



UNIVERSITÀ DI PISA

Scuola di Ingegneria

Corso di laurea specialistica in Ingegneria
Aerospaziale

PROGETTO DI COSTRUZIONI DI MACCHINE

Awer-Mill

Studenti:

Francesca Rinaldi

Sigla gruppo: CM 2015/03

Indice dei contenuti

Capitolo 1: Specifica Tecnica	1
1.1 Introduzione	1
1.2 Prestazioni richieste.....	1
1.3 Condizioni da soddisfare.....	3
1.3.1 Pesi ed ingombri.....	3
1.3.2 Condizioni ambientali	3
1.3.3 Interfacce strutturali	3
1.3.4 Interfacce elettriche	4
1.4 Prescrizioni legali e regolamentari.....	4
1.5 Trasporto.....	5
1.6 Montaggio.....	6
1.7 Collaudo.....	6
1.8 Ispezione e manutenzione.....	6
1.9 Garanzie tecniche.....	7
1.10 Glossario	7
Capitolo 2: Studio di Fattibilità	8
2.1 Introduzione	8
2.2 Principali componenti	9
2.3 Sviluppo di un progetto eolico	10
2.3.1 Caratterizzazione del vento.....	10
2.3.2 Impatto ambientale	11
2.3.3 Rumore	11

2.3.4 Interferenze segnali elettromagnetici.....	11
2.4 Studio di fattibilità dell'impianto e verifica dei costi	11
Capitolo 3: Progetto concettuale	13
3.1 Introduzione	13
3.2 Rotore	13
3.2.1 Pale	13
3.2.2 Radice pala	14
3.2.3 Hub	14
3.2.4 Sistema di regolazione angolo di pitch.....	14
3.3 Navicella	15
3.3.1 Moltiplicatore di giri.....	15
3.3.2 Sistema frenante	15
3.3.3 Generatore elettrico	15
3.3.4 Sistema di imbardata	16
3.3.5 Sistema di controllo	16
3.4 Analisi delle funzioni	16
3.4.1 Funzione principale	16
3.4.2 Funzioni parziali basilari	16
3.4.3 Funzione di apprezzamento	16
Capitolo 4: Rotore	18
4.1 Introduzione	18
4.2 Scelta del raggio del rotore.....	18
4.3 Scelta del materiale della pala.....	19
4.4 Scelta della geometria della pala	19
4.4.1 Scelta del profilo aerodinamico	19
4.4.2 Schematizzazione della pala.....	20
4.5 Analisi dei carichi	21

4.5.1 Flussi d'aria agenti sulla pala	22
4.5.2 Software QBlade.....	25
4.6 Verifica pala.....	28
4.7 Radice della pala	28
4.8 Hub	30

Capitolo 5: Sistema di variazione del Pitch 41

5.1 Introduzione	41
5.2 Analisi dei carichi	41
5.3 Ralla di rotazione	44
5.3.1 Verifica statica	44
5.4 Motoriduttore	47
5.5 Dimensionamento ruota	48
5.5.1 Verifica a flessione	49
5.5.2 Verifica a <i>pitting</i>	52

Capitolo 6: Moltiplicatore di giri 54

6.1 Introduzione	54
6.2 Dimensionamento ruote dentate	54
6.2.1 Procedura di dimensionamento.....	54
6.2.2 Parametri fondamentali	56
6.2.3 Verifica a flessione	56
6.2.4 Verifica a <i>pitting</i>	57
6.2.5 Forze trasmesse	57
6.3 Alberi di trasmissione	58
6.3.1 Albero lento	58
6.3.2 Verifica a fatica dell'albero lento	63
6.3.3 Albero veloce	64

6.3.4 Verifiche albero veloce	67
6.4 Cuscinetti	67
6.4.1 Cuscinetti albero lento.....	68
6.4.2 Cuscinetti albero veloce	71
6.6 Analisi FEM degli alberi	75
6.7 Carter moltiplicatori di giri.....	77
Capitolo 7: Sistema frenante	79
7.1 Introduzione	79
7.2 Dimensionamento del freno.....	79
7.3 Collegamento del freno con il supporto.....	79
Capitolo 8: Sistemi di collegamento	81
8.1 Introduzione	81
8.2 Collegamento pala-ralla.....	81
8.2.1 Calcolo delle rigidezze	82
8.2.2 Forza e momento di serraggio.....	84
8.2.3 Analisi dei carichi.....	85
8.2.4 Verifica a non scorimento.....	86
8.2.5 Verifica a fatica	87
8.3.3 Collegamento ralla-hub	88
8.3.1 Calcolo delle rigidezze	89
8.3.2 Verifica collegamento	91
8.4 Collegamento hub-albero	92
8.5 Collegamento carter-bedplate.....	95
8.6 Collegamento bed plate e generatore	97
8.7 Collegamento fili del cablaggio	98

Capitolo 9: Sistema di imbardata	99
9.1 Introduzione	99
9.2 Analisi dei carichi	99
9.3 Ralla di rotazione.....	99
9.3.1 Verifica statica	100
9.4 Motoriduttore.....	101
9.5 Verifica ruote	101
Capitolo 10: Telaio e copertura	103
10.1 Introduzione	103
10.2 Bedplate.....	103
10.3 Verifica su Ansys	103
10.4 Verifica saldatura.....	107
10.5 Ogiva	108
10.6 Copertura navicella	109
Capitolo 11: Sistema di controllo	110
11.1 Introduzione	110
11.2 Regimi di funzionamento	110
11.3 Controllo angolo di pitch.....	111
11.4 Sensori	112
Capitolo 12: Distinta dei componenti	114
Capitolo 13: Montaggio	117

13.1 Introduzione	117
13.2 Gruppo rotore	117
13.3 Gruppo navicella	121
13.4 Montaggio del complessivo	126
Capitolo 14: Cicli di lavorazione	129
14.1 Albero lento	129
14.1.1 Stampaggio a caldo.....	129
14.1.2 Lavorazione alle macchine utensili	132
14.2 Tappo albero veloce posteriore.....	137
14.2.1 Processo di fonderia.....	137
14.2.2 Lavorazione alle macchine utensili	140
14.3 Pala.....	144
14.3.1 Lavorazione pala	144
14.3.2 Lavorazione bicchierino	150
14.3.3 Incollaggio.....	153
Capitolo 15: Affidabilità	154
15.1 Introduzione	154
15.2 Analisi FTA	154
Capitolo 16: Verifica requisiti da specifica	158
16.1 Introduzione	158
16.2 Verifica dei pesi e degli ingombri	158
10.3 Verifica requisito potenza.....	159
Appendice A: Aspetti teorici dell'energia eolica	160
A.1 Introduzione	160

A.2 Teoria del disco attuatore	160
Appendice B: Elementi unificati	162
B.1 Viti	162
B.2 Inserti filettati.....	163
B.3 Perni	163
B.4 Rosetta.....	163
B.5 Dado	164
B.6 Rosetta elastica.....	164
B.7 Lingue.....	164
Appendice C: Specifiche d'acquisto	165
C.1 Generatore SK 160 MB	165
C.2 Adesivo LOCTITE EA 9461	166
C.3 Ralla di rotazione SKF	168
C.4 Motoriduttore Rossi.....	169
C.5 Ruote dentate.....	170
C.6 Cuscinetto NJ 2216 ECML	171
C.7 Cuscinetto NU 2210 ECML	172

