Overhaul*: intervallo di vita operativa tra una revisione e l'altra del motore

assenza di questi componenti, la massima potenza continuativa di 95 hp si ha intorno a 5500 rpm.

Nella Tabella 2 si riporta invece il peso della versione base e dei vari componenti opzionali: come illustrato in Figura 9, alcuni di questi componenti vengono installati direttamente sul motore; altri devono essere collocati all'interno del vano motore.



Figura 9: Rotax 912 ULS completo di air box, alternatore esterno, governor idraulico dell'elica e deflettori d'aria per il raffreddamento dei cilindri

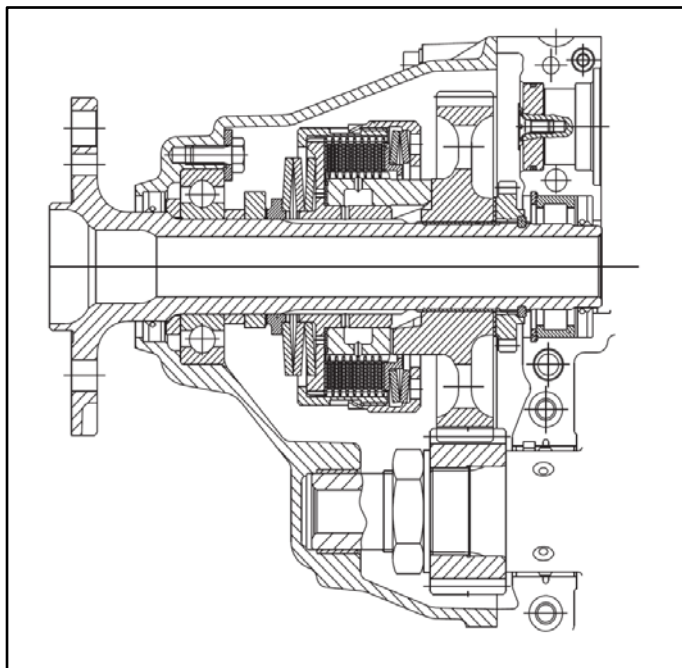


Figura 10: Riduttore del motore Rotax 912 ULS

<i>Potenza</i>		<i>Coppia</i>	<i>Giri motore</i>
[kW]	[hp]	[Nm]	[rpm]
		128	5100
69	95		5500
*73.5	100		5800

* max 5 min, with Airbox and exhaust system

Tabella 1: Prestazioni del motore Rotax 912 ULS

	<i>Componente</i>	<i>Peso [Kg]</i>
<i>Standard</i>	Engine with gearbox (i=2,43)	56.6
	Oil radiator 886 029	0.5
<i>Options</i>	Radiator 995 697	1
	Slipping clutch	1.7
	Airbox	1.3
	Air cleaner	0.15
	Exhaust system	4
	Air guide hood	0.8
	Vacuum pump	0.8
	Hydraulic propeller governor	2.7
	External alternator 40A / 12V DC	3
	Engine truss assembly	2
	Rectifier regulator	0.1
	Instrument FLYdat	0.5
	Recall instrument RDAT	1
	Fuel pump with installed fuel lines	0.2
	Engine mount	2

Tabella 2: Pesì del motore Rotax 912 ULS

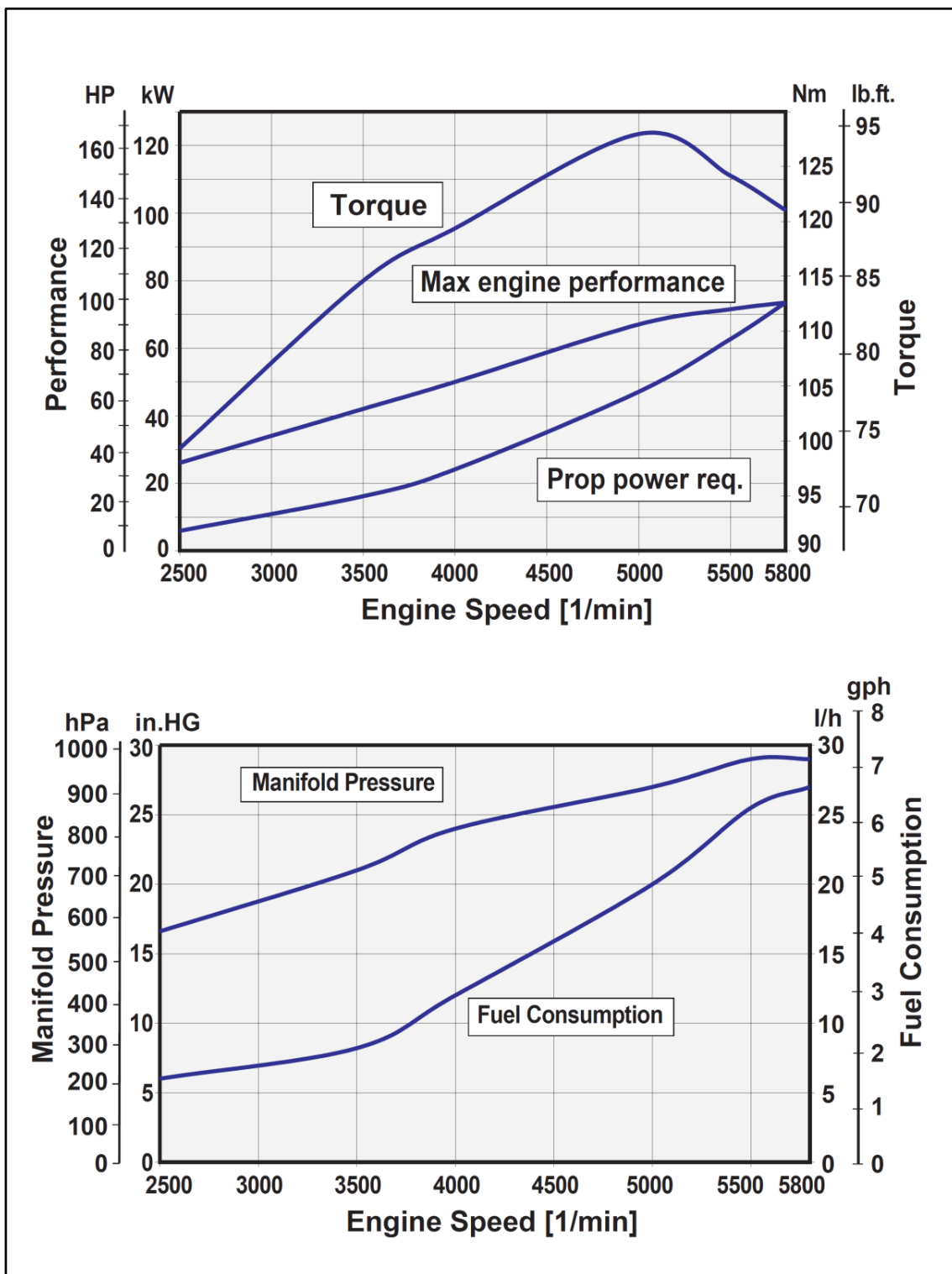


Figura 11: Performance del motore Rotax 912 ULS

2.2.1. INTERFACCE E POSIZIONAMENTO DEL MOTORE

Tutte le necessarie informazioni tecniche riguardanti il motore Rotax 912 ULS possono essere trovate nei relativi “manuale d’installazione” e “manuale dell’operatore”. Di particolare interesse per questo progetto sono le informazioni relative al baricentro ed alle interfacce.

La posizione del baricentro del motore viene definita secondo il sistema di riferimento illustrato in Figura 12: nel caso di motore in versione standard, le coordinate valgono in particolare:

$$x_{cg}^{mot} \cong -316 \quad [mm] \qquad y_{cg}^{mot} \cong -5 \quad [mm] \qquad z_{cg}^{mot} \cong -83 \quad [mm]$$

Per rispettare il centraggio eseguito nella fase preliminare del progetto, il motore dovrebbe essere collocato in maniera tale che il suo baricentro venga a trovarsi alle coordinate

$$X_{cg}^{mot} \cong -4450 \quad [mm] \qquad Y_{cg}^{mot} \cong 0 \quad [mm] \qquad Z_{cg}^{mot} \rightarrow n.d.$$

definite secondo il sistema di riferimento globale del velivolo (si veda la Figura 15).

Dal punto di vista costruttivo, è conveniente trascurare il leggero sbilanciamento del baricentro secondo l’asse y, e far coincidere quindi il piano x-z del motore col piano longitudinale del velivolo. La posizione secondo l’asse X deve essere rispettata il più possibile, mentre, per quanto riguarda il posizionamento del motore secondo la direzione Z, esiste invece una certa flessibilità che può servire per trovare un opportuno collocamento degli altri componenti del velivolo, quali ad esempio il carrello.

Il motore è dotato di 8 punti d’attacco, indicati in Figura 13 come [L1, L2, L3, L4, R1, R2, R3, R4], che possono essere sfruttati per poter vincolare il motore alla paratia antifiamma. Il montaggio classico prevede l’utilizzo del castello motore fornito dalla casa costruttrice, che viene fissato a gli attacchi posteriori; il tutto viene poi collegato al velivolo grazie agli attacchi [L5, L6, R5, R6].

Nella Tabella 3 si riportano sia la posizione dei punti di attacco, definiti rispetto al sistema di riferimento del motore, sia i massimi carichi che questi sono in grado di sopportare.

In Figura 14 si possono osservare invece le caratteristiche della *Power Take Off* (p.t.o.): questa è una flangia dotata di tre serie diametrali di fori e di una superficie cilindrica per il centraggio degli elementi collegati; il verso di rotazione è antiorario per un osservatore che vede il motore dal lato di suddetta flangia.

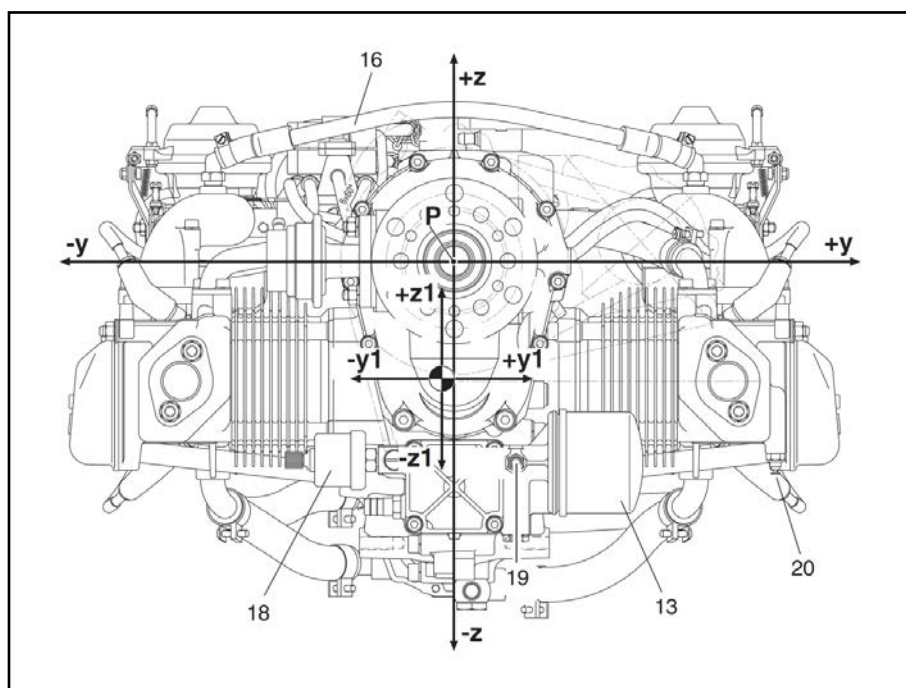
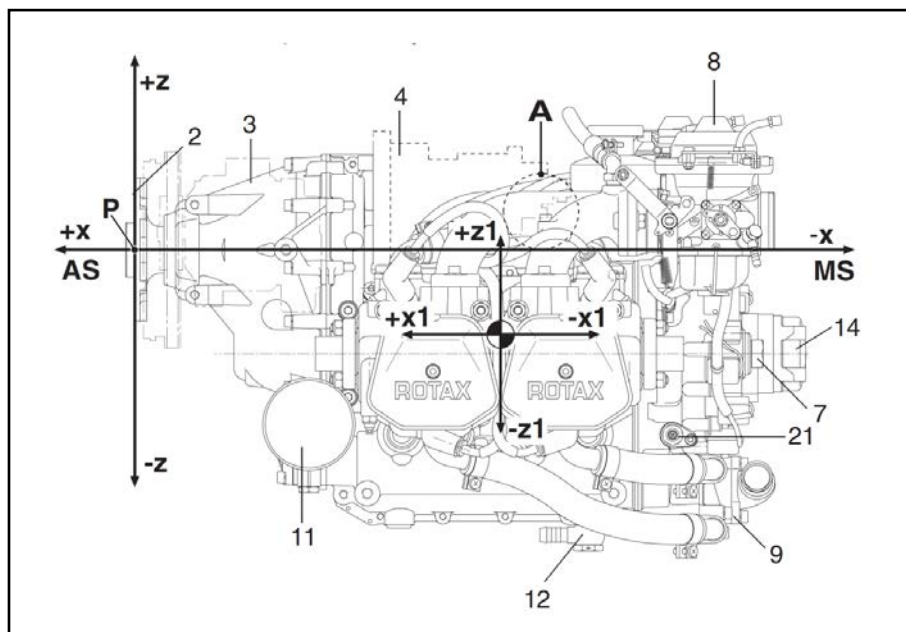


Figura 12: Sistema di riferimento del motore

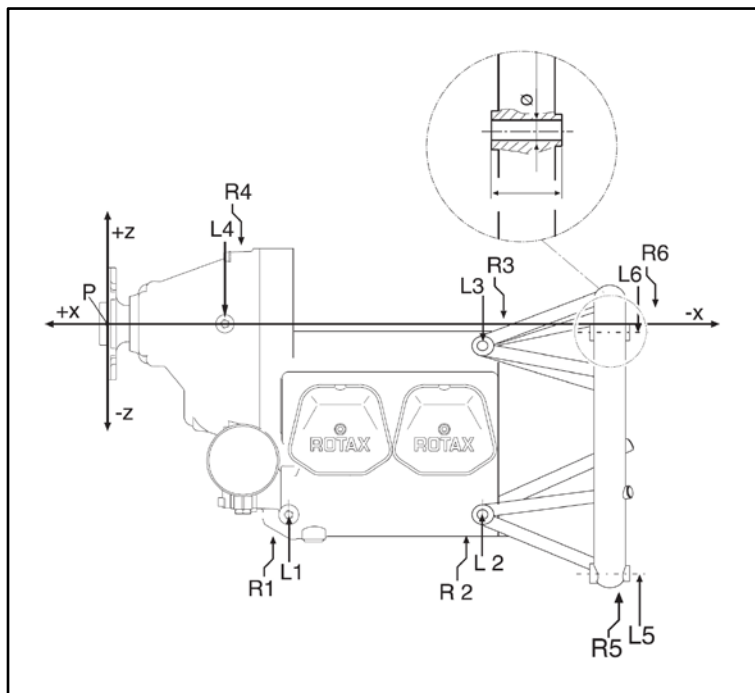


Figura 13: Punti di attacco del motore

	Geometria					Forza [N]			Mom. [Nm]
	x	y	z	D	H _{fil}	F _x	F _y	F _z	M
L1	-200,8	71,0	-211,0	M10	25 mm	5000	2000	3000	77
R1	-200,8	-71,0	-211,0						
L2	-414,3	71,0	-211,0						
R2	-414,3	-71,0	-211,0						
L3	-414,3	75,0	-22,0						
R3	-414,3	-75,0	-22,0						
L4	-128,3	87,0	0	16mm	1900	1900	1900	39	
R4	-128,3	-87,0	0						
L5	-564,0	105,0	-277,0	n.d.	-	5000	2000	3000	100
R5	-564,0	-105,0	-277,0	n.d.	-				
L6	-564,0	105,0	-7,0	n.d.	-				
R6	-564,0	-105,0	-7,0	n.d.	-				

Tabella 3: Caratteristiche dei punti d'attacco del motore

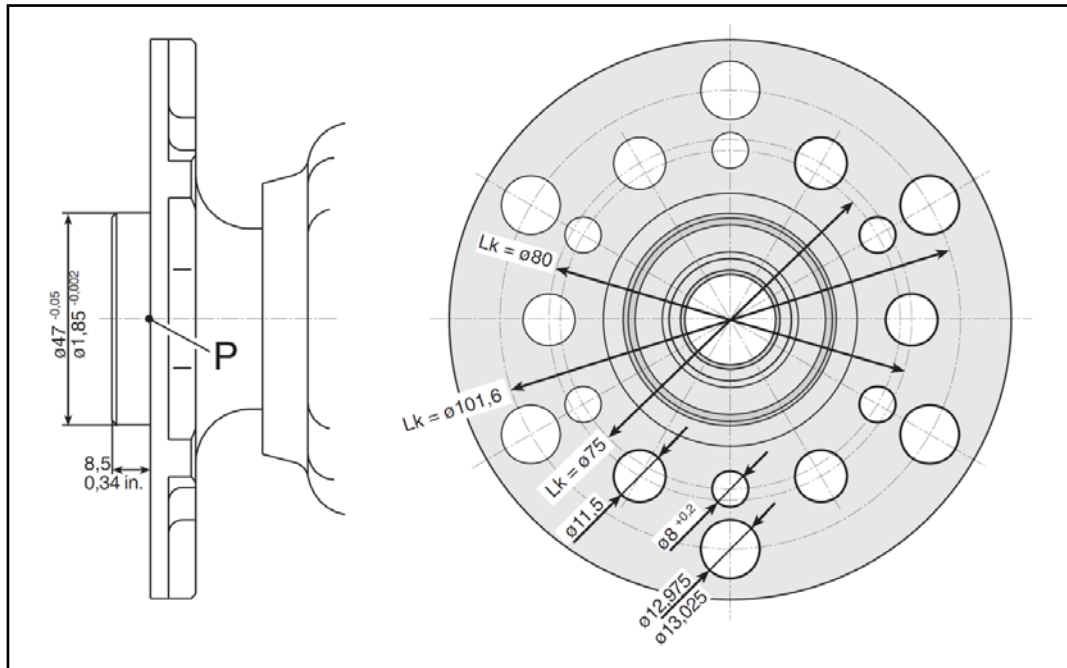


Figura 14: Dimensioni della flangia di interfaccia del motore

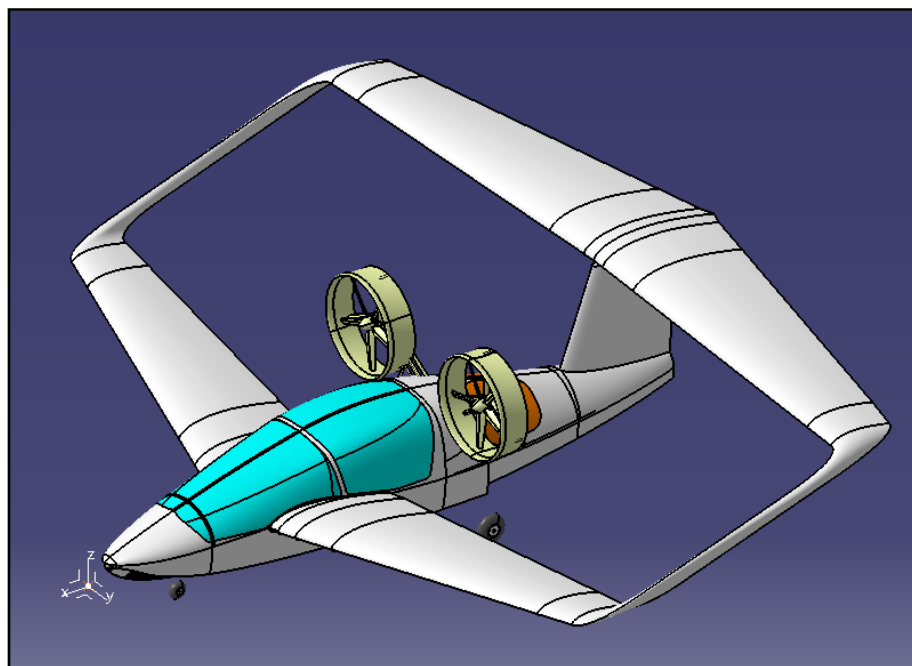


Figura 15: Sistema di riferimento del velivolo

Capitolo 3. SOLUZIONI PRELIMINARI

Le prime soluzioni analizzate sono state concepite a partire dalla trasmissione del prototipo terrestre in configurazione tandem, illustrata in dettaglio nelle seguenti figure.

In questo caso l'elica si trova esattamente in asse con la p.t.o. del motore, per cui la trasmissione di potenza avviene grazie ad un albero diretto, lungo circa 2 metri, realizzato in carbonio.

Il motore, posizionato dietro la cabina, viene vincolato alla paratia antifiamma sfruttando il castello motore dato in dotazione dalla Rotax, mentre nella sua parte finale, la trasmissione viene sostenuta da una coppia di cuscinetti, le cui sedi vengono vincolate alle ultime due ordinate della fusoliera.

Vengono inoltre utilizzati una coppia di giunti elastici a lamelle (torsionalmente rigidi), con lo scopo di compensare eventuali disallineamenti della trasmissione (vedi Figura 18 e Figura 19): questi vengono interposti tra le flange di collegamento dell'albero, e le relative flange di collegamento del motore e della parte finale della trasmissione.



Figura 16: Modello statico con sistema di ripiegamento delle ali



Figura 17: Modello trasmissione prototipo terrestre

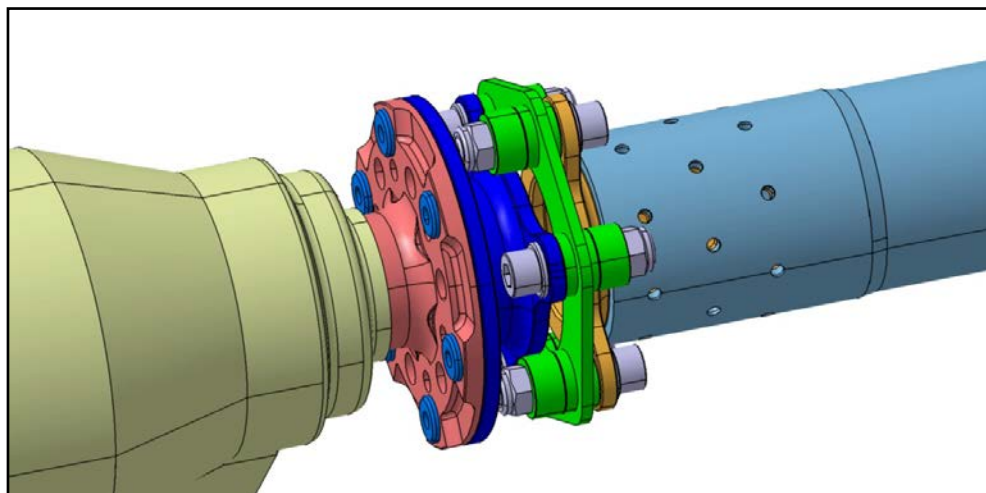


Figura 18: Trasmissione prototipo terrestre lato motore

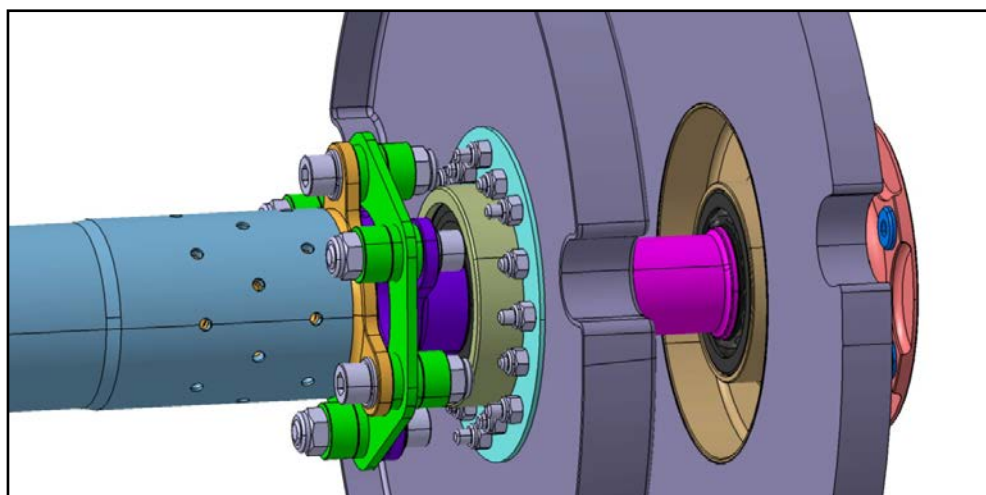


Figura 19: Trasmissione prototipo terrestre lato elica

Evidentemente l'architettura scelta per il prototipo terrestre, con elica in asse con il motore, non può essere adottata anche nella versione anfibia, in quanto nelle fasi di decollo ed atterraggio l'elica verrebbe a contatto con l'acqua. Il suo posizionamento deve quindi essere rivisto, considerando inoltre che, secondo quanto indicato dalla normativa, l'elica deve essere riparata il più possibile dagli spruzzi generati dallo scafo.

La prima ipotesi presa in considerazione è illustrata in Figura 20, in cui si ricorre all'utilizzo di un'elica traente, collocata anteriormente alla deriva, con l'asse di rotazione che viene a trovarsi approssimativamente in corrispondenza dell'intersezione tra il fin e l'ala posteriore. L'incrocio dei longheroni dell'ala e della

deriva costituisce infatti un punto di forza della struttura che può essere sfruttato per vincolare la trasmissione, e per introdurre la spinta dell'elica.

Nella versione anfibia, la trasmissione può quindi essere concettualmente suddivisa in due parti principali: una prima (parte orizzontale) che è quella necessaria per portare la potenza dal motore verso la zona finale della fusoliera, ed una seconda (parte verticale) che serve invece per trasferire la potenza dall'asse motore all'asse dell'elica. Per quest'ultima sono stati presi in considerazione due diversi sistemi di trasmissione di potenza, illustrati in dettaglio nei successivi paragrafi: un primo puramente meccanico, ed un secondo sistema con cinghia dentata.

La prima parte rispecchia invece, sia per concezione, ma anche per le dimensioni dei vari componenti, la soluzione adottata per il prototipo terrestre. Come si può osservare in Figura 24 oppure in Figura 32, anche in questo caso il motore viene vincolato alla paratia antifiama sfruttando il castello motore messo a disposizione dalla casa costruttrice. La trasmissione è poi caratterizzata da:

1. elemento di interfaccia con la p.t.o. del motore
2. giunto elastico a lamelle
3. albero in carbonio con relative flange di collegamento
4. giunto elastico a lamelle

Attraverso un opportuno elemento d'interfaccia, la parte orizzontale della trasmissione viene collegata alla parte verticale, a sua volta vincolata al longherone anteriore della deriva. L'unica differenza, che distingue quindi questa soluzione rispetto al caso del prototipo terrestre, è data dalla lunghezza dell'albero di trasmissione, la quale risulta essere più piccola.

Al fine di realizzare un primo layout della trasmissione ed eseguire dei dimensionamenti preliminari, è stato necessario fare alcune ipotesi iniziali.

Il rapporto di trasmissione richiesto è uno dei principali parametri che deve essere fissato, ed è legato ovviamente ai regimi di funzionamento di motore ed elica. Come detto in precedenza, il motore impiegato per questa applicazione è il Rotax 912 ULS, mentre, per quanto riguarda l'elica, si è deciso di ricorrere all'utilizzo di un modello già presente sul mercato. Tra quelle che trovano impiego su detto motore, abbiamo ad esempio il modello "VP SWIRL" della ditta "DUC Helices", il modello "SR3000/3" della ditta "Woodcomp", oppure il modello "BAM 3" della ditta "Pipistrel". Si tratta in tutti i casi di eliche tripala, con un diametro di circa 1600-1700mm (quale quello rappresentato nelle seguenti figure), che hanno un massimo regime di funzionamento di 2500 rpm, paragonabile appunto a quello del Rotax 912 ULS. In base a quanto detto, si è supposto quindi un rapporto di trasmissione pari a 1:1.

Ulteriori ipotesi sono invece di natura geometrica, e riguardano la posizione occupata dai vari componenti, compresi i principali elementi strutturali della fusoliera a cui viene vincolata la trasmissione. In particolare:

- La paratia antifiamma è stata posizionata subito dietro il lunotto della cabina (3700mm secondo l'asse X del sistema di riferimento del velivolo). Costituendo il punto di attacco del motore, questo componente è sicuramente uno dei principali elementi di forza della struttura, visto che deve essere dimensionato tenendo conto dei carichi inerziali dettati dalla normativa in relazione al caso di atterraggio di emergenza (paragrafo 2.1). Pertanto, posizionandola a ridosso della cabina di pilotaggio, la paratia antifiamma può essere sfruttata anche come punto di attacco per le cinture di sicurezza dei piloti.
- Tenendo presente ovviamente delle limitazioni imposte dalla forma della fusoliera, si è cercato di "alzare" il più possibile la posizione occupata dal motore, in modo da lasciare al di sotto di questo uno spazio sufficiente per il collocamento del carrello principale (si veda la Figura 21). In particolare, l'asse di rotazione della p.t.o. viene a trovarsi ad una quota di 470mm secondo l'asse Z del sistema di riferimento del velivolo.
- Come detto in precedenza, l'elica deve essere collocata approssimativamente in corrispondenza dell'incrocio tra ala superiore e deriva: la quota ipotizzata per il suo asse di rotazione risulta essere quindi di 1600mm.
- Per il longherone anteriore della deriva si è ipotizzato un'architettura non convenzionale, ricorrendo ad una sua disposizione "verticale". Negli impennaggi infatti, questo viene posizionato tipicamente tra il 15% ed il 25% della corda, mantenendo costante tale posizione lungo l'apertura, in modo tale che il cassone sfrutti la parte di profilo con spessore maggiore. Nel caso in esame, tuttavia, la soluzione classica non è accettabile essenzialmente per due motivi. Il primo di questi è dettato dall'ingombro dei componenti della trasmissione che vanno a collocarsi nella parte alta della deriva: in questa zona, infatti, gli spazi a disposizione sono molto ristretti (si veda a riguardo la Figura 22), per cui la zona di massimo spessore del profilo deve necessariamente essere sfruttata per il collocamento degli organi della trasmissione. La disposizione "verticale", inoltre, si rende necessaria da una parte per poter realizzare il trasferimento di potenza dall'asse motore all'asse dell'elica per mezzo di

cinghia dentata, ma allo stesso tempo permette, nel caso di soluzione meccanica, di utilizzare lo stesso rinvio angolare sia nella parte alta che nella parte bassa della trasmissione. Il longherone anteriore della deriva è stato quindi posizionato a 5800mm lungo l'asse X del sistema di riferimento del velivolo.

In Figura 23 vengono illustrati in dettaglio i componenti della parte orizzontale della trasmissione, mentre in Tabella 4 si riporta la relativa stima dei pesi, comprensiva del peso degli organi di collegamento, che per semplicità non sono stati rappresentati in figura.

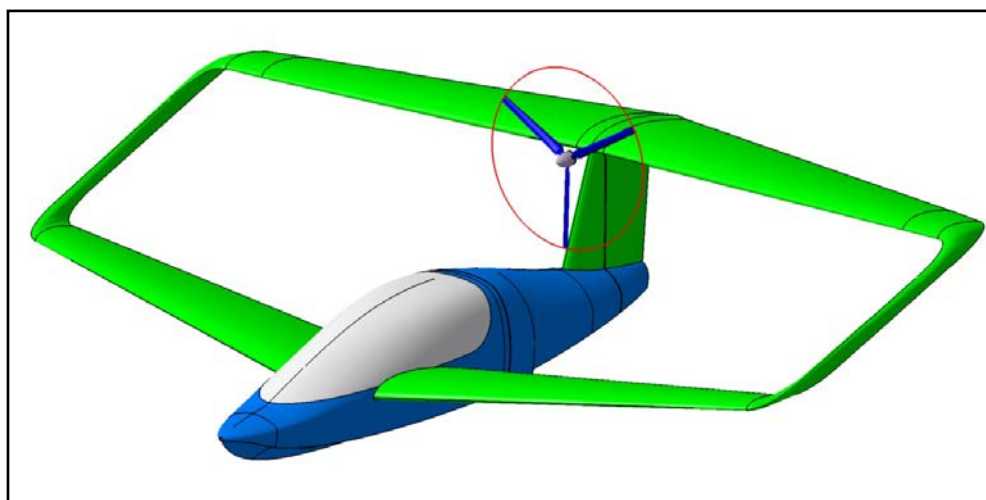


Figura 20: Layout del velivolo

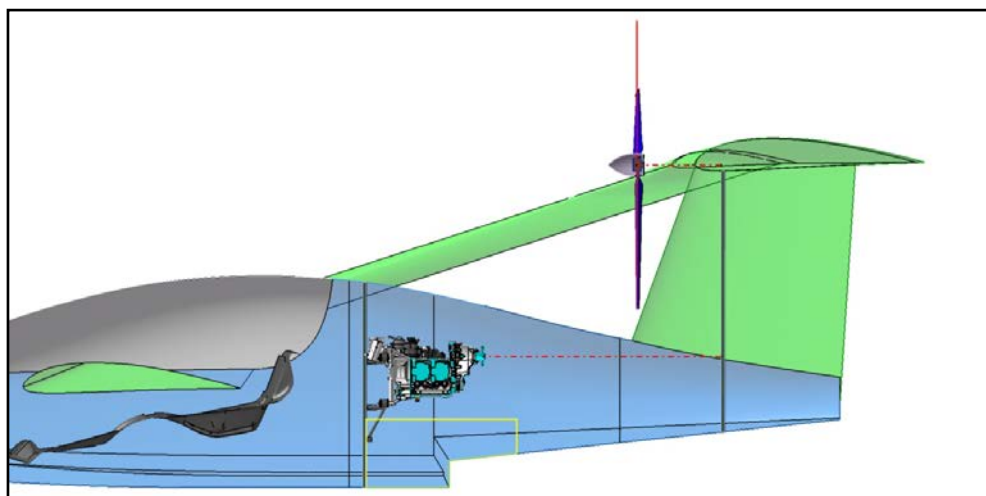


Figura 21: Disposizione dei principali componenti del velivolo

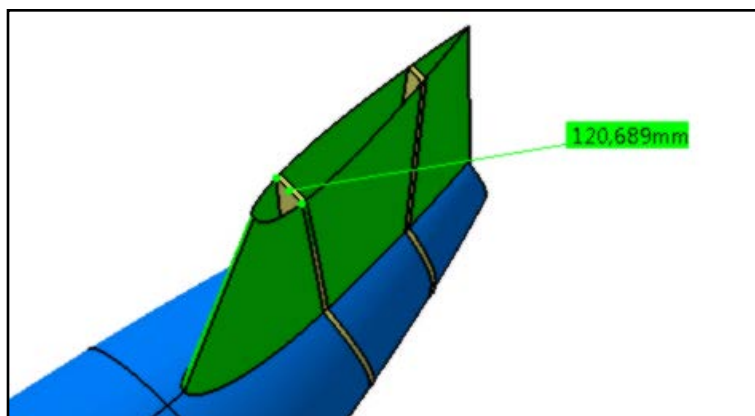


Figura 22: Spessore del profilo nella parte alta della deriva

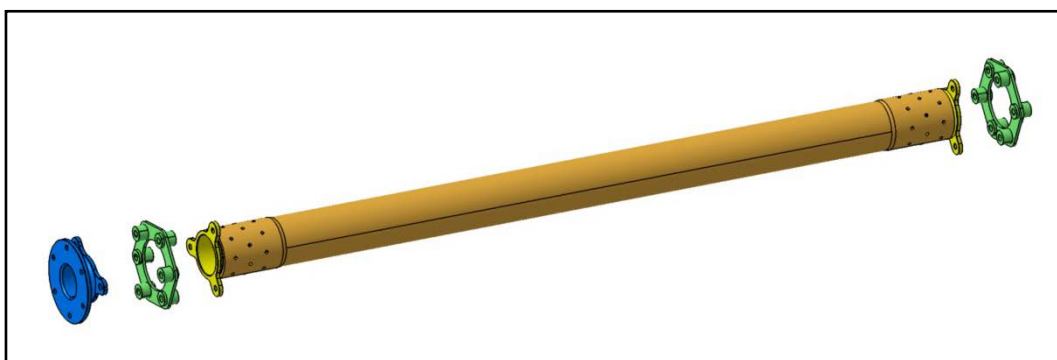


Figura 23: Modello trasmissione orizzontale delle soluzioni preliminari

<u>Componente</u>	<u>N° elem.</u>	<u>Materiale</u>	<u>Peso [g]</u>
Interfaccia p.t.o.	1	Acciaio	817
Giunto parastrappi	2	Acciaio	986
Flange albero	2	Alluminio	376
Albero	1	Carbonio	1622
Organi colleg.giunti parastrappi (viti, dadi, rondelle)	12	Acciaio	670
Organi collegamento p.t.o.	6	Acciaio	129
			Tot. 4600

Tabella 4: Componenti trasmissione orizzontale delle soluzioni preliminari

3.1. SOLUZIONE CON RINVIO MECCANICO

Nella prima soluzione analizzata, la potenza motrice viene trasportata dall'asse motore all'asse dell'elica grazie ad un ulteriore albero di trasmissione, ed all'impiego di due rinvii angolari, con assi delle ruote coniche inclinati a 90° . Come si può notare in Figura 24, per la parte verticale si è replicato lo stesso schema costruttivo della parte orizzontale, utilizzando quindi due giunti elastici a lamelle tra l'albero e le interfacce dei rinvii angolari.

Un primo schema concettuale del rinvio angolare, rappresentato solamente nei suoi elementi principali, è illustrato invece in Figura 25, dove per le ruote coniche è stata scelta una dentatura con profilo a spirale, in modo da avere un ingranamento graduale dei denti, e quindi un funzionamento più regolare e silenzioso.

Il dimensionamento preliminare di questi organi è stato eseguito con il software MITCalc[®] (programma che utilizza procedure, algoritmi e dati estratti dagli standard ANSI, ISO, DIN, BS e letteratura tecnica specializzata), i cui risultati sono riportati in dettaglio in Appendice B. Nonostante l'impiego di un acciaio dalle elevate caratteristiche meccaniche, tale dimensionamento ha portato comunque a ruote coniche con un diametro esterno considerevole (circa 130mm).

Una prima conseguenza è che l'ingombro del rinvio angolare risulta essere eccessivo per poter collocare questo componente nella parte alta della deriva; inoltre, la soluzione risulta anche essere particolarmente pesante, come si può costatare confrontando i risultati riportati nella Tabella 5 e nella Tabella 6 con quelli relativi al caso di trasmissione con cinghia dentata (si veda il paragrafo successivo).

Tra i motivi che hanno spinto ad abbandonare il sistema ad ingranaggi, va aggiunto poi anche il maggiore costo della soluzione. Questo è dovuto da una parte al fatto che il rinvio angolare è costituito da elementi di forte precisione, realizzati con materiali di alta qualità e con ottima finitura superficiale, ma anche al fatto che, in generale, deve essere garantito un elevato grado di precisione anche nel posizionamento dei vari componenti dell'intera trasmissione. Da questo punto di vista, una soluzione con cinghia è certamente più "tollerante" nei confronti di eventuali disassamenti della trasmissione.

Infine, un altro aspetto da tenere in considerazione è legato alla lubrificazione dell'intero meccanismo, agendo sia sulle ruote dentate che sui vari cuscinetti. Data la disposizione verticale dei rinvii angolari, infatti, un semplice sistema a bagno d'olio potrebbe non essere sufficiente.

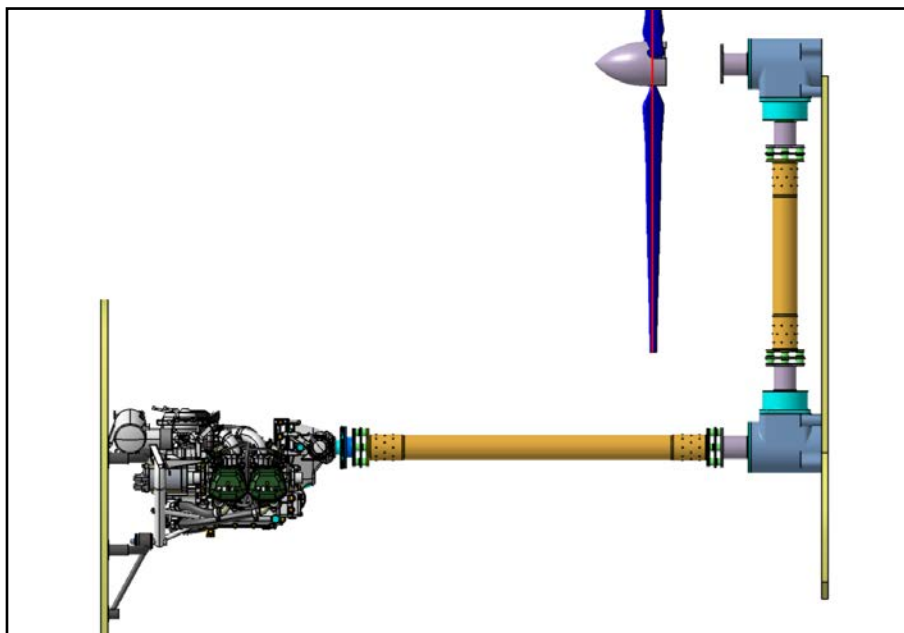


Figura 24: Modello soluzione preliminare con trasmissione meccanica

<i><u>Componente</u></i>	<i><u>N° elem.</u></i>	<i><u>Materiale</u></i>	<i><u>Peso [g]</u></i>
Rinvio angolare	2	-	30726
Interfaccia rinvio angolare	4	Alluminio	1040
Giunto parastrappi	2	Acciaio	986
Flange albero	2	Alluminio	376
Albero verticale	1	Carbonio	813
Organi colleg.giunti parastrappi (viti, dadi, rondelle)	12	Acciaio	670
			Tot. 34611

Tabella 5: Componenti trasmissione verticale con rinvio meccanico

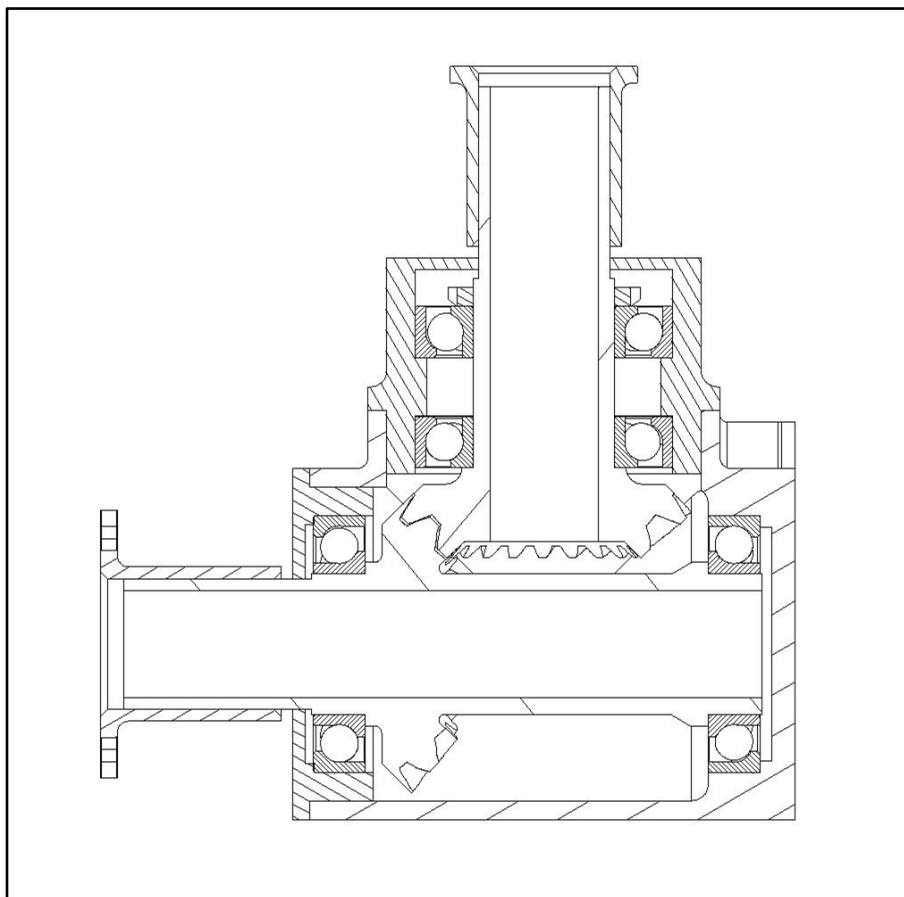


Figura 25: Schema costruttivo del rinvio angolare

<u>Componente</u>	<u>N° elem.</u>	<u>Materiale</u>	<u>Peso [g]</u>
Albero con ruota conica a sbalzo	1	Acciaio	2817
Albero con ruota conica tra cuscinetti	1	Acciaio	3641
Cuscinetti	4	Acciaio	3152
Carter + tappi	1+2	Alluminio	5153
Guarnizioni ed altro	-	-	600
			Tot. 15363

Tabella 6: Componenti del rinvio angolare

3.2. SOLUZIONE CON CINGHIA DENTATA

Le cinghie dentate rappresentano una soluzione per la trasmissione di potenza molto efficaci ed a basso costo. Come gli ingranaggi sono in grado di trasmettere potenze molto elevate, ma hanno in più il vantaggio di essere silenziose e non richiedere lubrificazione o manutenzione.

Per questa tipologia di trasmissioni è possibile raggiungere rendimenti dell'ordine del 96 – 98 %, con perdite legate sostanzialmente all'elasticità della cinghia ed ai fenomeni d'attrito. Lo scorrimento della cinghia sulle pulegge, fenomeno caratteristico delle cinghie trapezoidali, viene scongiurato dalla presenza dei denti, permettendo così di raggiungere gli elevati valori del rendimento citati in precedenza. Il fatto di trasmettere la potenza attraverso il contatto tra i denti di cinghia e le pulegge (diversamente dal caso delle cinghie trapezoidali, dove si sfrutta invece l'attrito), permette di ridurre il precarico iniziale della trasmissione, con vantaggi sia in termini di durata della cinghia, sia in termini di minore entità dei carichi² agenti sulla struttura di supporto alla trasmissione.