Indice delle figure

Figura 1.1 Intervallo di potenza fino a 35 m/s.....	2
Figura 1.2 Distribuzione di probabilità del vento	3
Figura 2.1 Componenti principali di un aerogeneratore.....	10
Figura 4.1 Profilo aerodinamico S809.....	20
Figura 4.2 Sezione nella seconda parte della pala	21
Figura 4.3 Spaziatura delle sezioni della pala.....	21
Figura 4.4 Flusso d'aria agente sulle pale	23
Figura 4.5 Forze agenti sulla pala	24
Figura 4.6 Verifica della pala su Ansys	28
Figura 4.7 Bicchierino pala.....	29
Figura 4.8 Verifica incollaggio pala-bicchierino	29
Figura 4.9 Vista dell'hub.....	30
Figura 4.10 Mesh dell'Hub	31
Figura 4.11 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte anteriore.....	32
Figura 4.12 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte posteriore.....	32
Figura 4.13 Deformazione totale a 9 m/s - Parte anteriore	33
Figura 4.14 Deformazione totale a 9 m/s - Parte posteriore	33
Figura 4.15 Tensione equivalente di von Mises a 9 m/s - Parte anteriore	34
Figura 4.16 Tensione equivalente di von Mises a 9 m/s - Parte posteriore	34
Figura 4.17 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte anteriore.....	35
Figura 4.18 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte posteriore.....	35
Figura 4.19 Deformazione totale a 10 m/s - Parte anteriore	36
Figura 4.20 Deformazione totale a 10 m/s - Parte posteriore	36
Figura 4.21 Tensione equivalente di von Mises a 10 m/s - Parte anteriore	37
Figura 4.22 Tensione equivalente di von Mises a 10 m/s - Parte posteriore	37
Figura 4.23 Deformazione totale a 10 m/s - Parte anteriore	38

Figura 4.24 Deformazione totale a 10 m/s - Parte posteriore	38
Figura 5.1 Andamento di Nz, Tx e My.....	43
Figura 5.2 Ralla di rotazione RKS.22.0411	44
Figura 5.3 Carichi agenti sul cuscinetto della ralla.....	45
Figura 5.4 Diagramma di carico statico	46
Figura 6.1 Rappresentazione ruota elicoidale	55
Figura 6.2 Albero lento del moltiplicatore di giri.....	58
Figura 6.3 Schema forze albero lento	60
Figura 6.4 Diagrammi delle CDS dell'albero lento.....	61
Figura 6.5 Dimensioni albero lento.....	62
Figura 6.6 Albero veloce.....	64
Figura 6.7 Schema della trave dell'albero veloce	65
Figura 6.8 Diagramma delle CDS albero veloce	66
Figura 6.9 Dimensioni albero veloce	67
Figura 6.10 Cuscinetto a rulli NJ 2216 ECML.....	69
Figura 6.11 Cuscinetto a rulli NU 2210 ECML.....	70
Figura 6.12 Cuscinetto 30307	72
Figura 6.13 Deformazione totale dell'albero lento.....	75
Figura 6.14 Tensione equivalente di Von Mises dell'albero lento	76
Figura 6.15 Deformazione totale dell'albero veloce	76
Figura 6.16 Tensione equivalente di Von Mises dell'albero veloce	77
Figura 6.17 Carter anteriore	77
Figura 6.18 Carter posteriore	78
Figura 7.1 Supporto freno	80
Figura 8.1 Tronco di cono.....	84
Figura 9.1 Diagramma di carico statico	100
Figura 10.1 Bedplate.....	103
Figura 10.2 Deformazione totale carter moltiplicatore di giri	104
Figura 10.3 Tensione equivalente di Von Mises del carter del moltiplicatore di giri	104

Figura 10.4 Deformazione totale del supporto del freno	104
Figura 10.5 Tensione equivalente di Von Mises del supporto del freno.....	105
Figura 10.6 Deformazione del bedplate completo.....	105
Figura 10.7 Bedplate completo	106
Figura 10.8 Deformazione totale del bedplate	106
Figura 10.9 Tensione equivalente di Von Mises del bedplate	107
Figura 10.10 Ogiva	108
Figura 10.11 Copertura navicella	109
Figura 10.12 Risultante che agisce sul cordone di saldatura più sollecitato.....	107
Figura 11.1 Sensore posizionamento ralla di rotazione.....	113
Figura 11.2 Sensori navicella	113
Figura 13.1 Collegamento hub, ogiva posteriore e sistema di controllo.....	118
Figura 13.2 Fissaggio ralla di rotazione	118
Figura 13.3 Sistema di variazione del pitch.....	119
Figura 13.4 Parte interna del rotore	120
Figura 13.5 Gruppo rotore	120
Figura 13.6 Moltiplicatore di giri	123
Figura 13.7 Vista interna del moltiplicatore di giri	123
Figura 13.8 Vista interna della navicella	124
Figura 13.9 Vista interna posteriore navicella.....	125
Figura 13.10 Vista dal basso della navicella	126
Figura 13.11 Insieme navicella e rotore	127
Figura 13.12 Vista finale Awer-Mill.....	128
Figura 14.1 Schema del processo di lavorazione	131
Figura 14.2 Grezzo di lavorazione	131
Figura 14.3 Superfici di riferimento.....	132
Figura 14.4 Modello ed anima del tappo albero veloce posteriore.....	138
Figura 14.5 Preparazione dello stampo in terra.....	139
Figura 14.6 Processo di fonderia	139

Figura 14.7 Grezzo di lavorazione	140
Figura 14.8 Superfici di riferimento del tappo albero veloce posteriore.....	140
Figura 14.9 Montaggio del modello.....	144
Figura 14.10 Realizzazione dello stampo.....	145
Figura 14.11 Fissaggio dello stampo.....	146
Figura 14.12 Lavorazione del prepreg	147
Figura 14.13 Stratificazione sacco a vuoto	148
Figura 14.14 Pezzi realizzati per lainazione	149
Figura 14.15 Dimensioni della barra di Alluminio.....	150
Figura 14.16 Superfici di riferimento del bicchierino	150
Figura 16.1 Caratteristiche di Awer-Mill	159
Figura 16.2 Curva di potenza di Awer-Mill	160

Indice delle tabelle

Tabella 1.1 Prestazioni richieste.....	2
Tabella 2.1 Classificazione impianti eolici	8
Tabella 3.1 Soluzioni costruttive del sistema di regolazione del Pitch.....	14
Tabella 4.1 Proprietà delle varie stazioni	26
Tabella 4.2 Coefficiente e forze alle varie sezioni	27
Tabella 4.3 Risultati simulazione Ansys.....	30
Tabella 4.4 Forze inserite nella verifica statica	31
Tabella 4.5 Risultati verifica a fatica	40
Tabella 5.1 Forze agenti sulla ralla	42
Tabella 5.2 Carichi agenti nei cuscinetti nei due casi	45
Tabella 5.3 Coefficiente di sicurezza per i due casi	47
Tabella 5.4 Dati ruota dentata della ralla	49
Tabella 5.5 Fattore di sovraccarico	50
Tabella 5.6 Fattore di montaggio.....	50
Tabella 5.7 Fattore di rugosità superficiale per varie finiture superficiali	51
Tabella 5.8 Fattore di affidabilità.....	52
Tabella 6.1 Dati di progetto	54
Tabella 6.2 Caratteristiche delle ruote dentate	55
Tabella 6.3 Risultati della verifica a flessione	57
Tabella 6.4 Risultati verifica a pitting	57
Tabella 6.5 Proprietà materiale albero lento	59
Tabella 6.5 Forze agenti sull'albero lento	60
Tabella 6.7 Dati relativi al cuscinetto NJ 2216 ECML.....	69
Tabella 6.8 Dati relativi al cuscinetto NU 2210 ECML	70
Tabella 6.9 Dati relativi al cuscinetto 30307	73
Tabella 6.10 Dati dimensionamento linguette.....	73