Tali caratteristiche fanno delle cinghie dentate un elemento ampiamente utilizzato per la trasmissione di potenza nel settore dell'aeronautica ultraleggera.



Figura 26: Applicazione di cinghia dentata per il comando dell'elica di un autogiro

² Va detto tuttavia che la tensione di montaggio non deve essere troppo bassa, sia per non avere un cattivo ingranamento tra cinghia e pulegge (il che può portare ad anomalie nel funzionamento, quale il fenomeno del salto dei denti), sia per evitare una eccessiva oscillazione della cinghia durante il funzionamento.

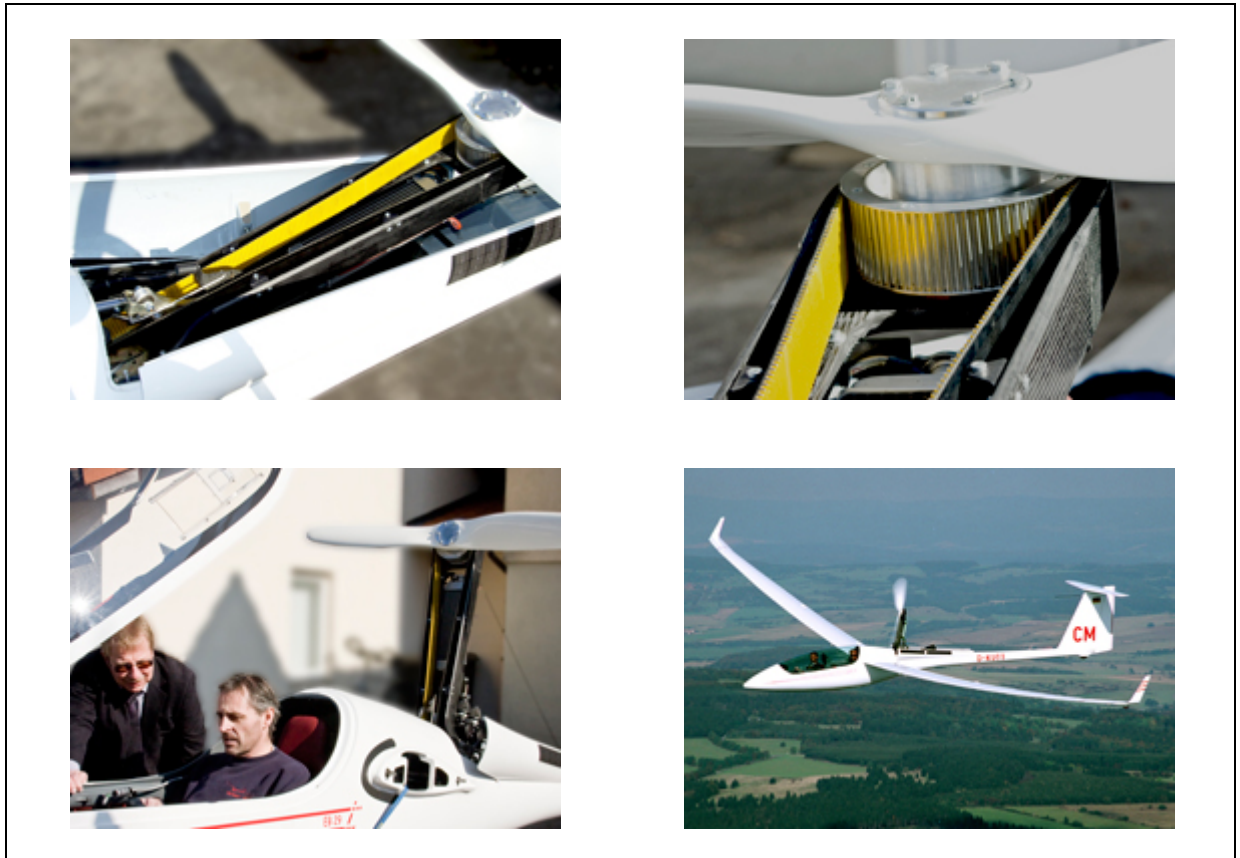


Figura 27: Applicazione di cinghia dentata (Conti® Synchrochain) all'aliante EB29

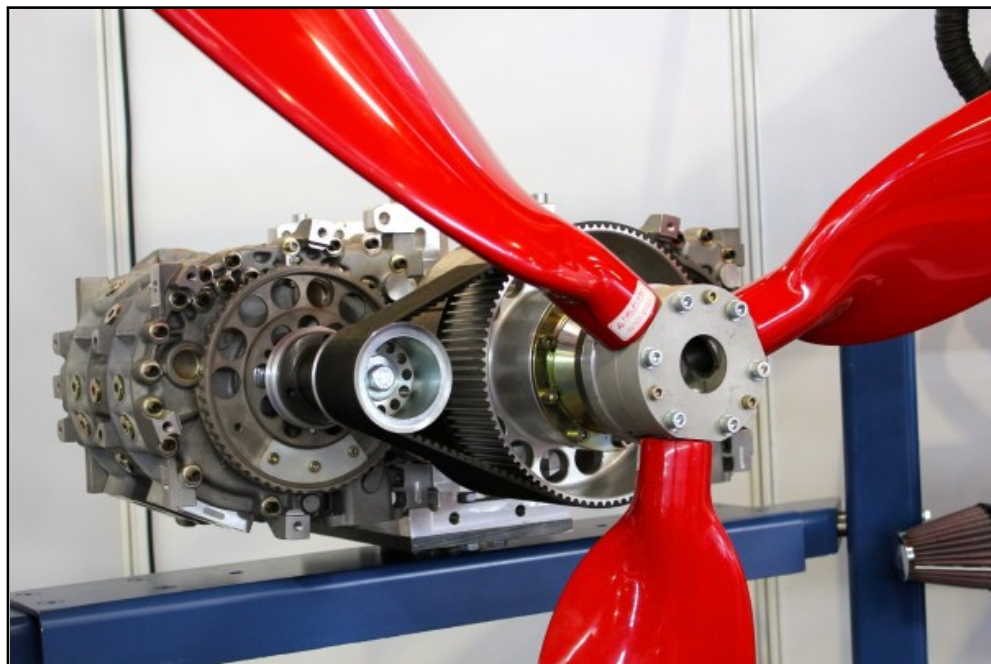


Figura 28: Applicazioni di cinghia dentata – Aereo Friedrichshafen 2012

Ad oggi, il mercato mette a disposizione un vastissima gamma di scelta di cinghie dentate, le quali si differenziano non solo per i materiali con le quali vengono realizzate, ma soprattutto per la forma della dentatura. Questo si riflette di conseguenza sulle prestazioni ottenibili in termini di potenza trasmessa, durata, rumorosità, resistenza all'ambiente etc.

Alcune di queste, ed in particolare quelle che sono state sviluppate nel passato, hanno un profilo del dente standardizzato; queste possono essere suddivise in:

- Profili trapezoidali secondo norma DIN ISO 5296, con dimensioni della dentatura e passo della cinghia espressi in pollici, secondo le categorie [MXL-XL-L-H-XH-XXH].
- Profili trapezoidali secondo norma DIN 7721, ma con dimensioni e passo espressi secondo il sistema metrico, secondo le categorie [T2-T2.5-T5-T10-T20].
- Profili denominati “ad elevata potenza” secondo il progetto ISO/F DIS 13050, sempre con dimensioni espresse secondo il sistema metrico. Tra questi tipi di profili, che sono stati sviluppati più recentemente rispetto ai precedenti, si hanno ad esempio i profili (HTD-STD-RPP - ...).

Si hanno poi profili non standardizzati, che sono stati sviluppati e brevettati negli ultimi anni dalle principali case costruttrici, come la *Gates* (Powergrip GT2 - Powergrip GT3 ...), la *Goodyear* (Eagle NRG - Falcon HTC...), la *Contitech* (CTD...) e molti altri ancora.

Quest'ultime rappresentano l'evoluzione dei profili ad elevata potenza, tanto che in molti casi questo tipo di cinghie possono essere montate addirittura sulle pulegge dei profili di vecchia generazione. In generale le prestazioni ottenibili sono migliori, e per questo motivo sono state prese come riferimento per l'attuale progetto.

Sia per i profili ad elevata potenza che per i profili di ultima generazione, le categorie disponibili sono tipicamente [8M - 14M] e solo in alcuni casi anche [3M - 5M - 20M], ovvero cinghie con passo di 8mm, 14mm, etc.

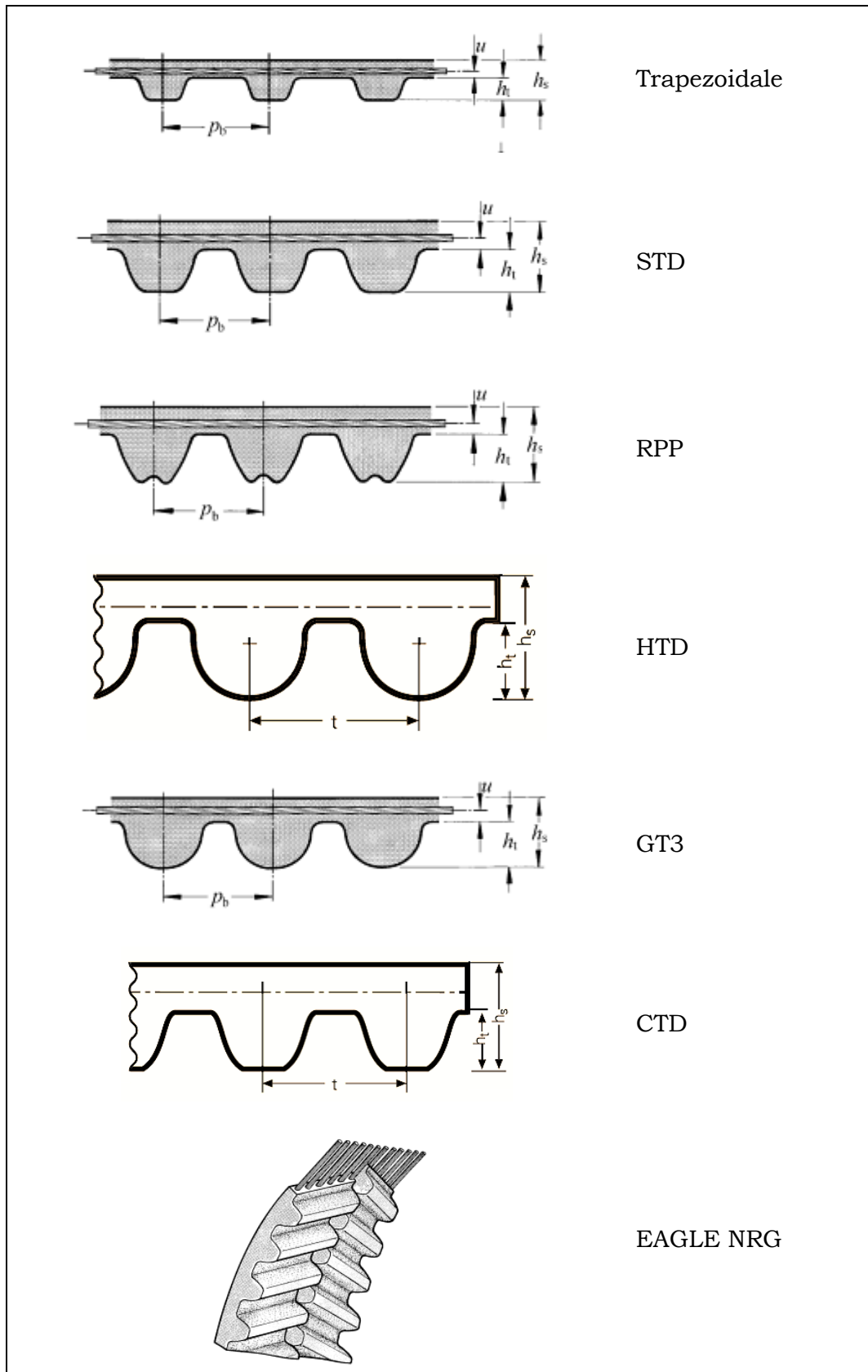


Figura 29: Profili delle cinghie dentata

Al fine di stabilire quale fosse la migliore scelta per l'applicazione in esame, si sono messi a confronto alcuni dei prodotti delle principali case costruttrici. In particolare, si è cercato di individuare quel prodotto che, a parità degli altri parametri di progetto, permettesse di contenere il più possibile lo spessore della cinghia. In questo modo infatti si limita la "larghezza" dei vari componenti, con vantaggi per quel che riguarda sia il peso che la rigidità della soluzione.

Il dimensionamento della trasmissione con cinghia viene fatto con l'ausilio dei manuali tecnici messi a disposizione dalle case costruttrici. Essenzialmente devono essere soddisfatti due requisiti principali: che lo spessore scelto sia sufficiente per trasmettere in sicurezza la potenza motrice, ed allo stesso tempo che la tensione agente sul ramo più caricato della cinghia non ecceda il valore di tensione ammissibile riportato nei manuali. L'esatta procedura è stata riportata in dettaglio nell'Appendice B.

Per l'analisi sono state prese in considerazione cinghie con passo di 8mm e 14mm: quest'ultime riescono a trasmettere potenze più elevate, ma presentano l'inconveniente che le pulegge sono limitate ad un valore minimo di 28 denti (corrispondente ad un diametro di circa 130mm), in quanto le fibre non riescono a sopportare elevati raggi di curvatura; con le cinghie 8M i diametri ammessi per le pulegge sono decisamente inferiori, a scapito tuttavia della potenza trasmissibile.

I risultati riportati nelle seguenti figure mostrano che, indipendentemente dalla potenza in gioco e dalla velocità di rotazione della puleggia, il modello "Conti[®] Synchronchain" sviluppato dalla *Contitech* è in generale quello che, a parità del numero di denti della puleggia, permette di ridurre il più possibile lo spessore della cinghia. A questo farebbe eccezione il modello "Falcon HTC" con passo di 14mm sviluppato dalla *Goodyear*; tuttavia, si è preferito ricorrere alla soluzione della *Contitech*, visto che questa offre la possibilità di impiegare anche pulegge realizzate in alluminio, invece che in ghisa o acciaio.

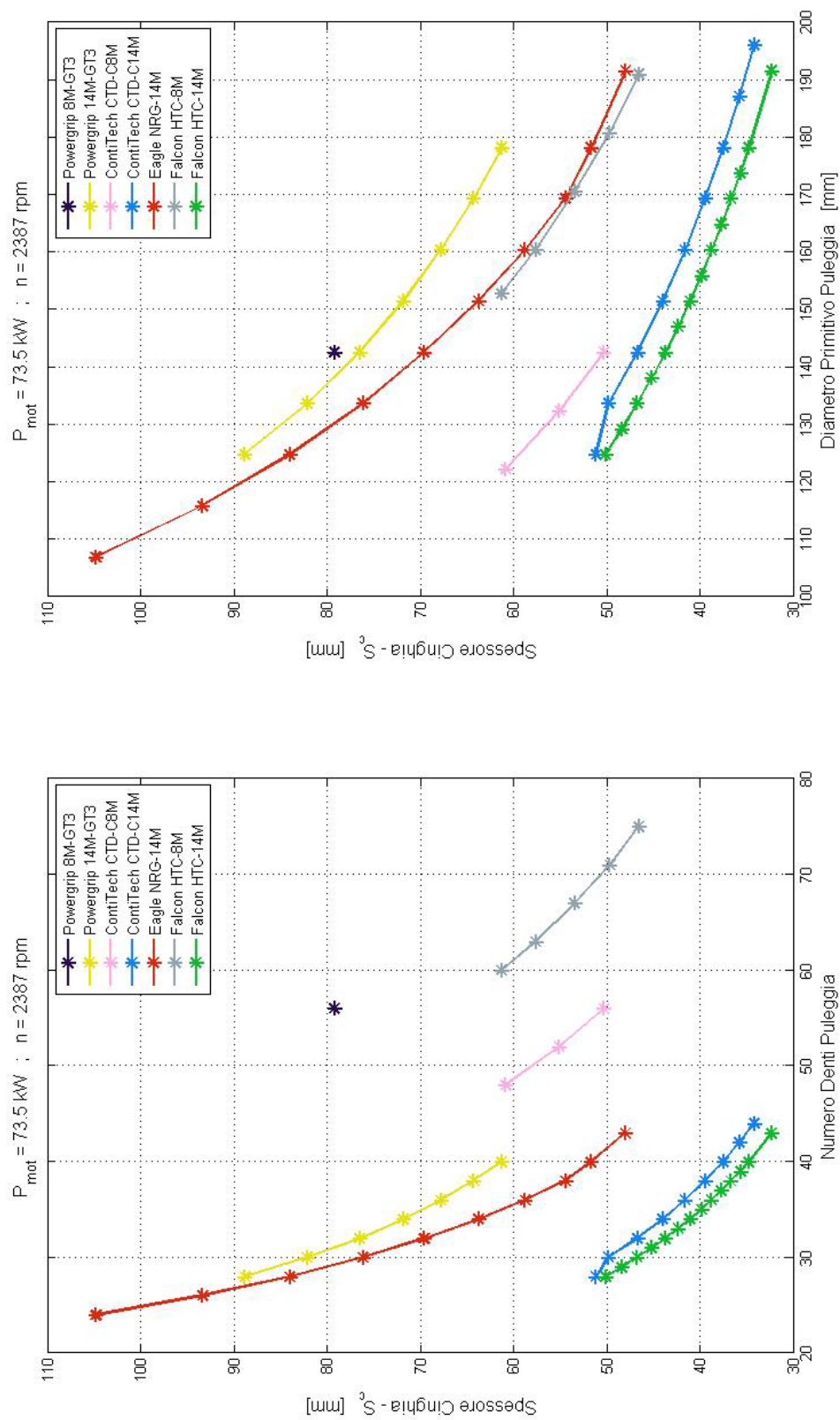


Figura 30: Confronto tra cinghie dentate - caso 1

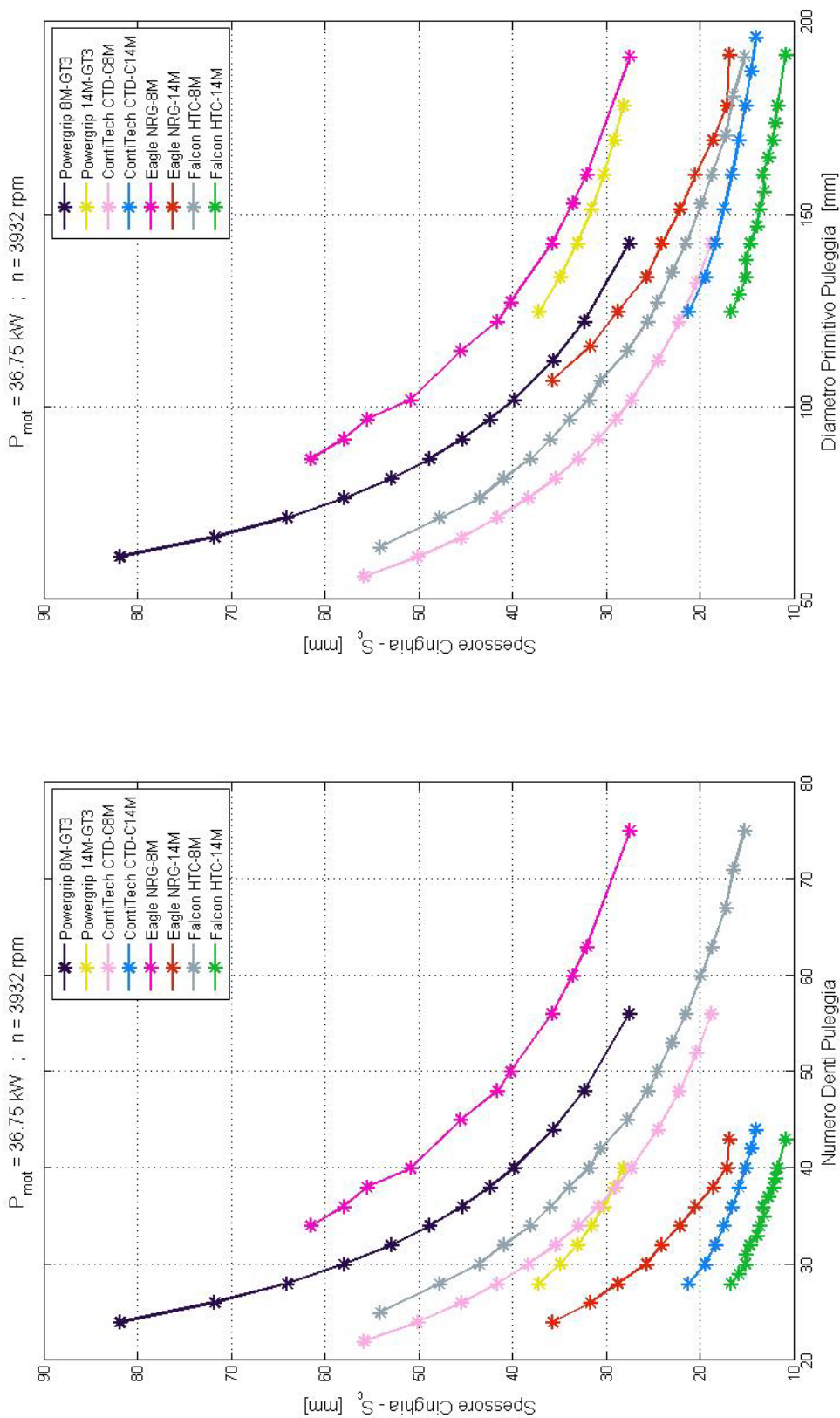


Figura 31: Confronto tra cinghie dentate – caso 2

Per il caso in esame, l'idea alla base della soluzione con cinghia è quella di avere delle pulegge con un diametro talmente ridotto, da garantire il passaggio della cinghia all'interno della deriva, senza dover ricorrere all'impiego di ulteriori pulegge che ne devino il percorso.

Tale sistema, illustrato in Figura 32, può essere precaricato sia facendo scorrere il blocco inferiore su delle apposite guide, bloccando il tutto una volta raggiunto il giusto livello di tensionamento della trasmissione, oppure con l'ausilio di una ulteriore puleggia tendicinghia.

In Figura 33 viene illustrato lo schema costruttivo del blocco puleggia. Ciascuna puleggia viene calettata sul relativo albero di supporto con l'ausilio di una coppia di cuscinetti radiali a sfere. Tra questi viene interposto un distanziale interno, sia per posizionare correttamente le pulegge, sia per evitare che un eccessivo serraggio della ghiera causi uno spostamento relativo tra gli anelli dei cuscinetti (il quale ne comporterebbe una usura precoce). Due elementi di interfaccia vengono poi utilizzati per collegare le pulegge rispettivamente alla parte orizzontale della trasmissione e all'elica. La lubrificazione del sistema avviene in questo caso grazie all'utilizzo di cuscinetti autolubrificati, ovvero cuscinetti già ingrassati a vita, e chiusi ermeticamente con delle apposite tenute in gomma NBR a basso coefficiente d'attrito.

La scelta del passo della cinghia, ed il calcolo dello spessore necessario per trasmettere la potenza motrice, è stato effettuato utilizzando un coefficiente di sicurezza di 2 sulla coppia motrice, così come indicato dalla normativa (si veda il paragrafo 2.1). Dai risultati riportati in Figura 34 si può osservare che anche in questo caso non è possibile scendere al di sotto di circa 130 mm di ingombro della soluzione: per la cinghia con passo di 8mm, infatti, la tensione agente sul ramo più caricato è prossima al livello di sollecitazione ammissibile indicato nel manuale di progettazione. Di conseguenza, si deve ricorrere necessariamente ad una cinghia con passo di 14mm, che, come è stato detto in precedenza, implica l'utilizzo di pulegge con un numero di denti non inferiore a 28.

Nella Tabella 7 viene riportata la stima dei pesi complessiva della "parte verticale" della trasmissione: anche se in questa valutazione preliminare non è stato considerato il meccanismo necessario per il tensionamento della cinghia, questa soluzione risulta essere decisamente più leggera rispetto al caso di trasmissione con ruote dentate. Si ha un risparmio anche in termini di costi sia per il minore numero di componenti necessari, sia per la mancanza di elementi di forte precisione, quali appunto le ruote dentate.

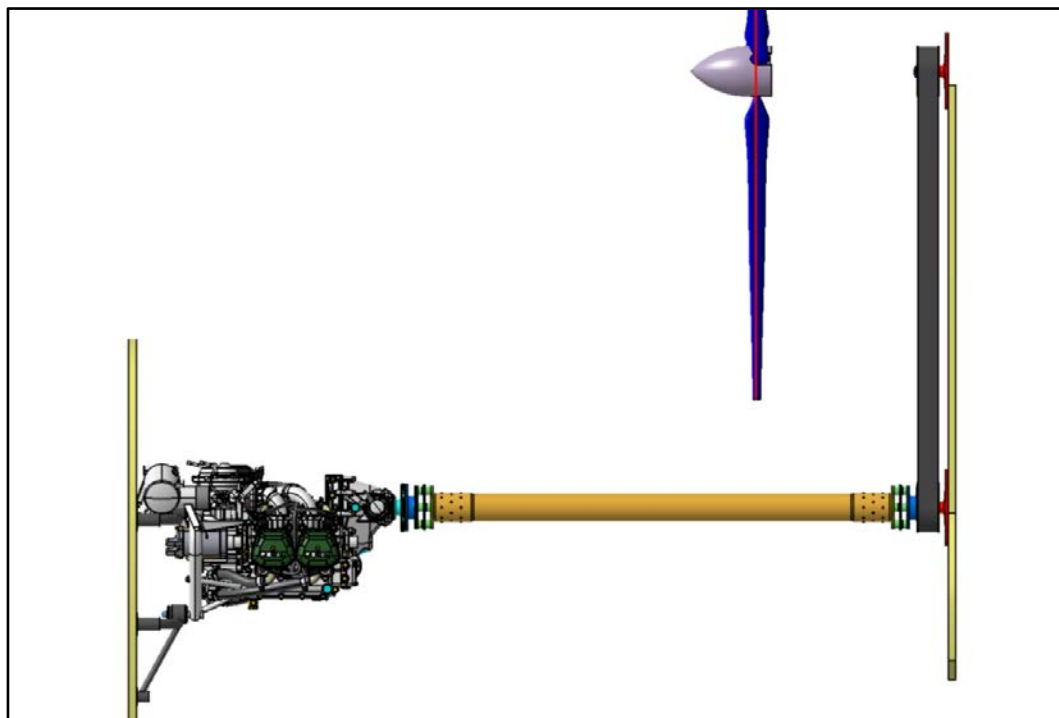


Figura 32: Modello soluzione preliminare con trasmissione a cinghia

<u>Componente</u>	<u>N° elem.</u>	<u>Materiale</u>	<u>Peso [g]</u>
Cinghia	1	-	1500
Supporto puleggia	2	Acciaio	2328
Puleggia P28-14M-52 (<i>Contitech</i>)	2	Alluminio	1792
Cuscinetto 6304-2RSL (<i>SKF</i>)	2	-	280
Cuscinetto 6205-2RSL (<i>SKF</i>)	2	-	260
Rondella 17x30x1.5 UNI 6592	2	Acciaio	22
Ghiera KMK3 (<i>SKF</i>)	2	-	54
Elemento di interfaccia	1	Alluminio	162
Organi collegamento pulegge	6	Acciaio	130
			Tot. 6528

Tabella 7: Componenti trasmissione verticale con cinghia dentata

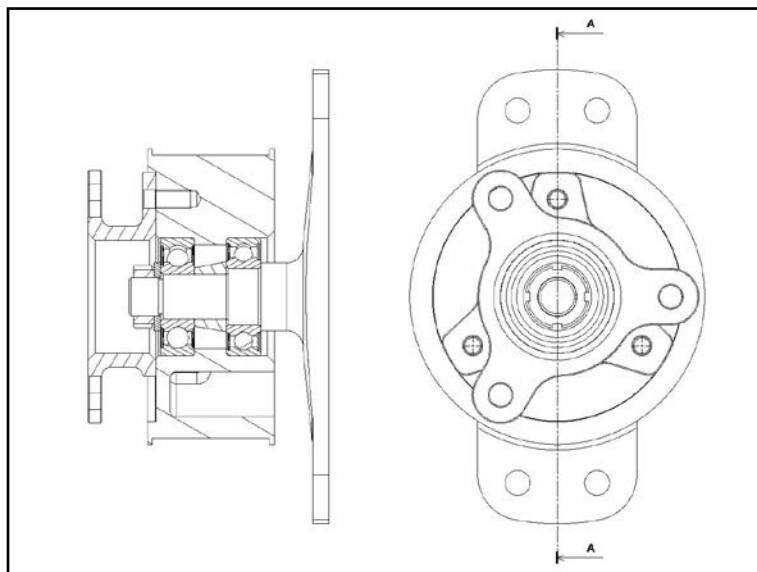


Figura 33: Schema costruttivo del blocco puleggia

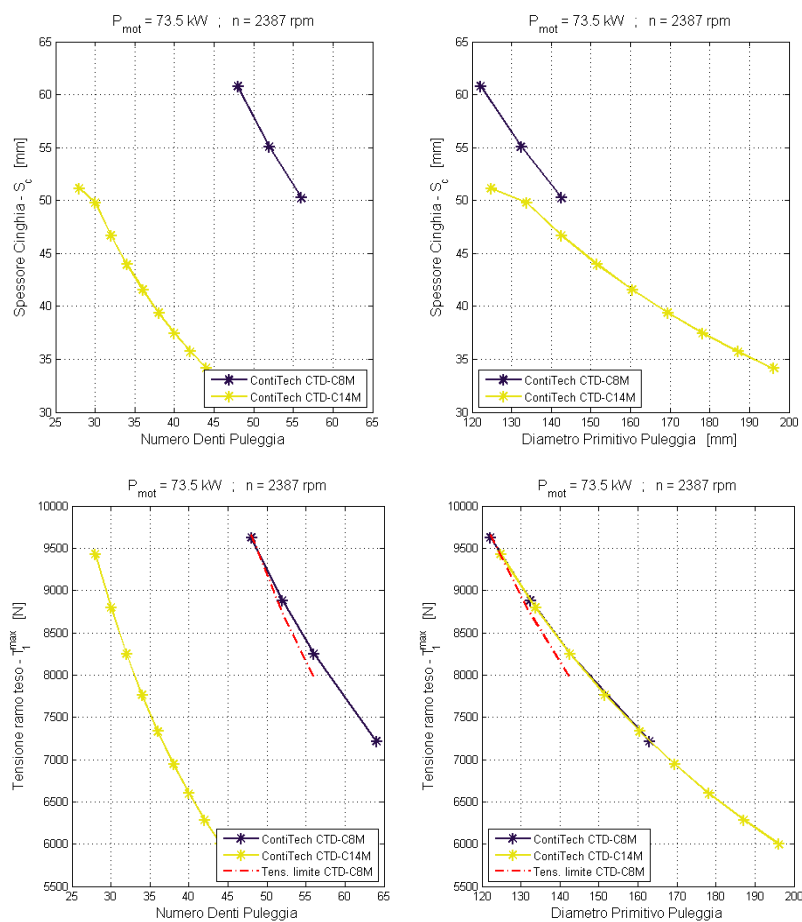


Figura 34: Risultati dimensionamento cinghia della soluzione preliminare

Nonostante la soluzione con cinghia dentata sia decisamente migliore sotto vari aspetti rispetto alla soluzione con rinvio angolare, rimangono tuttavia una serie di aspetti negativi che hanno portato ad abbandonare questo tipo di layout del velivolo, con elica traente posta davanti alla deriva.

Come è evidente da quanto illustrato in Figura 35, anche in questo caso i volumi nella parte alta della deriva non sono sufficienti per contenere il blocco puleggia superiore. Il collegamento con l'ala posteriore deve essere rivisto, raccordandolo opportunamente, ed aumentando lo spessore del profilo nella parte alta del fin.

Il disegno della deriva non deve essere rivisto solo per permettere il passaggio della cinghia dentata: l'inclinazione del bordo d'attacco del fin è tale da allontanare considerevolmente l'elica dal blocco puleggia superiore. Come è evidente dalla Figura 36, anche ricorrendo ad un elica diversa da quelle tipicamente utilizzate, avente quindi un diametro inferiore ed un maggior numero di pale, suddetta distanza rimane consistente. L'unica modo per avvicinare l'elica al blocco puleggia superiore è dunque quello di ridurre l'inclinazione del bordo d'attacco: da questo punto di vista, la soluzione ottimale sarebbe quella di avere una bordo d'attacco "verticale".

È opportuno precisare inoltre che i carichi agenti sugli alberi di calettamento, calcolati secondo il procedimento illustrato in dettaglio in Appendice B, risultano essere particolarmente elevati³. Il longherone anteriore della deriva risulta essere fortemente sollecitato, e deve essere dimensionato avendo cura in particolar modo delle zone di attacco dei supporti delle pulegge. Tali zone andranno adeguatamente rinforzate ed irrigidite anche per garantire un migliore allineamento tra gli assi di rivoluzione delle pulegge.

Bisogna tenere presente poi che, oltre alla zona motore, anche la deriva e la parte finale della fusoliera devono essere dotate di aperture che permettano il montaggio dei vari componenti, il tensionamento della trasmissione, e le necessarie operazioni di controllo preliminari al volo. Ciò ha evidentemente un effetto negativo sull'integrità strutturale, e porta inevitabilmente ad una soluzione più complessa e pesante.

³ Una stima dell'entità dei carichi agenti sugli alberi di calettamento può essere fatta in base ai valori della tensioni riportati in Figura 34: per il caso di pulegge con diametro primitivo di 130 mm, tali carichi sono dell'ordine dei 10000 N, ben oltre la forza peso dell'intero velivolo.

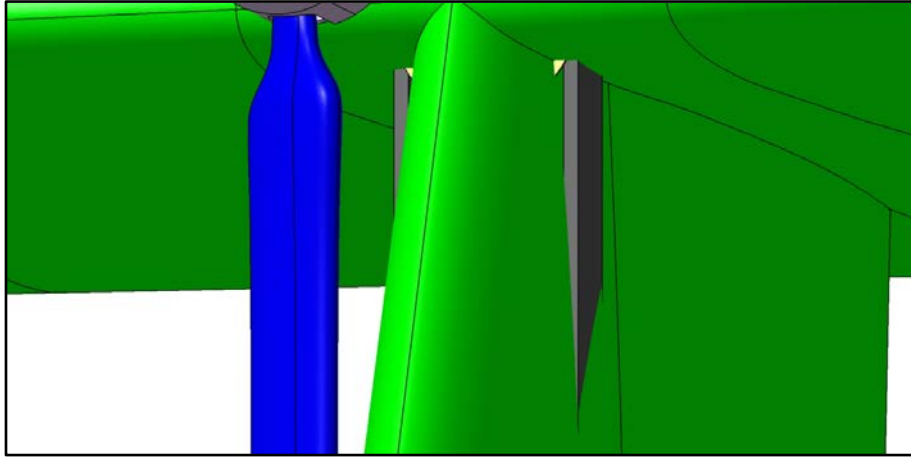


Figura 35: Ingombro della soluzione con cinghia in corrispondenza dell'incrocio tra deriva ed ala posteriore

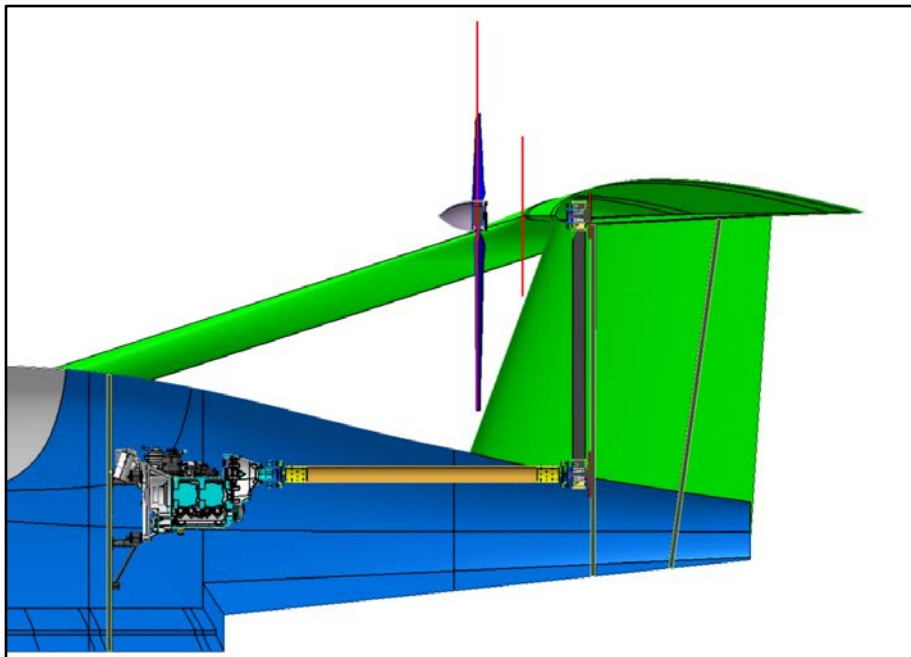


Figura 36: Posizionamento dell'elica

Capitolo 4. SOLUZIONE CON ELICHE INTUBATE

L'ipotesi iniziale di collocare l'elica approssimativamente in corrispondenza dell'intersezione tra la deriva e l'ala posteriore è stata abbandonata in favore della soluzione illustrata in Figura 37, in cui la propulsione viene affidata a due eliche intubate.

Dovendo rispettare il limite di 2,6m di larghezza imposto dalla normativa per il trasporto stradale⁴, il diametro delle eliche deve essere necessariamente ridotto ad un valore di circa 800mm, che risulta essere considerevolmente inferiore ai diametri delle eliche tipicamente utilizzate su questo tipo di velivoli. La spinta necessaria per eseguire la manovra di decollo (stimata intorno ai 2600 N) viene ottenuta quindi non solo attraverso un maggior numero di pale delle eliche, ma anche grazie al contributo dato dal mantello esterno, che, attraverso un accurato disegno, può fornire un incremento anche del 20%.

Le eliche vengono azionate per mezzo di due cinghie dentate, le quali vengono montate su un'unica puleggia motrice secondo quanto illustrato in Figura 38. Dal lato delle eliche, le pulegge vengono calettate sul relativo albero posteriormente all'appoggio fornito dai cuscinetti, in modo da facilitare le operazioni di assemblaggio e sostituzione delle cinghie (si veda il paragrafo 4.4).

Tutti gli alberi di calettamento delle pulegge (compresi i galoppini ed i tendicinghia) vengono sostenuti da un telaio indipendente: con questo sistema, i carichi relativi alla trasmissione con cinghia non vanno più a gravare sui componenti strutturali del velivolo, che invece devono farsi carico della sola spinta delle eliche. Tale telaio viene vincolato alla paratia antifiamma per mezzo di opportuni elementi elastici, in modo da smorzare le vibrazioni del sistema (si veda il paragrafo 4.7).

Per quanto riguarda la paratia antifiamma, è stato confermato il posizionamento a ridosso della cabina scelto per le soluzioni preliminari (3700mm secondo l'asse x del sistema di riferimento del velivolo), in modo da sfruttare questo componente come punto di attacco per le cinture di sicurezza, e per creare lo spazio, nella parte posteriore, necessario per ospitare il carrello principale.

Come è evidente dalla Figura 39, la posizione delle eliche viene avanzata rispetto alle soluzioni preliminari: questo posizionamento, oltre a garantire una maggiore protezione delle eliche nei confronti degli schizzi generati dallo scafo, permette di collegare "direttamente" la puleggia motrice della trasmissione con cinghia alla

⁴ Si tenga presente che il velivolo sarà dotato di un sistema di ripiegamento delle ali, quale quello illustrato in Figura 16

p.t.o. del motore, evitando quindi l'impiego dell'albero di trasmissione e dei giunti elastici a lamelle (si veda lo schema costruttivo riportato nel paragrafo 4.3).

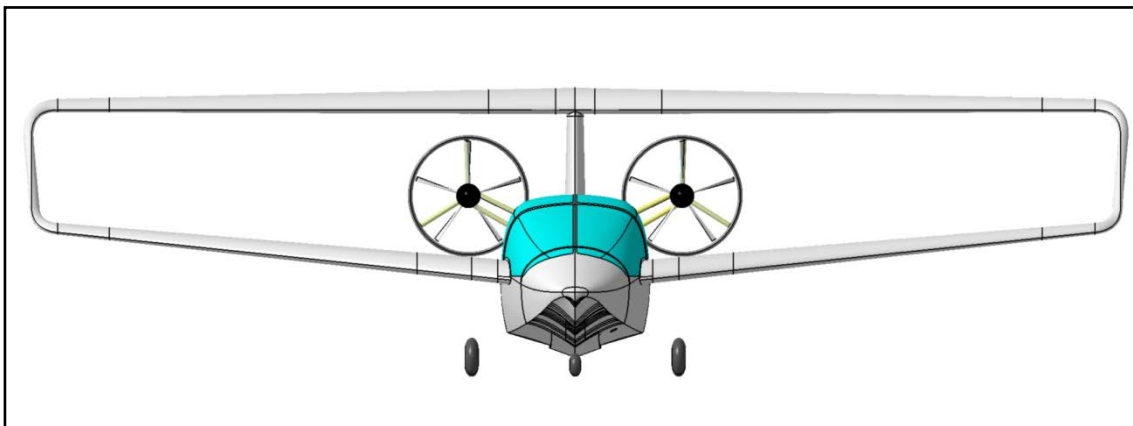


Figura 37: Vista frontale IDINTOS

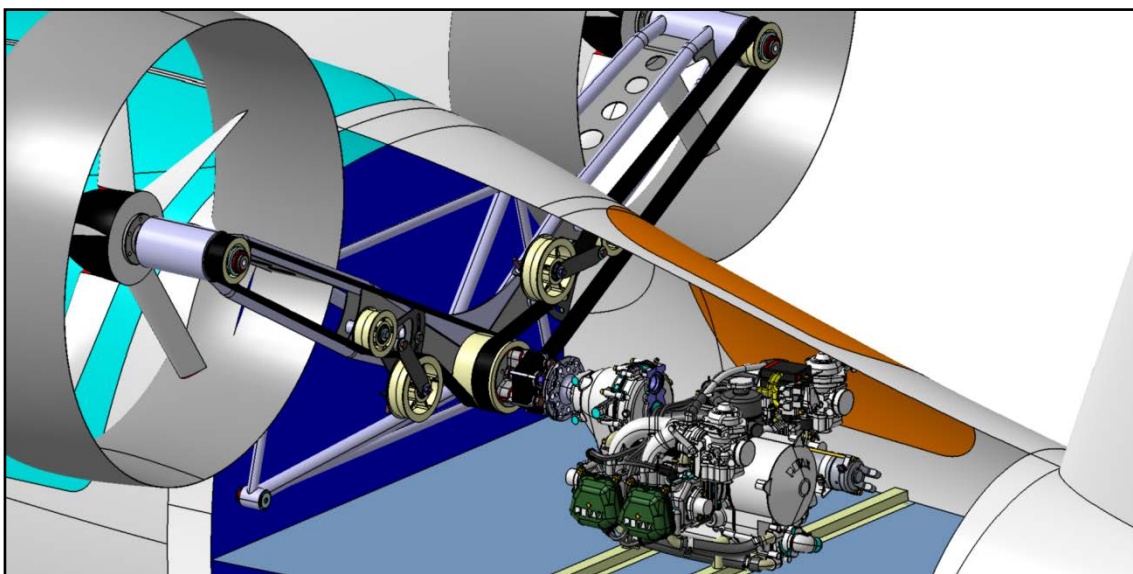


Figura 38: Vista assonometrica della trasmissione con cinghia

Ovviamente il motore viene girato, con la p.t.o. rivolta in questo caso verso la prua del velivolo, e posizionato secondo l'asse x del sistema di riferimento del velivolo in maniera tale da rispettare il più possibile l'ipotesi preliminare sul baricentro del motore, lasciando tuttavia tra questo e la paratia antifiamma lo spazio necessario per ospitare il telaio della trasmissione con cinghia. Come per le

soluzioni preliminari, anche in questo caso si è cercato di alzare il più possibile la posizione del motore, in modo da facilitare il collocamento del carrello principale nella parte inferiore della fusoliera.

Il motore viene sostenuto da un pianetto, al quale viene collegato ancora una volta per mezzo di elementi elastici, sfruttando i quattro punti d'attacco bassi (L1, R1, L2, R2 secondo quanto riportato in Figura 13). Il pianetto viene irrigidito con alcuni elementi trasversali, necessari per sostenere sia il peso che la coppia del motore. Il pianetto deve poi essere opportunamente dimensionato per fare fronte ai carichi inerziali statici corrispondenti ai fattori di carico ultimo specificati dalla normativa in relazione al caso di atterraggio di emergenza (si veda il paragrafo 2.1): particolarmente gravoso risulta essere il caso dei 15g in avanti, con sollecitazioni che tuttavia, secondo questo schema costruttivo, vengono trasferite come sforzi di taglio dal pianetto alla fusoliera, e non come forze normali agenti sulla paratia antifiamma.

Rispetto alle soluzioni preliminari, questo sistema offre una maggiore sicurezza in quanto la rottura imprevista di una cinghia non pregiudica le capacità di volo del velivolo. Inoltre, il montaggio ed il controllo sia del motore che della trasmissione vengono effettuati grazie alle due aperture poste dietro alla cabina di pilotaggio, senza più interferire con la deriva del velivolo.

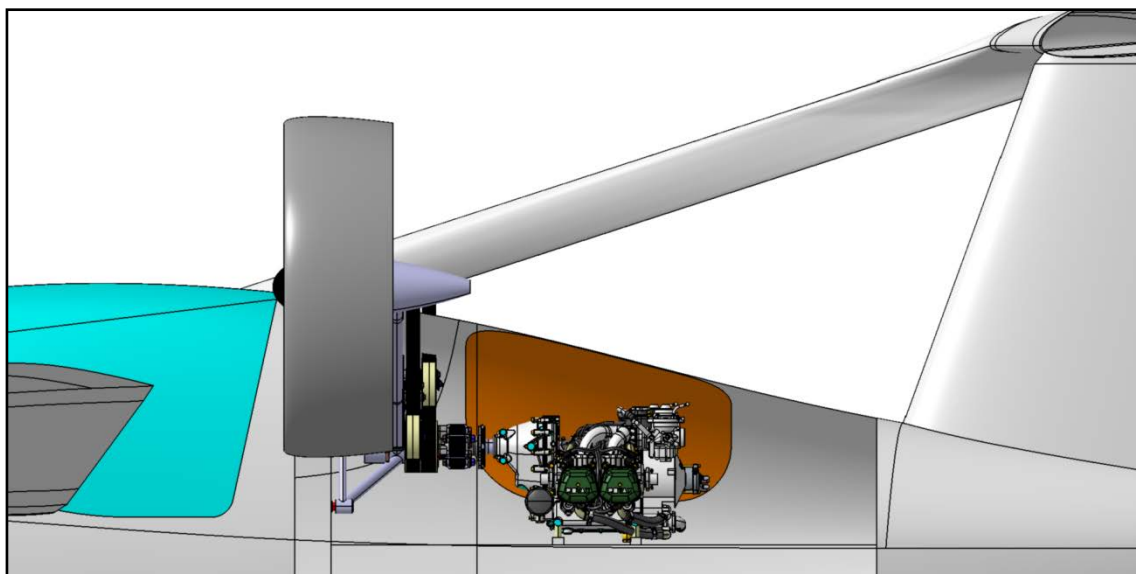


Figura 39: Vista laterale IDINTOS

4.1. LAYOUT ED ANALISI DELLA TRASMISSIONE A CINGHIA

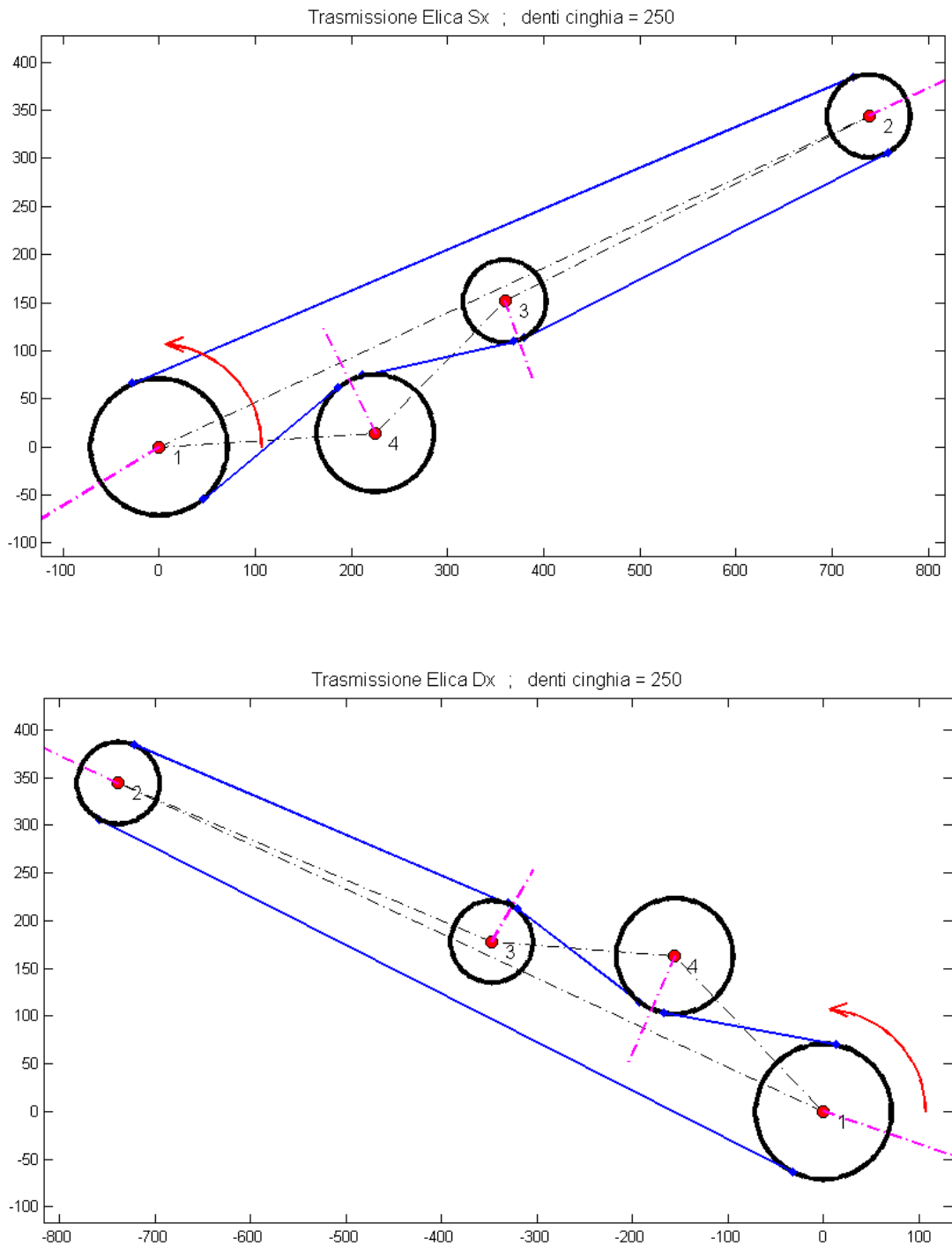


Figura 40: Layout della trasmissione a cinghia per la soluzione con doppia elica

Il punto di partenza per la realizzazione di questa nuova soluzione è stato il dimensionamento della trasmissione con cinghia, in modo da arrivare a definire sia la posizione occupata dalle varie pulegge, sia i carichi introdotti da essa, e sviluppare di conseguenza un adeguato telaio di supporto.

Nella Figura 40 sono illustrati separatamente i layout della trasmissione a cinghia di ciascuna elica, per un osservatore posto dal lato della prua del velivolo. Ciascuna è composta da quattro pulegge: la puleggia motrice (1), la puleggia che aziona l'elica o puleggia "condotta" (2), un "tendicinghia" (4) ed un "galoppino" (3).

Dato che sia la posizione dell'asse motore che quella dell'asse delle eliche sono fissate, l'unico modo per ottenere il giusto tensionamento della trasmissione è attraverso l'utilizzo dei tendicinghia, che vanno ad agire sui rispettivi rami scarichi della trasmissione. L'utilizzo dei soli tendicinghia comporterebbe tuttavia incertezza in merito alla posizione che viene ad occupare il ramo scarico della trasmissione a seguito dell'applicazione del precarico iniziale. Per questo motivo si è deciso di ricorrere all'utilizzo dei galoppini, i quali vengono posti internamente al percorso della cinghia, con lo scopo di riallineare i rami scarichi secondo la direzione tangente puleggia motrice - puleggia elica, come illustrato in Figura 41. Con questo sistema la posizione occupata dal ramo scarico in prossimità delle eliche risulta essere fissata, e questo offre la possibilità di mascherare la cinghia all'interno della parte statorica delle eliche intubate, secondo quanto illustrato qualitativamente in Figura 49.

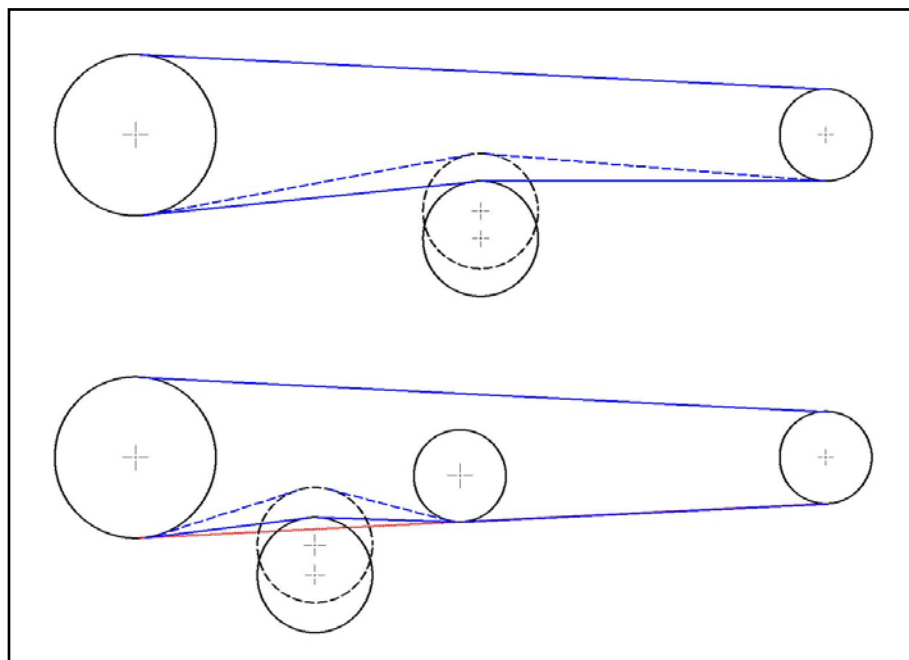


Figura 41: Tensionamento della trasmissione

La disposizione delle pulegge nel piano della trasmissione è stata scelta in modo da ridurre il più possibile gli angoli di avvolgimento attorno alle pulegge stesse: si diminuisce così la frazione di tempo in cui la cinghia viene sollecitata anche a flessione, ottenendo un aumento della sua durata.

Questo è stato ottenuto in primo luogo allontanando il più possibile le pulegge condotte dalla puleggia motrice, sfruttando al massimo la lunghezza totale della cinghia, calcolando quindi l'interasse motore-eliche secondo la relazione

$$C \simeq \frac{Y + \sqrt{Y^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{4} \quad \text{con} \quad Y = L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \quad (4.1)$$

In maniera analoga, i galoppini sono stati allontanati il più possibile dalla puleggia motrice, sfruttando al massimo lo spazio offerto dalla fusoliera, mentre i tendicinghia sono stati collocati in una posizione intermedia. Avendo di fatto dimezzato la lunghezza libera del tratto più scarico, si ha inoltre il vantaggio di limitare o addirittura inibire possibili vibrazioni della cinghia durante il funzionamento.

Per l'applicazione in esame, la scelta della lunghezza della cinghia non è arbitraria, ma si deve ricorrere necessariamente ad una soluzione avente un numero totale di denti uguale ai componenti standardizzati riportati sul catalogo della ditta costruttrice. Ciò è dovuto al fatto che le cinghie vengono prodotte in manicotti, i quali sono poi tagliati secondo lo spessore richiesto (si veda la Figura 42): l'impiego di una cinghia di lunghezza non standardizzata può allora essere giustificata solo nel caso di una produzione di serie del velivolo.

Nella determinazione di tale lunghezza occorre anche che sia rispettato il limite di 2,6m di larghezza imposti dalla normativa per il trasporto stradale⁵; inoltre le eliche devono occupare una posizione sufficientemente elevata, in modo da essere riparate dagli schizzi generati dallo scafo nelle fasi di decollo ed atterraggio. Ciò è stato ottenuto attraverso una opportuna combinazione tra lunghezza della cinghia e angolo d'inclinazione dell'interasse motore – eliche, misurato rispetto al piano orizzontale del velivolo (si veda la Figura 43).

Ovviamente, la cinghia scelta deve essere più corta possibile, in modo da ridurre la lunghezza delle travi del telaio, ed ottenere così una struttura più compatta e rigida.

⁵ Si tenga presente che il velivolo sarà dotato di un sistema di ripiegamento delle ali, quale quello illustrato in Figura 16.



Figura 42: Manicotti di cinghie dentate

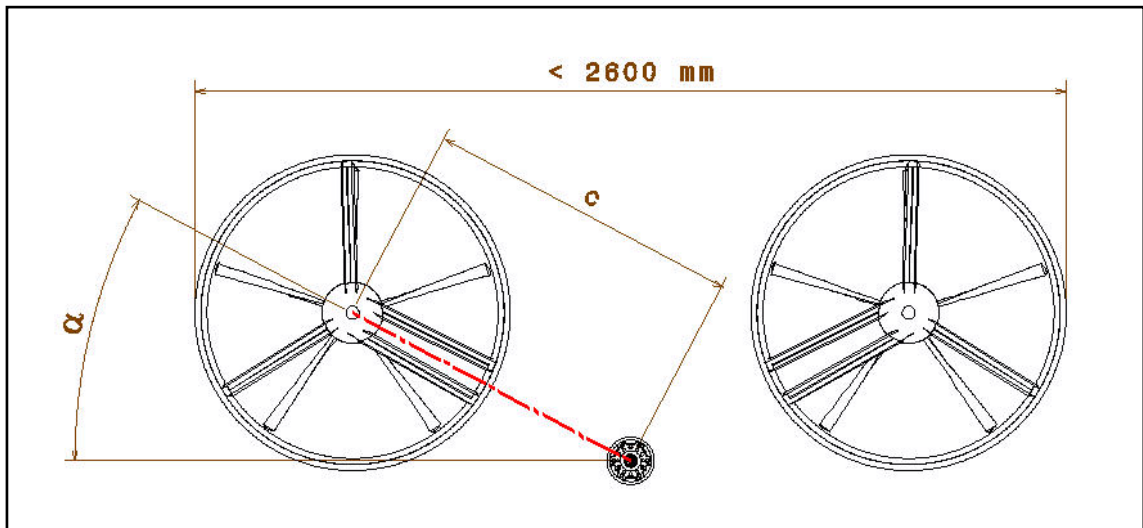


Figura 43: Parametri principali per il posizionamento delle eliche intubate

Dalla relazione (4.1) risulta evidente che il posizionamento delle eliche nel piano latero-direzionale del velivolo, è legato ai diametri primitivi della puleggia motrice e condotta. Questi parametri, così come il passo e lo spessore della cinghia, sono stati determinati secondo la procedura riportata nei manuali tecnici e riportata in Appendice B.

Come per la soluzione preliminare, il modello di cinghia preso in considerazione è la “Conti® Synchronchain” sviluppata dalla Contitech.

Tuttavia, avendo raddoppiato il numero delle cinghie, la potenza di progetto per la determinazione dello spessore della cinghia risulta dimezzata

$$P_{des}^{max} = \frac{P_{mot} \cdot SF}{n^{\circ} \text{ eliche}} = \frac{73.5 \cdot 2}{2} = 73.5 \text{ [kW]} \quad (4.2)$$

Quindi, per il caso in esame, è stato possibile impiegare un passo della cinghia di 8mm⁶, e ciò ha consentito dunque l'utilizzo di pulegge con diametro primitivo inferiore ai 130mm minimi della corrispondente cinghia con passo di 14mm.

In Figura 44 sono riportate varie possibili combinazioni per quel che riguarda il numero di denti e la velocità di rotazione della puleggia condotta, ed il relativo spessore della cinghia necessario per poter trasmettere in sicurezza la potenza motrice (considerando un coefficiente di sicurezza pari a 2, come richiesto dalla normativa). La determinazione di questi parametri è stata quindi effettuata cercando di soddisfare i seguenti requisiti:

5. necessità di contenere il più possibile il diametro primitivo delle pulegge condotte, dato che questi componenti dovranno poi essere mascherati all'interno delle ogive delle eliche.
6. mantenere entro limiti ragionevoli l'entità delle tensioni agenti nei rami della cinghia, in modo da ridurre il più possibile l'intensità delle forze taglienti che vanno poi a gravare sia sul telaio, che sui componenti dei mandrini delle eliche.
7. contenere lo spessore della cinghia, in modo da limitare sia la “larghezza” dei componenti della trasmissione, sia per diminuire l'entità dei momenti flettenti agenti sugli alberi di calettamento delle pulegge.

⁶ Come si può osservare infatti dai risultati di Figura 44, infatti, la massima tensione agente sul ramo più caricato della cinghia risulta essere inferiore alla corrispondente tensione ammissibile riportata nel manuale tecnico (curve tratteggiate in figura).

8. scelta della velocità di rotazione, e quindi del rapporto di trasmissione, compatibile con la “specifica” delle eliche intubate: il regime di funzionamento individuato, insieme alla geometria delle pale e del mantello, deve essere tale da garantire una adeguata spinta delle eliche nelle varie fasi di volo, ed in particolare per la fase di decollo. Questo aspetto è stato verificato presso il Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale, con l’ausilio di appositi programmi di calcolo.

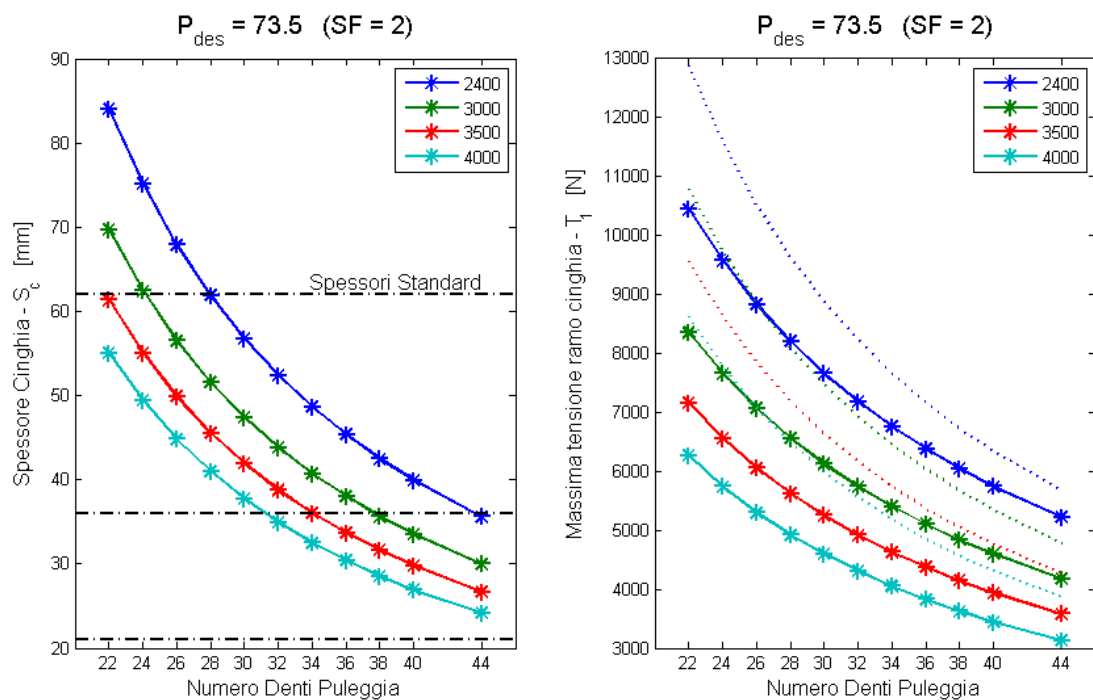


Figura 44: Risultati dimensionamento cinghia della soluzione con doppia elica intubata

Ovviamente, la definizione di questi parametri è stata frutto di un compromesso tra tutti i requisiti appena citati: si noti ad esempio che, fissata una certa velocità di rotazione della puleggia condotta, ridurre il suo diametro primitivo comporta un aumento delle tensioni agenti nei rami della cinghia, con conseguente aumento sia del suo spessore, che dell’intensità dei carichi agenti sui componenti della trasmissione.

Per limitare i costi di produzione, la scelta è stata fatta anche in base ai componenti standardizzati della ditta costruttrice, ed in particolare:

$$s_{cinghia} = 36 \text{ [mm]}$$

$$z_{elica} = 34 \text{ denti} \rightarrow d_{elica} = 86,58 \text{ [mm]}$$

$$z_{mot} = 56 \text{ denti} \rightarrow d_{mot} = 142,60 \text{ [mm]}$$

$$i \cong 1,65 \rightarrow n_{elica}^{max} \cong 3933 \text{ [rpm]}$$

I diametri primitivi di tendicinghia e galoppini sono stati determinati secondo le linee guida riportate nel manuale tecnico della *Contitech*, ed in particolare:

$$z_{gal} = z_{elica} = 34 \text{ denti} \rightarrow d_{gal} = 86,58 \text{ [mm]}$$

$$d_{ten} = 1,5 \cdot d_{elica} = 129,87 \text{ [mm]}$$

Tali valori trovano ragione nel fatto che l'utilizzo di pulegge "supplementari" non è benefico dal punto di vista della durata della cinghia, in quanto si aumenta la frequenza con cui questa è soggetta a flessione. Particolarmente gravoso è il caso delle pulegge poste esternamente al percorso della cinghia, in quanto sono causa di una sua contro-flessione. Per mitigare questo effetto, il manuale consiglia per queste pulegge (4) l'utilizzo di un diametro primitivo almeno 1,5 volte il diametro della puleggia più piccola della trasmissione (ovvero la puleggia condotta, 2). In maniera analoga, per le pulegge interne al percorso della cinghia (3), il diametro primitivo non deve essere inferiore al diametro della puleggia più piccola della trasmissione.

In Figura 45 sono riportati i valori dell'interasse C, ottenuti tenendo conto delle lunghezze standardizzate delle cinghie riportati nel manuale di progettazione, e del numero di denti delle pulegge stabiliti in precedenza. I valori ottenuti secondo la relazione (4.1) sono stati ridotti di 5mm, sia per compensare eventuali errori nella realizzazione del telaio, sia per agevolare il montaggio delle cinghie. La scelta finale è ricaduta su una cinghia con 280 denti, mentre l'angolo di inclinazione dell'interasse motore – eliche è stato fissato ad un valore di 28deg.

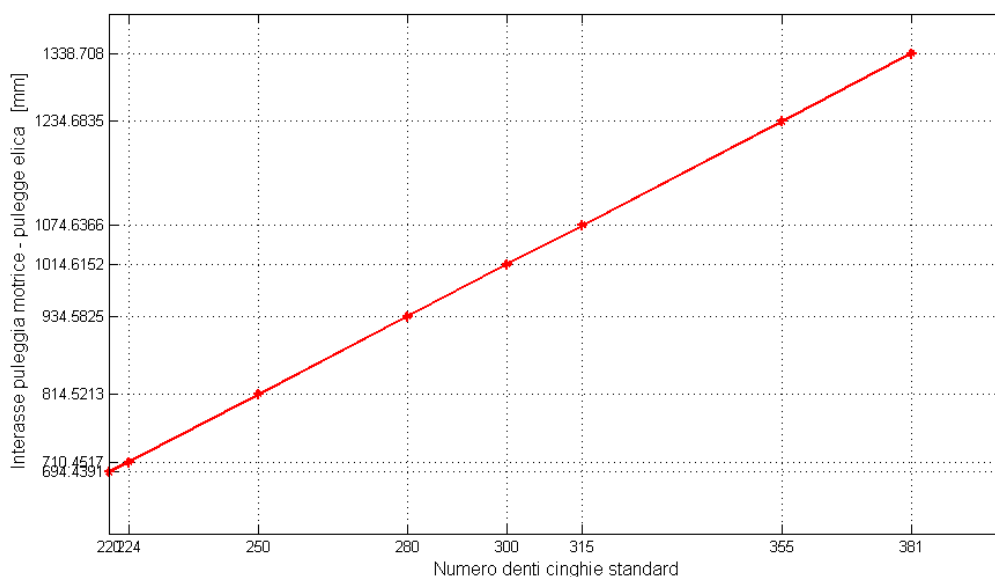


Figura 45: Valore dell'interasse puleggia motrice – puleggia elica in funzione del numero di denti della cinghia

Una volta stabilita la geometria dell'intera trasmissione, è stato possibile determinare i carichi agenti sui vari alberi di calettamento delle pulegge, che sono stati utilizzati nella successiva fase di analisi agli elementi finiti del telaio, così come per il dimensionamento di alcuni degli organi della trasmissione.

Il metodo di calcolo comporta in primo luogo l'assegnazione di un opportuno precarico iniziale della trasmissione, tale da garantire una tensione non nulla sul ramo più scarico della trasmissione (ovvero quello in ingresso alla puleggia motrice), in corrispondenza dell'applicazione della coppia massima del motore. Una volta stabilito il precarico iniziale, è possibile determinare le tensioni agenti nei vari rami della cinghia e conseguentemente ricavare le azioni agenti sugli alberi di calettamento dall'equilibrio di ogni singola puleggia.

Sono state analizzate in particolare due diverse condizioni di carico: una prima in cui viene applicato solo il precarico iniziale (al quale ci si riferisce con "condizione di carico statica"), ed una seconda condizione di equilibrio dinamico, in cui si considera applicata anche la massima coppia del motore (indicata invece come "condizione di carico dinamica"). Per determinare i carichi della trasmissione in questa seconda condizione di carico, è stato ipotizzato che il 96% della potenza fosse assorbito dalle pulegge condotte, mentre il restante 4% fosse perso per vincere le coppie d'attrito di galoppini e tendicinghia.

In Tabella 8 ed in Tabella 9 si riportano i valori ottenuti nelle due diverse condizioni, con le componenti espresse secondo il sistema di riferimento del velivolo.

Il pretensionamento iniziale è tale da sollecitare tutti i rami della cinghia allo stesso livello di tensione, per cui le forze agenti sugli alberi di calettamento nella condizione di carico statica sono dirette secondo la bisettrice dell'angolo di avvolgimento delle pulegge (come evidenziato dalle linee tratteggiate di Figura 40).

Diverso è il caso della condizione di carico dinamica, in quanto la coppia applicata genera una differenza di tensione nei due rami della cinghia adiacenti a ciascuna puleggia; conseguentemente la forza sull'albero risulta essere tanto più ruotata rispetto alla bisettrice dell'angolo di avvolgimento, quanto maggiore è la coppia applicata.

	Motrice (N)	Elica (N)	Galoppino (N)	Tendicinghia (N)	
$ F $	4080,6	4121,5	515,2	963,7	Statiche
F_y	3369,5	-3639,0	-199,6	469,1	
F_z	2301,7	-1934,9	474,9	-841,8	
$ F $	4123,9	4288,5	87,5	82,5	Dinamiche
F_y	3705,6	-3848,5	63,5	79,4	
F_z	1809,7	-1892,1	60,2	22,2	

Tabella 8: Forze agenti sugli alberi di calettamento del lato sx della trasmissione

	Motrice (N)	Elica (N)	Galoppino (N)	Tendicinghia (N)	
$ F $	4080,6	4121,5	515,2	963,7	Statiche
F_y	-3792,4	3639,0	-282,1	435,5	
F_z	1506,3	-1934,9	-431,1	859,7	
$ F $	4123,9	4288,5	87,5	82,5	Dinamiche
F_y	-3572,5	3720,7	-85,4	-62,8	
F_z	2060,1	-2132,5	19,0	53,4	

Tabella 9: Forze agenti sugli alberi di calettamento del lato dx della trasmissione

4.2. TELAIO

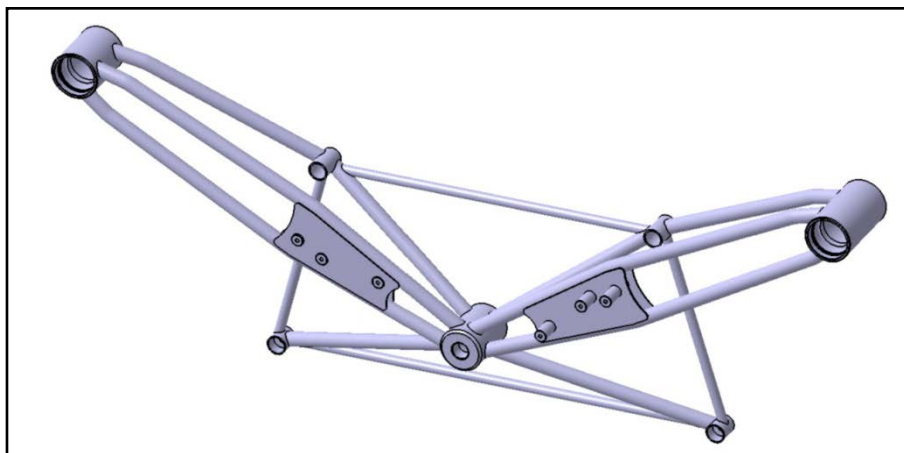


Figura 46: Vista assonometrica del telaio

L'idea alla base della concezione del telaio, rappresentato in Figura 46, è stata quella di sfruttare la parte statica delle eliche intubate per poter nascondere sia le cinghie, che la struttura del telaio stesso.

Per ottenere questo, il mozzo della puleggia motrice ed i mozzi delle eliche vengono collegati tra loro utilizzando due travi di sezione circolare, disposte secondo le stesse direzioni occupate dalle cinghie (si veda la Figura 47). Come detto nel precedente paragrafo, i galoppini sono stati aggiunti per "fissare" la posizione occupata dalla cinghia, e per riallineare il ramo scarico secondo la direzione tangente puleggia motrice – puleggia condotta; si ottiene di conseguenza, una disposizione simmetrica delle travi rispetto all'interasse motore – eliche.

Dato che i diametri dei mozzi sono inferiori ai diametri primitivi delle rispettive pulegge, le due travi devono essere piegate alle loro estremità per permettere il collegamento: dal lato delle pulegge condotte, detta piegatura viene fatta proprio a ridosso del mozzo delle eliche, in modo che possa poi essere nascosta dall'ogiva; viceversa, dal lato della puleggia motrice, questa viene fatta una volta che le travi si trovano all'interno della fusoliera, risultando così più dolce e graduale.

Per fare fronte alla flessione indotta sia dal tiro cinghia che dalla spinta delle eliche, il mozzo delle eliche viene sostenuto con una terza trave, che ne collega la parte anteriore alla boccola superiore di collegamento alla paratia. Come si può osservare dalla Figura 48, questa trave risulta essere leggermente inclinata verso la prua del velivolo, favorendo così il passaggio diretto della forza di spinta dal mozzo dell'elica alla paratia.

Secondo la vista frontale del velivolo, la trave di collegamento alla paratia e la trave superiore di collegamento con il mozzo centrale vengono ad occupare la stessa posizione. In questo modo, sia le travi del telaio che le cinghie possono essere mascherati all'interno della parte statica delle eliche intubate, secondo lo schema costruttivo di Figura 49, in cui la parte posteriore del profilo può essere rimossa per permettere il montaggio ed il controllo delle cinghie. Rispetto ad una soluzione caratterizzata da una unica trave di collegamento tra il mozzo centrale ed i mozzi delle eliche, la soluzione adottata offre il vantaggio che una porzione meno ampia dell'elica risulta essere ostruita dalla presenza della trasmissione; inoltre, le cinghie scoperte al flusso dell'aria potrebbero essere fonte di rumorosità, così come essere messe in vibrazione dalle forze aerodinamiche.

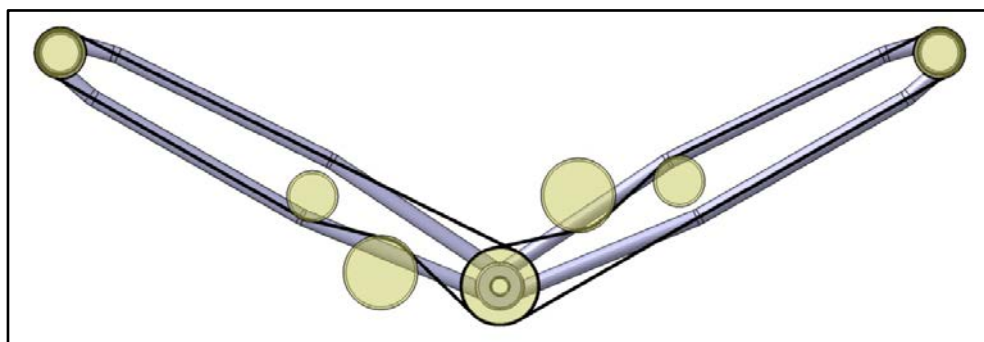


Figura 47: Travi di collegamento tra il mozzo centrale ed i mozzi delle eliche

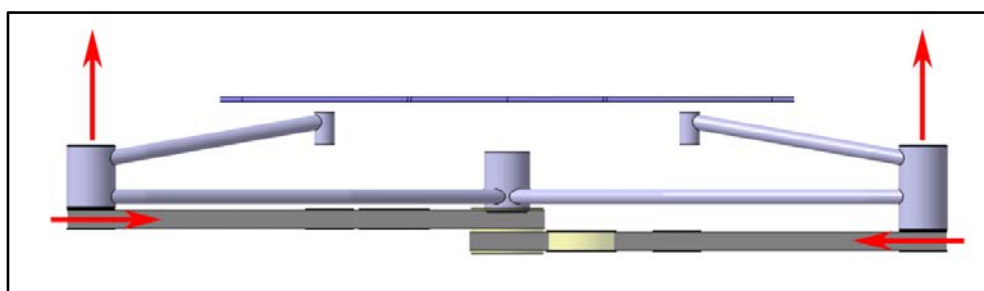


Figura 48: Travi di collegamento tra i mozzi delle eliche e la paratia

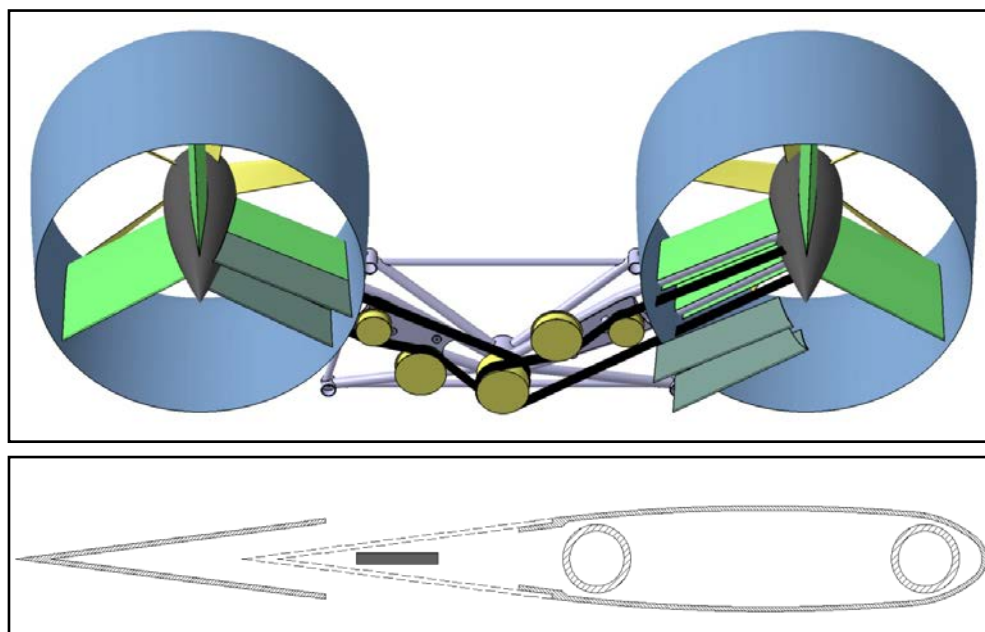


Figura 49: Statori delle eliche intubate

Per sostenere i galoppini ed i tendicinghia, sono state aggiunte delle piastre, che vengono saldate alla parte anteriore e posteriore delle travi di collegamento dei mozzi, secondo quanto illustrato in Figura 50. Su tali piastre vengono poi saldate, nelle posizioni richieste, delle boccole dotate di foro filettato. In figura si possono osservare tre boccole per ciascun lato della trasmissione: quelle più esterne sono relative al collegamento dei galoppini (vedere il paragrafo 4.5), mentre le altre due sono necessarie invece per il meccanismo dei tendicinghia (vedere il paragrafo 4.6). Di quest'ultime, le boccole centrali servono come fulcro di rotazione per il posizionamento del tendicinghia, mentre la boccola più interna serve per bloccare il tutto, una volta che è stato applicato il giusto precarico alla cinghia. Con questa soluzione, i carichi della trasmissione con cinghia vengono trasmessi alle due piastre come forze di taglio.

Il telaio viene vincolato alla paratia in quattro punti distinti, collocati alla sue estremità, dove quest'ultima è in grado di offrire una maggiore resistenza. In particolare, i punti di vincolo inferiori vengono posti in prossimità dell'incrocio tra la paratia ed il pianetto di supporto al motore; come si può osservare in Figura 51, la posizione dei punti di attacco superiori viene invece determinata dal fatto che deve essere mantenuto l'allineamento tra le travi di collegamento dei mozzi dell'elica rispettivamente con il mozzo centrale e le boccole di collegamento alla paratia.

I quattro punti di vincolo vengono uniti tra loro con altrettante travi, per dare una maggiore resistenza e rigidità al collegamento con la paratia. Questi vengono

poi collegati alla parte posteriore del mozzo centrale, per fare fronte alla flessione indotta dal tiro cinghia dei due lati della trasmissione, come illustrato in Figura 52.

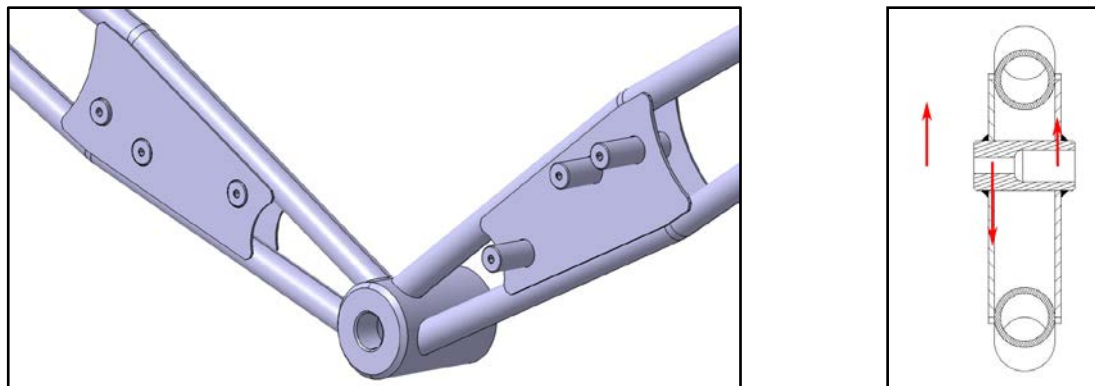


Figura 50: Piastre di supporto per galoppini e tendicinghia

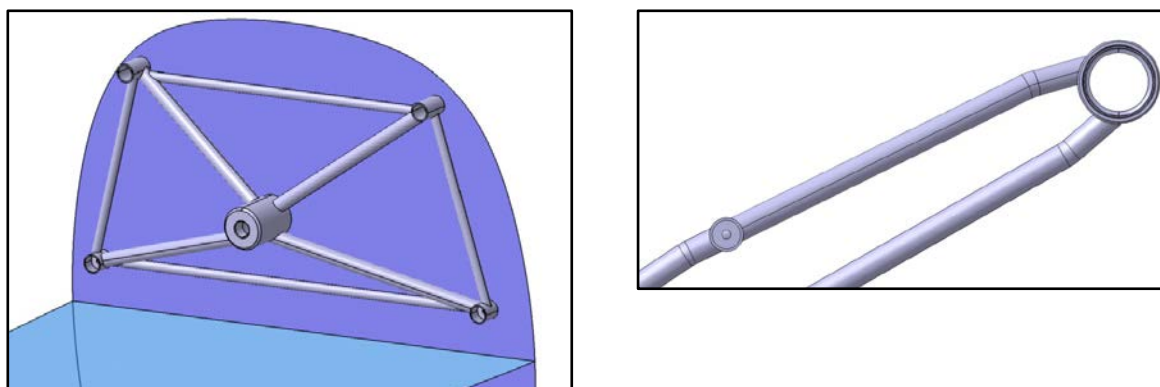


Figura 51: Collegamento del telaio con la paratia

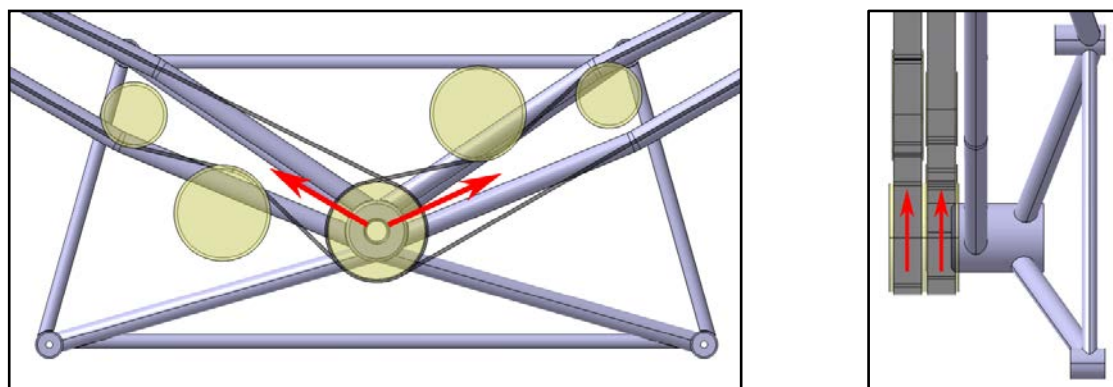


Figura 52: Forze agenti sul mozzo centrale

4.3. COLLEGAMENTO CON IL MOTORE

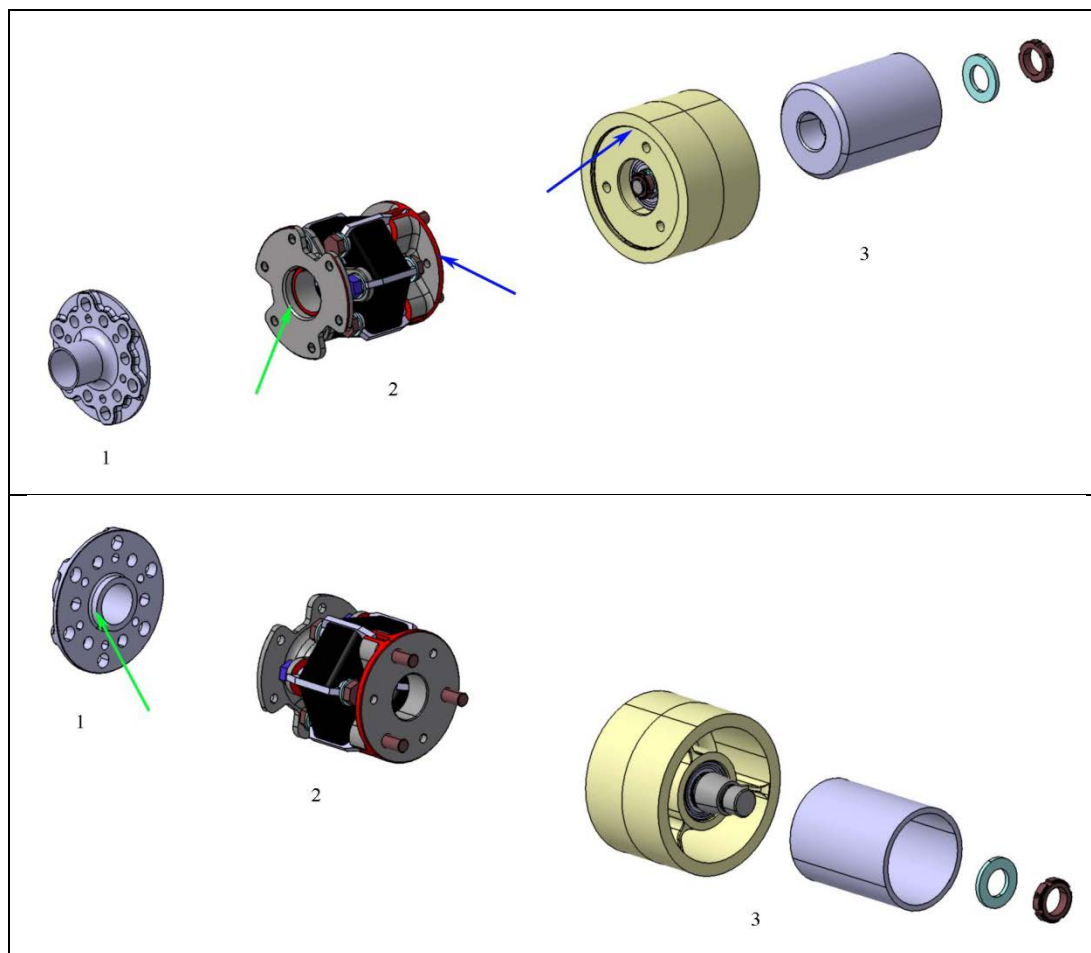


Figura 53: Collegamento motore – trasmissione

Il collegamento della trasmissione al motore, di cui in Figura 53 viene rappresentata la sola flangia, può essere suddiviso in due sottoassiemi.

Il “gruppo giubo” è composto dal giunto elastico GIUBO (GIU giunto – BO Boschi, nome dell’inventore) e da due elementi di interfaccia per il collegamento con la flangia del motore e la puleggia motrice.

Il giubo è il componente principale di questo sottoassieme: è costituito da tasselli di gomma di sezione rettangolare, che vanno a formare un poligono di forma esagonale (in altre forme costruttive può avere anche forma ottagonale o circolare). Ai vertici del poligono, sono incorporate nella gomma delle apposite parti in acciaio, dotate di foro passante e “denti antirotazione”: questi ultimi vanno ad incastrarsi nelle apposite sedi ricavate negli elementi di interfaccia (vedi Figura 55), ed evitano

che, durante il serraggio dei bulloni, le parti metalliche subiscano delle rotazioni che potrebbero compromettere l'integrità del giubo.

Grazie alla elasticità della gomma, il giubo, che possiede una elevata elasticità torsionale ed un ottimo smorzamento, trasmette coppie molto elevate riducendo decisamente le irregolarità del moto; il limite di deformazione a torsione è molto elevato, per cui riesce a svolgere anche il compito di parastrappi, assorbendo i picchi di coppia. Questo tipo di giunto permette il disallineamento relativo degli alberi, con angoli tipicamente di $2^{\circ}\div 3^{\circ}$, ma che possono arrivare anche a punte di 6° . Assialmente, gli spostamenti consentiti sono dell'ordine del millimetro, permettendo di ricorrere a soluzioni senza profili scanalati, con conseguente semplificazione ed economia della soluzione. Gli spostamenti consentiti in direzione radiale sono invece più contenuti, ma consentono comunque di assorbire eventuali difetti di assemblaggio.

Come illustrato in Figura 56, gli elementi di interfaccia vengono collegati a ciascun lato del giubo utilizzando una posizione alternata dei fori; il montaggio viene effettuato con la gomma in condizioni di precompressione, per mantenere entro limiti prudenziali quelle regioni che, a causa della coppia torcente, vengono poi sollecitate a trazione, a tutto vantaggio della sicurezza e della durata. Per questo motivo, il giubo viene precompresso in fase di produzione alle dimensioni di montaggio, e viene mantenuto in tale condizione da una fascetta metallica (vedi Figura 54), che deve essere rimossa solo dopo l'installazione del giunto elastico. Tale fascetta viene utilizzata anche in fase di disassemblaggio, per mantenere il giubo alle giuste dimensioni e facilitare la rimozione delle viti.