Tabella 6.11 Risultati dimensionamento linguette	75
Tabella 8.1 Dati vite collegamento pala-ralla	81
Tabella 8.2 Proprietà grado SAE 8.8	82
Tabella 8.3 Proprietà rondella piana unificata	82
Tabella 8.4 Rigidezze dei vari pezzi di cono.....	84
Tabella 8.5 Carichi agenti sull'accoppiamento pala-ralla	85
Tabella 8.6 Dati vite collegamento ralla-hub	89
Tabella 8.7 Proprietà dado M16 UNI 5587-65.....	89
Tabella 8.8 Proprietà rondella piana unificata	89
Tabella 8.9 Proprietà rosetta elastica UNI 1751	89
Tabella 8.10 Rigidezze dei vari tronchi di cono	90
Tabella 8.11 carichi agenti sull'accoppiamento ralla-hub	91
Tabella 8.12 Dati vite collegamento hub-albero.....	93
Tabella 8.13 Caratteristiche Grado SAE 12.9	93
Tabella 8.14 Proprietà dado M16 UNI 5587-65.....	93
Tabella 8.15 Proprietà rondella piana unificata	94
Tabella 8.16 Proprietà rosetta elastica UNI 1751	94
Tabella 8.17 Dati vite collegamento carter-bed plate	95
Tabella 8.18 Proprietà rondella piana unificata	96
Tabella 8.19 Proprietà rosetta elastica UNI 1751.....	96
Tabella 9.1 Dati ruote sistema di imbardata	101
Tabella 9.2 Risultati verifica accoppiamento	102
Tabella 11.1 Angolo di variazione del pitch	112
Tabella 12.1 Distinta dei componenti	116
Tabella 14.1 Lavorazioni alle macchine utensili dell'albero lento	136
Tabella 14.2 Quote del modello	138
Tabella 14.3 Lavorazioni alle macchine utensili tappo albero veloce posteriore .	143
Tabella 14.4 Dati per la procedura in autoclave.....	149
Tabella 14.5 Lavorazioni alle macchine utensili bicchierino pala	153

Capitolo 1

Specifica Tecnica

1.1 Introduzione

L'impianto di Awer-Mill è una turbina eolica ad asse orizzontale adibita alla conversione di energia cinetica posseduta dal vento in energia elettrica, destinato all'alimentazione di aziende di piccole dimensioni o piccoli nuclei abitativi.

Awer-Mill è formato dalle seguenti parti:

- Plinto in cemento armato con cui l'impianto viene ancorato al terreno;
- Torre di sostegno;
- Navicella;
- Rotore.

Con la presente specifica tecnica si richiede la progettazione del rotore e della navicella.

1.2 Prestazioni richieste

La potenza elettrica generata da Awer-Mill deve rispettare il limite inferiore riportato in Figura 1.1.

Il funzionamento di Awer-Mill deve essere garantito per velocità inferiori ed uguali a 35 m/s. Le altre prestazioni richieste sono riportate in Tabella 1.1.

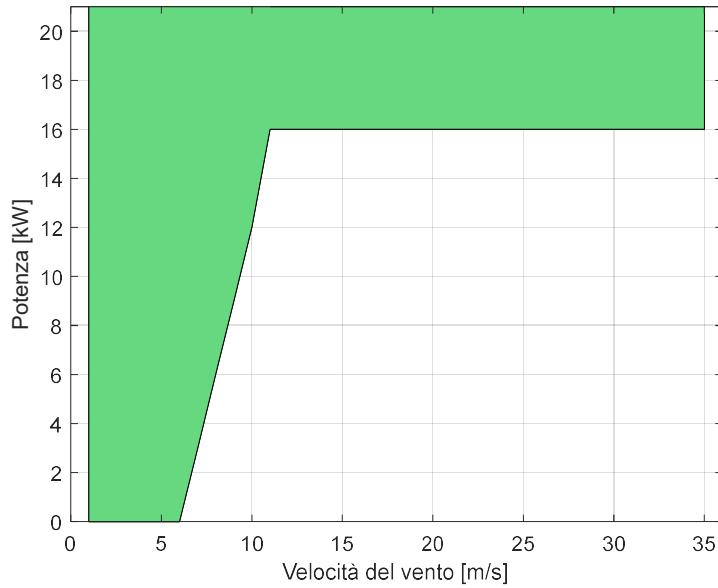


Figura 1.1 Intervallo di potenza fino a 35 m/s

Classe	Minieolico
Durata	≥ 20 anni o 150000 ore di funzionamento
Velocità di cut-in	2 m/s
Velocità di cut-out	35 m/s
Velocità nominale	10 m/s
Affidabilità	$\geq 85\%$
Tempo di installazione e collaudo	≤ 10 giorni

Tabella 1.1 Prestazioni richieste

Si richiede che Awer-Mill inizi a produrre energia superata la velocità di cut-in ed inizi ad erogare la potenza massima alla velocità nominale. Si richiede inoltre che a velocità superiori a quelle di cut-out, il rotore sia arrestato dal sistema frenante.

Le prestazioni richieste si riferiscono a condizioni di densità dell'aria pari a $1,225 \text{ kg/m}^3$, con temperatura di 15°C e tasso di umidità del 70%.

Nella progettazione si richiede che sia utilizzata la distribuzione di probabilità del vento mostrata in Figura 1.2.

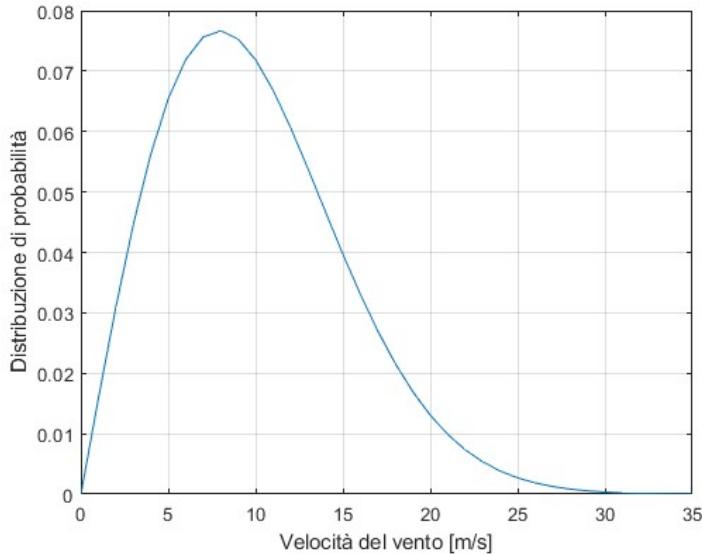


Figura 1.2 Distribuzione di probabilità del vento

1.3 Condizioni da soddisfare

1.3.1 Pesi ed ingombri

Awer-Mill deve avere una massa complessiva inferiore a 1000 kg.

Il rotore deve rientrare in un cilindro di diametro pari a 12m e altezza 1.5m. Le dimensioni della navicella devono rientrare in un parallelepipedo a base rettangolare di lati 2m e 3m ed altezza 2m.

1.3.2 Condizioni ambientali

L'ambiente di lavoro di Awer-Mill è all'aperto in condizioni di:

- Temperatura minima pari a -10°C;
- Temperatura massima pari a +50°C;
- Atmosfera salmastra.

1.3.3 Interfacce strutturali

Awer-Mill deve essere ancorato al terreno attraverso un palo, a sua volta collegato ad un plinto. Il palo presenta una sezione tubolare alla cui estremità è presente una

flangia a forma di corona circolare di diametro interno 200 mm ed esterno 400mm. Sulla flangia possono essere effettuati dei fori per il collegamento con la navicella, per un massimo in numero di 20 ed un diametro massimo di 18 mm.

Il palo è in grado di sostenere staticamente in ogni direzione un'azione di 100 kN, un momento flettente di 100 kNm e momento torcente di 100 kNm.

1.3.4 Interfacce elettriche

È presente un cablaggio per la conduzione di corrente elettrica trifase a 50 V e 200 Hz, proveniente dal sistema a terra.