Figura 54: Giubo con fascetta metallica

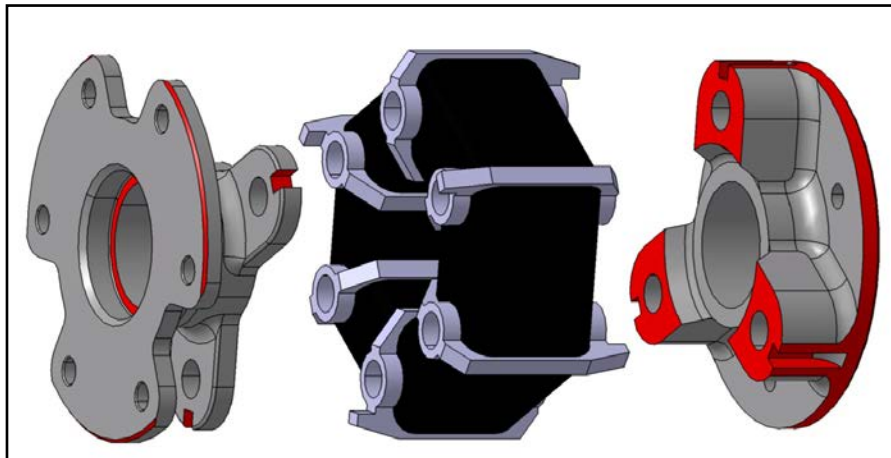


Figura 55: Componenti principali del “gruppo giubo”

Considerando la specifica del motore ed il coefficiente di sicurezza richiesto dalla normativa, il giubo deve essere in grado di sopportare una coppia massima di $622 N \cdot m$, con una velocità di rotazione di circa 2400 rpm.

Il componente illustrato nella varie figure si riferisce ad un modello sviluppato dalla *EDI progetti* in un precedente lavoro. Rispetto ai prodotti disponibili attualmente sul mercato, che sono in grado di trasmettere la coppia massima del motore, questo è caratterizzato da una circonferenza (su cui giacciono i fori di collegamento) di diametro più contenuto ($d = 85 mm$), ed inferiore al diametro della puleggia motrice ($d = 142.6 mm$). Ciò ha permesso di collegare direttamente il giubo alla puleggia motrice, riducendo così la lunghezza della relativa interfaccia, che in questo caso funziona come distanziale e, sfruttando le superfici cilindriche indicate dalle frecce in Figura 53, come centraggio per il sistema.

Diversamente, l'interfaccia è indispensabile per poter collegare il giubo con la flangia del motore, a causa delle diverse circonferenze sui cui giacciono i rispettivi fori di collegamento. Per non arretrare troppo la posizione del baricentro del motore e rispettare la posizione ipotizzata in fase preliminare (4450mm secondo l'asse x del sistema di riferimento del velivolo), è stato necessario ridurre il più possibile la lunghezza di questo componente. In particolare, lo spazio interno alle due piastre di collegamento è stato limitato a quello strettamente necessario per ospitare i dadi o la testa dei bulloni (vedi Figura 56). Questo comporta che, in fase di assemblaggio, tutte le viti debbano essere inserite negli appositi fori del giubo prima di poter montare le interfacce, e conseguentemente che l'intero sottoassieme debba essere collegato alla altre parti della trasmissione come un unico gruppo.

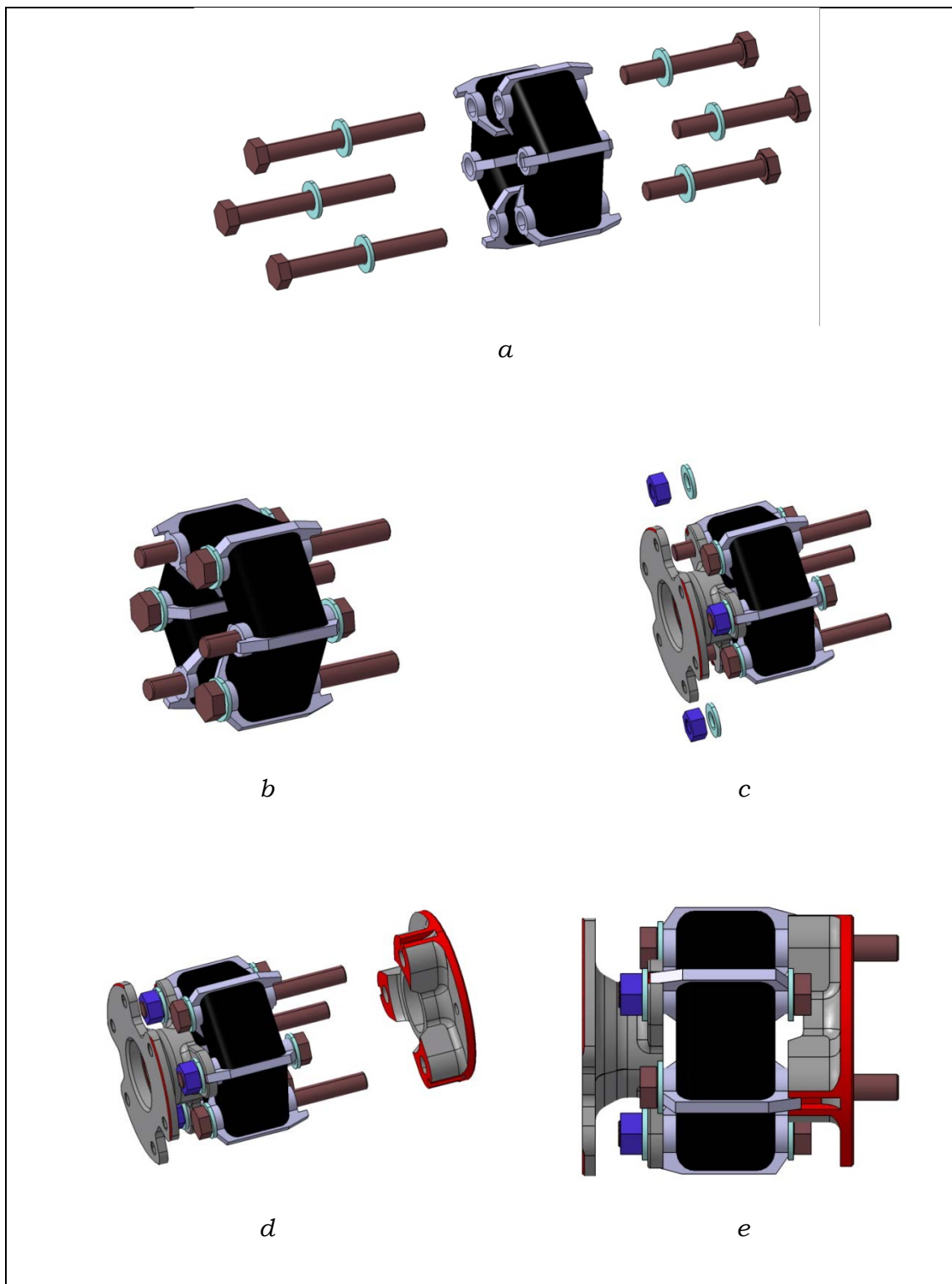


Figura 56: Fasi di montaggio del “giubo”

La Figura 57 e la Figura 58 mostrano invece i componenti ed il montaggio del “gruppo puleggia motrice”.

La puleggia motrice, rappresentata in base al proprio diametro primitivo, viene sostenuta da una coppia di cuscinetti radiali a sfere, a loro volta calettati su un albero fisso.

L'albero viene realizzato nella sua prima parte con sezione variabile a gradini, in modo da facilitare il montaggio dei vari componenti; è presente poi un tratto conico che permette di fissare l'intero sottoassieme al mozzo centrale del telaio, preserrando opportunamente la ghiera.

I cuscinetti sono del tipo autolubrificato, ovvero cuscinetti già ingrassati a vita e chiusi ermeticamente con delle apposite tenute in gomma NBR a basso coefficiente d'attrito. Dato che il carico introdotto dalle cinghie risulta essere rotante rispetto all'anello esterno dei cuscinetti, il montaggio di questi prevede un accoppiamento con interferenza con la puleggia, ed un accoppiamento incerto con l'albero.

I cuscinetti vengono spinti contro lo spallamento precedente al tratto conico e bloccati assialmente con l'ausilio di una ulteriore ghiera. Per evitare che un suo eccessivo serraggio comporti uno spostamento relativo tra anello interno ed anello esterno dei cuscinetti (spostamento che ne pregiudicherebbe il corretto funzionamento, con conseguente riduzione della durata), si ricorre all'utilizzo di un distanziale interno. Come illustrato in Figura 59, il cuscinetto avente diametro interno maggiore sporge leggermente rispetto allo spallamento dell'albero, permettendo così di ricorrere ad un distanziale senza ripresa interna.

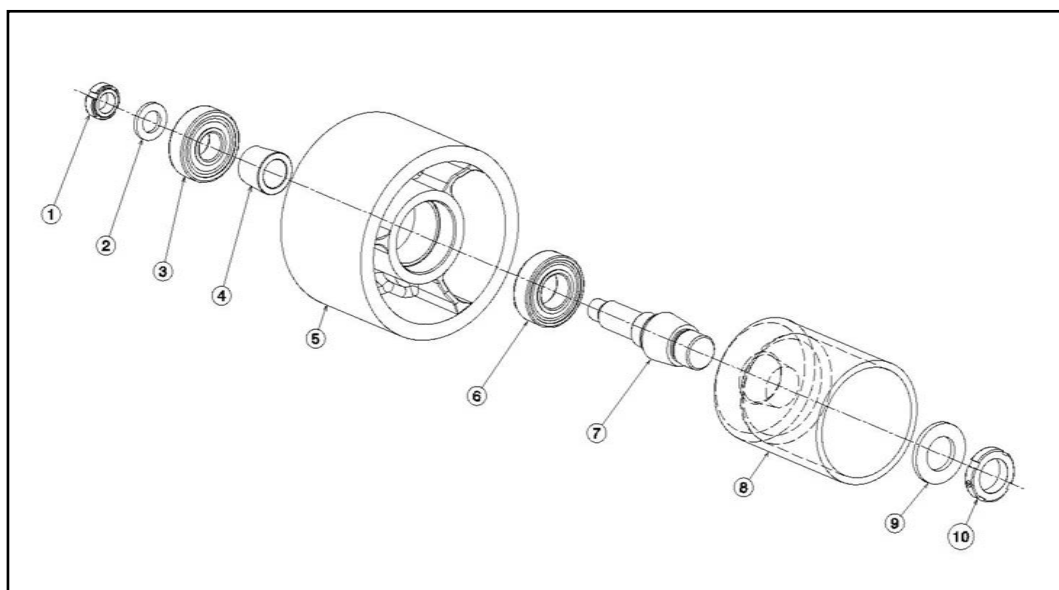


Figura 57: Vista esplosa del “gruppo puleggia motrice”

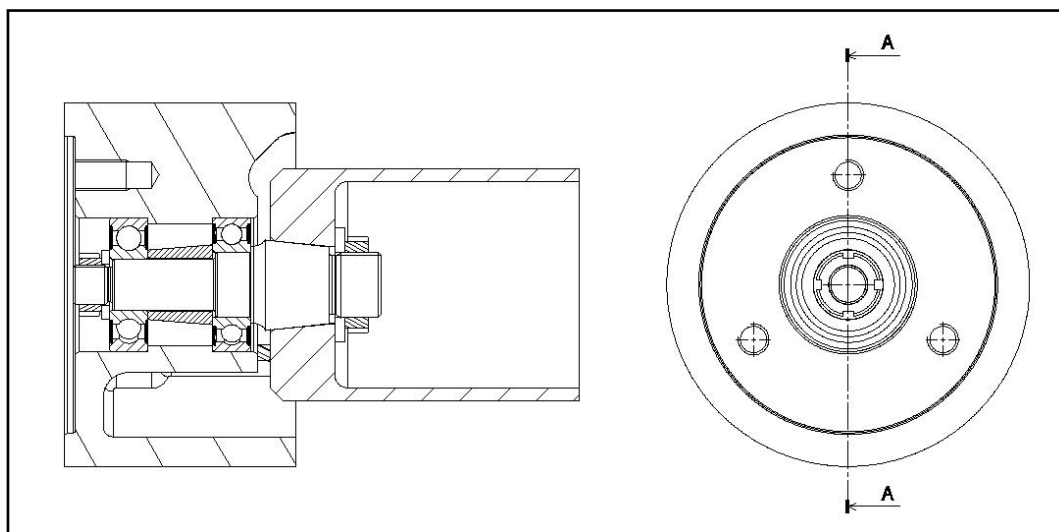


Figura 58: Sezione del “gruppo puleggia motrice”

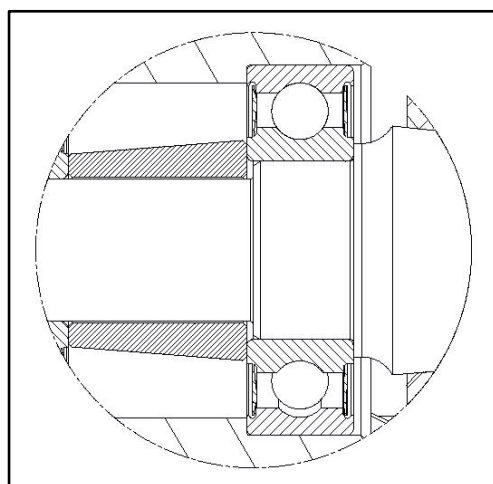


Figura 59: Vista di dettaglio del montaggio del cuscinetto

Le ghiera sono state scelte tra i prodotti della ditta “SKF”. In luogo del classico montaggio con ghiera e rosetta di sicurezza, sono state impiegate ghiera della serie KMK: queste hanno incorporato un dispositivo di bloccaggio che permette di evitare l’utilizzo della rosetta di sicurezza, e quindi di risparmiare la necessaria lavorazione sull’albero per ospitare la linguetta interna della rosetta. Come illustrato in Figura 60, il dispositivo di bloccaggio è un inserto mobile con una superficie a profilo filettato, il quale viene tenuto premuto contro la filettatura dell’albero tramite una vite di pressione, mantenendo quindi la ghiera in posizione.

Le rondelle servono sia come distanziali, per recuperare lo spazio occupato dalle gole di scarico delle filettature, garantendo così che tutti i filetti delle ghiera siano effettivamente in presa, sia per redistribuire su una superficie più ampia i carichi assiali introdotti da quest'ultime.

La puleggia motrice deve essere ricavata a partire da una adeguata barra dentata del tipo illustrato in Figura 61, in quanto tra i prodotti standardizzati della *Contitech* non esiste una puleggia con larghezza sufficiente per poter montare le due cinghie. Diversamente dalle altre pulegge della trasmissione, la puleggia motrice non è dotata di flange laterali, facilitando così l'installazione delle cinghie. Ne segue tuttavia che la larghezza della puleggia deve essere leggermente maggiorata rispetto alle dimensioni minime (2mm per ciascun lato), per assicurarsi che le cinghie non scivolino al di fuori. Un ulteriore margine di 4mm viene lasciato invece tra le due cinghie, per evitare così possibili sfregamenti (vedi Figura 62).

Oltre alle ovvie lavorazioni per ricavare le sedi dei cuscinetti e la superficie cilindrica per il centraggio, la puleggia motrice viene opportunamente alleggerita, lasciando al suo interno tre razze per il trasferimento dei carichi. Come si può osservare in Figura 63, queste presentano un maggiore spessore in corrispondenza dei fori di collegamento con il "gruppo giubo"; dall'altro lato invece, le razze vengono "accorciate" in parte per permettere una parziale sovrapposizione della puleggia motrice sul mozzo centrale, riducendo così lo "sbalzo" delle cinghie rispetto al telaio (si veda in particolare la sezione di Figura 58).

Infine, nella Tabella 10 e nella Tabella 11, si riportano rispettivamente i componenti del "gruppo giubo" e del "gruppo puleggia motrice", con le relative stime dei pesi.

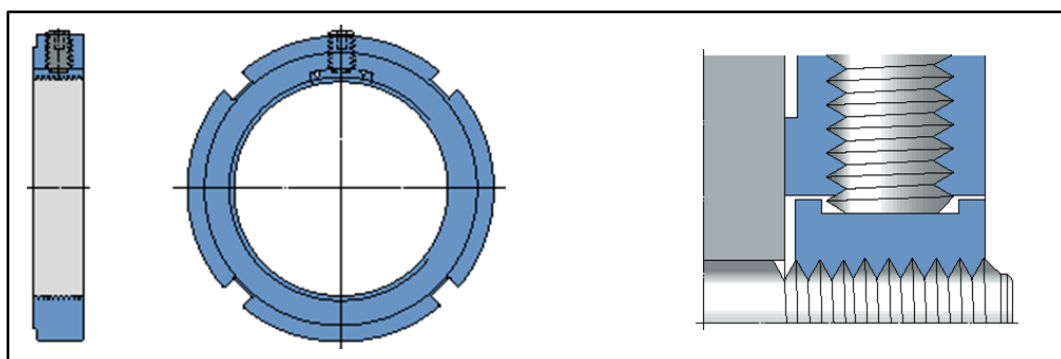


Figura 60: Ghiera con dispositivo di bloccaggio

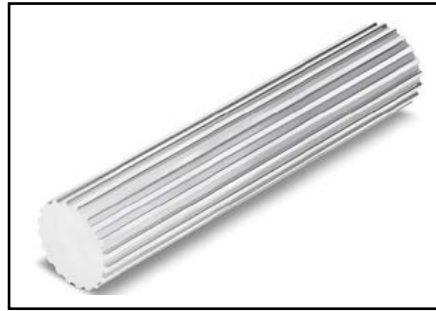


Figura 61: Esempio di barra dentata

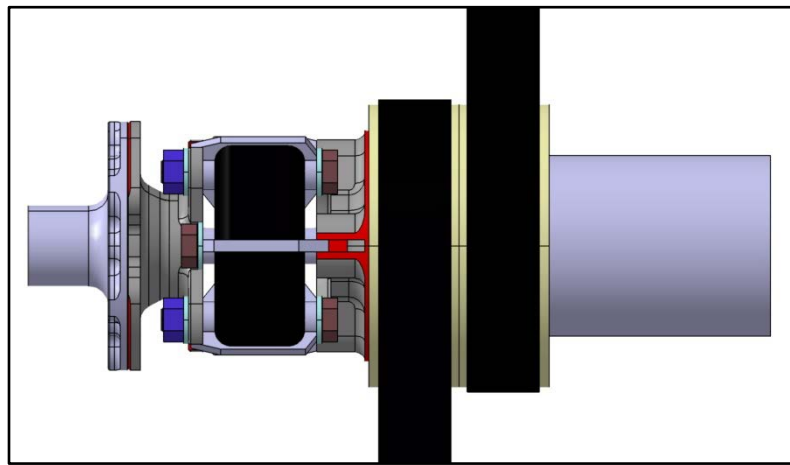


Figura 62: Vista superiore collegamento motore

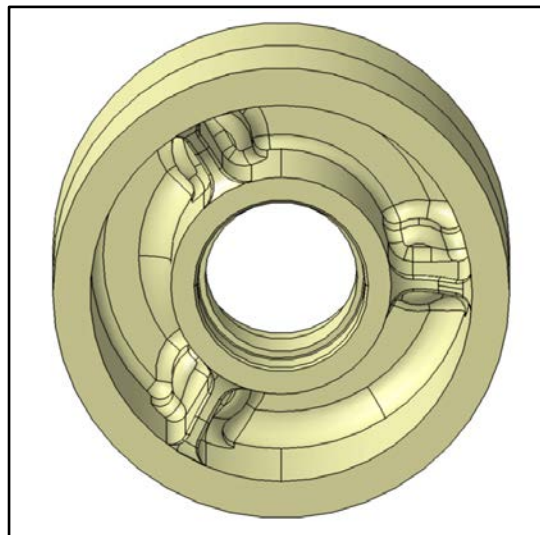


Figura 63: Razze della puleggia motrice

<u>Componente</u>	<u>N° elem.</u>	<u>Materiale</u>	<u>Peso [g]</u>
Giubo	1	Gomma + Acciaio	1200
Interfaccia flangia motore	1	Alluminio	265
Interfaccia puleggia motrice	1	Alluminio	339
Vite M12x80 UNI 5737	3	Acciaio	272
Vite M12x110 UNI 5737	3	Acciaio	352
Dado M12 UNI 5588	3	Acciaio	54
Rondella 13x24x2.5 UNI 6592	9	Acciaio	56
			Tot. 2538

Tabella 10: Componenti del “gruppo giubo”

<u>Rif.</u>	<u>Componente</u>	<u>Materiale</u>	<u>Peso [g]</u>
1	Ghiera KMK2 (SKF)	-	21
2	Rondella 16x27x3	Acciaio	9
3	Cuscinetto 6304 – 2RSL (SKF)	-	140
4	Distanziale puleggia motrice	Alluminio	22
5	Puleggia 56–8M	Alluminio	1833 ⁷
6	Cuscinetto 6205 – 2RSL (SKF)	-	130
7	Albero centrale	Acciaio	443
8	Mozzo centrale telaio	Alluminio	- ⁸
9	Rondella 25x44x4 UNI 6592	Acciaio	32
10	Ghiera KMK5 (SKF)	-	35
			Tot. 2665

Tabella 11: Componenti del “gruppo puleggia motrice”

⁷ Il peso della puleggia è sovrastimato in quanto la puleggia è interna, e quindi è dotata di dentatura che, tuttavia, non è stata modellata.

⁸ Il peso del mozzo centrale è stato già considerato nella stima del peso del telaio.

4.4. MANDRINI ELICHE

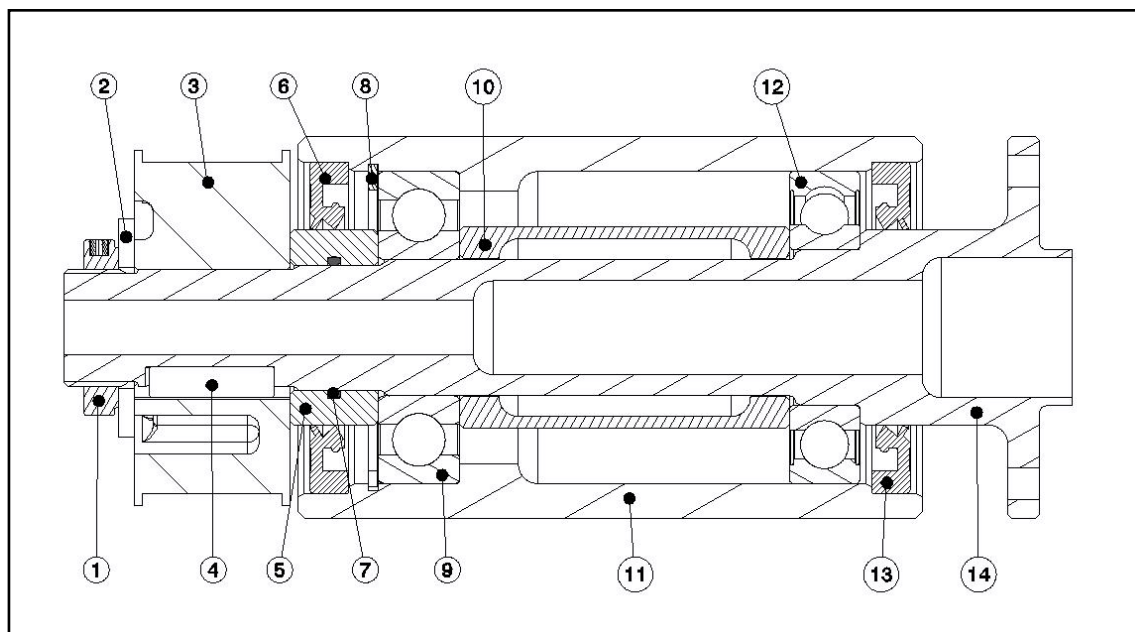


Figura 64: Sezione del sottoassieme “mandrino elica sx”

In Figura 64 è illustrata la soluzione costruttiva adottata per il mandrino dell’elica sx. I dimensionamenti delle varie parti sono riportati in Appendice C.

Il requisito più vincolante è stato garantire una adeguata durata del cuscinetto (9), cercando di contenere allo stesso tempo la dimensione in senso radiale di tutto il sistema.

Sul cuscinetto in questione agiscono sia la spinta dell’elica, che una forza in senso radiale, ricavata dallo schema di Figura 65, in cui il carico della trasmissione con cinghia "P" e le reazioni vincolari dei cuscinetti si considerano applicate nella mezzeria dei rispettivi componenti. Per limitare l’entità della reazione vincolare " R_a ", in primo luogo si è ridotta al minimo possibile la distanza " a " tra la mezzeria della cinghia e la mezzeria del cuscinetto posteriore, lasciando un gap di soli 2mm tra la puleggia ed il mozzo dell’elica. Di conseguenza, la distanza " b " tra i cuscinetti è stata aumentata fino ad ottenere una durata accettabile per il cuscinetto (9), senza tuttavia appesantire eccessivamente la soluzione.

La durata del cuscinetto è stata stimata facendo riferimento alla ben nota formula della “durata di vita modificata” secondo la norma ISO 281, sfruttando gli strumenti di calcolo presenti sul sito della SKF. Tra i cuscinetti riportati in Tabella 12, si è optato per il cuscinetto 6307 per via delle dimensioni contenute in senso radiale e del coefficiente di carico dinamico di base C sufficientemente elevato.

Il cuscinetto anteriore (12) è stato selezionato invece considerando che il montaggio dei cuscinetti prevede un accoppiamento con interferenza con l'albero ed un accoppiamento incerto con il mozzo, in quanto il carico introdotto dalla trasmissione con cinghia risulta essere ruotante rispetto agli anelli interni.

Per facilitare l'installazione di questi componenti si ricorre quindi ad un albero con una sezione variabile a gradini, con i diametri definiti sia in base alle dimensioni delle varie parti, sia in base ai valori minimi indicati dalla SKF per poter realizzare gli spallamenti per i cuscinetti.

Come cuscinetto anteriore si è scelto quindi il cuscinetto 6208, che ha stesso diametro esterno del 6307 e diametro interno maggiore. Dovendo sopportare il solo carico radiale " R_b ", il cuscinetto (12) risulta essere molto meno caricato; per cui il requisito di durata viene largamente soddisfatto, ottenendo circa 400.000 ore di funzionamento contro le 1430 ore del cuscinetto posteriore.

Appellativo	d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	M [kg]
6306	30	72	19	29,6	0,35
6306 ETN9	30	72	19	32,5	0,33
6406	30	90	23	43,6	0,74
6207	35	72	17	27	0,29
6207 ETN9	35	72	17	31,2	0,27
6307	35	80	21	35,1	0,46
6407	35	100	25	55,3	0,95
6208	40	80	18	32,5	0,37
6208 ETN9	40	80	18	35,8	0,34
6308	40	90	23	42,3	0,63
6009	45	75	16	22,1	0,25
6209	45	85	19	35,1	0,41
6309	45	100	25	55,3	0,83
6010	50	80	16	22,9	0,26
6210	50	90	20	37,1	0,46

Tabella 12: Cuscinetti radiali ad 1 corona di sfere con dimensioni nel range di interesse

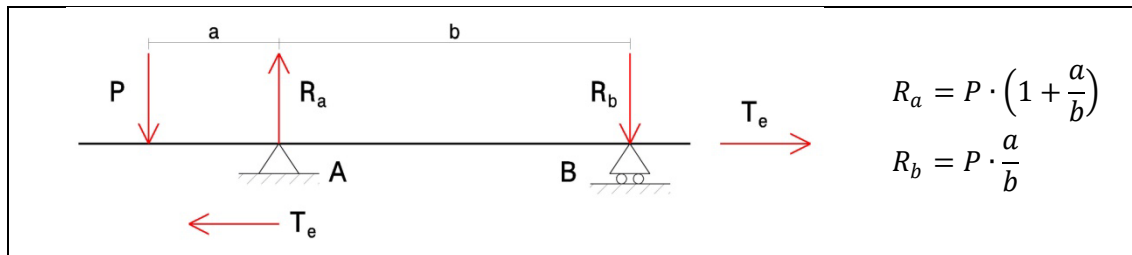


Figura 65: Modello di calcolo per i cuscinetti dei mandrini delle eliche

Sia per ragioni di sicurezza, che per mantenere in posizione tutto l'assieme, l'anello esterno del cuscinetto (9) viene bloccato contro lo spallamento del mozzo dell'elica con l'ausilio di un anello *Seeger* (8); viceversa, l'anello esterno del cuscinetto (12) viene lasciato libero di muoversi per adattarsi alle possibili dilatazioni dell'albero. Il corretto posizionamento dei vari componenti del sistema è ottenuto quindi con l'ausilio dei distanziali (5) e (10).

Diversamente dagli altri sottoassiemi della trasmissione, i cuscinetti dei mandrini delle eliche non sono del tipo "autolubrificato". In questo caso si è optato infatti per una lubrificazione a bagno d'olio, con olio SAE 80W/90. Per questo motivo si deve ricorrere anche all'utilizzo degli anelli di tenuta (6 e 13): questi devono svolgere la duplice funzione di trattenere il lubrificante, attraverso il labbro principale che viene tenuto premuto sulla superficie di scorrimento dell'albero grazie ad una molla di carico, ed escludere al contempo sostanze contaminanti esterne grazie al labbro secondario (si veda la Figura 66). Di conseguenza gli anelli di tenuta vengono montati in "opposizione", con i labbri secondari rivolti verso l'ambiente esterno. I paraoli sono stati scelti tra i prodotti della ditta "SKF", ed in particolare:

Anello CR 45x85x10 HMSA10 V

Anello CR 50x85x10 HMSA10 V

ovvero anelli di tenuta con superficie diametrale esterna in elastomero, dotati di rinforzo interno metallico e labbro antipolvere, realizzati in gomma al fluoro. A differenza dei comuni paraoli, che tipicamente vengono realizzati in gomma nitrilica (detto *NBR*), questi sono in grado di sopportare l'elevata velocità di rotazione dell'albero (circa 4000 rpm), come si può constatare dal diagramma di Figura 67.

I soli paraoli non sono tuttavia sufficienti per isolare i mandrini, in quanto il lubrificante così come le sostanze contaminanti potrebbero filtrare passando tra il distanziale (5) e l'albero (14): per questo motivo è stato impiegato anche un anello O-ring in gomma *NBR*, scelto tra i prodotti della serie dimensionale secondo norma americana/britannica AS 568A/BS 1806 della ditta "Angst + Pfister". Non volendo

introdurre ulteriori concentrazioni di tensione sull'albero (tra l'altro proprio in corrispondenza della regione più sollecitata), la sede dell'anello è stata ricavata nella parte interna del distanziale (5).

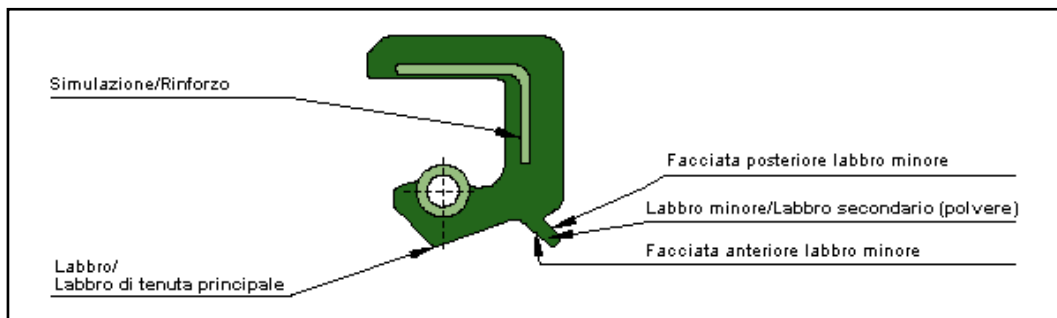


Figura 66: Particolari costruttivi degli anelli di tenuta

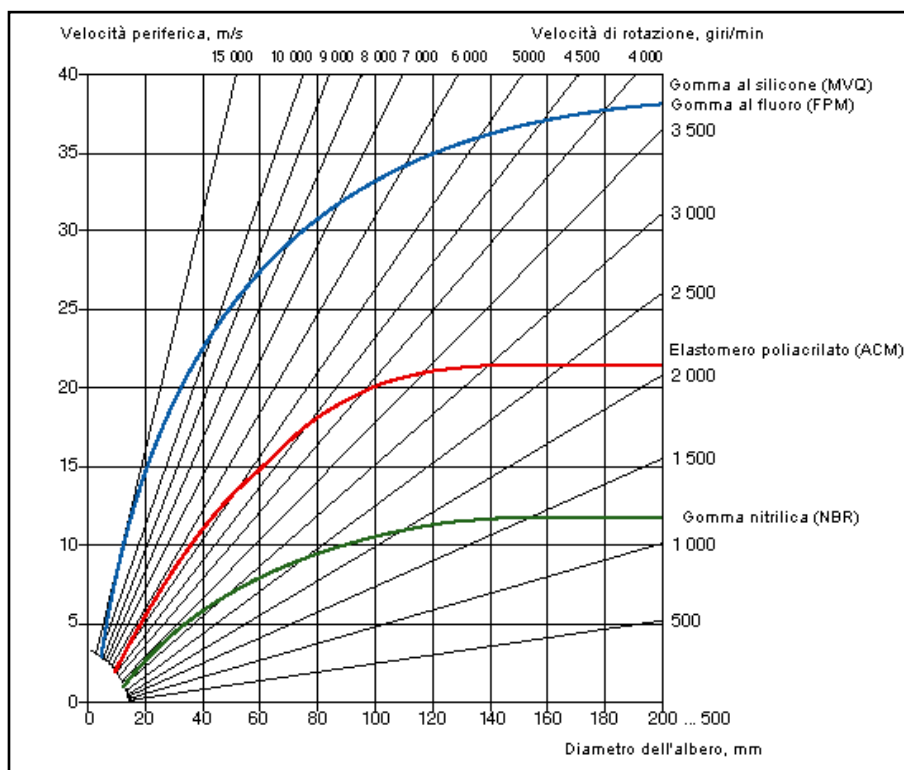


Figura 67: Velocità di rotazione consentite per gli anelli di tenuta

N° rif	N° rif. secondo norma	d_1	d_2	d_{ext}	A	B	C	R_1	R_2	z
OR 3118	123	29.82	2.62	35.06	30	34.1	3.5	0.1	0.25	2.0

Tabella 13: Caratteristiche anello O-ring

Giunti a questo punto, è stato possibile determinare la geometria dell'albero, con l'eccezione della sola flangia di collegamento anteriore, che può essere definita solo una volta che sono note le dimensioni dell'interfaccia dell'elica. In mancanza di dati, la flangia anteriore è stata modellata così come si presenta la flangia di collegamento del motore (vedi Figura 14).

Come materiale è stato scelto l'acciaio da bonifica 34 NiCrMb 16, in modo da ottenere una elevata rigidezza del sistema, e garantire di conseguenza un buon allineamento tra gli assi di rivoluzione delle pulegge. L'albero è stato poi svuotato internamente per sfruttare al massimo la resistenza del materiale ed alleggerire la soluzione, verificando che nella condizione di massima sollecitazione (corrispondente all'applicazione della coppia massima del motore) le tensioni non superassero il limite di fatica del materiale, secondo il modello di calcolo proposto in [3]. La sezione più critica è risultata quella corrispondente alla variazione di diametro in prossimità della sede della linguetta: in questa zona infatti le tensioni di lavoro raggiungono il livello più elevato, ed più si hanno concentrazioni delle tensioni legate sia alla variazione di dimensioni dell'albero, che alla presenza della sede della linguetta.

Ulteriori verifiche hanno riguardato poi le deformazioni dell'albero, controllando in particolare che le rotazioni delle sezioni in corrispondenza delle sedi dei cuscinetti, indotte dalla flessione, non superassero i valori massimi consigliati per avere un corretto funzionamento di questi componenti.

La trasmissione della coppia tra puleggia ed albero avviene per mezzo delle pressioni agenti sui fianchi della linguetta (4). Le linguette lavorano sfruttando la resistenza al taglio del materiale, e, per il modo di operare, non impongono all'albero alcuna eccentricità (come avviene invece per le chiavette, che sono forzate in senso radiale). In funzione del diametro D dell'albero, la normativa UNI 6604 prevede delle dimensioni standardizzate delle linguette in termini di altezza e larghezza: si è trattato quindi di determinare una lunghezza opportuna della linguetta, tale da soddisfare sia la verifica a taglio, che la verifica della massima pressione agente sui vari componenti.

Tutto il sistema viene bloccato assialmente per mezzo della ghiera (1), anch'essa dotata di dispositivo di bloccaggio, così come nel caso del "gruppo puleggia motrice" (vedere paragrafo 4.3).

Come si può osservare dalla Figura 68, anche per il mandrino dell'elica dx è stata adottata sostanzialmente la stessa soluzione, con differenze legate al fatto che la cinghia occupa una posizione più arretrata.

La posizione della flangia di collegamento dell'elica, così come la posizione del cuscinetto anteriore vengono mantenute inalterate, mentre il cuscinetto posteriore viene arretrato fino ad essere alla stessa distanza "a" dalla mezzzeria della cinghia. Di conseguenza sono stati "allungati" sia la parte centrale dell'albero che il distanziale (10).

In questo modo si è aumentata la durata del cuscinetto posteriore (in quanto è diminuito il rapporto a/b), mentre sono state lasciate inalterate le condizioni di sollecitazione dell'albero nella sezione critica (che si trova sempre alla stessa distanza dal punto di applicazione teorico del tiro cinghia).

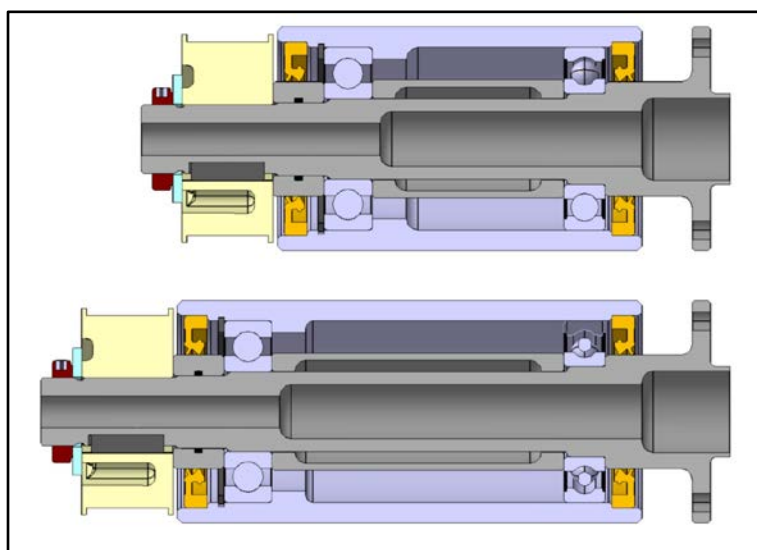


Figura 68: Confronto tra i mandrini delle eliche

<i>Rif.</i>	<i>Componente</i>	<i>Materiale</i>	<i>Peso [g]</i>
1	Ghiera KMK6 (SKF)	-	60
2	Rondella 31x56x4 UNI 6592	Acciaio	54
3	Puleggia P34-8M-36 (Contitech)	Alluminio	417 ⁹
4	Linguetta UNI 6604 A 10x8x32	Acciaio	19
5	Distanziale pulegge eliche	Alluminio	68
6	Anello di tenuta SKF CR 50x85x10 HMSA10 V	Gomma al fluoro	35
7	O-ring 3118 (Angst+Pfister)	NBR	1
8	Anello elastico 80 UNI 7437	Acciaio	24
9	Cuscinetto 6307 (SKF)	-	460
10	Distanziale cuscinetti elica sx	Alluminio	142
11	Mozzo elica sx	Alluminio	- ¹⁰
12	Cuscinetto 6208 (SKF)	-	370
13	Anello di tenuta SKF CR 50x85x10 HMSA10 V	Gomma al fluoro	35
14	Albero elica sx	Acciaio	1711
			Tot. 3396

Tabella 14: Componenti del sottoassieme “mandrino elica sx”

⁹ Il peso della puleggia è sovrastimato, visto che non è stata modellata la dentatura

¹⁰ Il peso di questo componente è stato già considerato nella stima del peso del telaio

<i>Rif.</i>	<i>Componente</i>	<i>Materiale</i>	<i>Peso [g]</i>
1	Ghiera KMK6 (<i>SKF</i>)	-	60
2	Rondella 31x56x4 UNI 6592	Acciaio	54
3	Puleggia P34-8M-36 (<i>Contitech</i>)	Alluminio	417 ¹¹
4	Linguetta UNI 6604 A 10x8x32	Acciaio	19
5	Distanziale pulegge eliche	Alluminio	68
6	Anello di tenuta <i>SKF</i> CR 50x85x10 HMSA10 V	Gomma al fluoro	35
7	O-ring 3118 (<i>Angst+Pfister</i>)	NBR	1
8	Anello elastico 80 UNI 7437	Acciaio	24
9	Cuscinetto 6307 (<i>SKF</i>)	-	460
10	Distanziale cuscinetti elica dx	Alluminio	197
11	Mozzo elica dx	Alluminio	- ¹²
12	Cuscinetto 6208 (<i>SKF</i>)	-	370
13	Anello di tenuta <i>SKF</i> CR 50x85x10 HMSA10 V	Gomma al fluoro	35
14	Albero elica dx	Acciaio	1887
			Tot. 3627

Tabella 15: Componenti del sottoassieme “mandrino elica dx”

¹¹ Il peso della puleggia è sovrastimato, visto che non è stata modellata la dentatura

¹² Il peso di questo componente è stato già considerato nella stima del peso del telaio

4.5. GALOPPINI

La Figura 69e la Figura 70 mostrano la soluzione adottata per il sottoassieme “*galoppino sx*”: si ricorda che la funzione del galoppino è quella di riallineare la cinghia secondo la direzione “puleggia motrice – puleggia elica”. Per non appesantire eccessivamente le immagini, sono stati presi in considerazione solamente gli elementi facenti parte di questo sottoassieme (mancano in particolare i tubi di collegamento tra il mozzo centrale ed i mozzi delle eliche, così come i supporti del sottoassieme “*tendicinghia sx*”).

La soluzione è analoga a quella adottata per il “*gruppo puleggia motrice*”: in particolare, il galoppino (5) viene sostenuto da una coppia di cuscinetti radiali a sfere autolubrificati, a sua volta calettati su un albero fisso (7), sul quale viene ricavato uno spallamento per il posizionamento dei componenti. Per il montaggio dei cuscinetti valgono le stesse considerazioni del paragrafo 4.3, e quindi si ha un accoppiamento con interferenza con la puleggia, ed un accoppiamento incerto con l'albero. Un distanziale interno (4) ed una rondella (2) vengono aggiunti al sottoassieme per realizzare le altre battute degli anelli interni dei cuscinetti, e per posizionare correttamente la puleggia.

L'albero è cavo in modo da bloccare assialmente l'intero sottoassieme con una vite (1) e, contemporaneamente, collegarlo con la relativa boccia di supporto del telaio (8): come si può osservare in Figura 70, un piccolo gap viene lasciato tra la rondella e l'albero, per garantire che i cuscinetti vengano effettivamente bloccati.

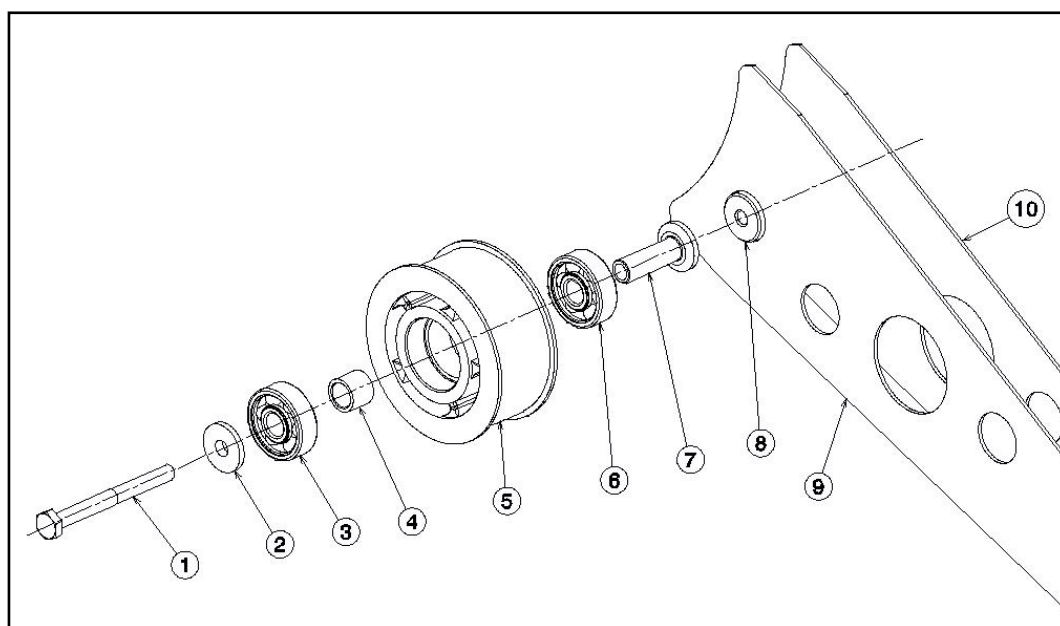


Figura 69: Vista esplosa del sottoassieme “galoppino sx”

<i>Rif.</i>	<i>Componente</i>	<i>Materiale</i>	<i>Peso [g]</i>
1	Vite M8x80 UNI 5737	Acciaio	37
2	Rondella distanziale pulegge	Acciaio	15
3	Cuscinetto 6301-2RSL (<i>SKF</i>)	-	60
4	Distanziale cuscinetti pulegge	Acciaio	11
5	Puleggia P34-8M-36 (<i>Contitech</i>)	Alluminio	419 ¹³
6	Cuscinetto 6301-2RSL (<i>SKF</i>)	-	60
7	Albero pulegge	Acciaio	31
8	Boccola di supporto galoppino sx	Alluminio	- ¹⁴
9	Piastra posteriore tendicinghia sx	Alluminio	- ¹⁴
10	Piastra anteriore tendicinghia sx	Alluminio	- ¹⁴
			Tot. 633

Tabella 16: Componenti del sottoassieme “galoppino sx”

La Figura 71 mostra invece la sezione relativa al sottoassieme “galoppino dx”. I componenti utilizzati (puleggia, cuscinetti, albero, distanziale, rondella) sono gli stessi del galoppino di sinistra; le differenze sono relative solo alle dimensioni dei componenti del telaio. In particolare, per poter “affiancare” le cinghie, la boccola di supporto di destra deve essere evidentemente più lunga della corrispettiva di sinistra: l'alleggerimento interno è in questo caso più consistente, ed inoltre, grazie al maggiore spazio a disposizione, questo supporto può essere saldato esternamente alla piastra di supporto posteriore.

Diversamente dal caso della puleggia motrice, i galoppini possono essere ricavati a partire dalle pulegge standard P34-8M-36 della *Contitech*, le quali vengono fornite con un preforo di diametro pari a 15mm. Le pulegge, che in questo caso sono dotate della flange laterali per il contenimento della cinghia, devono quindi essere lavorate per realizzare le sedi dei cuscinetti e le razze interne (vedi Figura 69).

Infine, in Tabella 16, si riportano i componenti del sottoassieme “galoppino sx” con la relativa stima dei pesi. Non tenendo conto del peso dei componenti del telaio, la stessa stima è valida anche per il sottoassieme “galoppino dx”.

¹³ Il peso della puleggia è sovrastimato in quanto la puleggia è interna, e quindi è dotata di dentatura che, tuttavia, non è stata modellata.

¹⁴ Il peso di questo componente è stato già considerato nella stima del peso del telaio.

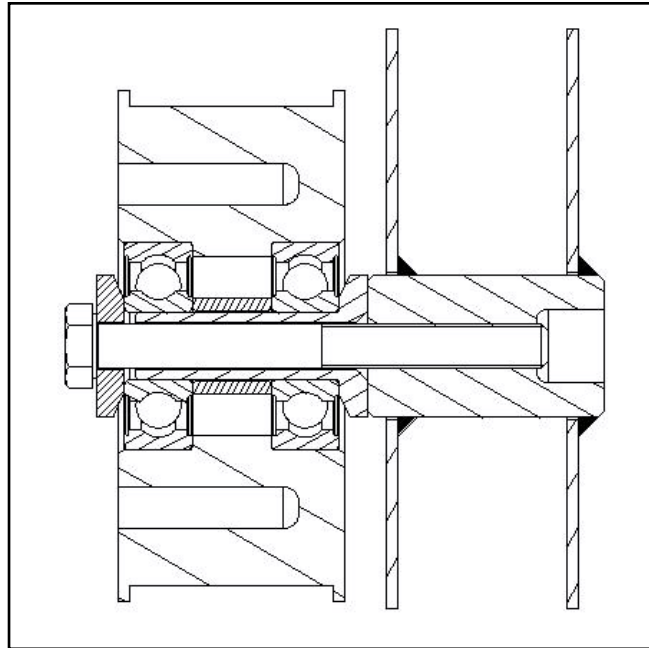


Figura 70: Sezione del sottoassieme “galoppino sx”

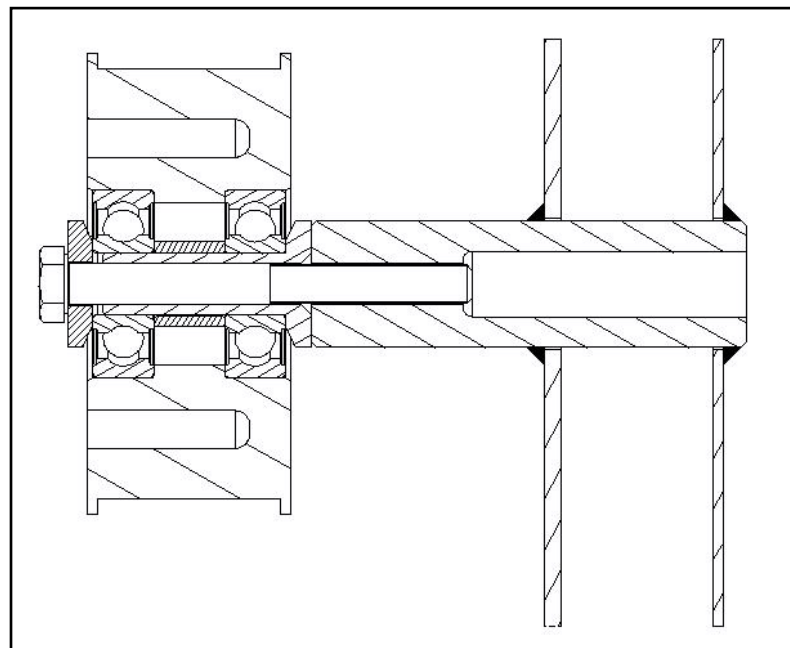


Figura 71: Sezione del sottoassieme “galoppino sx”

4.6. TENDICINGHIE

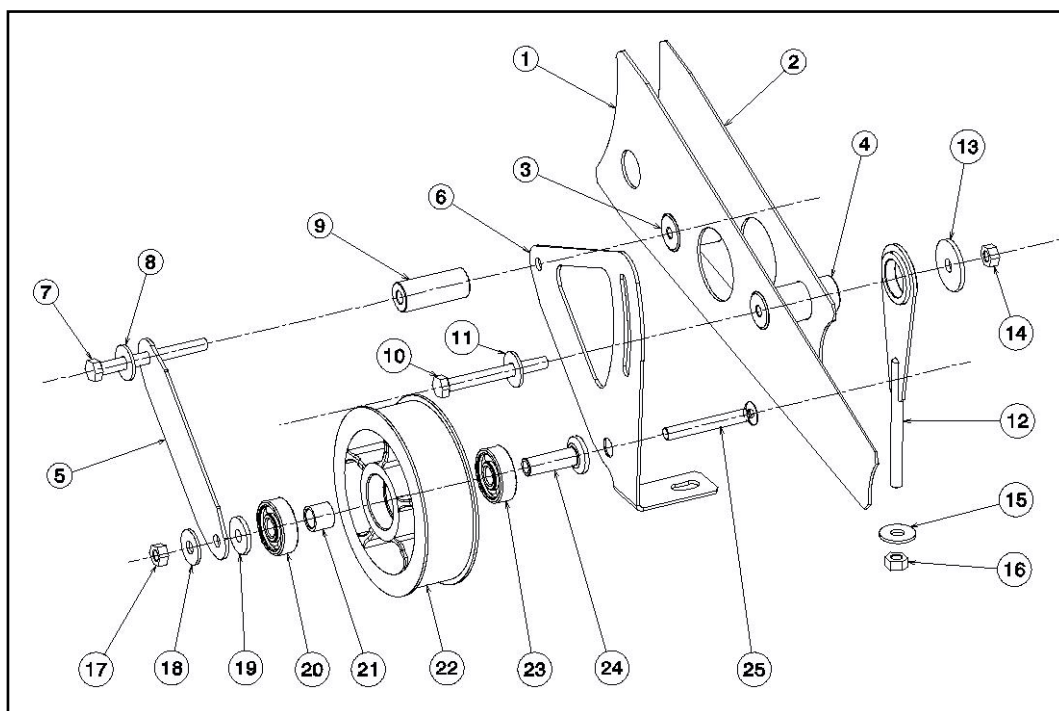


Figura 72: Vista esplosa del sottoassieme “tendicinghia sx”

Nelle seguenti figure sono illustrati i componenti facenti parte il sottoassieme “tendicinghia”, per la parte sinistra della trasmissione.

Dato che la posizione della puleggia deve poter essere regolata nel piano della trasmissione, il tendicinghia (22) viene montato su una apposita piastra (6), avente come fulcro di rotazione la boccia (3). L’applicazione del corretto precarico iniziale della cinghia avviene quindi agendo sul dado (16) del registro (12). Come illustrato in Figura 73, quest’ultimo è costituito da una boccia, una piastra ed una barra filettata, che vengono saldate tra loro: al registro deve essere garantita infatti la possibilità di ruotare attorno alla boccia (4), ed adattarsi alle diverse posizioni che può venire ad occupare la piastra di rotazione. Una volta che è stato applicato il giusto precarico alla trasmissione, tutto il sottoassieme viene mantenuto in posizione serrando le viti (7) e (10).

Come si può osservare dalla sezione di Figura 75, lo schema costruttivo con cui viene montato il tendicinghia è sostanzialmente analogo a quello utilizzato nel caso dei galoppini. Tra i vari componenti fanno eccezione la vite a testa svasata (25), necessaria a causa dello scarso spazio esistente tra la piastra di rotazione e la piastra posteriore del telaio, e la piastra (5), introdotta per prendere a pacco l’intero sistema, e conferirgli una maggiore rigidità.

La puleggia in questo caso non è dotata di dentatura, in quanto esterna al percorso della cinghia: deve quindi essere ottenuta a partire da un unico blocco di materiale, ricavando sia le sedi per i cuscinetti, che le flange laterali per mantenere la cinghia in posizione. Come per le altre pulegge della trasmissione, anche il tendicinghia viene alleggerito internamente, lasciando 5 razze per il trasferimento dei carichi.

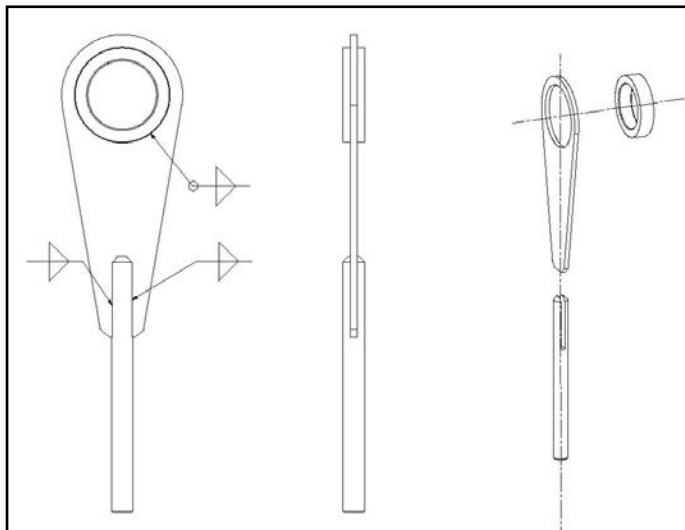


Figura 73: Registro tendicinghia

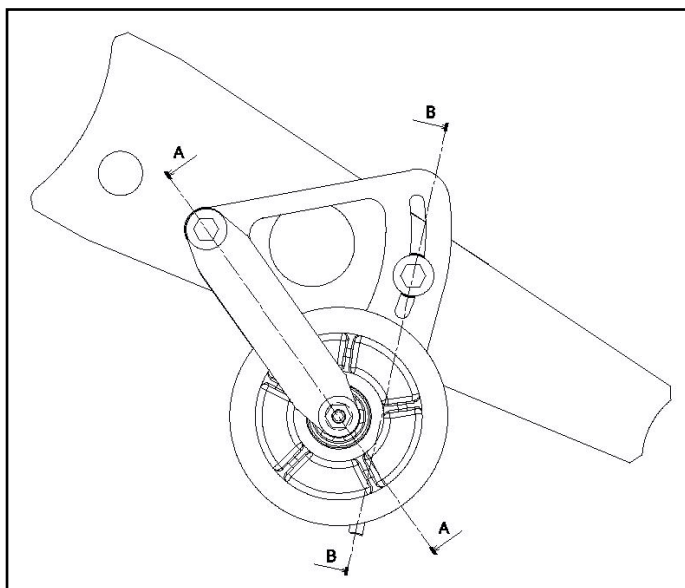


Figura 74: Vista sezioni del sottoassieme "tendicinghia sx"

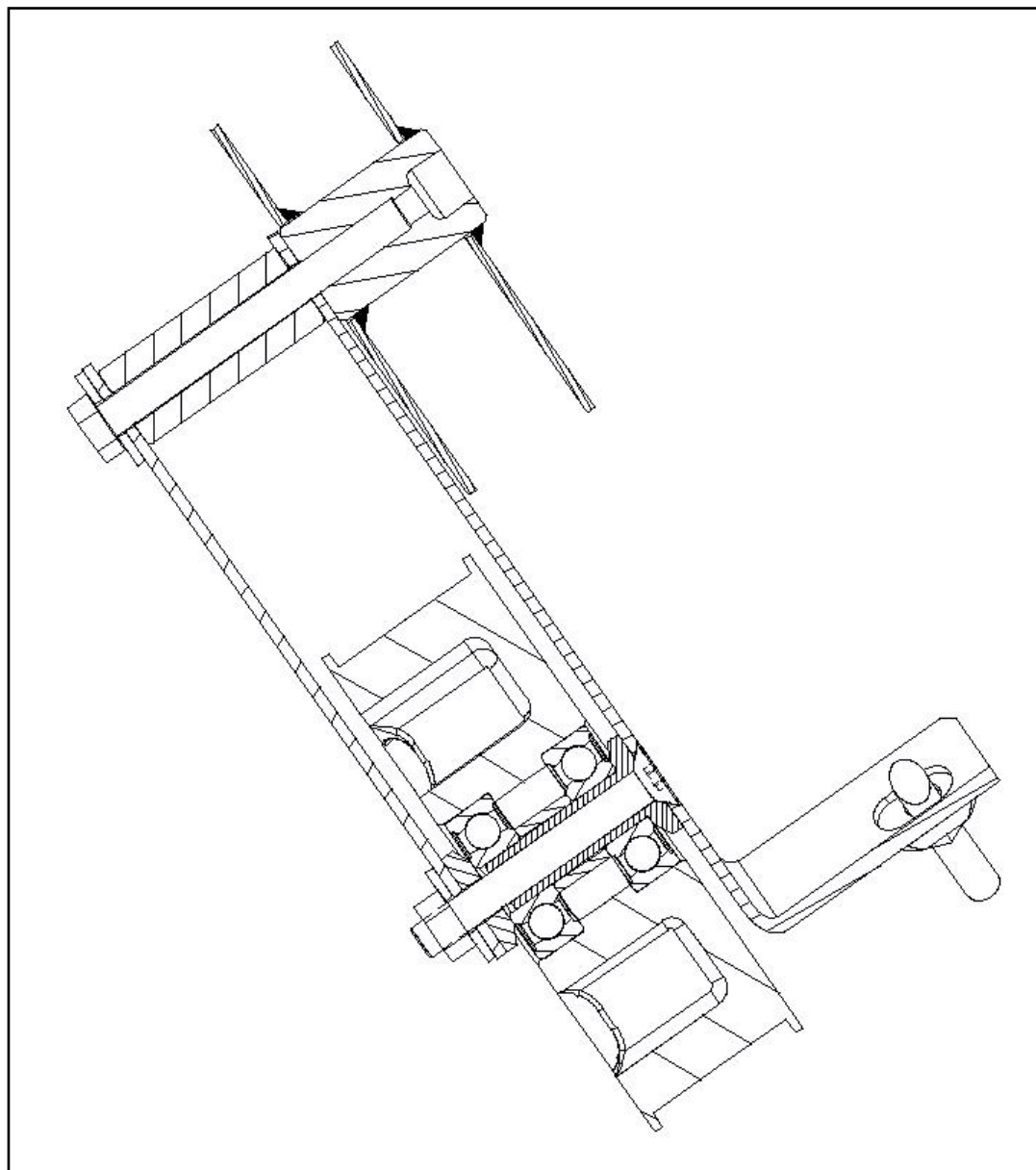


Figura 75: Sezione A-A del sottoassieme “tendicinghia sx”

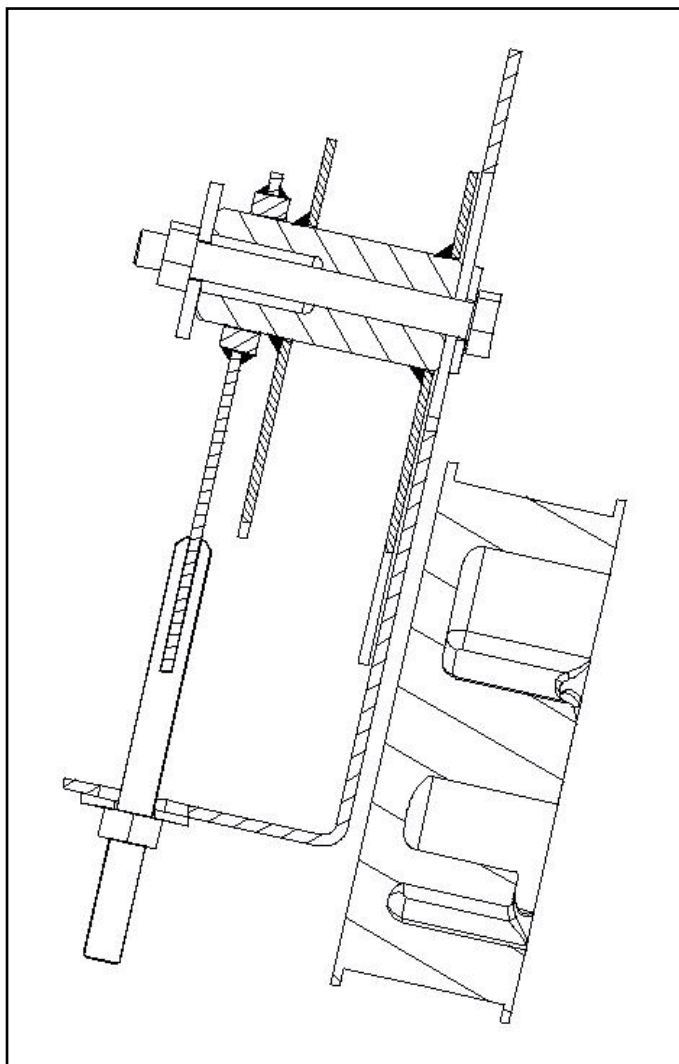


Figura 76: Sezione B-B del sottoassieme “tendicinghia sx”

In Figura 77 vengono messi a confronto i tendicinghia delle due parti della trasmissione. Dato che le pulegge vanno ad agire sul rispettivo ramo scarico della cinghia, queste vengono ad occupare una posizione contrapposta rispetto all'interasse motore - eliche.

Gran parte dei componenti utilizzati per la parte destra della trasmissione sono tuttavia gli stessi del lato sinistro: come per gli altri sottoassiemi, fanno eccezione le boccole del telaio, che hanno una maggiore lunghezza per poter affiancare le due cinghie.

Inoltre, a causa dello scarso spazio tra la piastra di rotazione e la piastra posteriore del telaio, per la parte sinistra della trasmissione il registro deve essere collocato necessariamente dal lato della paratia del velivolo, aumentando di conseguenza la lunghezza della flangia della piastra di rotazione. Per la parte destra invece il registro può essere facilmente collocato dalla stessa parte della puleggia: in

questo caso la lunghezza della flangia della piastra di rotazione è quella strettamente necessaria per garantire una adeguata superficie d'appoggio per il dado e la rondella del registro.

In Tabella 17 e Tabella 18 si riportano le stime dei pesi relative ai due sottoassiemi. Per il lato destro sono stati evidenziati i componenti con dimensioni geometriche diverse; la rondella (13) in questo caso non è necessaria, in quanto il registro tendicinghia è racchiuso tra la piastra di rotazione e la piastra posteriore dx del telaio.

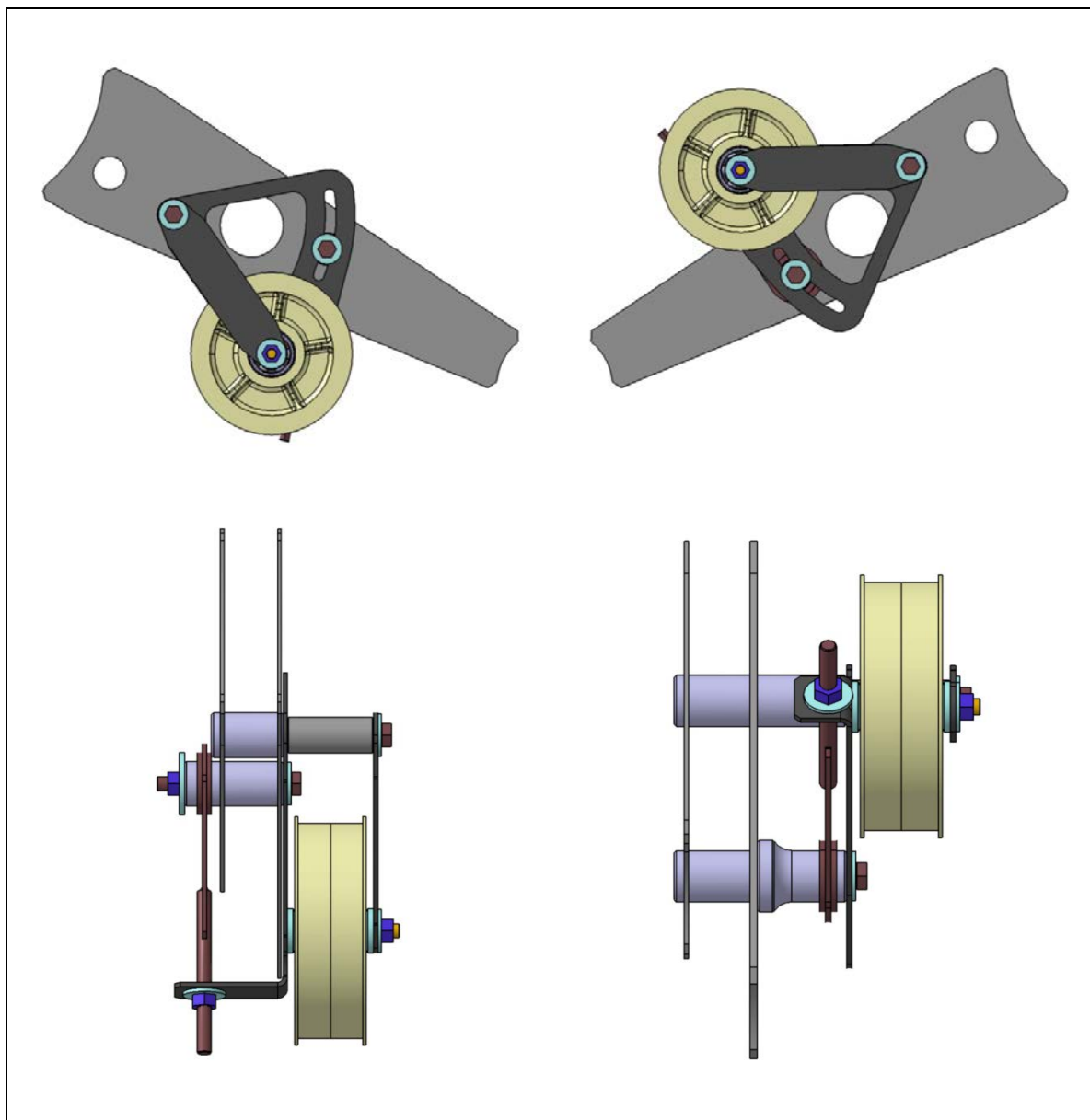


Figura 77: Confronto tra i sottoassiemi “tendicinghia sx” e “tendicinghia dx”

<u>Rif.</u>	<u>Componente</u>	<u>Materiale</u>	<u>Peso [g]</u>
1	Piastra posteriore tendicinghia sx	Alluminio	- ¹⁵
2	Piastra anteriore tendicinghia sx	Alluminio	- ¹⁵
3	Supporto rotazione tendicinghia sx	Alluminio	- ¹⁵
4	Supporto bloccaggio tendicinghia sx	Alluminio	- ¹⁵
5	Piastra collegamento	Alluminio	33
6	Piastra rotazione tendicinghia sx	Alluminio	96
7	Vite M8x80 UNI 5737	Acciaio	38
8	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
9	Distanziale rotazione tendicinghia	Alluminio	33
10	Vite M8x75 UNI 5739	Acciaio	36
11	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
12	Registro tendicinghia	Alluminio	38
13	Rondella 9x35x3	Acciaio	21
14	Dado M8 UNI 5588	Acciaio	6
15	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
16	Dado M8 UNI 5588	Acciaio	6
17	Dado M8 UNI 5588	Acciaio	6
18	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
19	Rondella distanziale pulegge	Acciaio	15
20	Cuscinetto 6301-2RSL (SKF)	-	60
21	Distanziale cuscinetti pulegge	Acciaio	11
22	Puleggia Tendicinghia	Alluminio	736
23	Cuscinetto 6301-2RSL (SKF)	-	60
24	Albero pulegge	Acciaio	32
25	Vite M8x65 UNI 5933	Acciaio	28
			Tot. 1279

Tabella 17: Componenti del sottoassieme “tendicinghia sx”

¹⁵ Il peso di questi componenti è stato già considerato nella stima del peso del telaio.

<i>Rif.</i>	<i>Componente</i>	<i>Materiale</i>	<i>Peso [g]</i>
1	Piastra posteriore tendicinghia dx	Alluminio	- ¹⁶
2	Piastra anteriore tendicinghia dx	Alluminio	- ¹⁵
3	Supporto rotazione tendicinghia dx	Alluminio	- ¹⁵
4	Supporto bloccaggio tendicinghia dx	Alluminio	- ¹⁵
5	Piastra collegamento	Alluminio	33
6	Piastra rotazione tendicinghia dx	Alluminio	88
7	Vite M8x80 UNI 5737	Acciaio	38
8	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
9	Distanziale rotazione tendicinghia	Alluminio	33
10	Vite M8x40 UNI 5739	Acciaio	22
11	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
12	Registro tendicinghia	Alluminio	38
13	Rondella 9x35x3	Acciaio	24
14	Dado M8 UNI 5588	Acciaio	6
15	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
16	Dado M8 UNI 5588	Acciaio	6
17	Dado M8 UNI 5588	Acciaio	6
18	Rondella 9x24x2 UNI 6593	Acciaio	6
19	Rondella distanziale pulegge	Acciaio	15
20	Cuscinetto 6301-2RSL (SKF)	-	60
21	Distanziale cuscinetti pulegge	Acciaio	11
22	Puleggia Tendicinghia	Alluminio	736
23	Cuscinetto 6301-2RSL (SKF)	-	60
24	Albero pulegge	Acciaio	32
25	Vite M8x65 UNI 5933	Acciaio	28
			Tot. 1236

Tabella 18: Componenti del sottoassieme “tendicinghia dx”

¹⁶ Il peso di questi componenti è stato già considerato nella stima del peso del telaio

4.7. COLLEGAMENTO CON LA PARATIA

Il collegamento del telaio alla paratia avviene interponendo tra questi componenti degli elementi elastici, secondo lo schema riportato in Figura 78.

I tamponi, scelti tra i prodotti della *Angst+Pfister*, permettono un elevato assorbimento di energia, con attenuazione di urti, riduzione del rumore e smorzamento di vibrazioni.

Il montaggio in serie dei tamponi garantisce il corretto funzionamento del sistema per carichi assiali del telaio diretti in entrambe le direzioni; tuttavia, affinché non vi sia separazione tra i vari componenti, è necessario precaricare in modo adeguato il bullone. Quest'ultimo funziona anche come guida e centraggio per tutto il sistema.

Dato che i tamponi sono realizzati in poliuretano, materiale non comprimibile in volume, il diametro interno della boccola deve essere sufficientemente elevato da permetterne il rigonfiamento radiale (vedi Figura 79). Allo stesso tempo deve essere garantito un adeguato gap tra boccola e paratia, che tenga di conto del cedimento elastico in senso assiale, per effetto sia del precarico iniziale che dei carichi di esercizio. Infine, la boccola deve avere una lunghezza sufficiente per permettere il collegamento dei vari tubi del telaio.

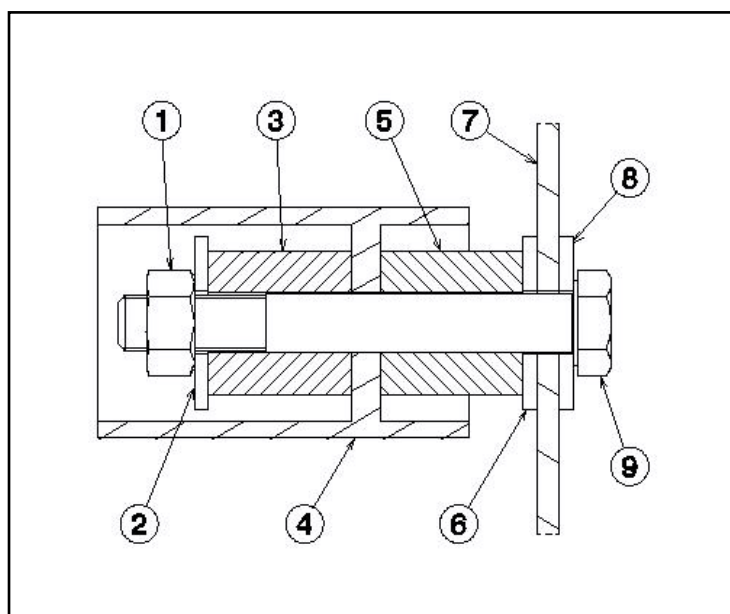


Figura 78: Schema di collegamento del telaio alla paratia

<i>Rif.</i>	<i>Componente</i>	<i>Materiale</i>	<i>Peso [g]</i>
1	Dado M10 UNI 5588	Acciaio	11
2	Rondella 11x33x2.5 UNI 6593	Acciaio	12
3	Tampone 2525U (Angst+Pfister)	Poliuretano	13
4	Boccola telaio	Alluminio	17
5	Tampone 2525U (Angst+Pfister)	Poliuretano	13
6	Rondella 11x33x2.5 UNI 6593	Acciaio	12
7	Paratia	-	-
8	Rondella 11x33x2.5 UNI 6593	Acciaio	12
9	Vite M10x80 UNI 5737	Acciaio	60
Tot. 532			¹⁸

Tabella 19: Componenti del collegamento con la paratia

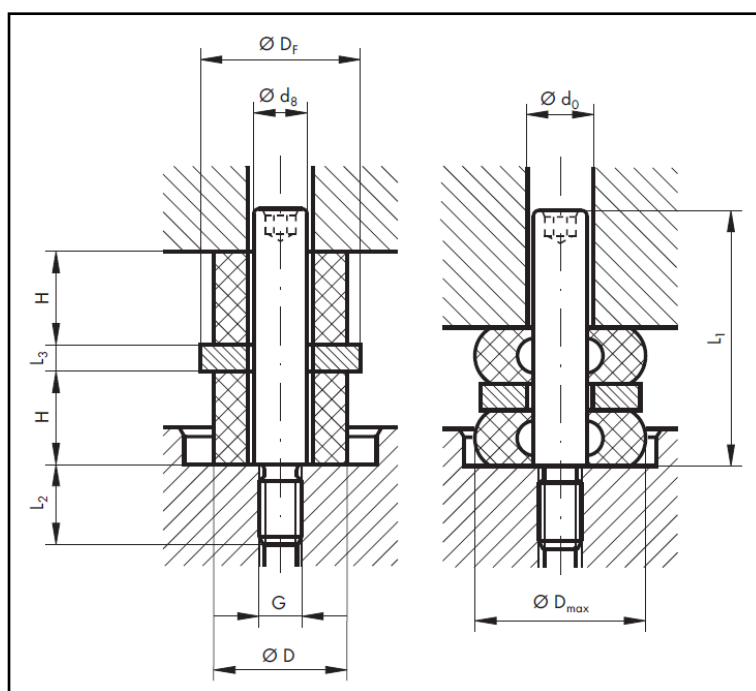


Figura 79: Esempio di montaggio in serie dei tamponi in gomma

¹⁷ Già considerato nella stima del peso del telaio

¹⁸ Ottenuto considerando che il collegamento è ripetuto 4 volte

Facendo riferimento allo schema di Figura 80, l'applicazione del carico esterno P è tale da scaricare uno dei due elementi elastici, ed al contempo caricare maggiormente l'altro. Il precarico F_p del sistema deve garantire sia che uno dei due tamponi non si scarichi completamente, sia che non sia superato il massimo carico di compressione ammesso F_{lim} per quello maggiormente sollecitato.

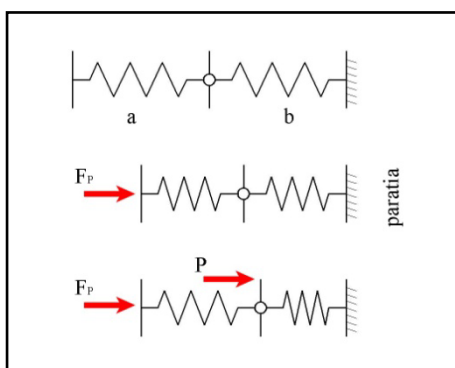


Figura 80: Forze agenti sugli elementi elastici

Le forze agenti sui tamponi in fase di esercizio sono date da:

$$F_a = F_p - P \geq 0 \quad ; \quad F_b = F_p + P \leq F_{lim}$$

L'entità del carico P è stata determinata a seguito dell'analisi agli elementi finiti. Come illustrato in Figura 81 ed in Figura 82, l'effetto della spinta delle eliche è quello di comprimere gli elementi b per le boccole superiori (scaricando al contempo l'elemento a), mentre si verifica la condizione opposta per le boccole inferiori.

Dato che la spinta dell'elica è esterna rispetto ai punti di appoggio del telaio (vedi Figura 83), le azioni agenti sulle boccole superiori risultano essere di maggiore intensità, ed in particolare:

$P = 2330$ [N]	→	boccola C
$P = 660$ [N]	→	boccola D
$P = 2480$ [N]	→	boccola E
$P = 750$ [N]	→	boccola F

In base ai risultati ottenuti, il precarico del bullone e la massima forza di compressione agente sui tamponi risultano essere pari rispettivamente a:

$$F_p = P_{max} = 2480 \text{ [N]}$$

$$F_{max} = 2 \cdot P_{max} = 4960 \text{ [N]}$$

Tra i prodotti disponibili, si sceglie quindi il tampone “2525U”, le cui principali caratteristiche sono riassunte in Tabella 20. Lo stesso catalogo riporta poi le dimensioni del bullone e delle rondelle adatte per il tipo di tampone scelto (vedi Tabella 19).

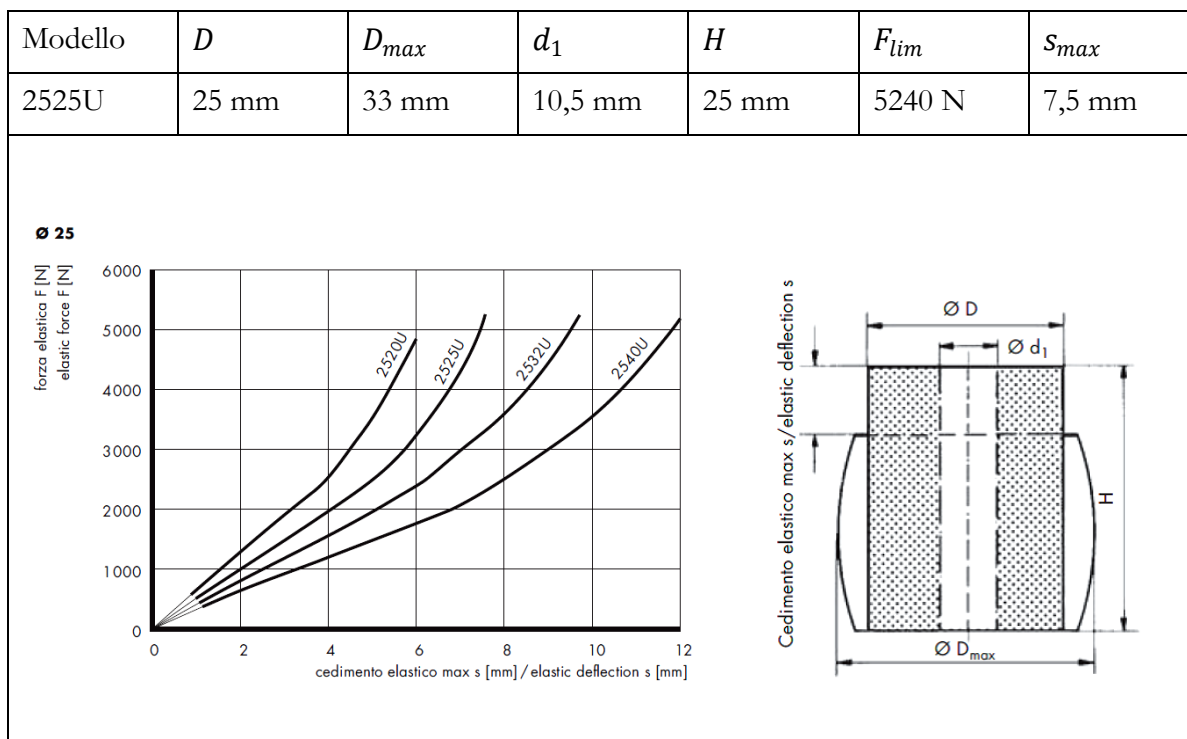


Tabella 20: Caratteristiche principali del tampone 2525U

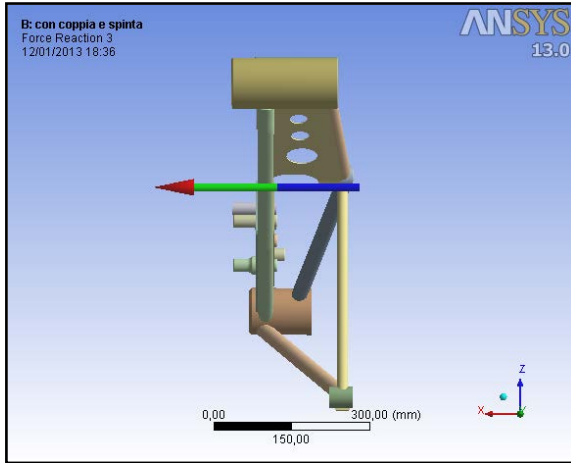


Figura 81: Reazioni vincolari in corrispondenza delle boccole superiori

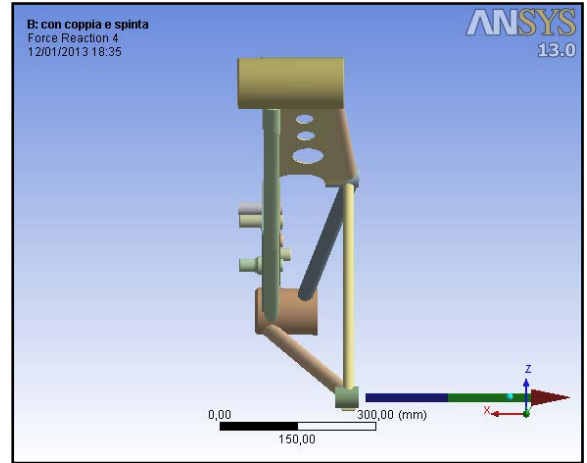


Figura 82: Reazioni vincolari in corrispondenza delle boccole inferiori

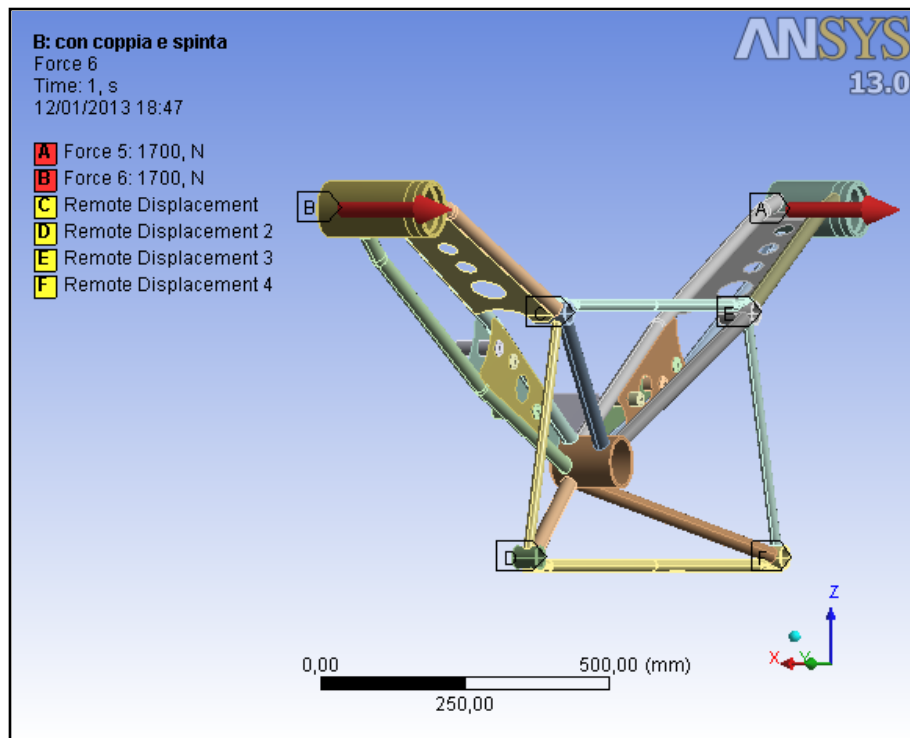


Figura 83: Spinte delle eliche e vincoli del telaio

Capitolo 5. ANALISI FEM DEL TELAIO

Al fine di stabilire la geometria delle varie parti del telaio, è stata eseguita una analisi agli elementi finiti nell'ambiente Workbench di Ansys 14, definendo in particolare lo spessore delle varie piastre, così come i diametri e gli spessori dei vari tubi: questi ultimi sono stati determinati in base alle dimensioni standardizzate dei prodotti disponibili in commercio.

L'analisi è stata svolta in due fasi successive: una prima fase dove, a partire dal telaio rappresentato in Figura 46, sono stati stabiliti dei primi valori di tentativo, e sono stati aggiunti alcuni elementi di rinforzo laddove richiesto, in modo da garantire adeguate caratteristiche di rigidità alla struttura. Nella seconda fase invece, il telaio è stato dimensionato a fatica, tenendo presenti le indicazioni riportate in [6] .

5.1. MODELLO FEM

Il modello utilizzato per l'analisi FEM è illustrato in Figura 84. Per tutte quelle parti che possono essere ragionevolmente approssimate a strutture in parete sottile, si è optato per una modellazione con elementi *shell*. Tra queste abbiamo in primo luogo i tubi, per i quali è stata utilizzata come superficie di riferimento quella relativa al diametro esterno. Si hanno poi le varie piastre di collegamento, per le quali è stata scelta la superficie a contatto con i tubi, e le boccole di collegamento alla paratia, rappresentate invece attraverso la superficie esterna della parte cilindrica e la mezzeria del diaframma interno. La scelta di queste superfici di riferimento permette di poter variare lo spessore delle varie parti, senza dover necessariamente rimodellarne la superficie. La caratterizzazione geometrica di questi componenti viene quindi completata all'interno dell'Ansys Mechanical, definendo lo spessore della parte, e come questo è disposto rispetto alla superficie di riferimento (vedere Figura 85). Il modello FE comprende quindi i mandrini delle eliche, il mozzo centrale, e le boccole di collegamento di galoppini e tendicinghia, che invece sono stati lasciati come parti solide.

Per tutti i componenti il materiale assegnato è l'alluminio, le cui proprietà sono state definite sfruttando il database presente nella libreria di Ansys.

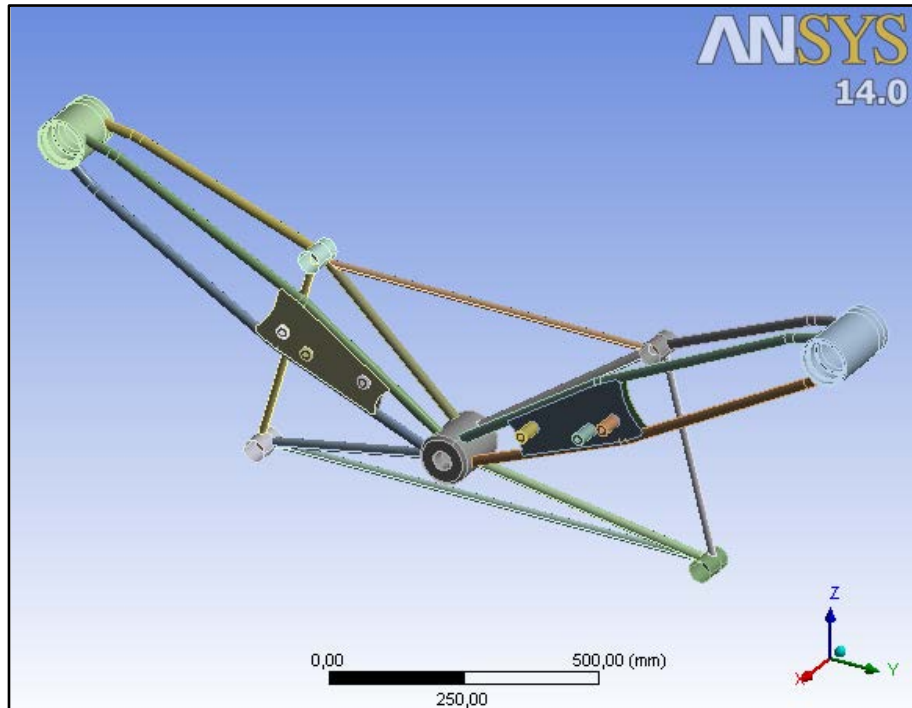


Figura 84: Vista del modello

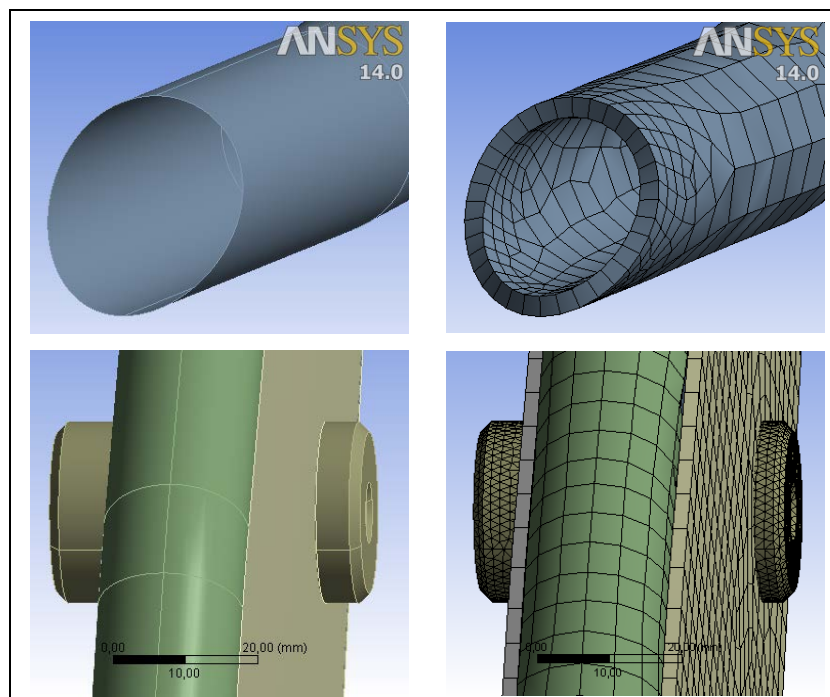


Figura 85: Definizione dello spessore per le strutture in parete sottile

Sono stati definiti contatti di tipo “bonded” tra le varie parti, in modo tale che non vi fosse né separazione/compenetrazione, né scorrimento reciproco. Il tipo di formulazione del contatto, così come le dimensioni della pinball, sono stati lasciati gestire al programma di calcolo. Alcuni esempi sono riportati in Figura 86.