1.4 Prescrizioni legali e regolamentari

Le normative e le leggi di riferimento che l'impianto deve rispettare per la progettazione e realizzazione sono:

CEI EN 61400: Sistemi di generazione a turbina eolica;

UNI ISO 1996-1/2: Descrizione, misurazione e valutazione del rumore ambientale

Parte 1: Grandezze fondamentali e metodi di valutazione

Parte 2: Determinazione dei livelli di rumore ambientale

IEC 60038: Voltaggi Standard IEC

CEI EN 61000-3-2: Compatibilità elettromagnetica (EMC)

Parte 3: Limiti

Sezione 2: Limiti per le emissioni di corrente armonica (apparecchiature con corrente di ingresso = 16 A per fase);

CEI EN 60529: Gradi di protezione degli involucri (codice IP);

CEI EN 60099-1-2: Scaricatori;

CEI EN 62305-1/3: Protezione contro i fulmini

Parte 1: Principi generali

Parte 2: Valutazione del rischio

Parte 3: Danno materiale alle strutture e pericolo per le persone

D.P.C.M. 01/03/1991: Limiti massimi di esposizione al rumore negli ambienti abitativi e nell'ambiente esterno

L. 26/10/1995, n. 447: Legge quadro sull'inquinamento acustico

D.P.C.M. 14/11/1997: Determinazione dei valori limite delle sorgenti sonore

D.M. 16/03/1998: Tecniche di rilevamento e di misurazione dell'inquinamento acustico

UNI ISO 1996-1:2010: Descrizione, misurazione e valutazione del rumore ambientale

Parte 1: Grandezze fondamentali e metodi di valutazione

UNI ISO 1996-2:2010: Descrizione, misurazione e valutazione del rumore ambientale

Parte 2: Determinazione dei livelli di rumore ambientale

UNI ISO 9613-1:2006: Attenuazione sonora nella propagazione all'aperto

Parte 1: Calcolo dell'assorbimento atmosferico

UNI ISO 9613-2: 2006: Attenuazione sonora nella propagazione all'aperto

Parte 2: Metodo generale di calcolo

UNI/TR 11326:2009: Valutazione dell'incertezza nelle misurazioni e nei calcoli di acustica

Parte 1: Concetti generali

UNI CEI ENV 13005:2000: Guida all'espressione dell'incertezza di misura

UNI 10855:1996: Misura e valutazione del contributo acustico di singole sorgenti

IEC 61672-1:2002: Sound level meters

Part 1: Specifications

1.5 Trasporto

Il trasporto di Awer-Mill deve poter essere effettuato attraverso l'uso di camion aventi dimensioni massime pari a 7m di lunghezza, 4m di larghezza e 3m di altezza.

1.6 Montaggio

Il montaggio di Awer-Mill deve poter essere effettuato da 5 operai specializzati forniti di gru, carrello sollevatore ed attrezzi da officina.

1.7 Collaudo

Il collaudo di Awer-Mill deve essere effettuato da un ingegnere iscritto all'albo professionale nominato dal committente, che non sia intervenuto in alcun modo nella progettazione e nell'esecuzione dell'opera.

Durante il collaudo dovranno essere presenti i rappresentanti della ditta costruttrice e di quella acquirente. La strumentazione per il collaudo di Awer-Mill deve essere fornita dal produttore.

Il collaudo deve:

- Verificare il soddisfacimento delle prestazioni riportate nella specifica del presente documento;
- Verificare i requisiti per la marcatura CE;
- Verificare il funzionamento del sistema di arresto in caso di mancanza di alimentazione elettrica.

1.8 Ispezione e manutenzione

Il produttore deve fornire un manuale di manutenzione di Awer-Mill, nel quale deve essere esposta la programmazione degli interventi di natura preventiva ed ordinaria. Al fine di garantire gli interventi di manutenzione, Awer-Mill deve essere ispezionabile in tutte le sue parti.

La manutenzione ordinaria di Awer-Mill deve essere eseguita da personale specializzato, dotato di utensili forniti dal produttore. Il periodo di indisponibilità

di Awer-Mill dovuto alla manutenzione ordinaria non deve superare il 3% della sua vita stimata.

La manutenzione straordinaria di Awer-Mill deve essere eseguita dalla ditta costruttrice che deve fornire ed installare i componenti di ricambio necessari entro e non oltre 3 giorni lavorativi. Il costo degli interventi relativi alla manutenzione straordinaria non deve superare il 10% del valore di Awer-Mill.

1.9 Garanzie tecniche

Awer-Mill deve avere una durata pari a 20 anni, a partire dalla data relativa all'esito positivo del collaudo. Le riparazioni e le sostituzioni devono essere a carico della ditta fornitrice solo nel caso in cui durante il periodo di garanzia si verifichino guasti non imputabili ad un cattivo utilizzo da parte dell'acquirente.

1.10 Glossario

Velocità di cut-in: è la velocità del vento di avvio, ovvero la velocità minima a cui la turbina inizia a produrre energia.

Velocità di cut-out: è la velocità del vento di arresto, ovvero la massima velocità del vento a cui la turbina è in grado di lavorare in sicurezza.

Velocità nominale: è la minima velocità del vento in corrispondenza della quale la turbina è in grado di raggiungere la potenza nominale.

Potenza nominale: rappresenta il valore della potenza resa, in modo continuativo, dalla macchina operante a velocità del vento e velocità di rotazioni nominali in condizioni ambientali specificate.

Capitolo 2

Studio di Fattibilità

2.1 Introduzione

Gli impianti eolici possono essere suddivisi in base alla potenza degli aerogeneratori come mostrato nella Tabella 2.1.

Tipo di impianto	Potenza degli aerogeneratori	Impiego
Micro-eolici	< 20 kW	Impianti destinati primariamente all'alimentazione di utenze domestiche.
Mini-eolici	20÷200 kW	Impianti destinati principalmente alla produzione e alla vendita dell'energia elettrica.
Macro-eolici (o semplicemente eolici)	>200 kW	Impianti prevalentemente costituiti da parchi eolici per l'immissione dell'energia prodotta nella rete di trasmissione.

Tabella 2.1 Classificazione impianti eolici

Awer-Mill rientra nella seconda categoria quella degli impianti minieolici. Questi impianti servono per la produzione di energia elettrica da fonte eolica, realizzata con aerogeneratori di potenza inferiore ai 200 kW e altezza inferiore ai 30 metri.

Le turbine eoliche possono essere suddivise in base alla tecnologia costruttiva in due grandi famiglie:

1. Turbine ad asse verticale VAWT (*Vertical Axis Wind Turbine*);
2. Turbine ad asse orizzontale HAWT (*Horizontal Axis Wind Turbine*).

Le turbine ad asse orizzontale (costituenti il 99% delle turbine attualmente in uso), si dividono in:

- Turbine sopravento (*upwind*);
- Turbine sottovento (*downwind*).

Awer-Mill rientra nella categoria delle turbine ad asse orizzontale sopravento.

2.2 Principali componenti

I principali componenti di un impianto mini-eolico sono:

- **Pale:** sono i componenti che interagiscono con il vento, le più comuni sono state realizzate in fibra di vetro o in alluminio (Punto 1 della Figura 2.2);
- **Mozzo:** è il componente che connette le pale all'albero principale, di solito viene realizzato in acciaio o alluminio ed è protetto dall'ambiente esterno da un'ogiva (Punti 4 e 5 della Figura 2.2);
- **Moltiplicatore di giri:** ha il compito di aumentare la velocità di rotazione del rotore per adattarla ai valori richiesti dai generatori convenzionali (Punto 9 della Figura 2.2);
- **Sistema frenante:** all'interno della navicella si hanno due tipi di freni, meccanico e aerodinamico (Punto 11 della Figura 2.2);
- **Generatore elettrico:** ha lo scopo di trasformare energia meccanica in energia elettrica. Possono essere di due tipi, sincrono e asincrono (Punto 12 della Figura 2.2);
- **Torre di sostegno:** ha il compito di sostenere la navicella e principalmente si dividono in due tipi, a traliccio e tubolare (Punto 17 della Figura 2.2);
- **Sistemi di controllo e di protezione:** questo sistema serve a comandare le procedure di avviamento ed arresto della turbina (Punto 13 della Figura 2.2).