La mesh del modello è stata generata usando il metodo *automatico* proposto dal software. Questa risulta essere costituita da tre diversi tipi di elementi: per le parti solide elementi tetraedrici a 10 nodi (Tet10), mentre per i componenti in parete sottile si hanno in larga maggioranza elementi quadrangolari a 4 nodi (QUAD4), ed un numero ridotto di elementi triangolari a 3 nodi (TRI3).

Il modello è stato vincolato usando quattro “*remote displacement*”, applicati al diaframma interno delle boccole di collegamento con la paratia, e posizionando ciascun nodo pilota in corrispondenza della proiezione dell’asse della boccola sulla paratia (vedere Figura 87). Per tutti e quattro i vincoli sono stati bloccati gli spostamenti secondo la direzione x del sistema di riferimento (direzione normale al piano della paratia), mentre solo per le boccole A e C sono stati bloccati anche gli spostamenti secondo le direzioni y e z; le rotazioni invece non sono state bloccate.

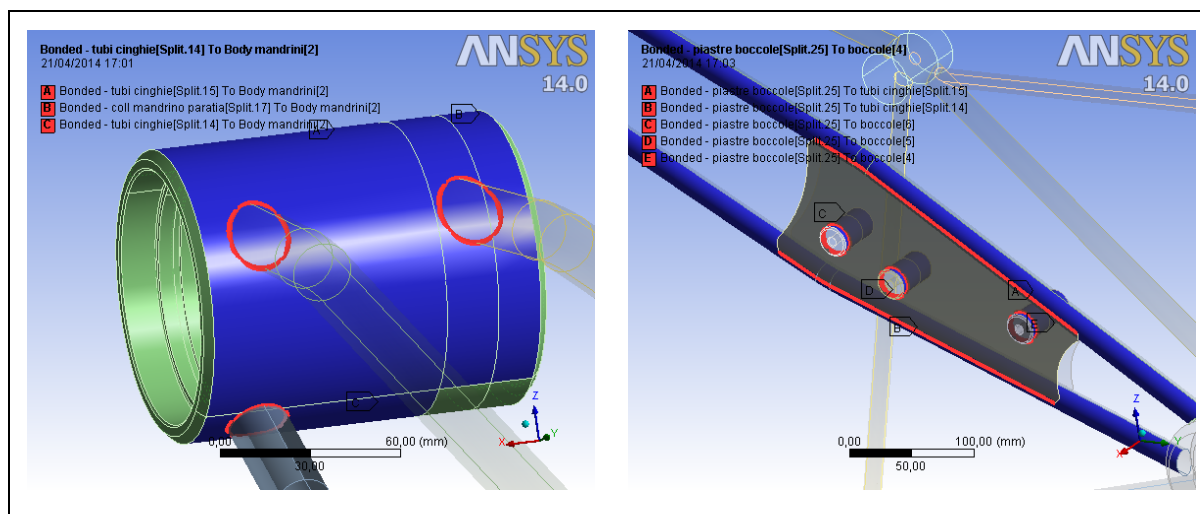


Figura 86: Definizione dei contatti per alcuni componenti

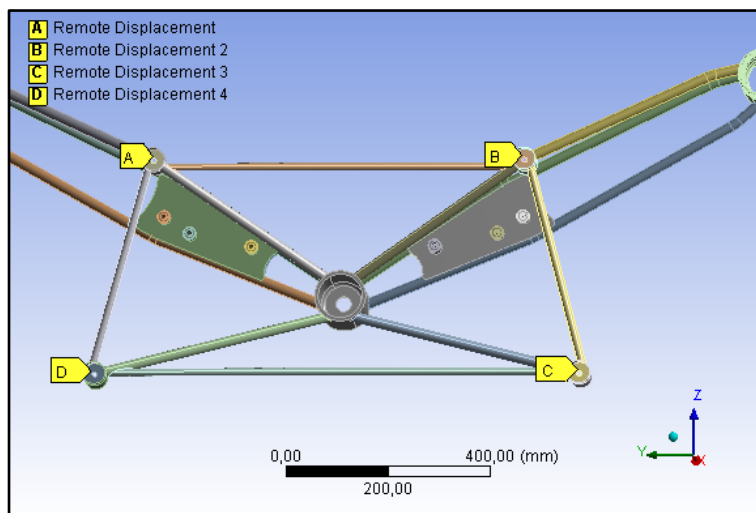


Figura 87: Vincoli del modello

5.2. ANALISI STATICA

Per l'analisi statica preliminare del telaio sono state prese in considerazione le due situazioni di carico illustrate nel paragrafo 4.1. Le forze riportate in Tabella 8 e Tabella 9 sono state inserite nel modello di calcolo sfruttando il comando "remote force". Sono state definite di caso in caso le superfici su cui agiscono tali carichi, e la posizione occupata da quest'ultimi nello spazio, lasciando al programma il compito di estrapolare in automatico gli opportuni momenti di trasporto.

Con questo metodo sono stati definiti in particolare i carichi relativi alla puleggia motrice, ai galoppini ed ai tendicinghia: l'origine delle varie forze è stata collocata in corrispondenza dell'intersezione dell'asse delle varie pulegge con il piano di mezzeria delle cinghie; le superfici obbiettivo sono invece quelle relative al tratto conico del mozzo centrale, e la parte filettata delle boccole di collegamento di galoppini e tendicinghia (vedere Figura 88).

Fanno eccezione i carichi agenti sugli alberi dei mandrini delle eliche: in questo caso sono state determinate, e applicate nelle rispettive sedi, le forze agenti sui singoli cuscinetti, calcolate secondo lo schema illustrato in Figura 65. Nel caso della condizione di equilibrio dinamico, si sono aggiunte inoltre le forze di spinta generate da ciascuna elica (pari a 2600N), le quali vengono applicate sulla battuta dei cuscinetti posteriori dei mandrini (vedi Figura 89).

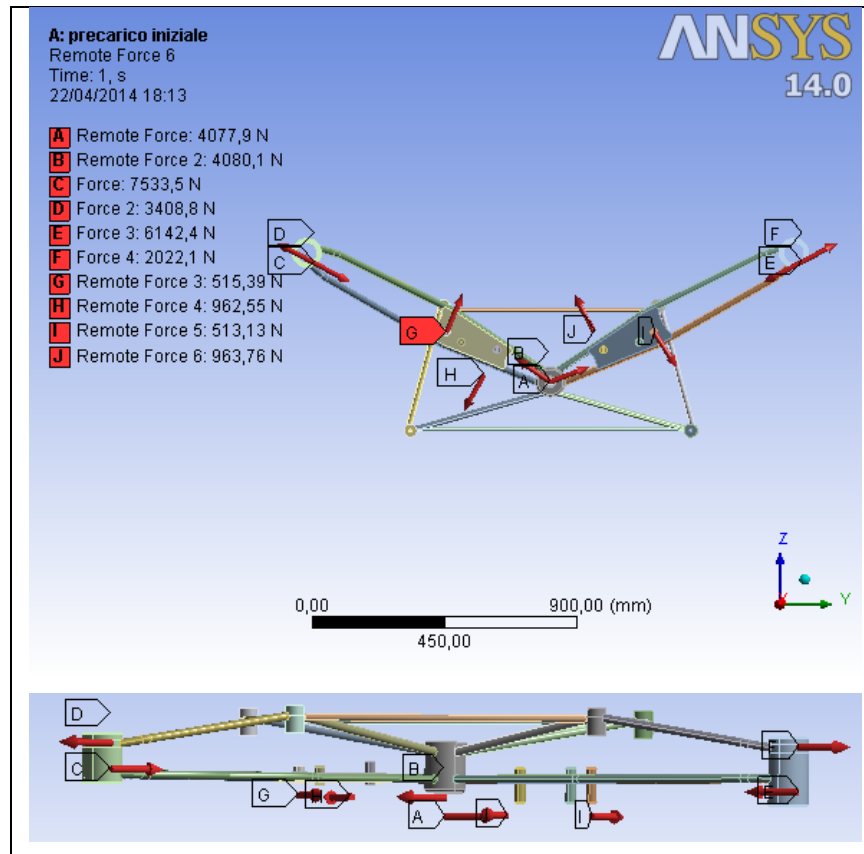


Figura 88: Condizione di carico "statica"

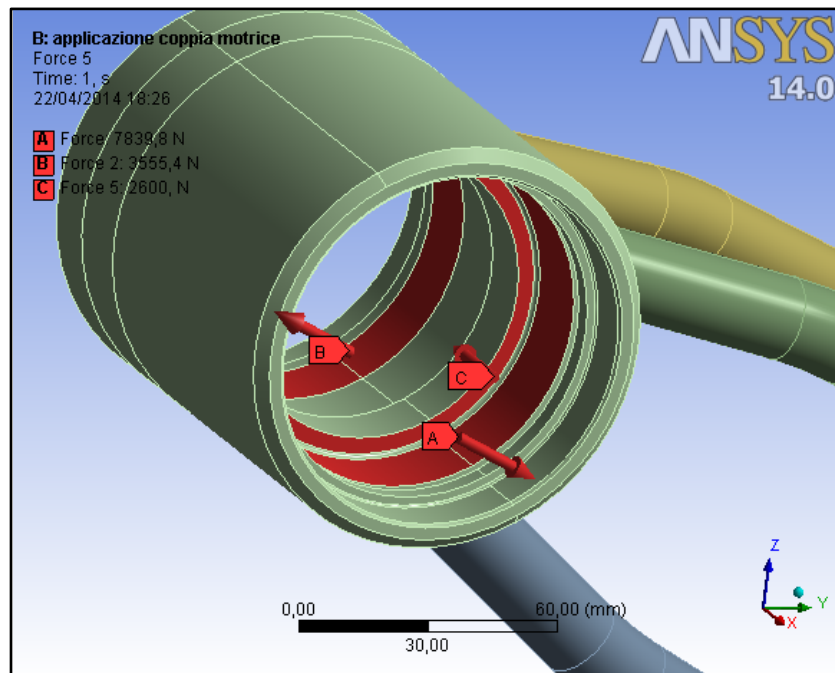


Figura 89: Forze agenti sul mandrino sx in condizioni di carico "dinamiche"

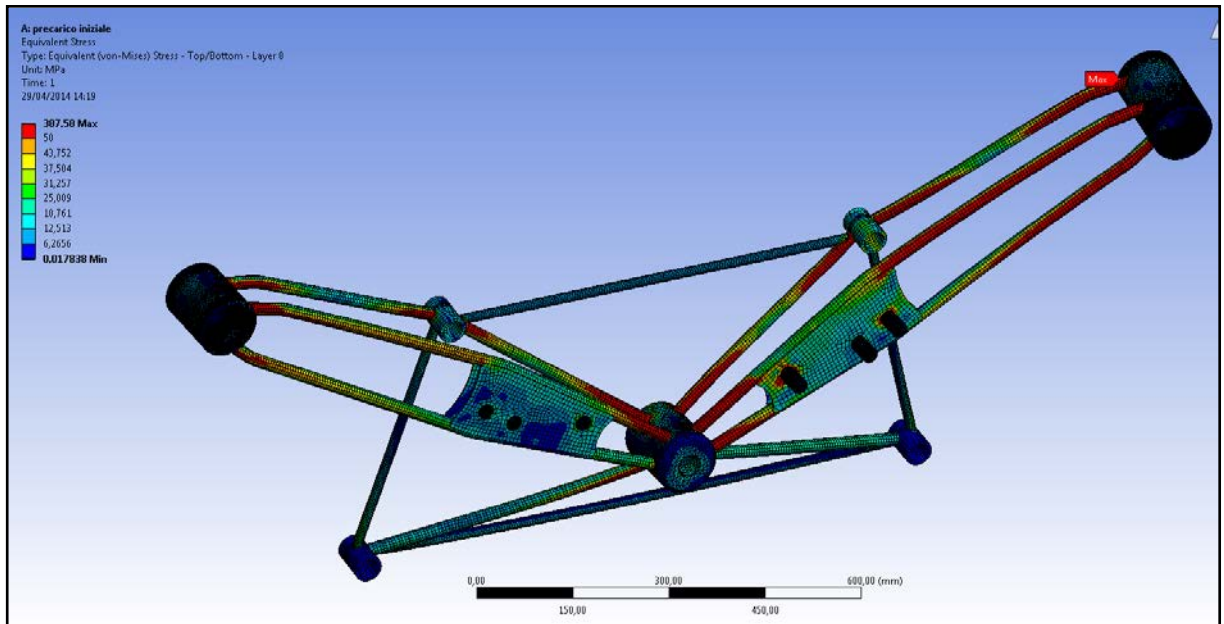


Figura 90: Risultati analisi statica – precarico iniziale

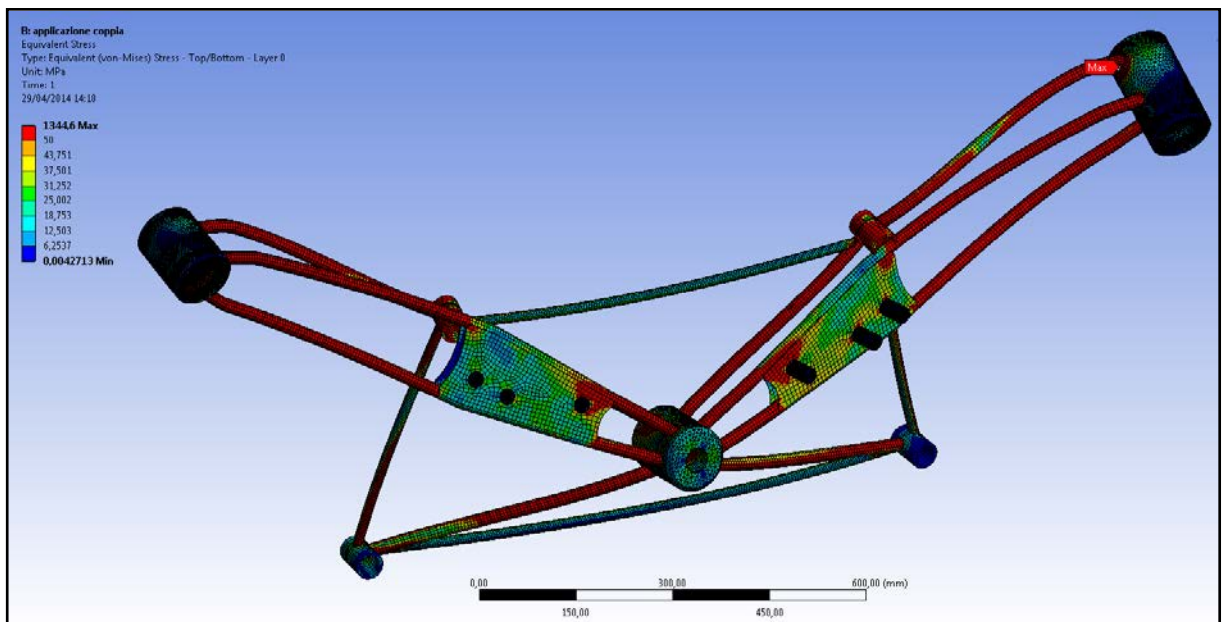


Figura 91: Risultati analisi statica – applicazione coppia motrice

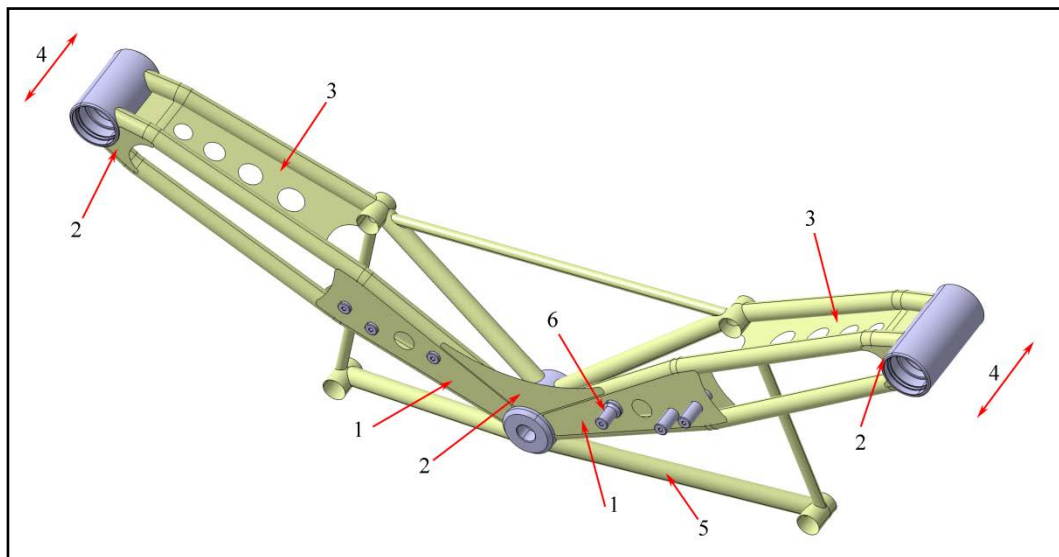


Figura 92: Modifiche al telaio

Come si può osservare dai risultati proposti in Figura 90 ed in Figura 91, il livello di sollecitazione, così come l'evidente mancanza di rigidità della struttura, sono tali da non poter ottenere un sostanziale miglioramento solo attraverso un aumento degli spessori delle varie parti, o dei diametri dei tubi. A seguito di questa prima analisi statica, sono quindi state apportate le seguenti modifiche al telaio (vedere Figura 92):

1. Le piastre che sorreggono i galoppini ed i tendicinghia sono state "allungate", fino a raggiungere il mozzo centrale; anche in questo caso si è realizzato un foro di alleggerimento nella loro parte più scarica.
2. Ulteriori piastre, necessarie per agevolare il passaggio degli sforzi, sono state aggiunte in prossimità dei mandrini e superiormente al mozzo centrale.
3. Sono state aggiunte due piastre che collegano i tubi superiori di sostegno ai mandrini; queste sono state posizionate non in corrispondenza del piano di mezzeria dei tubi, dove, come si può osservare nella seguente figura, si hanno tensioni più elevate, ma vengono saldate alla parte inferiore. Tali piastre sono state alleggerite con quattro fori.

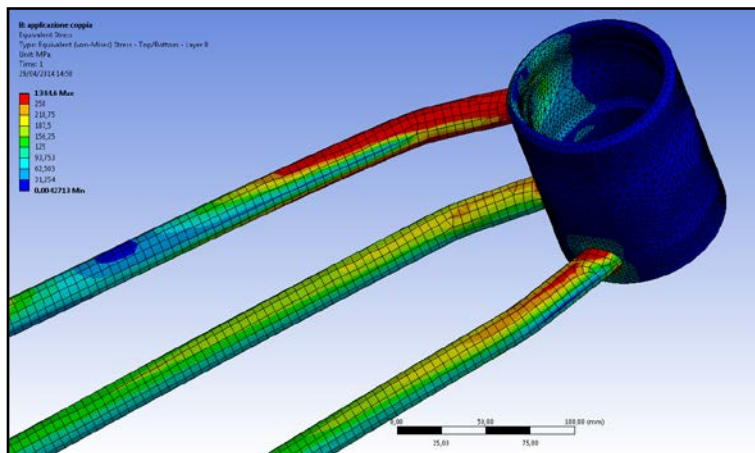


Figura 93: Tensioni nella parte inferiore dei tubi di collegamento del mandrino sx

4. È stata aumentata la lunghezza dei mandrini, per allontanare tra loro i tubi di sostegno, e ridurre la flessione indotta dal tiro cinghia. Con questa modifica è stato possibile aumentare anche la distanza tra i cuscinetti, arrivando alla soluzione costruttiva riportata nel paragrafo 4.4, ed ottenendo un sostanziale aumento della loro durata.
5. La posizione di attacco dei tubi inferiori sul mozzo centrale, che collegano questo alla paratia, è stata arretrata; si riduce in questo modo la rotazione del mozzo imposta dai carichi della trasmissione, ottenendo un miglior allineamento tra gli assi di rivoluzione delle pulegge.

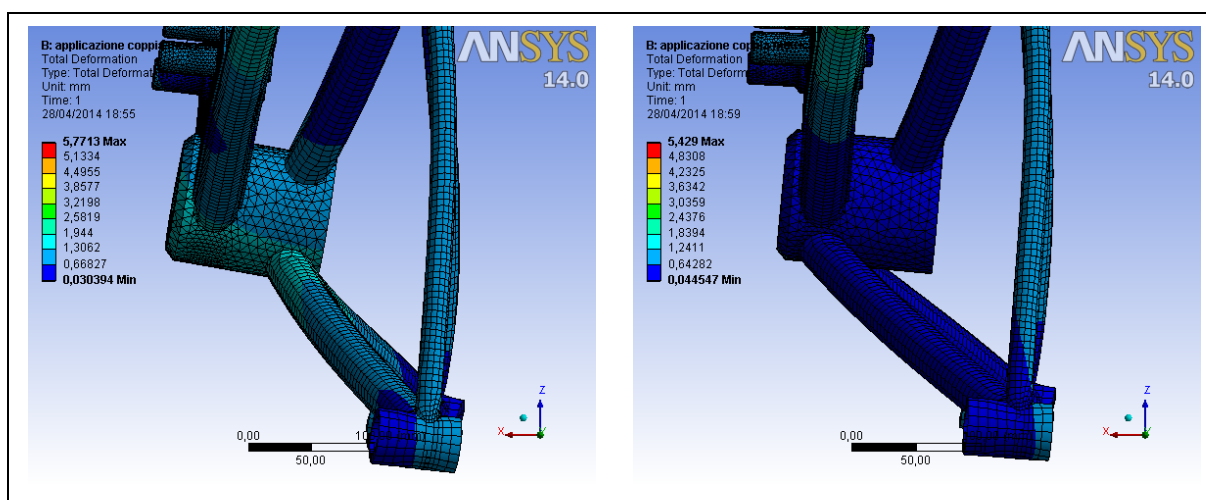


Figura 94: Deformazioni del mozzo centrale

- Il disegno della boccola che serve per bloccare in posizione il tendicinghia dx della trasmissione, ovvero la boccola più vicina al mozzo centrale, è stato modificato secondo quanto illustrato in Figura 95. La saldatura viene eseguita su una circonferenza di diametro maggiore, riducendo di fatto l'entità delle tensioni.

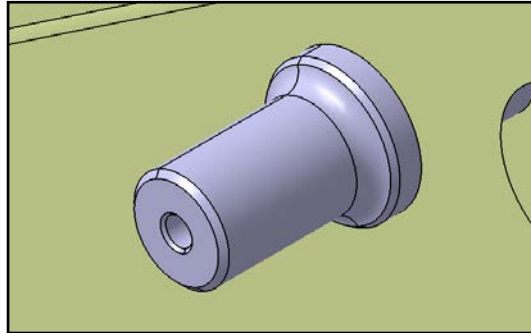


Figura 95: Boccola per il bloccaggio del tendicinghia dx

5.3. DIMENSIONAMENTO A FATICA

Arrivati a questo punto, il telaio è stato dimensionato secondo le indicazioni riportate in [6] : l' Eurocodice 9 fornisce i criteri di calcolo per la progettazione delle strutture di leghe di alluminio, con riferimento allo stato limite di frattura causato da fatica.

La norma si basa su dati di resistenza a fatica relativi a risultati ottenuti su strutture reali, e non su provini, sintetizzandoli in curve standard, la cui forma generale è illustrata in Figura 96. Tale curva descrive, su scala doppio logaritmica e con riferimento ad una probabilità di sopravvivenza del 97.7%, l'andamento della resistenza a fatica in termini di range di tensione ($\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min}$), in funzione del numero di cicli N .

Nel diagramma, valido per un numero di cicli compreso tra 10^5 e 10^8 , si possono distinguere tre punti particolari: il punto C ($N_C = 2 \cdot 10^6$ cicli ; $\Delta\sigma_C$), utilizzato come valore di riferimento per definire la categoria dei dettagli strutturali, il punto D ($N_D = 5 \cdot 10^6$ cicli ; $\Delta\sigma_D$), ed il punto L ($N_L = 10^8$ cicli ; $\Delta\sigma_L$).

Per $N < 5 \cdot 10^6$, ovvero fino al punto D, la relazione $\Delta\sigma - N$ è descritta da

$$N_i = 2 \cdot 10^6 \left(\frac{\Delta\sigma_c}{\Delta\sigma_i} \cdot \frac{1}{\gamma_{Ff} \cdot \gamma_{Mf}} \right)^{m1}$$

dove

- N_i è il numero previsto di cicli di resistenza a fatica per un generico range di tensione $\Delta\sigma_i$
- $\Delta\sigma_c$ è il valore di riferimento per la resistenza a fatica a $2 \cdot 10^6$ cicli, dipendente dalla categoria del particolare;
- $m1$ è la pendenza inversa della curva $\Delta\sigma - N$;
- γ_{Ff} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto delle incertezze nello spettro di carico e nell'analisi della risposta;
- γ_{Mf} è un coefficiente di sicurezza che tiene conto delle incertezze nel materiale e nell'esecuzione.

Il punto D rappresenta il limite di fatica per storie di carico ad ampiezza costante o ad ampiezza variabile, nelle quali non venga mai superato il valore $\Delta\sigma_D$. Viceversa, nel caso di storie di carico in cui il range di tensione applicata al giunto

superi tale valore, anche se solo per pochi cicli, il limite di fatica a $5 \cdot 10^6$ cicli sparisce e la curva $\Delta\sigma - N$ prosegue oltre il punto D fino al punto L, che definisce il nuovo limite di fatica: in questo tratto la pendenza inversa vale $m_2 = m_1 + 2$. Il valore di $\Delta\sigma_L$ rappresenta quindi il “cut-off limit”, ovvero il valore per cui si può ritenere che sollecitazioni di ampiezza inferiore ad esso non influenzino la vita a fatica del componente.

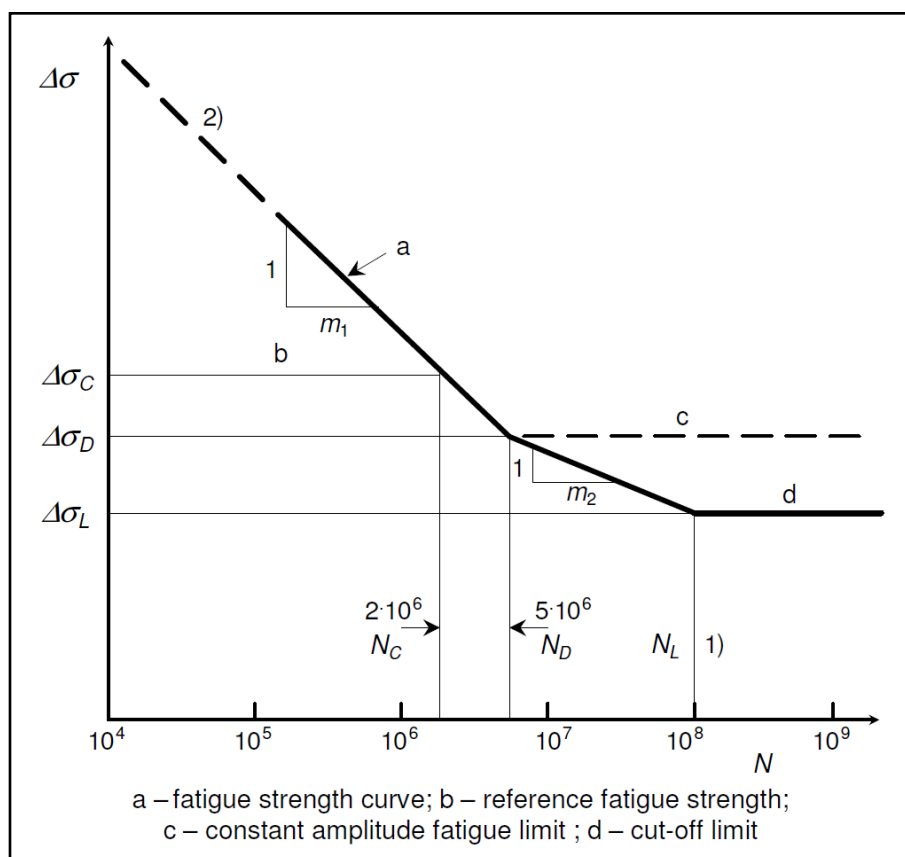


Figura 96: Curva di resistenza a fatica per giunti saldati in lega d'alluminio secondo Eurocodice 9

La curva illustrata in Figura 96 viene particolareggiata con gli opportuni valori numerici a seconda della tipologia di giunto considerata. Per ciascuno di questi vengono definiti in particolare la pendenza inversa m_1 e le variazioni di tensione di riferimento $\Delta\sigma_c$; tali valori sono stati ricavati da storie di carico con rapporto del ciclo $R \geq 0.5$ ed un elevato valore della tensione media. Viceversa i valori di N_c , N_D , N_L restano costanti per tutte le categorie di dettagli strutturali.

Nel presente lavoro si è fatto riferimento in particolare ai dettagli strutturali illustrati in Figura 97: il caso (a) si riferisce a situazioni in cui la cricca di fatica si innesca in corrispondenza di cordoni di saldatura ortogonali alla direzione di variazione delle tensioni. Il caso (b) si riferisce a saldature longitudinali, in cui la cricca di fatica si innesca all'inizio della saldatura, in corrispondenza di fonti geometriche di concentrazione di tensioni. Come indicato nella normativa, invece, i casi (c) e (d) possono essere presi a riferimento per saldature di testa, anche nel caso di elementi tubolari.

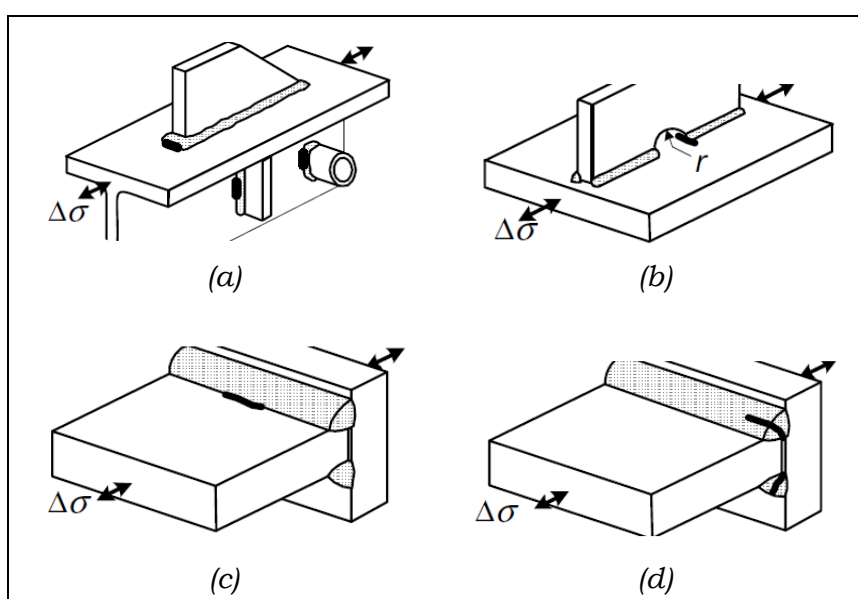


Figura 97: Dettagli strutturali

Dettaglio	m1	m2	$\Delta\sigma_c$ [MPa]	$\Delta\sigma_D$ [MPa]	$\Delta\sigma_L$ [MPa]
a	3,4	5,4	23	17,6	10,1
b	4,3	6,3	28	22,6	18,1
c	3,4	5,4	28	21,4	12,3
d	3,4	5,4	25	19,1	11

Tabella 21: Tensioni di riferimento dei dettagli strutturali

Nell'Eurocodice la resistenza a fatica viene ritenuta indipendente dal rapporto di ciclo $R = \sigma_{min} - \sigma_{max}$, e dal tipo di lega di alluminio (tranne nel caso di dettagli strutturali per materiale base in lega 7020).

Per quanto riguarda l'effetto della tensione media, l'Eurocodice ne tiene conto espressamente solo nel caso di materiale base, per il quale, nel caso di storie di carico con rapporto di ciclo $R < 0.5$, è possibile sostituire al valore di riferimento per la resistenza a fatica $\Delta\sigma_c$, il valore $\Delta\sigma_{c(R)}$ così definito:

$$\Delta\sigma_{c(R)} = f(R) \cdot \Delta\sigma_c$$

dove $f(R)$ è un fattore di incremento della resistenza a fatica che vale, limitatamente al caso di materiale base, $f(R) = 1,2 - 0,4 \cdot R$.

Viceversa, nel caso di giunti saldati, non è previsto considerare l'effetto della tensione media, a meno che non sia possibile dimostrare tramite test, un significativo aumento della resistenza a fatica del giunto, in relazione alla diminuzione della tensione media, oppure in quei casi in cui è possibile determinare le tensioni residue di compressione, dovute all'utilizzo di tecniche di miglioramento, quali ad esempio la pallinatura.

Per questo motivo, i valori di resistenza a fatica, riportati in Tabella 21, non sono stati modificati.

La valutazione delle variazioni delle tensioni è stata eseguita sfruttando il tool di fatica presente all'interno di Ansys. L'opzione "*Constant Amplitude, non-proportional loading*" nella scelta della tipologia di carico, infatti, permette di mettere in relazione due diverse condizioni di carico, in cui il modello si alterna tra stati di stress completamente diversi tra loro, dove le tensioni principali possono variare sia in termini di intensità che di direzione.

Questa tipologia di analisi viene tipicamente utilizzata ad esempio in casi dove si ha la sovrapposizione di un carico alternato su un carico statico (come nel caso degli alberi dei mandrini delle eliche, i quali sono sollecitati a torsione più flessione rotante), casi dove si ha un alternanza tra due condizioni di carico diverse tra loro, oppure casi dove si hanno variazioni dell'intensità e/o delle direzioni delle forze.

Da un punto di vista operativo, per poter eseguire un'analisi di tipo non proporzionale, vengono definite in primo luogo le due diverse condizioni di carico in due ambienti distinti, i quali tuttavia devono condividere stessa geometria e stessa mesh. Viene creata quindi una "*solution combination*" dei due casi, all'interno della quale viene inserito il tool di fatica.

Oltre alla tipologia di carico, deve essere stabilito anche il criterio con il quale lo stato triassiale di tensioni agente in un generico punto, viene convertito in uno equivalente di tensione monoassiale: in questo caso il programma permette di

utilizzare l'opzione “signed Von-Mises”, in cui la tensione monoassiale, definita appunto secondo il criterio di Von Mises, conserva il segno della tensione principale massima in valore assoluto, tenendo conto quindi di eventuali stati di compressione.

Come output, il programma calcola una tensione alternata equivalente, che può essere messa a confronto con i dati di resistenza a fatica.

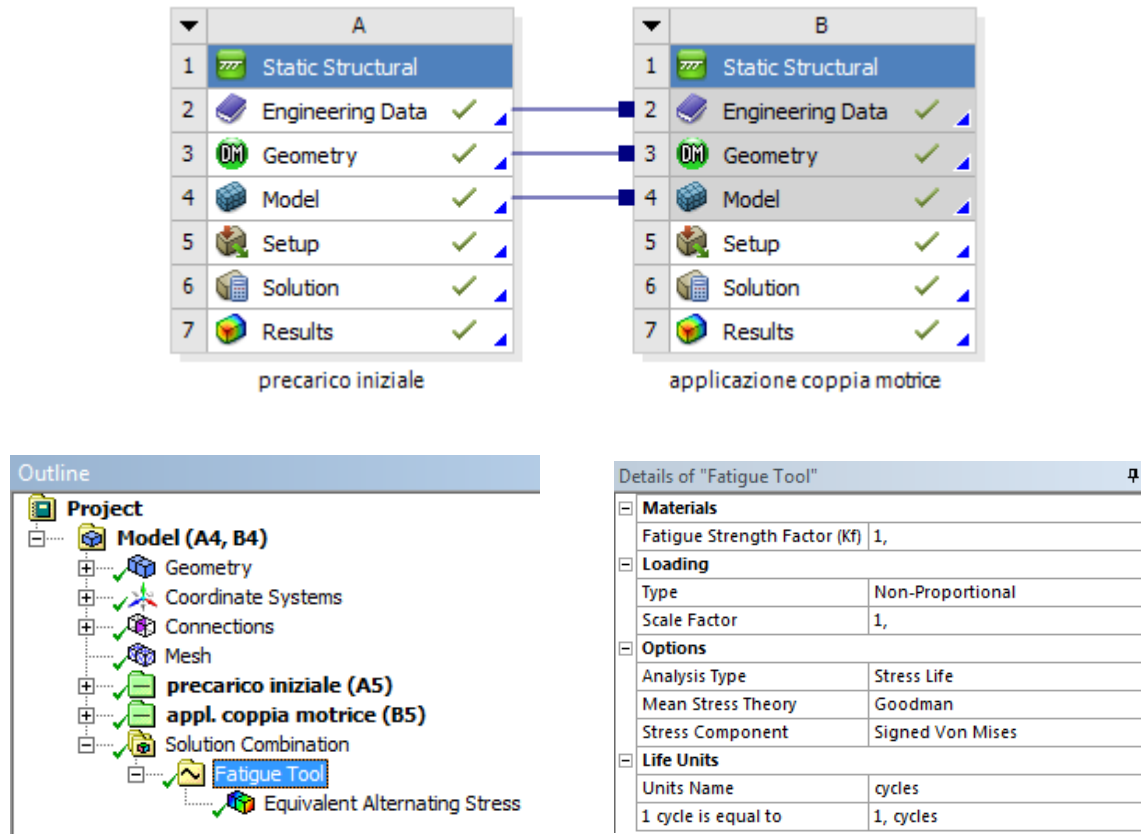


Figura 98: Impostazioni di calcolo

Nel presente lavoro, sono state prese in considerazione due principali cause che provocano variazioni delle tensioni nel telaio. La prima di queste è dovuta all'applicazione della coppia motrice, che, come evidenziato nel paragrafo 4.1, comporta una variazione sia dell'intensità, sia delle direzioni, delle forze agenti sugli alberi di calettamento delle varie pulegge. Tali variazioni hanno una frequenza molto bassa, che è legata sostanzialmente alla gestione della manetta del motore.

L'altra fonte di danneggiamento riguarda invece lo sbilanciamento delle eliche: infatti, anche a seguito di opportune operazioni di equilibratura statica o dinamica, il baricentro dell'elica avrà in ogni caso una certa eccentricità rispetto all'asse di

rotazione. Sugli alberi dei mandrini verrà quindi esercitata una forza centrifuga, causa di variazioni di tensioni nel telaio, con una frequenza legata alla velocità di rotazione delle eliche.

La storia di carico per un punto generico del telaio può essere rappresentata qualitativamente secondo il diagramma di Figura 99.

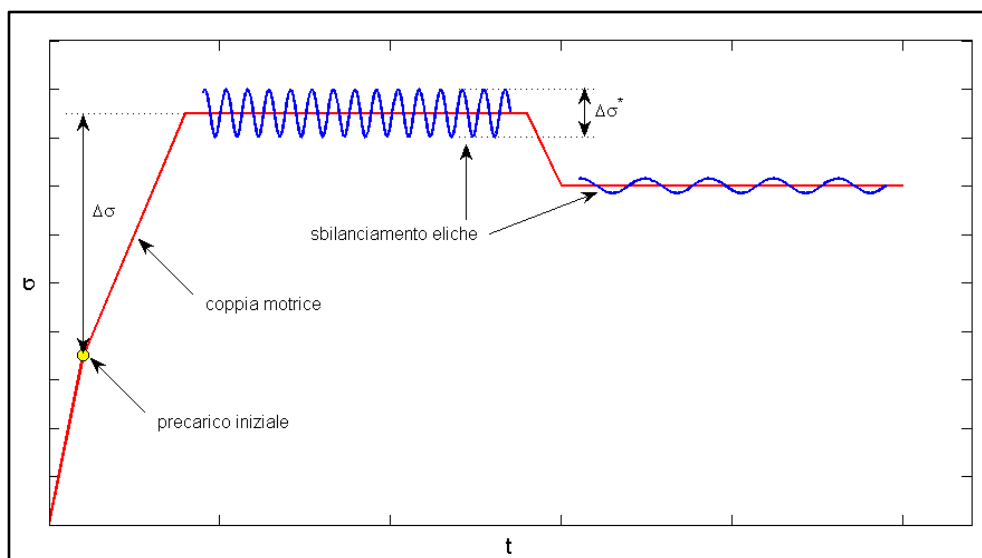


Figura 99: Storia di carico

Il primo passo nel dimensionamento è stato quello di determinare le opportune dimensioni dei vari componenti del telaio, per mantenere le variazioni di tensione $\Delta\sigma^*$ al di sotto del “cut-off limit” $\Delta\sigma_L$, evitando così l’insorgere di cricche di fatica dopo sole poche ore di funzionamento della trasmissione.

L’effetto dell’eccentricità dell’elica è stato inserito nel modello di calcolo valutando le reazioni vincolari dei cuscinetti alla forza centrifuga, secondo uno schema di calcolo analogo a quello illustrato in Figura 65. Si è ipotizzato in particolare che la posizione del baricentro dell’elica fosse avanzata, rispetto alla mezzeria dei cuscinetti anteriori dei mandrini, di 100mm; un valore plausibile per l’eccentricità è stato ricavato invece dal manuale di installazione del motore della Rotax, nel quale viene riportato un massimo valore ammesso per lo sbilanciamento statico pari a $0,5 g \cdot m$. Secondo queste ipotesi, il valore massimo della forza centrifuga vale

$$F_c = m \cdot r \cdot \omega^2 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot (0.1047 \cdot 3930)^2 = 84,65 \text{ N}$$

mentre le reazioni vincolari dei cuscinetti valgono

	Cuscinetto ant.	Cuscinetto post.
Mandrino sx	166 N	81,4 N
Mandrino dx	141,85 N	57 N

Le variazioni $\Delta\sigma^*$ sono state determinate considerando otto posizioni distinte del baricentro delle eliche, partendo dalla posizione verticale positiva rispetto all'asse di rotazione, con intervalli regolari di 45° : sono stati impostati i vari ambienti di calcolo, in cui le reazioni vincolari dei cuscinetti, determinate in precedenza, sono state aggiunte alle condizioni di carico "dinamiche"; successivamente sono state create quattro combinazioni dei casi precedenti, per ciascuna delle quali il baricentro delle eliche viene ad occupare posizioni contrapposte rispetto all'asse di rotazione.

Come illustrato dai risultati proposti in Figura 100, le massime variazioni di tensione si hanno in corrispondenza dell'attacco dei tubi di collegamento dei mandrini alla paratia, quando la forza centrifuga è pressoché ortogonale all'interasse motore – eliche. Il valore ottenuto è di circa 4,5 MPa, che risulta essere inferiore al "cut-off limit" del dettaglio strutturale preso come riferimento (dettaglio d).

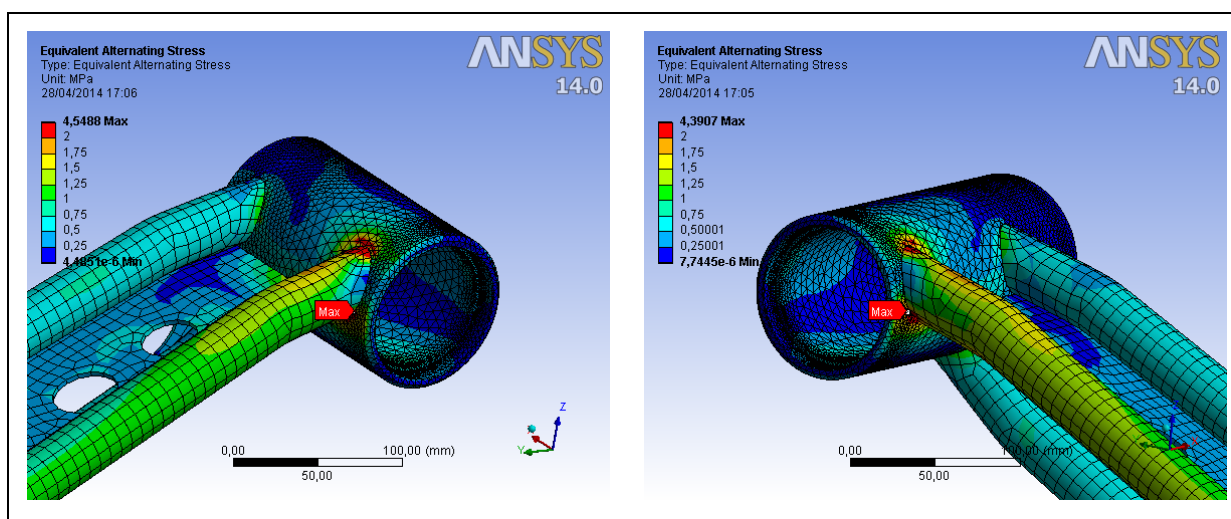


Figura 100: Massime variazioni di tensioni dovute allo sbilanciamento delle eliche

Con la geometria appena determinata, sono state valutate le variazioni di tensione $\Delta\sigma$ dovute all'applicazione della coppia motrice, verificando che fosse assicurata una durata adeguata del telaio. In questo caso, nei due ambienti di calcolo sono stati assegnati i carichi determinati nel paragrafo 4.1.

Come illustrato in Figura 101, la massima variazione delle tensioni si ha in corrispondenza della zona di attacco dei tubi che collegano il mandrino dell'elica sx al mozzo centrale; il valore ottenuto è di circa 16 MPa. Prendendo a riferimento ancora una volta il dettaglio strutturale (d), è stata stimata una durata del telaio pari a 865.000 cicli, in cui il motore viene portato al massimo regime.

Infine, in Tabella 22, si riportano gli spessori ed i diametri assegnati ai vari componenti: il peso complessivo del telaio, che comprende anche le boccole di fissaggio delle pulegge, il mozzo centrale ed i mozzi delle eliche, è di 15 Kg.

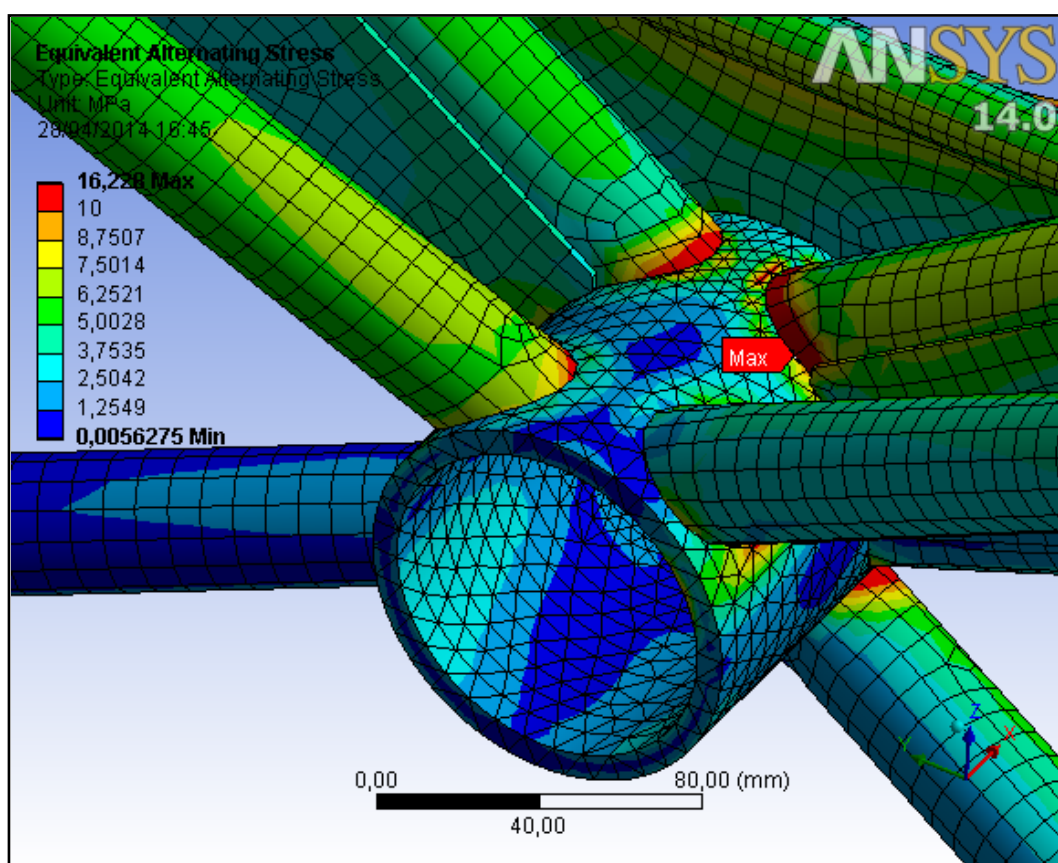


Figura 101: Massime variazioni di tensioni dovute all'applicazione della coppia motrice

Tubolari		
Supporti mandrini (6 unità)	$D_{ext} = 35 \text{ mm}$	$t = 4 \text{ mm}$
Colleg. mozzo centrale – paratia (4 unità)	$D_{ext} = 35 \text{ mm}$	$t = 4,5 \text{ mm}$
Colleg. tra boccole paratia (4 unità)	$D_{ext} = 20 \text{ mm}$	$t = 2 \text{ mm}$
Piastre		
Supporti anteriori boccole pullegge	-	$t = 2 \text{ mm}$
Supporto post. boccole pullegge (lato sx)	-	$t = 2 \text{ mm}$
Supporto post. boccole pullegge (lato dx)	-	$t = 3 \text{ mm}$
Rinforzo centrale	-	$t = 3,5 \text{ mm}$
Rinforzi mandrini	-	$t = 2 \text{ mm}$
Collegamento tubolari mandrini	-	$t = 3 \text{ mm}$
Boccole paratia		
Parte cilindrica	$D_{ext} = 35 \text{ mm}$	$t = 5 \text{ mm}$
Diaframma interno	-	$t = 5 \text{ mm}$

Tabella 22: Parametri geometrici dei componenti del telaio

Capitolo 6. CONCLUSIONI

Nella presente tesi è stato analizzato il sistema per la trasmissione di potenza dal motore all'elica, per un velivolo idrovolante ultraleggero di tipo PrandtlPlane.

Tale lavoro costituisce parte del contributo del Dipartimento di Ingegneria Aerospaziale di Pisa al progetto IDINTOS, ed è stato svolto in collaborazione con la EDI progetti.

A partire dal sistema adottato nel caso del prototipo terrestre in configurazione tandem, sono state prese in considerazione diverse possibilità, fino ad arrivare ad soluzione in cui la propulsione del velivolo viene affidata a due eliche intubate, poste ai lati della fusoliera.

Le eliche vengono azionate per mezzo di due cinghie dentate, le quali vengono montate su un'unica puleggia motrice, che viene collegata al motore interponendo un giunto elastico giubo. Sia le eliche, che gli organi della trasmissione con cinghia, vengono sostenuti grazie ad un telaio, vincolato alla paratia antifiamma del velivolo. Il telaio è stato disegnato in modo da mettere in ombra la posizione occupata dalle cinghie, e nascondere il tutto all'interno della parte statica delle eliche.

Al fine di limitare il più possibile l'ingombro ed il peso della trasmissione, è stato eseguito un confronto tra alcuni dei modelli di cinghia delle principali case costruttrici, optando alla fine per la "Conti[®] Synchrochain" sviluppata dalla Contitech.

Sono state sviluppate le soluzioni costruttive della varie parti della trasmissione, ponendo particolare attenzione alla progettazione dei mandrini delle eliche, e del telaio. Il lavoro ha portato alla realizzazione di un primo prototipo, che è stato presentato alla fiera *Aero Expo 2014* di Friedrichshafen.

Allo stato attuale, alla luce della esperienza maturata e della dimostrata semplicità di realizzazione, il peso della soluzione, stimato in 31 Kg, può essere ulteriormente ridotto alleggerendo alcuni componenti della trasmissione. Tra questi vi sono ad esempio le varie pulegge, per le quali può essere ridotto il numero delle razze, oppure gli alberi dei mandrini, le cui flange di collegamento delle eliche possono essere alleggerite secondo un disegno analogo a quella della p.t.o. del motore.

Una riduzione del peso molto più consistente può essere ottenuta invece intervenendo sul telaio, che costituisce la metà del peso dell'intera soluzione. In questo caso, l'impiego di opportuni trattamenti termici post-saldatura, oppure operazioni di pallinatura delle zone saldate, permetterebbe di aumentare la resistenza delle varie giunzioni, consentendo così di ridurre gli spessori dei vari elementi del telaio.

Sarebbe inoltre opportuno eseguire un'analisi aerodinamica delle eliche intubate, mettendo a confronto la soluzione adottata nel presente lavoro, con una soluzione in cui sia le cinghie che il telaio vengono nascosti all'interno di un unico profilo. In questo secondo caso, infatti, i galoppini non sarebbero più necessari, ed inoltre il collegamento tra il mozzo centrale ed i mozzi delle eliche potrebbe essere realizzato con una unica trave, di adeguate caratteristiche meccaniche.



Figura 102: Trasmissione IDINTOS



Figura 103: IDINTOS

APPENDICE A – DIMENSIONAMENTO PRELIMINARE DEL RINVIO ANGOLARE

Si riportano di seguito i risultati del dimensionamento delle ruote coniche eseguito con il software MITCalc®.

Bevel gearing with straight, oblique and curved teeth [mm/DIN]

i **Calculation without errors.** Pinion Gear

ii **Project information**

Input section

1.0 **Options of basic input parameters**

1.1 Transferred power	Pw [kW]	73,500	72,673	
1.2 Speed (Pinion / Gear)	n [/min]	2390,0	2390,0	[/min]
1.3 Torsional moment (Pinion / Gear)	Mk [Nm]	293,69	290,39	[Nm]
1.4 Transmission ratio / from table	i	1,00		
1.5 Actual transmission ratio / deviation	i	1,0000	0,00%	

2.0 **Options of material, loading conditions, operational and production parameters**

2.0 Material identification according standard : **DIN**

2.1 Material of the pinion : **E..Alloy structural steel 37 Cr 4 (Rm=1570 MPa) nitro-case-hard**

2.2 Material of the gear : **E..Alloy structural steel 37 Cr 4 (Rm=1570 MPa) nitro-case-hard**

2.3 Loading of the gearbox, driving machine - examples **C... Moderate shocks**

2.4 Loading of gearbox, driven machine - examples **C..Moderate shocks**

2.5 Type of gearing mounting **B..Overhung one wheel - type 1**

2.6 Accuracy grade - DIN3965 / ISO1328 |Ra max|v max **3 / 4.....(Ra max=0,4 / v max=40)**

2.7 Coefficient of one-off overloading **KAS 2,00**

2.8 Desired service life **Lh 20000** [h]

2.9 Coefficient of safety (contact/bend) **SH / SF 1,30 1,60**

2.10 Automatic design **B Helical gearing**

3.0 **Parameters of the tooth profile, gearing type**

3.1 Guiding curve of the tothing (Type of tothing) **C Circular arch, type II (Tothing Gleason)**

3.2 Addendum - Coefficient of the height of the tooth head	ha*	0,850	0,850	[modul]
3.3 Unit head clearanoe	c*	0,189	0,189	[modul]
3.4 Recommended coefficient of the root radius		0,294	0,294	[modul]
3.5 Coefficient of the root radius	rf*	0,294	0,294	[modul]

4.0 **Design of a module (Diametral Pitch) and geometry of tothing**

4.1 Number of teeth Pinion / Gear	z	20	20	
4.2 Angle of shaft axes	Σ	90	90	[°]
4.3 A Transverse pressure angle	α	25,0	25,0	[°]
4.4 Base helix angle	β_m	35,0	35	[°]
4.5 Direction of the teeth pitch (pinion)		Left-Hand		
4.6 Width of tothing to the surface straight line of the cone (b/Re)	Re/b	0,35	< 0,35	
4.7 Width of tothing to the surface straight line of the cone (b/Re)	met	6,000		[mm]
4.8 A Transverse module (outer)	b	29,7	< 29,7	[mm]
4.9 Face width / max. recommendet value	m	2,982		[kg]
4.10 Approximate weight of the gearing	SH / SF	1,345	2,157	
4.11 Minimum coefficient of safety				

5.0 **Correction of tothing (Addendum modification)**

5.1 Correction type **B Straight tothing VN, increased contact strength**

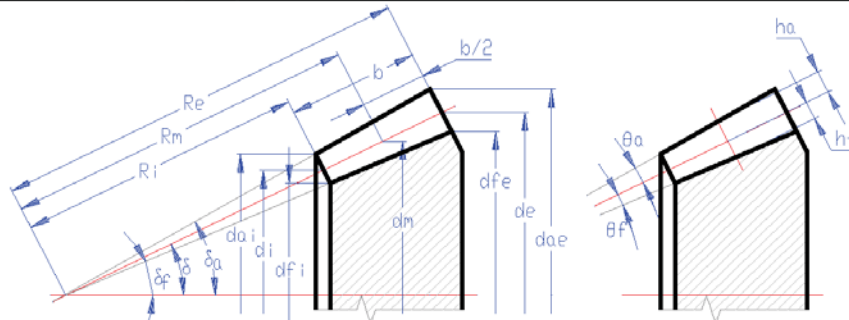
5.2 Recommendet value	x1 / xT1	0,082	0,000
-----------------------	----------	-------	-------

- 5.3 - Permissible undercutting of teeth (min. value)
- 5.4 - Preventing undercutting of teeth (min. value)
- 5.5 Pinion addendum modification coefficient setting
- 5.6 Addendum modification coefficient Pinion / Gear
- 5.7 Tooth thickness modification coefficient
- 5.8 Total contact ratio
- 5.9 Unit tooth thickness on the tip diameter
- 5.10 Safety coefficient for surface durability
- 5.11 Safety coefficient for bending durability

x1 / x2	-2,7943	-2,7943
x1 / x2	-2,6277	-2,6277
x1 / x2	0,0000	0,0000
xt1 / xt2	0,0000	0,0000
$\varepsilon\gamma$	2,3470	
sae*	0,8521	0,8521
SH	1,345	1,345
SF	2,16	2,16

Results section

6.0 Basic dimensions of gearing



- 6.1 Number of teeth Pinion / Gear
- 6.2 Transverse module (outer, middle, inner)
- 6.3 Normal module (outer, middle, inner)
- 6.4 Cone length (outer, middle, inner)
- 6.5 Pitch cone angle
- 6.6 Addendum cone angle
- 6.7 Dedendum cone angle
- 6.8 Tip diameter (outer)
- 6.9 Tip diameter (middle)
- 6.10 Tip diameter (inner)
- 6.11 Pitch diameter (outer)
- 6.12 Pitch diameter (middle)
- 6.13 Pitch diameter (inner)
- 6.14 Root diameter (outer)
- 6.15 Root diameter (middle)
- 6.16 Root diameter (inner)
- 6.17 Addendum angle
- 6.18 Dedendum angle
- 6.19 Addendum (outer)
- 6.20 Addendum (middle)
- 6.21 Addendum (inner)
- 6.22 Dedendum (outer)
- 6.23 Dedendum (middle)
- 6.24 Dedendum (inner)
- 6.25 Normal pressure angle
- 6.26 Transverse pressure angle
- 6.27 Helix angle
- 6.28 Base helix angle
- 6.29 Pressure angle at the pitch cylinder
- 6.30 Transverse pressure angle at the pitch cylinder
- 6.31 Circular pitch
- 6.32 Transverse circular pitch
- 6.33 Tooth thickness on the pitch diameter

	z	20	20	
met,mmt,mit	6,0000	4,9499	3,8999	[mm]
men,mmn,min	4,9149	4,0548	3,1946	[mm]
Re,Rm,Ri	84,853	70,003	55,153	[mm]
δ	45,0000	45,0000		[°]
δ_a	49,2011	49,2011		[°]
δ_f	40,7989	40,7989		[°]
dae	127,212	127,212		[mm]
d _{am}	104,669	104,669		[mm]
d _{ai}	82,125	82,125		[mm]
d _e	120,000	120,000		[mm]
d _m	98,999	98,999		[mm]
d _i	77,998	77,998		[mm]
d _{fe}	111,185	111,185		[mm]
d _{fm}	91,727	91,727		[mm]
d _{fi}	72,269	72,269		[mm]
θ_a	4,2011	4,2011		[°]
θ_f	4,2011	4,2011		[°]
ha _e	5,1000	5,1000		[mm]
ha	4,0092	4,0092		[mm]
ha _i	2,9184	2,9184		[mm]
h _{fe}	6,2328	6,2328		[mm]
hf	5,1420	5,1420		[mm]
h _{fi}	4,0512	4,0512		[mm]
α_n	20,9057			[°]
α_t	25,0000			[°]
β	35,00			[°]
β_b	32,3994			[°]
α_{wn}	20,9057			[°]
α_{wt}	25,0000			[°]
pe	15,441			[mm]
pte	18,850			[mm]
sne	7,7203	7,7203		[mm]

6.34	Tooth thickness on the pitch diameter	sn	6,3692	6,3692	[mm]
6.35	Tooth thickness on the pitch diameter	sni	5,0181	5,0181	[mm]
6.36	Tooth thickness on the tip diameter	sae	4,1878	4,1878	[mm]
6.37	Tooth thickness on the tip diameter	sa	3,6148	3,6148	[mm]
6.38	Tooth thickness on the tip diameter	sai	3,0384	3,0384	[mm]
6.39	Unit tooth thickness on the tip diameter	sae*	0,8521	0,8521	[modul]

7.0 Virtual spur gear toothing

7.1	Number of teeth of a virtual wheel with oblique teeth	zvn'	28,284	28,284	
7.2	Number of teeth of a virtual wheel with straight teeth	zv	48,434	48,434	
7.3	Reference diameter	dv'	140,006	140,006	[mm]
7.4	Tip diameter	dva'	148,024	148,024	[mm]
7.5	Base diameter	dvb'	126,888	126,888	[mm]
7.6	Root diameter	dvf'	129,722	129,722	[mm]
7.7	Virtual center distance	av	140,0056		[mm]
7.8	Virtual Gear Ratio	iv	1,0000		

8.0 Qualitative indexes of a gearing

8.1	Transverse contact ratio / overlap ratio	$\epsilon_\alpha \epsilon_\beta$	1,2103	1,1367	
8.2	Total contact ratio	ϵ_γ	2,3470		
8.3	Resonance speed	nE1	15052,59		[/min]
8.4	Resonance ratio	N	0,16		
8.5	Approximate weight of the gearing	m	2,9822		[kg]
8.6	Efficiency of the gearing	μ	98,87%		
8.7	Selected / Recommended lubricant viscosity	v50	155	155	<input checked="" type="checkbox"/> [mm2/sec]

9.0 Coefficients for safety calculation

Common for the gearing

9.1	Stiffness of a tooth pair	c'	14,35	
9.2	Meshing stiffness per unit face width	C γ	16,61	
9.4	Application factor	KA	1,750	
9.5	Dynamic factor	KV	1,031	
9.6	Number of cycles	NK	2,87E+09	2,87E+09

For pitting safety calculation

9.7	Face load factor (contact stress)	K $H\beta$	1,602	
9.8	Transverse load factor (contact stress)	K $H\alpha$	1,000	
9.9	Total factor of additional loads	KH	2,891	
9.10	Elasticity factor	ZE	189,81	
9.11	Zone factor	ZH	2,100	
9.12	Helix angle factor	Zbeta	0,905	
9.13	Contact ratio factor	Zeps	0,909	
9.14	Size factor	ZX	1,000	1,000
9.15	Lubricant factor	ZL	1,032	1,032
9.16	Peripheral speed factor	ZV	1,006	1,006
9.17	Roughness factor affecting surface durability	ZR	1,027	1,027
9.18	Bevel gear factor (flank)	ZK	0,850	
9.19	Life factor for contact stress	ZN	0,850	0,850
9.20	Single pair tooth contact factor	ZB / ZD	1,000	1,000

For bending safety calculation

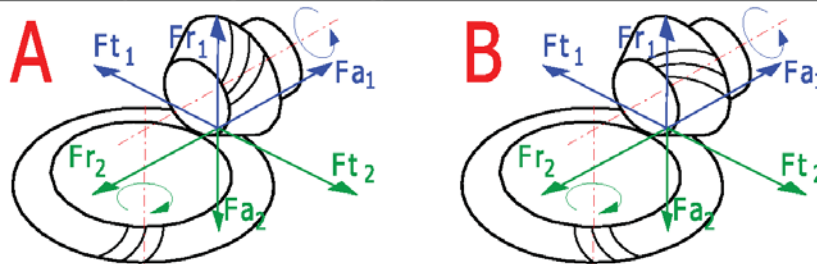
9.21	Face load factor (root stress)	K $F\beta$	1,602	
9.22	Transverse load factor (root stress)	K $F\alpha$	1,000	
9.23	Total factor of additional loads	KF	2,891	
9.24	Helix angle factor	Ybeta	0,750	
9.25	Contact ratio factor	Yeps	0,692	
9.26	Notch sensitivity factor	Ydelta	1,002	1,002
9.27	Size factor	YX	1,000	1,000
9.28	Tooth-root surface factor	YR	1,020	1,020
9.29	Alternating load factor	YA	1,000	
9.30	Production technology factor	YT	1,000	

9.31 Life factor for bending stress	YN	0,850	0,850	n=∞; YN=0.85
9.32 Tip factor, equal (YFa YSa)	YFS	4,031	4,031	<input checked="" type="checkbox"/>

10.0 **Safety coefficients**

10.1 Safety coefficient for surface durability	SH	1,35	1,35
10.2 Safety coefficient for bending durability	SF	2,16	2,16
10.3 Safety in contact in one-time overloading	SHst	2,00	2,00
10.4 Safety in bending in one-time overloading	SFst	3,11	3,11
10.5 Nominal contact stress	SigmaH0	510,67	
10.6 Contact stress	SigmaH	868,30	868,30
10.7 Pitting stress limit	SigmaHG	1168,08	1168,08
10.8 Permissible contact stress	SigmaHP	898,52	898,52
10.9 Nominal tooth-root stress	SigmaF0	103,04	103,04
10.10 Tooth-root stress	SigmaF	297,90	297,90
10.11 Tooth-root stress limit	SigmaFG	642,54	642,54
10.12 Permissible bending stress	SigmaFP	401,59	401,59

11.0 **Force conditions (forces acting on the toothing)**



11.1 Tangential force	Ft	5933,25	[N]	
11.2 Normal force	Fn	7753,58	[N]	
11.3 Axial force - (rotation acc. to the picture)	Fa	4894,04	-981,31	[N]
11.4 Radial force (rotation acc. to the picture)	Fr	-981,31	4894,04	
11.5 Axial force (rotation opposite to the picture)	Fa	-981,31	4894,04	[N]
11.6 Radial force (rotation opposite to the picture)	Fr	4894,04	-981,31	
11.7 Peripheral speed on the pitch diameter	v vmax	12,39	< 40	[m/s]
11.8 Specific load / Unit load	wt wt*	411,30	101,44	[N/mm MPa]

12.0 **Parameters of the chosen material**

12.1 Density	Ro	7870	7870	[kg/m ³]
12.2 Young's Modulus (Modulus of Elasticity)	E	206	206	[GPa]
12.3 Tensile Strength, Ultimate	Rm	1570	1570	[MPa]
12.4 Tensile Strength, Yield	Rp0.2	1350	1350	[MPa]
12.5 Poison's Ratio		0,3	0,3	
12.6 Contact Fatigue Limit	SHlim	1288	1288	[MPa]
12.7 Bending Fatigue Limit	SFlim	740	740	[MPa]
12.8 Tooth Hardness - Side	VHV	615	615	[HV]
12.9 Tooth Hardness - Core	JHV	485	485	[HV]
12.10 Base Number of Load Cycles in Contact	NHlim	1,00E+08	1,00E+08	
12.11 Wohler Curve Exponent for Contact	qH	10	10	
12.12 Base Number of Load Cycles in Bend	NFlim	3,00E+06	3,00E+06	
12.13 Wohler Curve Exponent for Bend	qF	9	9	

Additions section

13.0 **Power, warming-up, gearbox surface**

13.1 Ambient air temperature		20,00	[°C]
13.2 Maximum oil temperature		60,00	[°C]
13.3 Coefficient of heat dissipation		10,00	[W/m ² /K]
13.4 Power losses		0,83	[kW]
13.5 Gearbox surface (min.)		2,07	[m ²]

14.0 **Preliminary design of shaft diameters (steel)**

Recommended shaft diameter for:

14.1	- Main power-transmitting shafts	DA	81,29	80,99	[mm]
14.2	- Small, short shafts	DB	63,17	62,93	[mm]

15.0 **Auxiliary calculations**

16.0 **Graphical output, CAD systems**

APPENDICE B – CINGHIE DENTATE

Tipicamente le cinghie dentate sono composte da:

- *inserti resistenti o fibre*: sono gli elementi che sopportano i carichi, costituiti in materiale molto resistente a trazione ma non a flessione, permettendo così alla cinghia di flettersi ma non di allungarsi. In alcuni casi, per aumentare la capacità di carico, le fibre possono essere avvolte su se stesse
- *corpo della cinghia*: realizzato in materiale elastomerico, con il quale si rivestono le fibre e si realizza la forma dei denti; ha il compito di trasferire i carichi dalle pulegge alla fibre
- rivestimento esterno per la protezione dall'ambiente
- particolare strato in materiale a basso attrito per il rivestimento dei denti, in modo da ridurre l'usura della cinghia

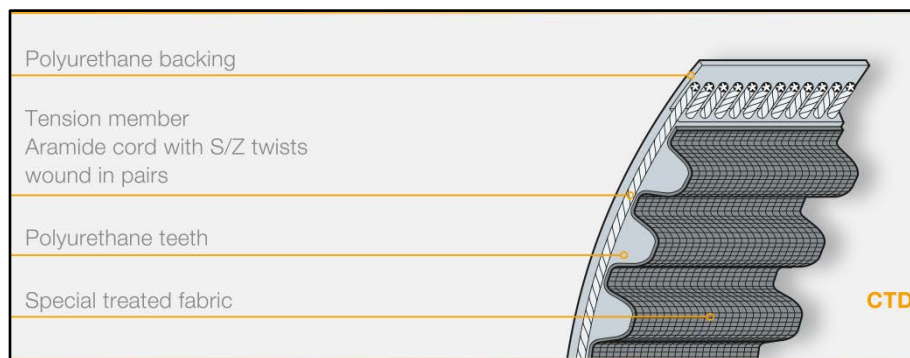


Figura 104: Composizione caratteristica di una cinghia dentata

Geometria di Cinghie e Pulegge

In Figura 105 e Figura 106 sono illustrati i principali parametri che definiscono la geometria delle pulegge e la dentatura di una cinghia. In particolare:

Il passo della cinghia (*belt pitch*), p , espresso in [mm], viene definito come la distanza tra le mezzerie di due denti adiacenti, misurata lungo la “*pitch line*”.

La *pitch line* coincide con l’asse neutro a flessione della cinghia, ed allo stesso tempo con la linea d’asse delle fibre di rinforzo.

La circonferenza descritta dalla *pitch line* durante l’avvolgimento della cinghia intorno alla puleggia individua il *pitch circle*, ovvero la *circonferenza primitiva* della puleggia.

Il *pulley pitch*, misurato lungo il *pitch circle*, è definito come la lunghezza dell’arco di circonferenza tra la mezzeria di due denti adiacenti, e coincide ovviamente con il passo della cinghia p .

Il *diametro primitivo* della puleggia, d , è dato da:

$$d = \frac{p * z_p}{\pi} \quad [\text{mm}] \quad (6.1)$$

dove z_p è il numero di denti della puleggia. Questa è la principale grandezza geometrica di riferimento che viene utilizzata per il calcolo delle azioni trasmesse dalla trasmissione.

Il diametro esterno della puleggia, d_0 , che in una trasmissione a cinghia dentata risulta essere sempre inferiore al diametro primitivo ($d_0 < d$), può invece essere calcolato come:

$$d_0 = d - 2u = \frac{p * z_p}{\pi} - 2u \quad [\text{mm}] \quad (1.2)$$

in cui u è un parametro che assume valori standard in base alla sezione del dente ed al passo della dentatura. In Figura 106 abbiamo quindi i parametri h_t ed h_s , che rappresentano rispettivamente l’altezza della dentatura e l’altezza della cinghia. Dato che il contatto tra cinghia e puleggia avviene, sia in corrispondenza dei fianchi dei denti, sia lungo la superficie esterna della puleggia, la posizione delle fibre di rinforzo all’interno della cinghia, h_f , può essere calcolata come:

$$h_f = h_t + u \quad [\text{mm}] \quad (1.3)$$

Infine, non indicato nelle figure, la larghezza della cinghia s , la quale, insieme al diametro primitivo delle pulegge, rappresenta uno dei principali parametri che determinano il dimensionamento della trasmissione.

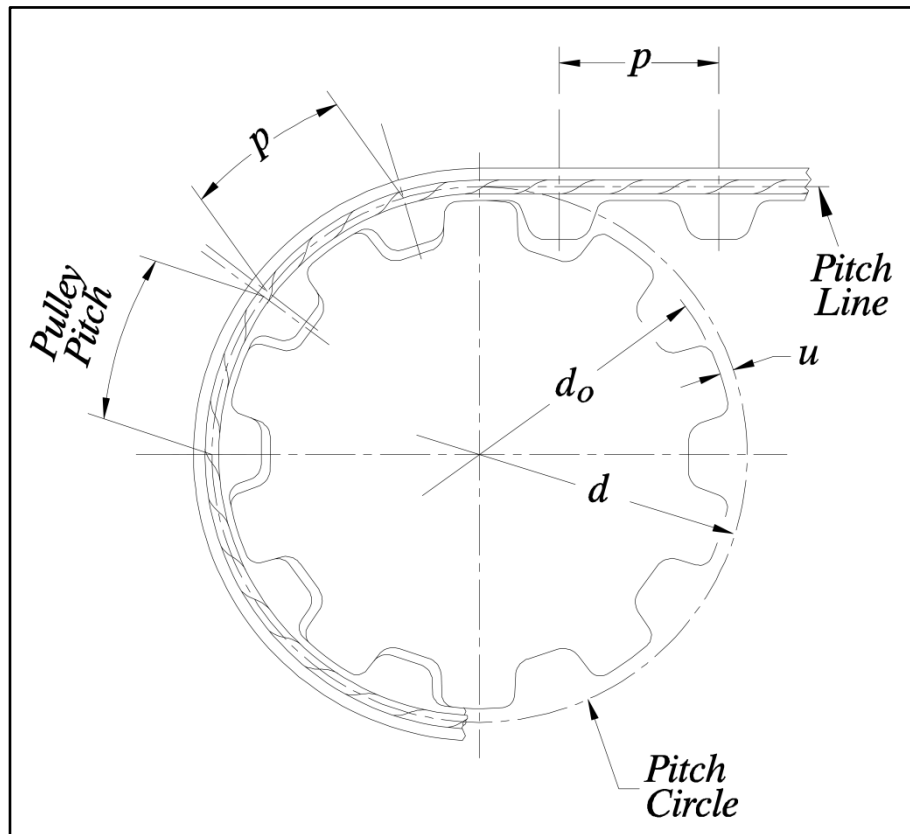


Figura 105: Parametri caratteristici di una puleggia dentata

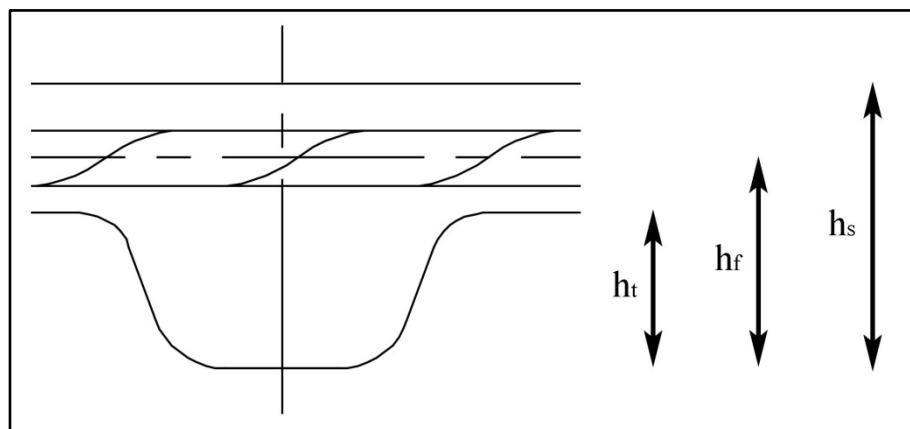


Figura 106: Parametri caratteristici della cinghia dentata

Geometria della trasmissione

La lunghezza della cinghia (*belt length*), L , viene misurata lungo la *pitch line*, e deve corrispondere necessariamente ad un multiplo del passo dei denti. Indicando con z_b il numero dei denti della cinghia si ha:

$$L = p \cdot z_b \quad [mm] \quad (1.4)$$

In una trasmissione caratterizzata da due pulegge con stesso numero di denti ($z_1=z_2=z_p$), l'interasse C tra le pulegge è legato alla lunghezza della cinghia dalla relazione:

$$L = 2 \cdot C + \pi \cdot d \quad [mm] \quad (1.5)$$

Nel caso in cui le due pulegge hanno un numero diverso di denti, non esiste una soluzione in forma chiusa che leghi la lunghezza della cinghia all'interasse delle due pulegge. Con riferimento alla Figura 107, si possono scrivere le seguenti relazioni:

$$\theta_1 = 2 \arccos\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot C}\right) \quad [rad] \quad (1.6)$$

$$\theta_2 = 2\pi - \theta_1 \quad [rad] \quad (1.7)$$

$$L_s = C \cdot \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) \quad [mm] \quad (1.8)$$

$$L = 2 \cdot C \cdot \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) + \theta_1 \cdot \frac{d_1}{2} + (2\pi - \theta_1) \cdot \frac{d_2}{2} \quad [mm] \quad (1.9)$$

in cui θ_1 e θ_2 sono gli angoli di avvolgimento della cinghia attorno alle pulegge (*angle of wrap*), mentre L_s è la lunghezza dei rami della cinghia (*span length*). Come detto, dato che gli angoli di avvolgimento sono legati all'interasse delle pulegge, l'ultima equazione può essere risolta solamente con l'utilizzo di metodi numerici. Tuttavia, una relazione approssimata che permette di determinare C , una volta che è stata assegnata la lunghezza della cinghia $L = p \cdot z_b$, è data da

$$C \simeq \frac{Y + \sqrt{Y^2 - 2 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{4} \quad [mm] \quad \text{con} \quad Y = L - \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} \quad (1.10)$$

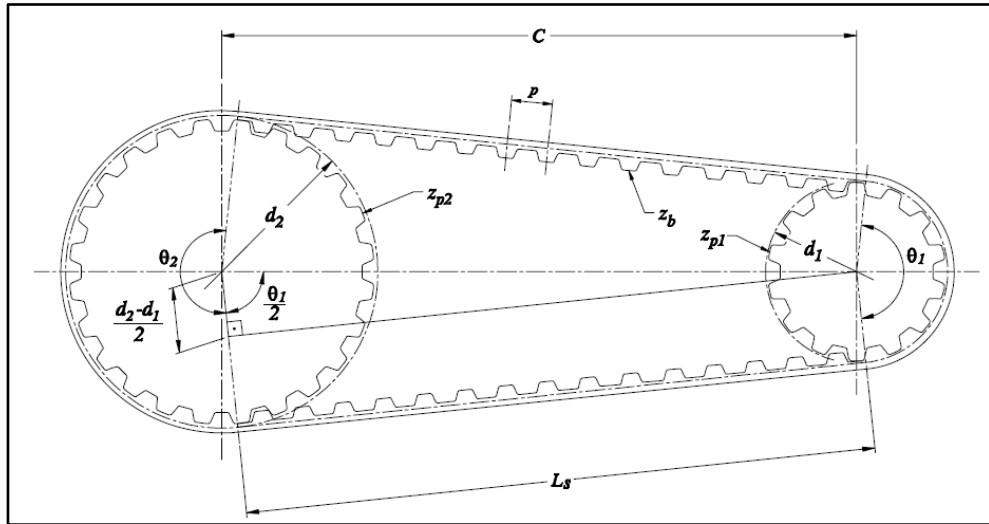


Figura 107: Parametri caratteristici in una trasmissione a due pulegge

Nel caso di avvolgimento incrociato della cinghia, oppure nel caso in cui una delle pulegge della trasmissione sia “esterna” al percorso della cinghia (come ad esempio il tendicinghia del sistema illustrato nel Capitolo 4), valgono invece le seguenti relazioni:

$$\theta = \theta_1 = \theta_2 = 2 \arccos \left(-\frac{d_2 + d_1}{2 \cdot C} \right) \quad [rad] \quad (1.11)$$

$$L_s = C \cdot \sin \left(\pi - \frac{\theta}{2} \right) \quad [mm] \quad (1.12)$$

$$L = 2 \cdot C \cdot \sin \left(\pi - \frac{\theta}{2} \right) + \theta \cdot \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right) \quad [mm] \quad (1.13)$$

Anche in questo caso, assegnati la lunghezza della cinghia ed i diametri delle pulegge, l’interasse C non può essere determinato se non per mezzo di metodi numerici.

Carichi in una trasmissione con cinghia dentata

La *potenza* trasmessa, od assorbita, da una puleggia può essere ricavata attraverso la seguente relazione

$$P = \frac{M \cdot \omega}{10^3} = M \cdot \frac{2\pi \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{M \cdot n}{9549} \quad [kW] \quad (1.14)$$

dove ω ed $n = 2\pi/\omega$ sono la *velocità di rotazione* della puleggia espressa rispettivamente in [rad/s] e [rpm], mentre M è la *coppia* trasmessa o la coppia resistente, in [N·m].

La *velocità periferica* in corrispondenza del diametro primitivo della puleggia, che corrisponde alla velocità della cinghia, è data da

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{p \cdot z \cdot n}{60 \cdot 10^3} \quad [m/s] \quad (1.15)$$

in cui il passo della cinghia p e il diametro primitivo d sono espressi in [mm].

Durante il funzionamento della trasmissione, si sviluppa una differenza di tensione tra il ramo “entrante” (*tight sides*) ed il ramo “uscente” (*slack sides*) dalla puleggia motrice. Tale differenza rappresenta la forza trasmessa dalla puleggia motrice alla cinghia, e viene indicata come *tensione effettiva* (*effective tension*), T_e , od anche in alcuni casi come *tiro effettivo* (*effective pull*). Indicando con T_1 e T_2 le *tensioni* rispettivamente nel ramo “teso” e nel ramo “scarico” della cinghia, il tiro effettivo può essere ricavato da

$$T_e = T_1 - T_2 = \frac{2 \cdot M}{d} = \frac{10^3 \cdot P}{v} = \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P}{p \cdot z \cdot n} \quad [N] \quad (1.16)$$

Per prevenire che durante il funzionamento il ramo scarico si allenti completamente, e per garantire un adeguato ingranamento dei denti, è necessario dare un adeguato *precarico iniziale* (*pre-tension*) alla cinghia, T_{in} . In genere le migliori prestazioni per questo tipo di trasmissioni si ottengono quando la tensione nel ramo scarico T_2 è circa il 10% ÷ 30% del tiro efficace T_e . Facendo riferimento alla Figura 108, le tensioni nei rami della cinghia, sia in condizioni statiche che in una condizione di equilibrio dinamico, possono allora essere determinate come

$$T_2 = k \cdot T_e \quad \text{con } k \in [0.1 \div 0.3] \quad (1.17)$$

$$T_1 = T_e + T_2 = (1 + k) \cdot T_e \quad (1.18)$$

$$T_{in} = T_1^{st} = T_2^{st} = T_2 + T_e/2 = (k + 0.5) \cdot T_e \quad (1.19)$$

Il corretto pretensionamento della cinghia si ottiene ovviamente o regolando la posizione di una delle puleggia, o con l'ausilio di un galoppino.

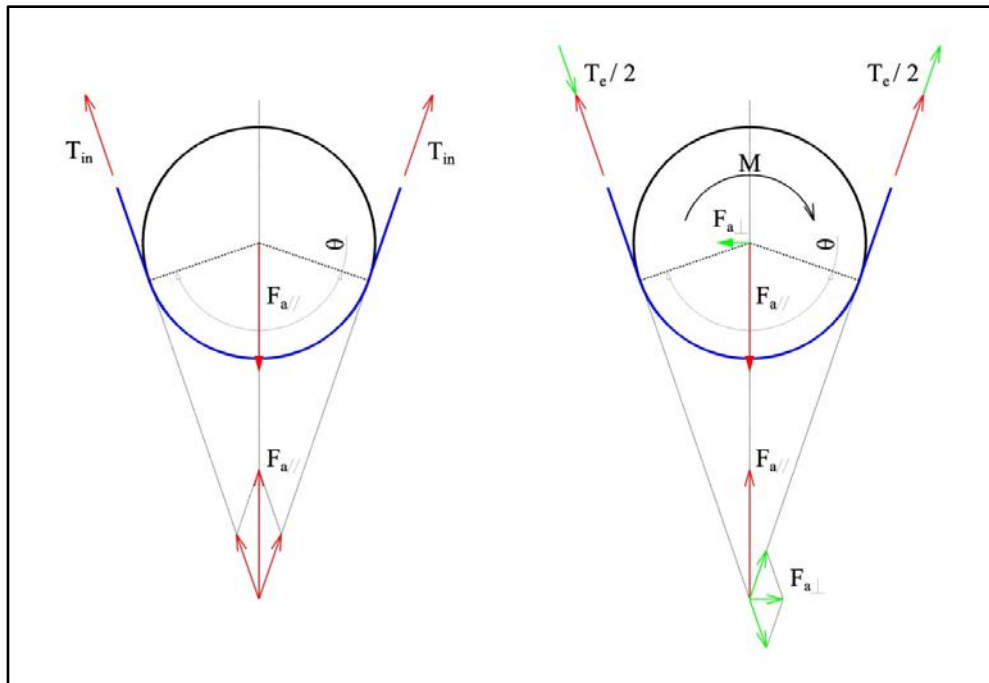


Figura 108: Equilibrio della puleggia

Carichi agenti sul telaio

Per garantire l'equilibrio della puleggia, è necessario che l'albero di calettamento eserciti una forza di reazione alle tensioni agenti nei due rami della cinghia. La *forza di reazione dell'albero*, \mathbf{F}_a , può quindi essere determinata attraverso la composizione vettoriale di suddette tensioni (vedi sempre Figura 108). In particolare, in condizioni statiche (ovvero quando viene applicato il solo precarico iniziale), tale forza è diretta secondo la bisettrice dell'angolo di avvolgimento della puleggia, e vale in modulo:

$$F_a^{stat} = T_{in} \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\theta))} \quad [N] \quad (1.20)$$

Diversamente, in condizione di equilibrio dinamico (ovvero quando viene applicata una coppia ed è stata raggiunta la condizione di regime¹⁹), la reazione dell'albero risulta essere ruotata rispetto alla bisettrice di un angolo tanto maggiore quanto più alta è la coppia applicata, e vale in modulo

$$F_a^{din} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2 \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \cos(\theta)} \quad [N] \quad (1.21)$$

Tale forza può essere vista come la somma di due forze: una forza costante, diretta secondo la direzione della bisettrice, che serve per fare equilibrio al precarico iniziale, ed una seconda ad essa perpendicolare, la cui intensità è legata invece alla coppia applicata. In particolare:

$$F_a^{din} = F_{a\parallel}^{din} + F_{a\perp}^{din} \quad [N] \quad (1.22)$$

$$F_{a\parallel}^{din} = F_a^{stat} = T_{in} \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\theta))} \quad [N] \quad (1.23)$$

$$F_{a\perp}^{din} = \frac{T_e}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\pi - \theta))} \quad [N] \quad (1.24)$$

¹⁹ Quando, su ciascun asse di rotazione delle pulegge della trasmissione, è stato raggiunto l'equilibrio tra la coppia motrice e le coppie resistenti ($M_{mot} - M_{res} = I\dot{\omega} = 0$)

Va detto inoltre che il telaio, a cui sono vincolati gli alberi di calettamento delle pulegge, non è soggetto solamente alle forze appena citate.

In un sistema con un rapporto di trasmissione non unitario come quello illustrato in Figura 109, le azioni agenti sugli alberi di calettamento in condizioni dinamiche non giacciono sulla stessa retta di applicazione.

Il sistema di forze è tale da generare una coppia, che coincide con la differenza tra la coppia trasmessa dalla puleggia motrice e la coppia “assorbita” dalla puleggia condotta. Tale coppia deve essere sostenuta dal telaio stesso.

$$M_{tel} = M_1 - M_2 = 10^3 \cdot F_{a2}^{din} \cdot \left(\frac{d_1 - d_2}{2} \right) = 10^3 \cdot F_{a2}^{din} \cdot \frac{p}{2\pi} \cdot (z_1 - z_2) \quad [Nm] \quad (1.25)$$

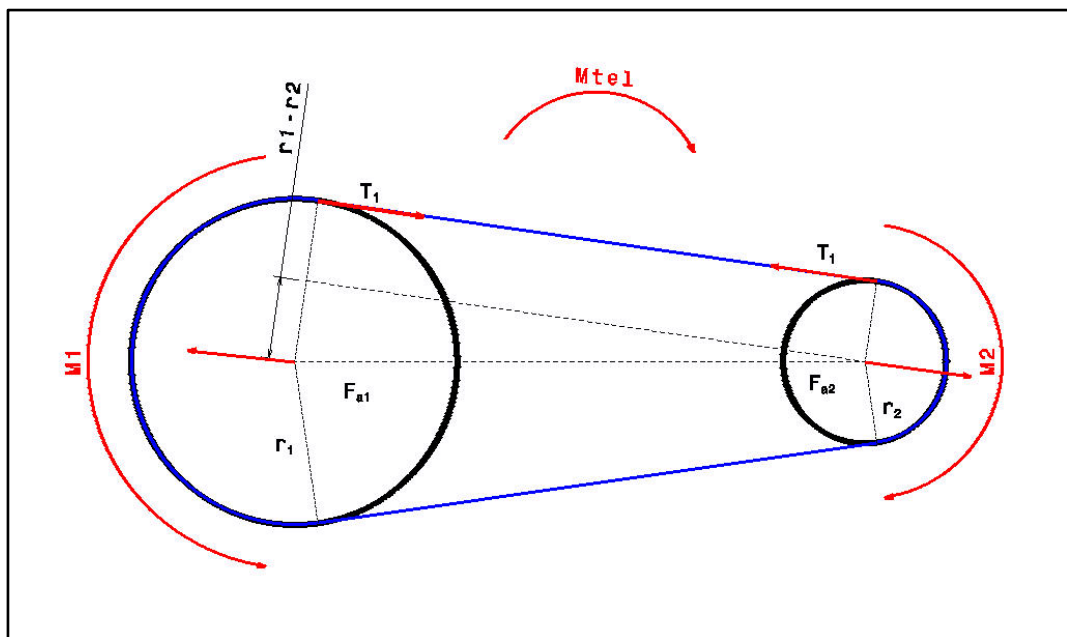


Figura 109: Equilibrio in una trasmissione a due pulegge

Scelta del passo e calcolo dello spessore della cinghia

La scelta del passo e dello spessore della cinghia, necessario per poter trasmettere in sicurezza la potenza motrice, viene fatta con l'ausilio dei manuali tecnici messi a disposizione dalle case costruttrici. Il procedimento suggerito nei vari manuali è sempre lo stesso, e può essere riassunto nei seguenti punti:

- Si ipotizzano in primo luogo dei valori di tentativo per il numero di denti delle pulegge motrice e condotte (z_{mot} , z_{cond}), in modo da realizzare il rapporto di trasmissione voluto, e soddisfare al contempo eventuali esigenze di ingombro della soluzione.
- Si definisce la potenza di progetto P_{des} dell'applicazione in esame, data dal prodotto tra la potenza motrice P_{mot} ed un opportuno coefficiente di sicurezza

$$P_{des} = P_{mot} \cdot SF \quad [kW] \quad (1.26)$$

Gli stessi manuali tecnici riportano indicazioni sul coefficiente di sicurezza da adottare, il quale tiene di conto in particolare di:

- condizioni di impiego della trasmissione, sia in termini di ore di servizio giornaliera, che di severità delle condizioni operative
- numero dei denti in presa delle pulegge
- lunghezza effettiva della cinghia²⁰
- presenza di galoppini
- entità del rapporto di trasmissione $i = z_{cond} / z_{motr}$ (il fattore di sicurezza viene aumentato in quelle situazioni per cui le pulegge condotte ruotano ad una velocità superiore della puleggia motrice)

²⁰ I dati riportati nei vari manuali si riferiscono a cinghie con lunghezza e spessore ben precisi. Gli scostamenti da questi valori di riferimento vengono tenuti di conto attraverso coefficienti moltiplicativi che vanno ad influire o sul coefficiente di sicurezza, o sulla potenza trasmissibile.