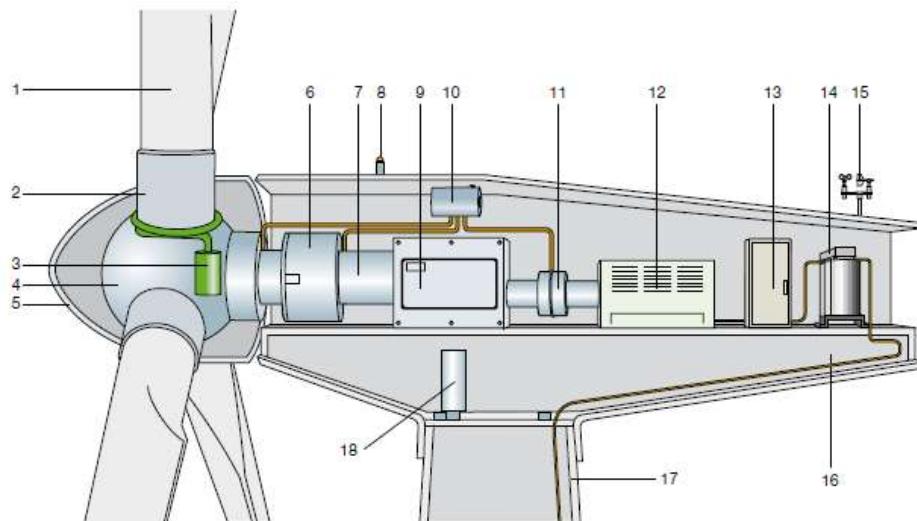


Figura 2.1 Componenti principali di un aerogeneratore

2.3 Sviluppo di un progetto eolico

Le sviluppi del progetto di Awer-Mill deve tener conto degli aspetti legati a:

- La caratterizzazione del vento;
- L'impatto ambientale;
- Il rumore;
- Le interferenze dei segnali elettromagnetici.

2.3.1 Caratterizzazione del vento

L'intensità del vento è uno dei parametri fondamentali nella progettazione di un impianto eolico, in quanto, a parità di diametro delle pale, la potenza captabile da un aerogeneratore cresce con il cubo della velocità (Figura 2.3).

L'intensità dipende dalle caratteristiche orografiche del terreno, soprattutto dalla rugosità del suolo e dall'altezza dal suolo. L'intensità del vento risulta maggiore in pianura o al mare rispetto alla campagna o alle periferie delle città. Maggiore è l'altezza dal suolo e maggiore risulta essere la velocità del vento.

2.3.2 Impatto ambientale

L'impatto ambientale rappresenta uno dei principali problemi relativi all'installazione di questi impianti, per questo motivo il progettista dovrà considerarlo durante la fase di progettazione.

Al fine di ridurre l'impatto visivo dell'impianto, normalmente vengono impiegate soluzioni a tre pale, le quali risultano avere, rispetto al bipala, maggiore simmetria quando le pale sono ferme e una rassicurante velocità di rotazione quando sono in movimento. Si impiegano inoltre colori neutri al fine di favorire l'integrazione con il paesaggio.

2.3.3 Rumore

Il rumore prodotto dalle turbine eoliche rappresenta un'altra problematica importante di cui il progettista dovrà tener conto. Questo rumore è generato dai componenti elettromeccanici e dai fenomeni aerodinamici che si verificano durante la rotazione delle pale.

2.3.4 Interferenze segnali elettromagnetici

Gli impianti eolici possono avere degli impatti sui segnali elettromagnetici, principalmente attraverso interferenze elettromagnetiche generate dalle turbine e dalle linee elettriche o creando un ostacolo e, quindi, delle distorsioni ai segnali. Le interferenze elettromagnetiche sono generate dalle turbine e dalle linee elettriche.

2.4 Studio di fattibilità dell'impianto e verifica dei costi

Lo studio di fattibilità di un impianto è finalizzato alla verifica dei costi e dei rientri economici, al fine di trovare soluzioni di macchine e dimensionamenti più

appropriati. Per questo motivo sono presi in considerazione i seguenti elementi di costo:

1. Costo dell'aerogeneratore;
2. Costo opere accessorie;
3. Costo della progettazione;
4. Costi di esercizio e manutenzione;
5. Costi dei canoni.

Questi costi devono essere confrontati con i ricavi che ne derivano dall'utilizzo della macchina, i quali possono essere dovuti alla vendita di energia elettrica, al risparmio di energia elettrica inteso come un "costo evitato" o da proventi relativi ad incentivi. Qualora il risultato economico risulti accettabile per l'investitore, si può procedere con la fase autorizzativa e di costruzione. In seguito ad uno studio sui modelli già esistenti, relativi ad impianti eolici di potenza inferiore a 100 kW, il costo può variare da 3.000 a 5.000 €/kW.

Capitolo 3

Progetto concettuale

3.1 Introduzione

Nella prima fase del progetto si scelgono le soluzioni costruttive più adatte per lo sviluppo di Awer-Mill. Per una facilità di comprensione si suddivide la macchina in due gruppi, rotore e navicella.

3.2 Rotore

Il rotore è costituito dall'insieme delle pale e dal mozzo (hub).

3.2.1 Pale

Le pale sono i componenti che interagiscono con il vento e vengono progettate con un profilo tale da massimizzare l'efficienza aerodinamica. La sezione della pala deve essere piuttosto elevata per ottenere una elevata rigidezza, in modo tale da resistere ai carichi meccanici variabili agenti nel normale funzionamento dell'impianto e che contribuiscono all'usura della pala stessa.

Le pale vengono realizzate in materiali compositi, per questioni di leggerezza. Le fibre utilizzate sono di vetro inglobate in una matrice epossidica in modo tale da formare due gusci uniti insieme e rinforzati con un longherone centrale.

La superficie esterna della pala viene ricoperta con uno strato levigato di gel di colore bianco, in modo tale da prevenire l'invecchiamento del materiale composito a causa della radiazione ultravioletta.

3.2.2 Radice pala

La pala presenta alla sua estremità finale una radice cilindrica per facilitarne il collegamento con l'hub, inoltre rappresenta un centraggio cilindrico per la pala stessa. Queste parti sono realizzate in lega di alluminio ed unite alla pala tramite incollaggio.

3.2.3 Hub

L'hub ha il compito di connettere le pale all'albero lento del moltiplicatore di giri, trasmettendo ad esso la potenza estratta dal vento. L'hub è realizzato in alluminio ed è protetto esternamente da un involucro di forma ovale chiamato ogiva.

3.2.4 Sistema di regolazione angolo di pitch

Awer-Mill è una turbina a velocità di rotazione variabile, dove la velocità di rotazione del rotore deve essere controllata attraverso la coppia aerodinamica. La coppia aerodinamica si regola agendo sulla geometria del rotore, in modo tale da modificare i valori di portanza e di resistenza e, di conseguenza, della coppia motrice aerodinamica. La variazione di geometria del rotore deve essere effettuata regolando l'angolo di Pitch lungo tutta l'estensione della pala. Le possibili soluzioni per la realizzazione del sistema di regolazione dell'angolo di Pitch sono elencate nella Tabella 3.1.

	Biella Manovella	Attuatore idraulico	Ralla
<i>Compattezza</i>	-	-	-
<i>Velocità attuazione</i>	+	+	+
<i>Peso</i>	+	-	+
<i>Numero componenti</i>	-	-	-
<i>Manutenzione</i>	+	-	+

Tabella 3.1 Soluzioni costruttive del sistema di regolazione del Pitch

Si è scelto, in base alla Tabella 3.1, di utilizzare il sistema formato dalla ralla e dal pignone data la presenza all'interno della navicella di altri sistemi con alimentazione elettrica.

3.3 Navicella

La navicella contiene i componenti che servono a trasformare l'energia meccanica in elettrica, come il moltiplicatore di giri e il generatore.

3.3.1 Moltiplicatore di giri

Il moltiplicatore di giri serve per trasformare la rotazione lenta delle pale in una rotazione veloce che permette il funzionamento del generatore. Il moltiplicatore di giri è formato da una coppia di ruote elicoidali ad assi paralleli, la scelta è stata effettuata in modo tale da limitare l'ingombro e il rumore.

3.3.2 Sistema frenante

Awer-Mill prevede freni meccanici montati lungo l'albero veloce del moltiplicatore di giri, oltre al freno aerodinamico. Il freno meccanico deve essere in grado di arrestare il rotore in condizioni metereologiche avverse e di funzionare come freno di stazionamento per impedire che il rotore si ponga in rotazione quando la turbina non è in servizio.

3.3.3 Generatore elettrico

Il generatore serve a trasformare l'energia meccanica in energia elettrica. Il tipo di generatore scelto è di tipo asincrono da 21,3 kW con velocità di rotazione di 300 rpm (Appendice C1). Il generatore viene fissato alla navicella tramite 8 bulloni M8 come indicato dal costruttore.

3.3.4 Sistema di imbardata

Il sistema di imbardata serve per mantenere l'allineamento dell'asse del rotore con la direzione del vento, questo sistema si attiva quando la bandiera indica uno scostamento dall'asse della direzione del vento ed aziona un motorino che riallinea la navicella. La scelta del sistema di imbardata coincide con quella del sistema di variazione del pitch.

3.3.5 Sistema di controllo

La regolazione del funzionamento di Awer-Mill viene gestita da un sistema di controllo che monitora le diverse operazioni di lavoro e aziona il sistema frenante per l'arresto in caso di sovraccarico dovuto ad una eccessiva velocità del vento o di un malfunzionamento.

3.4 Analisi delle funzioni

3.4.1 Funzione principale

1. Trasformare l'energia cinetica del vento in energia elettrica;

3.4.2 Funzioni parziali basilari

1. Trasmettere l'energia catturata dalle pale;
2. Trasformare l'energia cinetica in energia meccanica;
3. Trasformare l'energia meccanica in energia elettrica;
4. Sostenere il peso del rotore.

3.4.3 Funzione di apprezzamento

1. Generare il massimo della potenza ottenibile con il diametro del rotore scelto;
2. Aumentare l'affidabilità e la sicurezza;

3. Facilitare la manutenzione;
4. Favorire la costruzione e il montaggio.

Capitolo 4

Rotore

4.1 Introduzione

Il campo fluidodinamico in cui operano i rotori eolici è caratterizzato da variazioni sia spaziali che temporali, causati dalla presenza di turbolenza del flusso incidente sulla pala, dalle variazioni di intensità o di direzione e dalla presenza della torre di supporto.

4.2 Scelta del raggio del rotore

Il raggio del rotore di Aver-Mill può essere stimato considerando il coefficiente di potenza illustrato in Appendice A, il cui valore massimo teorico risulta pari a 0.593. Nella realtà il valore del coefficiente di potenza si discosta da quello massimo teorico, infatti, il coefficiente di potenza di un aerogeneratore raggiunge nei casi ottimali dei valori dell'ordine di $0.45 \div 0.5$. Per questo motivo si è scelto un valore intermedio di C_p pari a 0.44.

La potenza meccanica che si vuole ottenere sull'albero del generatore si assume pari a $P_g = 21kW$ ed è espressa dalla seguente formula:

$$P_g = \frac{1}{2} \rho V^3 A C_p \eta_m$$

Nella formula si ipotizzano dei rendimenti delle componenti meccaniche $\eta_m = 0.9$.

Il termine ρ indica la densità dell'aria posta pari a 1.225 kg/m^3

Rimane come unica incognita l'area spazzata dal rotore A , da cui si ricava un raggio del rotore pari a 5.5 m .

4.3 Scelta del materiale della pala

Le pale sono costruite in materiale composito realizzate con preimpregnati di tessuto *woven* di fibra di vetro immerso in una matrice epossidica. Il componente è stato realizzato con una stratificazione in modo tale da ottenere un laminato quasi isotropo.

Il laminato è formato da 20 strati complessivi dove ogni strato presenta uno spessore di 0.25 mm e con fibre disposte in sequenza [0; 45₂; 0₂; 45₂; 0₂; 45]_s dove con 0 si indica il tessuto 0°/90° e con 45 il tessuto ±45°.

Le proprietà meccaniche del singolo strato sono:

$$E_1 = E_2 = 25 \text{ GPa}$$

$$G_{12} = 4 \text{ GPa}$$

$$\nu = 0.2$$

Le proprietà meccaniche del laminato sono:

$$E_x = E_y = 19.7 \text{ GPa}$$

$$G_{xy} = 7.2 \text{ GPa}$$

$$\nu_{xy} = 0.37$$

4.4 Scelta della geometria della pala

La forma della pala è formata da una distribuzione continua di profili, aventi ognuno un determinato angolo di svergolamento ed una determinata lunghezza della corda. La parte terminale della pala è di forma cilindrica per facilitare l'incollaggio con la radice della pala.

4.4.1 Scelta del profilo aerodinamico

La scelta del profilo aerodinamico da utilizzare per la realizzazione della pala, si è basato sullo studio svolto dal *National Renewable Energy Laboratory* (USA), precedentemente da *Solar Energy Research Institute* (SERI) e *Airfol, Incorporated*.

Queste aziende hanno sviluppato nuove famiglie di profili per turbine ad asse orizzontale, aventi come requisito principale quello di avere il coefficiente di portanza massimo relativamente insensibile agli effetti di rugosità.

Il profilo aerodinamico scelto è il S809, consigliato per rotori di taglia compresa tra 10 e 20 m, mostrato in Figura 4.1.

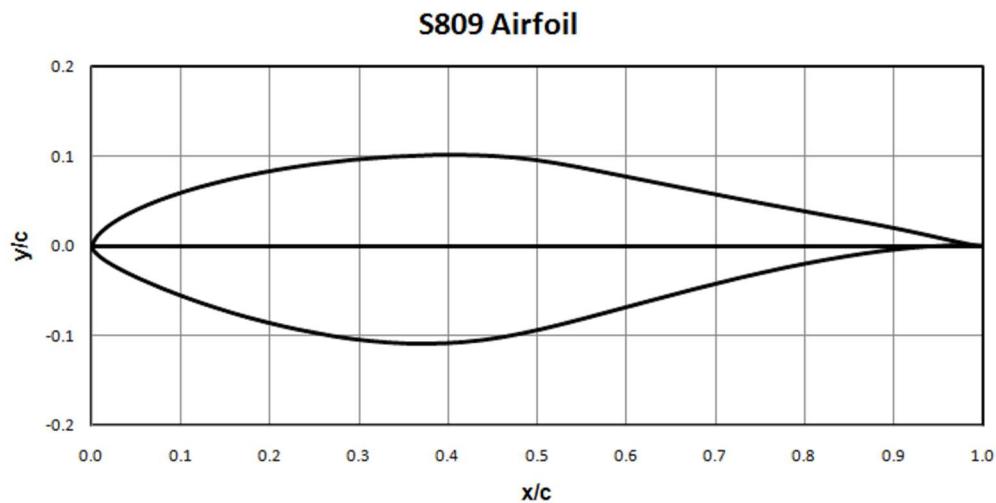


Figura 4.1 Profilo aerodinamico S809

4.4.2 Schematizzazione della pala

Il sistema di riferimento utilizzato ha come origine il punto di intersezione tra la prima sezione della pala e l'asse passante per il 25% della corda. L'asse z coincide con l'asse passante per tutti i punti al 25% della corda, diretto in verso positivo verso il tip della pala. Gli assi x e y sono ortogonali e si trovano sul piano della sezione, con l'asse y parallelo all'asse del rotore.