- In base alla potenza di progetto prima ricavata, si ipotizza un primo valore per il passo della cinghia, basandosi indicativamente sui grafici riportati nei manuali, quale quello illustrato in Figura 110.

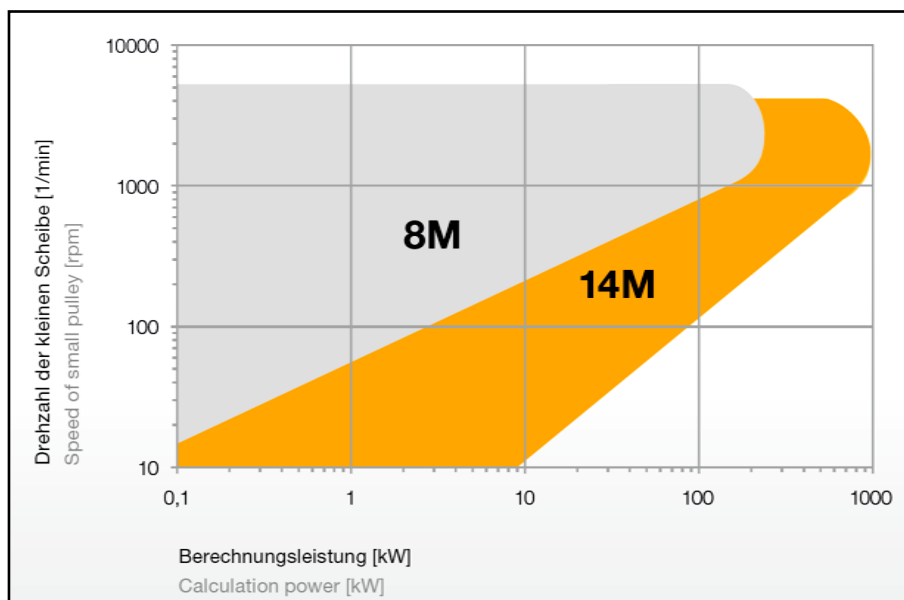


Figura 110: Scelta preliminare del passo della cinghia

- Si sfruttano a questo punto le tabelle messe a disposizione nei manuali, le quali esprimono la potenza trasmissibile P_{trasm} , in funzione dei giri e del numero di denti di quella che è la puleggia più piccola della trasmissione. I dati riportati si riferiscono ad un particolare valore dello spessore della cinghia, per cui la potenza trasmissibile può essere aumentata o diminuita a seconda delle esigenze, passando ad uno spessore diverso da quello di riferimento. Dal punto di vista del dimensionamento, questo si traduce in un opportuno coefficiente moltiplicativo, funzione dello spessore della cinghia, applicato a P_{trasm} . La condizione da soddisfare è data ovviamente da:

$$P_{des} \leq P_{trasm} \cdot K_{spessore} \quad (1.27)$$

- Avendo individuato un passo ed uno spessore di tentativo, si verifica infine che la massima tensione agente sul ramo più caricato non ecceda il valore di tensione ammissibile della cinghia, riportato nei manuali

$$T_1^{max} \leq T_{amm} \quad (1.28)$$

Il calcolo di T_1^{max} viene fatto secondo le relazioni riportate in precedenza, passando attraverso la determinazione della *tensione effettiva* T_e e del precarico iniziale della trasmissione T_{in} .

- Si ripete il procedimento, variando opportunamente la geometria delle pulegge, il passo e lo spessore della cinghia etc., fino a soddisfare tutte le condizioni richieste.

Trasmissioni con n pulegge

La situazione è molto più complessa per le trasmissioni caratterizzate in generale da n pulegge, come quella illustrata in Figura 111. Una volta assegnata la posizione $(x,y)_i$ delle pulegge nel piano, la lunghezza della cinghia L può essere determinata attraverso la sommatoria degli archi di contatto con le pulegge e dei vari rami della cinghia:

$$L = \sum \theta_i \cdot \frac{d_i}{2} + \sum L_{si} \quad (1.29)$$

La posizione di una delle pulegge può quindi essere regolata con un ciclo iterativo, in modo tale che la lunghezza così calcolata corrisponda ad un numero finito di passi $p \cdot z_b$ della cinghia.

Essendo nota la geometria della trasmissione, si può procedere a questo punto al calcolo delle tensioni nei vari rami della cinghia e delle forze agenti sugli alberi di calettamento, tenendo presente tuttavia che devono essere note anche le potenze assorbite da tutte le pulegge condotte.

Il primo passo consiste nel determinare il tiro efficace massimo della trasmissione secondo la (1.16), considerando la massima potenza trasmessa dalla puleggia motrice:

$$P_{max} \rightarrow T_e^{max}$$

Sfruttando la (1.19) si calcola quindi il pretensionamento iniziale della cinghia T_{in} , fissando, attraverso il parametro k , il livello minimo di tensione richiesto in funzionamento sul ramo più scarico della trasmissione (quello uscente dalla puleggia motrice):

$$k, T_e^{max} \rightarrow T_{in}$$

Il pretensionamento iniziale è ovviamente identico per tutti i rami della cinghia, per cui si possono calcolare in base alla (1.20) tutte le reazioni degli alberi di calettamento in condizioni statiche F_{ai}^{stat} , le quali sono dirette secondo le bisettrici degli angoli di avvolgimento θ_i :

$$\theta_i, T_{in} \rightarrow F_{ai}^{stat}$$

Il punto di partenza per il calcolo dei carichi in condizioni dinamiche è dato dalla puleggia motrice. Presa in considerazione una generica condizione operativa in cui viene introdotta nel sistema un certa potenza P_{mot} , si calcola il tiro efficace sfruttando ancora una volta la (1.16). Avendo stabilito in precedenza il precarico iniziale della cinghia T_{in} , le tensioni nei rami in ingresso ed in uscita dalla puleggia motrice, così come il carico sull'albero di calettamento, possono essere determinate come:

$$\begin{cases} T_1 = T_{in} + T_e/2 \\ T_n = T_{in} - T_e/2 \end{cases} \rightarrow F_{a1}^{din} = \sqrt{T_1^2 + T_n^2 - 2 \cdot T_1 \cdot T_n \cdot \cos(\theta_1)}$$

Si passa quindi alla puleggia successiva della trasmissione, seguendo ad esempio il ramo teso della cinghia. Essendo nota la potenza assorbita, si calcolano i giri della puleggia 2 in base al rapporto della trasmissione e quindi la coppia resistente come:

$$n_2 = n_{mot} \cdot i_2 = n_{mot} \cdot \frac{z_2}{z_1} \rightarrow M_2 = \frac{P_2 \cdot 9549}{n_2}$$

La tensione sul ramo in ingresso alla puleggia 2, e la forza agente sull'albero di calettamento valgono quindi:

$$T_2 = T_1 - \frac{2M_2}{d_2} \rightarrow F_{a2}^{din} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2 \cdot T_1 \cdot T_2 \cdot \cos(\theta_2)}$$

Si procede in questo modo per tutte le pulegge, l'ultima delle quali avrà necessariamente una tensione in ingresso pari alla tensione in uscita dalla puleggia motrice T_n .

Come per la trasmissione a due pulegge, anche in questo caso il telaio dovrà sopportare l'eccesso di coppia non assorbito dalle pulegge condotte. Tale coppia può essere valutata sia calcolando rispetto ad un qualsiasi polo il momento generato dalle forze agenti sugli alberi di calettamento, sia come differenza tra la coppia introdotta nel sistema e le coppie resistenti delle pulegge condotte

$$M_{tel} = M_{mot} - \sum_{i=0}^n M_i^{res} = \sum_{i=0}^n a_i \cdot F_{ai}^{din} \quad [Nm]$$

essendo a_i la distanza tra il polo scelto e la retta di applicazione della forza F_{ai}^{din} .

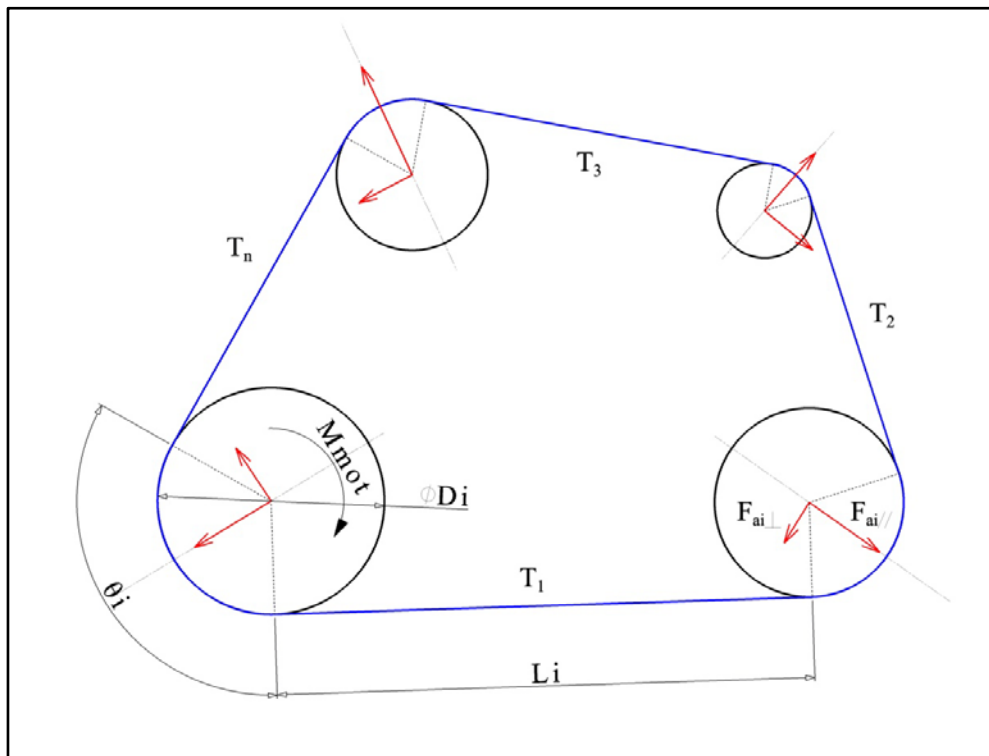


Figura 111: Trasmissione ad n pulegge

APPENDICE C – DIMENSIONAMENTI DEI COMPONENTI DEI MANDRINI DELLE ELICHE

Cuscinetti

La durata dei cuscinetti viene stimata in base alla formula della “durata di vita modificata” secondo la norma ISO 281, che per i cuscinetti a sfere è data da

$$L_{10m} = a_{iso} \cdot L_{10} = a_{iso} \cdot \left(\frac{C}{F_{eq}} \right)^3 \quad [10^6 \text{ rev}]$$

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot L_{nm} \quad [h]$$

dove F_{eq} è quell'ipotetico carico radiale che produce gli stessi effetti sulla durata dei carichi “reali” a cui il cuscinetto è effettivamente soggetto; si ottiene quindi dalla combinazione del carico radiale ed assiale come:

$$F_{eq} = \begin{cases} R_i & \text{se } T_e/R_i \leq e \\ X \cdot R_i + Y \cdot T_e & \text{se } T_e/R_i > e \end{cases} \quad [kN]$$

in cui e , X , Y e C sono parametri caratteristici del cuscinetto.

Il parametro a_{iso} tiene di conto invece delle effettive condizioni di lubrificazione del sistema (attraverso il rapporto di viscosità k), del livello di contaminazione del lubrificante (η_c), così come del limite di fatica del cuscinetto (P_u):

$$a_{iso} = f \left(\frac{\eta_c \cdot P_u}{F_{eq}} ; k \right)$$

Facendo riferimento allo schema di Figura 65, le ipotesi alla base del calcolo per i cuscinetti del mandrino dell'elica sx sono:

$$- \left. \begin{array}{l} a = 53 \text{ mm} \\ b = 104 \text{ mm} \\ P = 4290 \text{ N} \end{array} \right\} \Rightarrow R_a = 6476 \text{ N} ; R_b = 2186 \text{ N}$$

$$T_e = 1300 \cdot SF = 2600 \text{ N}$$

$$- n = 5800 \cdot i_{mot} \cdot i_{belt} = 5800 \cdot \frac{1}{2.43} \cdot \frac{56}{34} = 3930 \text{ [rpm]}$$

- Olio lubrificante: SAE 80W/90 (corrispondente ad ISO VG 100)

- $\eta_c = 0.43$ (condizione di leggera contaminazione del lubrificante)

- Temperatura di funzionamento: 70°C

Per quanto riguarda i cuscinetti del mandrino dell'elica dx, valgono le stesse ipotesi, fatta eccezione per l'entità delle reazioni vincolari. In particolare:

$$- \left. \begin{array}{l} a = 53 \text{ mm} \\ b = 148 \text{ mm} \\ P = 4290 \text{ N} \end{array} \right\} \Rightarrow R_a = 5826 \text{ N} ; R_b = 1536 \text{ N}$$

La stima della durata è stata eseguita sfruttando gli strumenti di calcolo presenti sul sito della SKF, di cui in Figura 112 si riporta un esempio del report ottenuto. La Tabella 23 riassume i risultati ricavati.

	Sx		Dx	
Cuscinetto	6307	6208	6307	6208
Durata (h)	1429.1	400.000	1800	> 10 ⁶

Tabella 23: Durata dei cuscinetti dei mandrini delle eliche



Bearing Data

Bearing designation	d	D	B	C	Co
6307	35 mm	80 mm	21 mm	35.1 kN	19 kN

1. Bearing life

Result

L10mh SKF rating life	1429.1 hour
aSKF SKF life modification factor aSKF	2.9
κ Viscosity ratio	3.41
P Equivalent dynamic bearing load	7.19 kN
η_c Factor for contamination level	0.43
ν_1 Required kinematic viscosity for $\kappa=1$	8.08 mm ² /s
L10h Basic rating life	493.4 hour
C/P Load ratio	4.88

Input Parameters

Select bearing internal radial clearance Select from list	Normal internal radial clearance
Fr Radial load	6.476 kN
Fa Axial load	2.6 kN
n_i Rotational speed of the inner ring	3930 r/min
Operating temperature Bearing outer ring	70 °C
Lubricant type and cleanliness Select from list	ISO 4406 cleanliness code - /15/12
Viscosity at 40 °C	100 mm ² /s

© SKF is a registered trademark of the SKF Group. © SKF Group 2013

Figura 112: Risultati del calcolo della durata per il cuscinetto posteriore dei mandrini delle eliche

Alberi

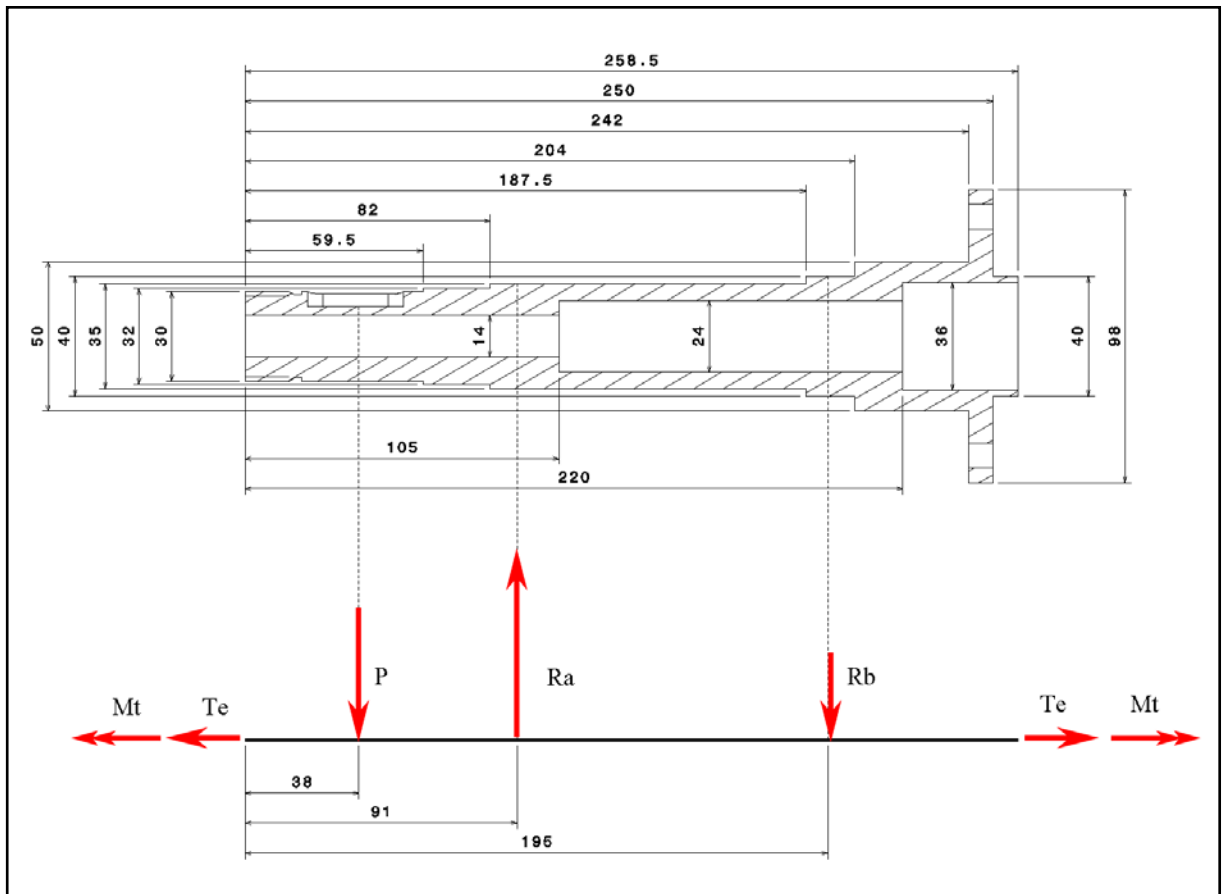


Figura 113: Geometria e schema di calcolo dell'albero dell'elica sx

Il materiale scelto per gli alberi dei mandrini è l'acciaio da bonifica 34NiCrMo16 secondo norma UNI 7854, per la sua capacità sia di sopportare carichi particolarmente gravosi, che di resistere a fatica. Le principali caratteristiche meccaniche dell'acciaio in questione, riferite a provini con diametro compreso tra 40mm e 100mm, valgono

$$S_y^{min} = 930 \text{ MPa} \quad S_u = 1130 \div 1320 \text{ MPa} \quad A^{min} = 10\%$$

Gli elevati valori di resistenza hanno permesso di alleggerire la soluzione, svuotando internamente gli alberi, senza che le tensioni di lavoro raggiungessero valori critici. La geometria "esterna" è fissata infatti dalle dimensioni standardizzate degli altri componenti dei mandrini.

In Figura 113 è illustrata la geometria semplificata e la condizione di carico dell'albero dell'elica sx, che corrisponde ad una situazione di flessione rotante dovuta al tiro cinghia, con sovrapposte delle sollecitazioni medie dovute sia alla coppia trasmessa dalla puleggia condotta, sia alla spinta delle eliche. Considerando il caso in cui viene applicata la coppia massima del motore, queste valgono:

$$P = 4290 \text{ N} \quad R_a = 6476 \text{ N} \quad R_b = 2186 \text{ N} \quad T_e = 2600 \text{ N}$$

$$M_t = \frac{M_{mot}}{2} \cdot i_{mot} \cdot i_{belt} \cdot \eta \cdot SF = 64 \cdot 2.43 \cdot \frac{34}{56} \cdot 0.96 \cdot 2 = 181.3 \text{ Nm}$$

dalle quali sono state ricavate le CDS e la tensione equivalente, riportate in Figura 114.

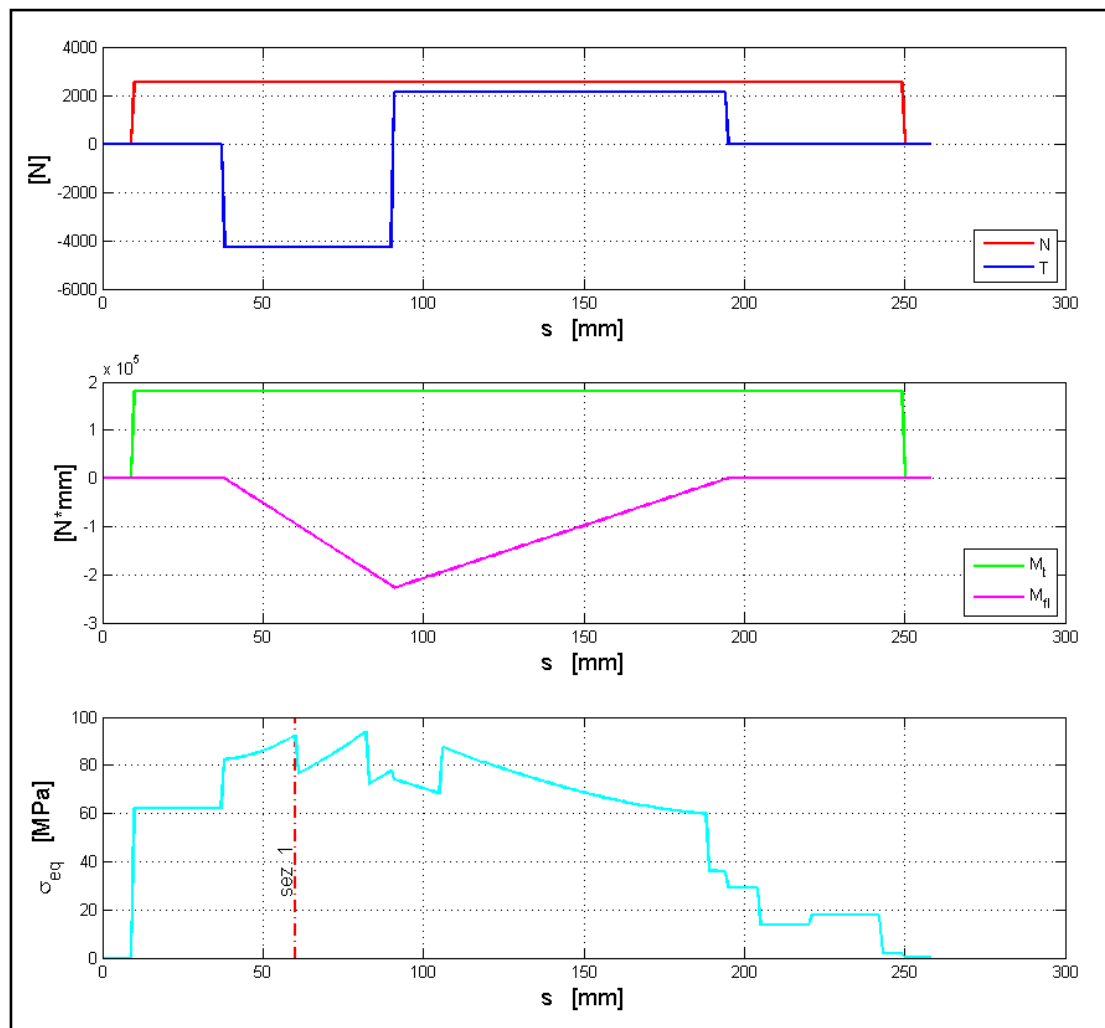


Figura 114: CDS e tensione equivalente dell'albero dell'elica sx

La verifica a fatica è stata eseguita nella sezione riportata in figura, dove le tensioni raggiungono i valori più elevati, ed in più si hanno gli effetti combinati delle concentrazioni delle tensioni legate alla variazione di geometria dell'albero, ed alla presenza della sede della linguetta.

Il dimensionamento è stato eseguito secondo il modello di calcolo proposto in [3] : questo prevede, per una situazione con carichi generici biassiali come quella in esame, di convertire le tensioni effettive in una tensione di flessione equivalente, caratterizzata da componenti medie ed alternate, da confrontare poi con la resistenza a fatica del materiale.

In particolare, la tensione di flessione alternata equivalente viene calcolata a partire dalle effettive tensioni alternate in base alla teoria dell'energia di distorsione secondo la relazione

$$\sigma_{ea} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

mentre la tensione di flessione media equivalente viene ottenuta come tensione principale massima risultante dalla sovrapposizione di tutte le tensioni medie esistenti

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_m}{2} + \sqrt{\tau_m^2 + \left(\frac{\sigma_m}{2}\right)^2}$$

Le tensioni effettive medie ed alternate vengono calcolate tenendo di conto dei fattori di concentrazione delle tensioni per fatica k_f^i , valutati in base al fattore di sensibilità all'intaglio q^i del materiale, ed ai fattori geometrici di concentrazione delle tensioni k_t^i , attraverso la relazione

$$k_f^i = 1 + (k_t^i - 1) \cdot q^i$$

I vari parametri sono stati ricavati rispettivamente dalle figure 4.35 e 8.24 in [3], ottenendo i seguenti valori:

Carico	Var. D	Sede linguetta	k_t	k_t globale		
Torsione	$k_t = 1.6$	$k_t = 1.8$	$k_t^t = 2.88$	$q^t = 0.92$	$k_f^t = 2.73$	
Assiali	$k_t = 1.45$	$k_t = 2.2$	$k_t^a = 3.19$	$q^a = 0.9$	$k_f^a = 2.97$	
Flessione	$k_t = 1.7$	$k_t = 2.2$	$k_t^{fl} = 3.74$	$q^{fl} = 0.9$	$k_f^{fl} = 3.47$	

Le tensioni effettive sono state calcolate come:

$$\tau^t = \frac{M_t \cdot D}{J} \cdot k_f^t = 98.01 \text{ MPa} \quad \text{con} \quad J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

$$\sigma^a = \frac{T_e}{A} \cdot k_f^a = \frac{4 \cdot T_e}{\pi(D^2 - d^2)} \cdot k_f^a = 13.97 \text{ MPa}$$

$$\sigma^{fl} = \frac{M_{fl} \cdot R}{I} \cdot k_f^{fl} = \frac{32 \cdot M_{fl} \cdot D}{\pi(D^4 - d^4)} \cdot k_f^{fl} = 129.71 \text{ MPa} \quad \text{con} \quad I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$$

dalle quali sono state ottenute le tensioni di flessione media ed alternata equivalente:

$$\sigma_{em} = \frac{13.97}{2} + \sqrt{98.01^2 + \left(\frac{13.97}{2}\right)^2} = 105.24 \quad \sigma_{ea} = \sqrt{129.71^2 + 3 \cdot 0^2} = 129.71 \text{ MPa}$$

Tracciando la linea di Goodman (vedere Figura 115), è stata ricavata la tensione di flessione equivalente puramente alternata da confrontare con la resistenza a fatica del materiale

$$\sigma_{alt}^{eq} = \frac{\sigma_{ea}}{1 - \frac{\sigma_{em}}{S_u}} = 143.03 \text{ MPa}$$

Il limite di fatica del materiale viene stimato invece secondo la relazione

$$S_n = S'_n \cdot C_L \cdot C_G \cdot C_S \cdot C_R = 249 \text{ MPa}$$

dove

$S'_n = 0.5 \cdot S_u \rightarrow$ Resistenza standard a fatica nel caso di flessione rotante per una durata superiore a 10^6 cicli, stimata come la metà della resistenza a rottura del materiale

$C_L = 1 \rightarrow$ Fattore di carico, ricavato dalla tabella 8.1 in [3]

- $C_G = 0.9$ → Fattore per il gradiente di tensione, ricavato dalla tabella 8.1 in [3]
- $C_S = 0.65$ → Fattore di finitura superficiale, ricavato dalla figura 8.13 in [3]
- $C_R = 0.753$ → Fattore correttivo per l'affidabilità richiesta (pari al 99.9%), ricavato dalla tabella 15.3 in [3]

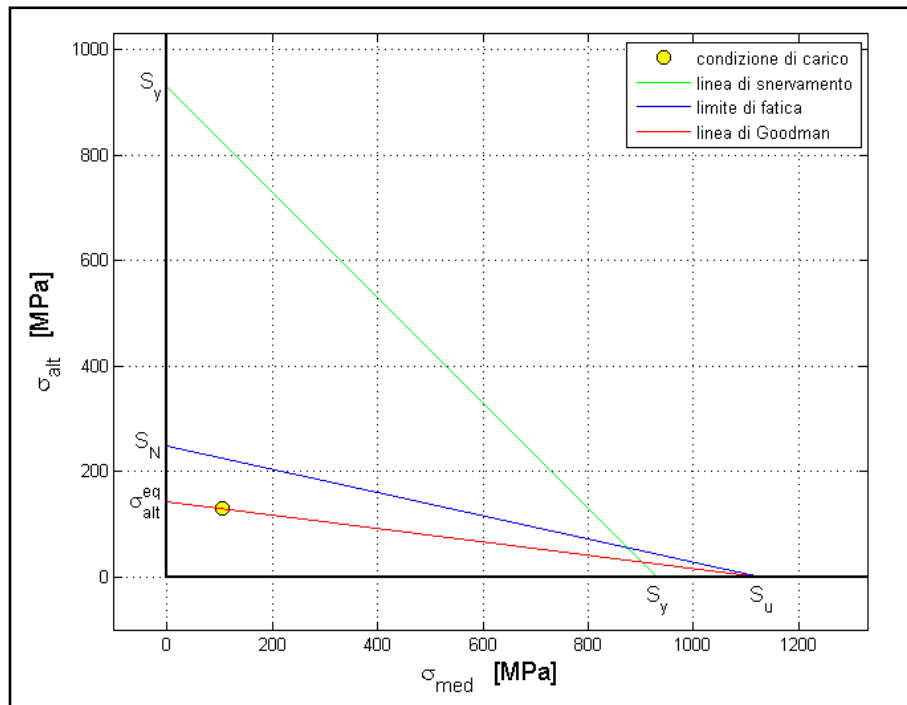


Figura 115: Diagramma di Haigh per l'albero dell'elica sx

In seguito è stata ricavata la deformata della linea d'asse dell'albero, per controllare che le rotazioni delle sezioni in corrispondenza delle sedi dei cuscinetti non ne pregiudicassero il corretto funzionamento. Per i cuscinetti a sfere non orientabili, [4] riporta un limite massimo di 0.057 deg.

La deformazione dell'albero è stata ottenuta per integrazione del diagramma del momento flettente, tenendo di conto delle caratteristiche geometriche delle sezioni.

$$\varphi = \int_0^L \frac{M_{fl}(s)}{EI(s)} ds + C_1 \quad \rightarrow \quad v = \int_0^L \varphi(s) ds + C_2$$

Le due costanti di integrazione vengono ricavate dalla condizione che gli spostamenti della linea d'asse in corrispondenza dei cuscinetti devono essere nulli.

Di conseguenza, la costante C_1 è una rotazione rigida della linea d'asse che porta i due punti di vincolo alla stessa quota; la seconda costante è invece una traslazione di tutta la linea d'asse, che porta i due punti di vincolo a quota nulla:

$$C_1 = \theta = \tan^{-1} \left(\frac{v_B - v_A}{s_B - s_A} \right) \qquad C_2 = \Delta = v_B = v_A$$

Come si può osservare dai risultati riportati in Figura 116, le rotazioni delle sezioni in corrispondenza delle sedi dei cuscinetti sono inferiori al limite massimo ammesso.

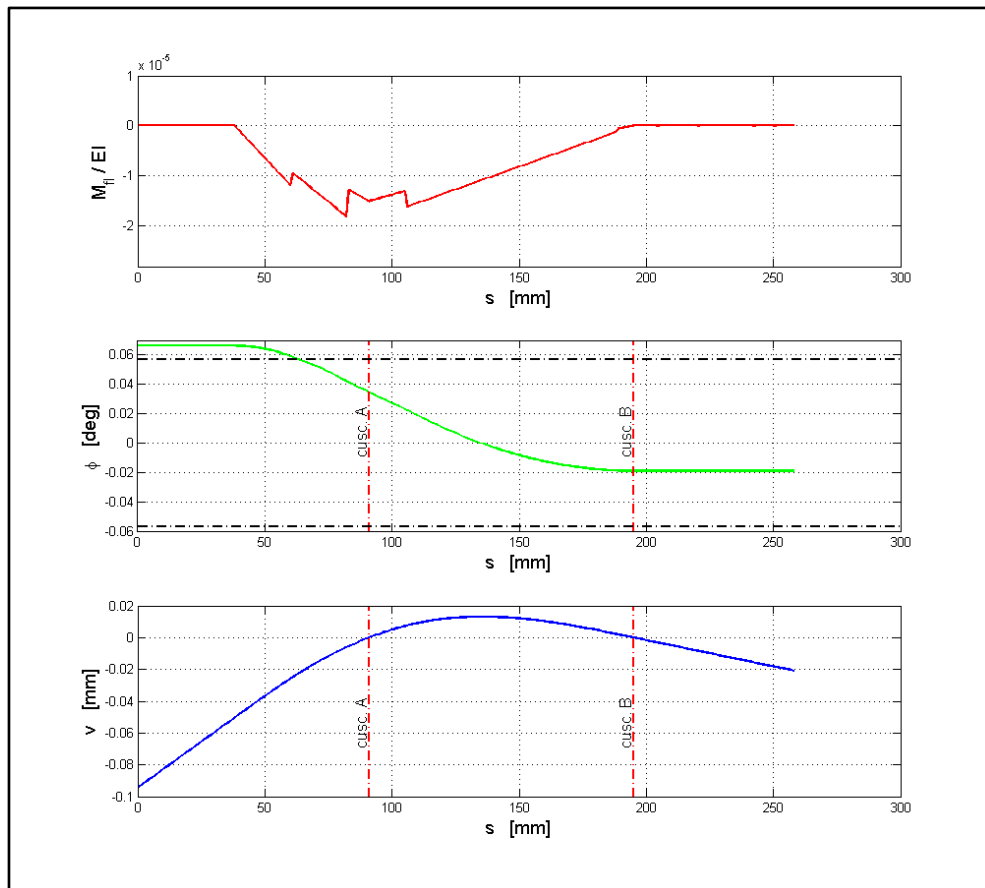


Figura 116: Deformata dell'albero dell'elica sx

Per quanto riguarda l'albero dell'elica destra, la geometria è sostanzialmente la stessa, con l'eccezione che la parte centrale è allungata di 44mm a causa della maggiore distanza tra i cuscinetti (vedere paragrafo 4.4).

Dato che il carico P introdotto dalla cinghia è lo stesso, le condizioni di sollecitazione nella sezione più critica sono identiche a quelle dell'albero dell'elica sx .

Le uniche differenze riguardano la deformazione della linea d'asse; come si può osservare dai risultati di Figura 117, le rotazioni delle sezioni in corrispondenza dei cuscinetti rientrano comunque nel limite ammesso.

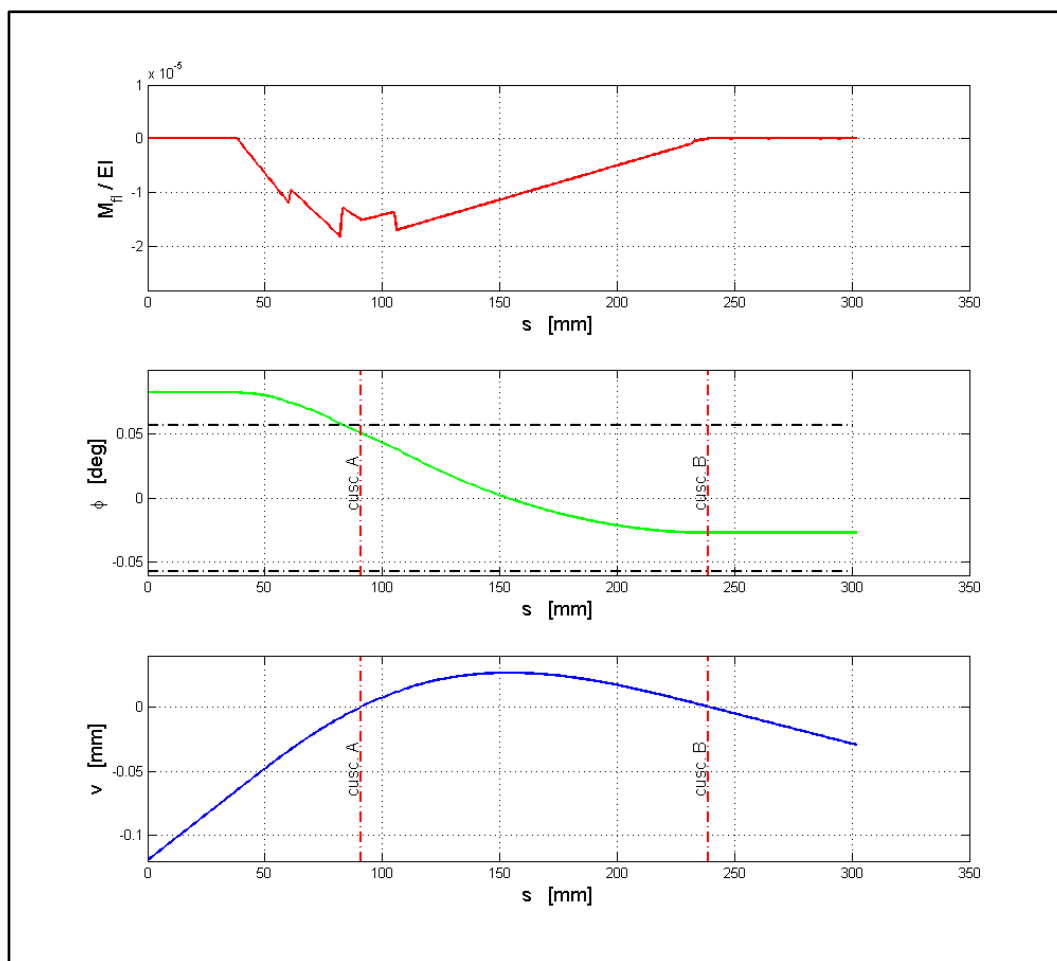


Figura 117: Deformata dell'albero dell'elica sx

Linguetta

Il dimensionamento della linguetta è stato eseguito in base alle indicazioni riportate nella norma UNI 6604, verificando in particolare la sua resistenza a taglio, e l'entità delle pressioni agenti sui vari componenti.

Facendo riferimento a quanto illustrato in Figura 118, le tensioni possono essere calcolate in modo approssimato secondo le seguenti relazioni:

$$p_{alb} = \frac{F_{alb}}{L_{eff} \cdot x} \cdot \frac{SF}{K_{load} \cdot n} \quad \rightarrow \quad \text{Pressione media agente sulla "effettiva" superficie di contatto tra linguetta ed albero}$$

$$p_{hub} = \frac{F_{hub}}{L_{eff} \cdot x_1} \cdot \frac{SF}{K_{load} \cdot n} \quad \rightarrow \quad \text{Pressione media agente sulla "effettiva" superficie di contatto tra linguetta e mozzo}$$

$$p_{key} = \max\{p_{alb}; p_{mozzo}\} \quad \rightarrow \quad \text{Massima pressione media agente sulla linguetta}$$

$$\tau_{key} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{L_{eff} \cdot b} \cdot \frac{SF}{K_{load} \cdot n} \quad \rightarrow \quad \text{Massima tensione di taglio agente sulla linguetta}$$

dove

L, h, b, c	\rightarrow	Rispettivamente lunghezza, altezza, larghezza e smusso della linguetta
$L_{eff} = L - b$	\rightarrow	Lunghezza efficace delle linguette, che corrisponde alla parte rettilinea delle pareti laterali
x, x_1	\rightarrow	Altezza efficace della linguetta a contatto rispettivamente con l'albero ed il mozzo
$F_{alb} \approx M/r_{alb}$ $F_{hub} \approx M/r_{hub}$	\rightarrow	Forza agente in corrispondenza della mezzeria della superficie di contatto
r_{alb}, r_{hub}	\rightarrow	Raggi corrispondenti alla mezzeria della superficie di contatto
n	\rightarrow	Numero di linguette (massimo 2)
		Load distribution factor: tiene di conto del fatto che con 2 linguette il carico non risulta essere distribuito equamente.
K_{load}	\rightarrow	Negli accoppiamenti con 1 linguetta tale coefficiente è assunto pari a 1, mentre negli accoppiamenti con 2 linguette tale coefficiente varia tra 0.6 e 0.8, in genere si assume pari a 0.75

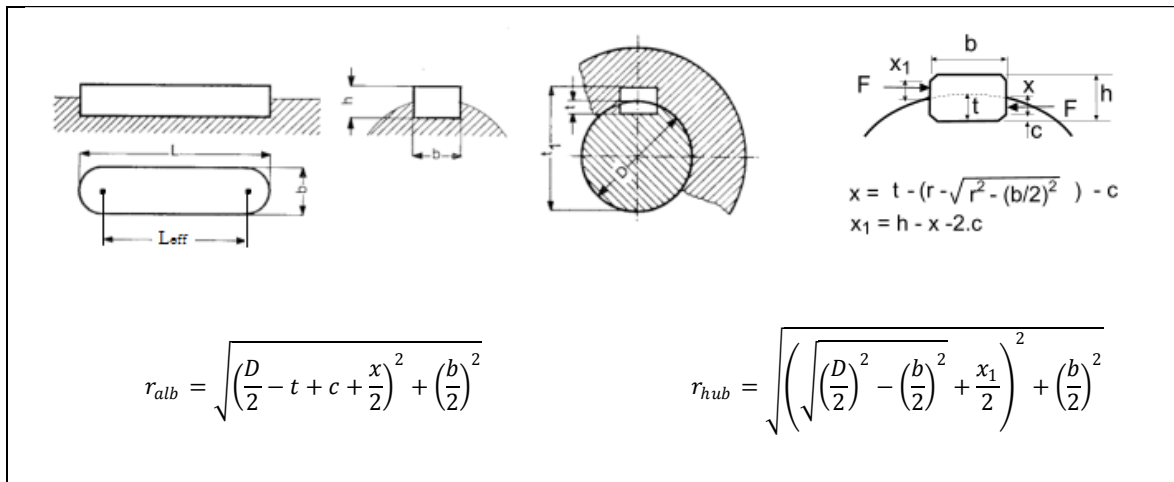


Figura 118: Parametri per il dimensionamento della linguetta

Le tensioni così calcolate devono essere messe a confronto con la resistenza del materiale di ciascun componente; valori tipici sono riportati nella seguente tabella:

Material name	Hardness	Min. ultimate tensile strength S_u [MPa]	Permissible pressure p_{amm} [MPa]	Permissible shear stress τ_{amm} [MPa]
Structural steel	HB 150-200	350	90	140
Carbon steel	HB 220-270	500	130	200
Refined and Alloyed Steel	HB 300-350 HRC 33-38	600	200	275
Surface-hardened steel	HRC 45-53	650	250	275
Case-hardened steel	HRC 55-63	850	300	340
Cast iron with laminar graphite		200	68	70
Cast iron with spherical graphite		400	135	140
Aluminum alloy		250	90	100

Per l'applicazione in esame si è scelto la linguetta **UNI 6604 A 10x8x32**, ottenendo i seguenti parametri geometrici

b	h	L	c	t	L_{eff}	x	x_1	r_{alb}	r_{hub}
10	8	32	0.6	5	22	3.54	3.26	13.34	16.55

La coppia massima da trasmettere per ciascuna elica è data da:

$$M_{max} = \frac{M_{mot}}{2} \cdot i_{mot} \cdot i_{belt} = \frac{128}{2} \cdot 2,43 \cdot \frac{34}{56} = 94,4 \text{ [Nm]}$$

La trasmissione del moto avviene con una sola linguetta ($\Rightarrow n = 1$; $K_{load} = 1$), per cui le forze agenti su albero e mozzo valgono rispettivamente

$$F_{alb} \simeq 7076 \text{ N} \quad ; \quad F_{hub} \simeq 5705 \text{ N}$$

Le tensioni agenti sui vari componenti ed i relativi coefficienti di sicurezza ottenuti sono pari a:

	Materiale	Tensione amm.	Tensione calcolata	SF
Albero	34 NiCrMo 16	$p_{amm} = 200$	$p_{alb} = 90.86$	2.20
Mozzo	Alluminio	$p_{amm} = 90$	$p_{hub} = 79.54$	1.13
Chiavetta	C45	$p_{amm} = 200$	$p_{key} = 90.86$	2.20
		$\tau_{amm} = 275$	$\tau_{key} = 42.91$	6.41

BIBLIOGRAFIA

- [1] L.Prandtl, “*Induced Drag of Multiplanes*”, NACA TN-182, 1924
- [2] Frediani, A , Montanari, G , Pappalardo, M , “*Sul problema di Prandtl della minima resistenza indotta di un sistema portante*” (in Italian), Reprints of the XV AIDAA (Associazione Italiana di Aeronautica e Astronautica), Torino, November 1999, pag.267-278.
- [3] Juvinall R. C., Marshek K. M., “*Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine*”, edizioni ETS, Pisa, 1993
- [4] Richard G. Budynas, Keith J. Nisbett , “*Shigley’s Mechanical Engineering Design, Eighth Edition*”, McGraw-Hill, 2007
- [5] Perneder R. , Osborne I. , “*Handbook timing belts: Principles, Calculations, Applications*”, Springer, 2012
- [6] Uni EN 1999-1-2, “*Eurocodice 9: Progettazione delle strutture di alluminio. Parte 1-3: Strutture sottoposte a fatica*” , 2007
- [7] Hobbacher A. , “*Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*” , International Institute of Welding – IIW/IIS , doc. XIII-1965-03/XV-1127-03 , Paris, France, 2003

Siti Internet consultati

- [S1] www.skf.com
- [S2] www.gatesmectrol.com
- [S3] www.gates.com
- [S4] www.sitspa.it
- [S5] www.contitech.de
- [S6] www.dayco.com
- [S7] www.flyrotax.com
- [S8] www.duc-helices.com
- [S9] www.woodcomp.cz/en/
- [S10] www.pipistrel.it
- [S11] www.mathweb.com
- [S12] www.ims.it