La pala è stata discretizzata in due modi:

- La prima avviene lungo l'asse longitudinale della pala, nello specifico si prendono 41 sezioni, quindi la geometria viene approssimata in 40 conci. I primi 7 conci si trovano sulla parte cilindrica e i restanti nella parte con profili aerodinamici (Figura 4.2).



Figura 4.2 Sezione nella seconda parte della pala

- La seconda riguarda la discretizzazione del singolo profilo con una spaziatura non uniforme, con punti più fitti dove si ha una maggiore curvatura del profilo (Figura 4.3); il profilo risulta quindi suddiviso in 20 tratti che possono essere approssimati a dei rettangoli.



Figura 4.3 Spaziatura delle sezioni della pala

4.5 Analisi dei carichi

Le pale della turbina sono sottoposte soprattutto a i seguenti carichi:

- Carichi aerodinamici;
- Carichi inerziali;
- Carichi gravitazionali;
- Carichi operativi.

I carichi operativi sono i carichi dovuti all'assemblaggio delle pale, alla frenatura delle pale durante la loro rotazione, alla rotazione per la regolazione degli angoli di pitch e o di imbardata. Tali carichi possono essere suddivisi in carichi normali, dovuti alle normali condizioni di vento, o estremi, che si verificano in condizioni estreme di vento.

Il progetto delle pale deve tener conto sia dei valori massimi che si potrebbero verificare nell'intera vita operativa di Awer-Mill, sia dei carichi medi operativi che possono generare fenomeni di fatica se ripetuti ciclicamente su periodi successivi durante la vita operativa della turbina.

La turbina eolica viene dimensionata soprattutto a fatica, in quanto la maggior parte dei carichi a cui è sottoposta è di natura ciclica.

Un altro tipo di carichi, oltre a quelli dovuti al solo vento e al movimento delle pale, sono i carichi di natura inerziale dovuti alla forza di gravità e al moto imposto alle pale della turbina.

4.5.1 Flussi d'aria agenti sulla pala

Sulla pala agiscono due flussi di aria, come mostrato in Figura 4.4, che dipendono rispettivamente da:

- Il flusso d'aria dovuto al vento che a sua volta ha due contributi:
 1. Il primo contributo deriva dal fatto che l'aria entra nel tubo di flusso solo con una componente assiale di velocità \vec{v}_{2a} ;
 2. Il secondo dovuto all'effetto della rotazione della pala che determina anche una componente tangenziale di vento \vec{v}_{2t} ;

La componente di vento alla turbina è data quindi dalla somma dei due contributi:

$$\vec{v}_2 = \vec{v}_{2ax} + \vec{v}_{2t}$$

- Il flusso d'aria dovuto alla rotazione della pala che fornisce una componente di rotazione pari a:

$$\vec{v}_r = -\vec{\Omega}_r \times \vec{r}$$

Dove con $\vec{\Omega}_r$, è stata indicata la velocità di rotazione e con \vec{r} il raggio della sezione.

La componente risultante risulta quindi data da:

$$\vec{V}_r = \vec{v}_2 + \vec{v}_r$$

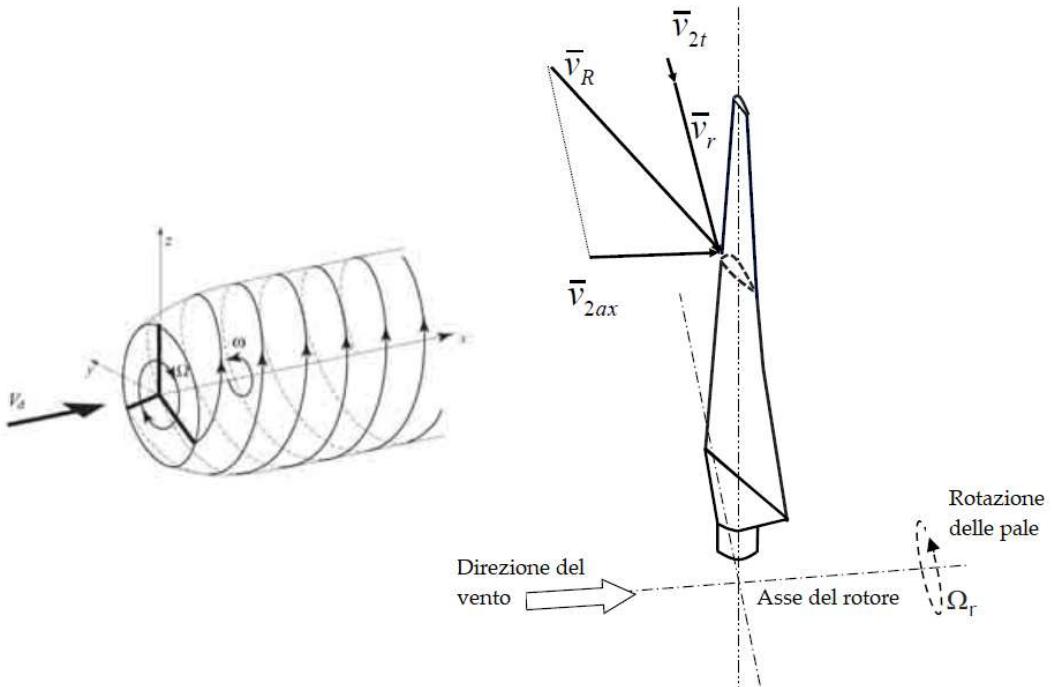


Figura 4.4 Flusso d'aria agente sulle pale

I carichi aerodinamici agiscono nel piano dei profili che formano la pala e possono essere scomposti in due componenti principali, una perpendicolare alla direzione del vento ed una parallela (Figura 4.5).

La forza perpendicolare alla direzione del vento è detta di sollevamento (o portanza) ed è data da:

$$dF_L = \frac{1}{2} \rho C_L V_{rel}^2 c$$

La forza parallela alla direzione del vento è detta di trascinamento (o resistenza) ed è data da:

$$dF_D = \frac{1}{2} \rho C_D V_{rel}^2 c$$

Dove:

- ρ è la densità dell'aria;
- C_L e C_D sono rispettivamente i coefficienti di sollevamento e di trascinamento;
- c è la misura della corda della sezione considerata.

Le forze agenti sulla pala possono essere scritte anche lungo la componente tangenziale alla velocità di rotazione della pala e lungo la direzione assiale (o normale). Queste forze sono date da:

$$dF_t = \frac{1}{2} \rho C_t V_{rel}^2 c$$

$$dF_n = \frac{1}{2} \rho C_n V_{rel}^2 c$$

Dove i coefficienti C_n e C_t sono dati da:

$$C_n = C_L \cdot \cos \alpha + C_D \cdot \sin \alpha$$

$$C_t = C_L \cdot \sin \alpha - C_D \cdot \cos \alpha$$

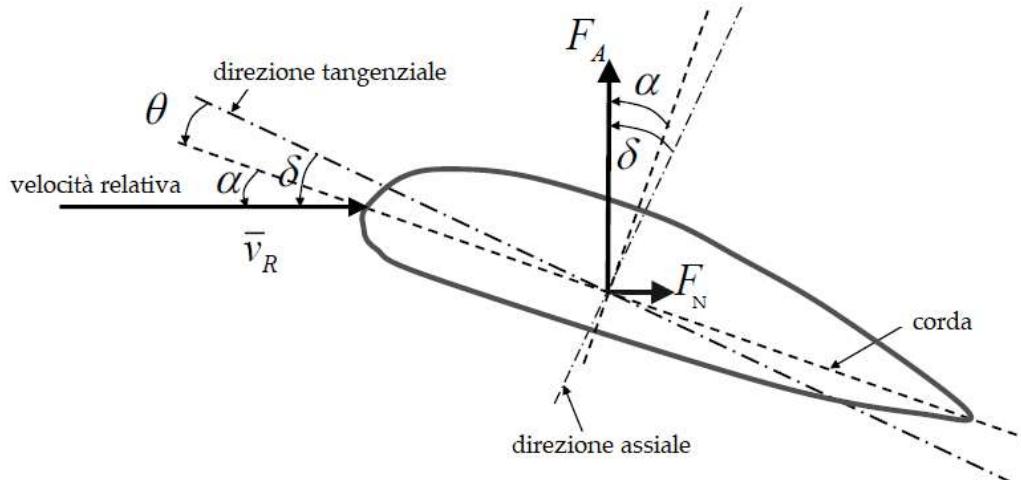


Figura 4.5 Forze agenti sulla pala

La forza tangenziale è la componente di forza utile ai fini della generazione di coppia all'albero del rotore, mentre, quella assiale è la componente che sollecita il sostegno del rotore. Integrando dF_t sull'intera lunghezza della pala e moltiplicando per il numero di pale si ottiene la coppia trasmessa all'albero motore.

I carichi centrifughi agenti su ogni sezione, invece, sono dati dalla sommatoria delle forze centrifughe applicate ad ogni singolo concio di trave posto in posizione più esterna rispetto a quello considerato:

$$F_{c_i} = \sum_{i=sez.j}^{sez.finale} m_i \omega^2 r_i$$

Questo procedimento si ripete per ogni sezione.

La struttura risulta molto allungata in direzione longitudinale rispetto alle altre due dimensioni e considerando anche il piccolo spessore delle pareti, è possibile approssimare questa struttura ad una trave in parete sottile. Si approssima quindi

l'intera pala ad una trave soggetta a flessione causata sia dalle forze centrifughe che da quelle aerodinamiche, e a trazione dovuta alle sole forze centrifughe.

Attraverso queste considerazioni sono state calcolate le proprietà della sezione.

4.5.2 Software QBlade

I dati necessari al calcolo dei carichi sono stati trovati con l'ausilio del programma QBlade, un software *opensource* per la simulazione e la progettazione di pale di turbine eoliche. Inserendo il diametro del rotore e il profilo aerodinamico scelto è stato possibile estrapolare i seguenti dati: la distanza della sezione considerata dal mozzo, l'angolo di svergolamento, l'angolo di attacco, l'angolo di Inflow, la corda, la velocità relativa, il coefficiente di momento calcolato al 25% della corda, il coefficiente di portanza, il coefficiente di resistenza, il coefficiente di forza normale e tangenziale, la forza normale e tangenziale. Tutte queste grandezze sono riportate nella Tabella 4.1 e 4.2.

Dopo aver estrapolato tutti i dati forniti da QBlade è stato possibile calcolare i carichi aerodinamici e centrifughi agenti sulla pala.

Stazione	Posizione	Distanza dal mozzo	Twist	AoA	Inflow	Corda	V _{rel}
-	m	m	deg	deg	deg	m	m/s
1	0,515	0,007	0	45,86	45,86	0,220	10,9
2	0,537	0,029	0	48,00	48,00	0,220	11,2
3	0,574	0,066	0	49,54	49,54	0,220	11,5
4	0,625	0,117	0	49,69	49,69	0,220	11,9
5	0,689	0,181	0	48,75	48,75	0,220	12,3
6	0,768	0,260	0	46,98	46,98	0,220	12,8
7	0,859	0,351	0	44,73	44,73	0,220	13,4
8	0,963	0,455	3,70	38,16	41,85	0,244	14,2
9	1,080	0,572	10,60	27,25	37,89	0,386	15,1
10	1,210	0,702	14,30	16,12	30,39	0,626	16,0
11	1,340	0,832	13,70	10,49	24,15	0,728	16,9
12	1,490	0,982	11,40	10,74	22,11	0,713	18,2
13	1,650	1,142	9,35	10,91	20,25	0,697	19,7
14	1,810	1,302	7,77	10,74	18,51	0,681	21,2
15	1,990	1,482	6,37	10,48	16,85	0,663	22,8
16	2,160	1,652	4,93	10,44	15,37	0,645	24,5
17	2,350	1,842	3,65	10,38	14,03	0,626	26,3
18	2,530	2,022	2,53	10,32	12,85	0,607	28,1
19	2,720	2,212	1,54	10,08	11,62	0,588	29,9
20	2,910	2,402	0,66	10,00	10,66	0,569	31,8
21	3,100	2,592	-0,11	9,89	9,78	0,549	33,7
22	3,290	2,782	-0,79	9,83	9,04	0,530	35,6
23	3,480	2,972	-1,40	9,83	8,43	0,511	37,6
24	3,670	3,162	-1,94	9,84	7,91	0,492	39,4
25	3,850	3,342	-2,41	9,88	7,47	0,473	41,3
26	4,030	3,522	-2,84	9,85	7,01	0,455	43,1
27	4,200	3,692	-3,22	9,85	6,63	0,438	44,9
28	4,370	3,862	-3,55	9,89	6,34	0,421	46,6
29	4,520	4,012	-3,85	9,97	6,11	0,405	48,2
30	4,670	4,162	-4,11	9,96	5,85	0,390	49,7
31	4,810	4,302	-4,34	9,93	5,59	0,376	51,1
32	4,940	4,432	-4,55	9,87	5,33	0,363	52,4
33	5,050	4,542	-4,72	9,81	5,08	0,351	53,6
34	5,160	4,652	-4,87	9,73	4,86	0,341	54,7
35	5,250	4,742	-5,00	9,69	4,69	0,331	55,6
36	5,330	4,822	-5,11	9,71	4,60	0,323	56,4
37	5,390	4,882	-5,19	9,78	4,59	0,317	57,1
38	5,440	4,932	-5,25	9,93	4,67	0,312	57,6
39	5,480	4,972	-5,30	10,15	4,85	0,308	58,0
40	5,500	4,992	-5,33	10,46	5,13	0,306	58,3

Tabella 4.1 Proprietà delle varie stazioni

Stazione	C_{m_{c/4}}	C₁	C_d	C_n	C_t	F_n	F_t
-	-	-	-	-	-	N/m	N/m
1		0	1	0,433	-0,42	6,980	-6,773
2		0	1	0,676	-0,609	11,438	-10,299
3		0	1	0,751	-0,64	13,416	-11,444
4		0	1	0,761	-0,645	14,431	-12,243
5		0	1	0,751	-0,659	15,286	-13,407
6		0	1	0,731	-0,682	16,148	-15,067
7		0	1	0,704	-0,71	17,129	-17,294
8		0	1	0,667	-0,745	20,107	-22,447
9		0	1	0,614	-0,789	36,430	-42,383
10	-0,04	0,736	0,55	0,913	-0,102	89,172	-9,925
11	-0,04	1,21	0,0291	1,11	0,467	142,399	59,772
12	-0,04	1,19	0,0309	1,11	0,419	161,922	60,927
13	-0,04	1,17	0,0321	1,11	0,374	182,520	61,691
14	-0,04	1,15	0,0286	1,1	0,337	204,917	62,971
15	-0,04	1,13	0,0256	1,09	0,302	229,148	63,758
16	-0,04	1,11	0,0255	1,07	0,269	254,468	63,688
17	-0,04	1,09	0,0252	1,06	0,24	280,968	63,352
18	-0,04	1,07	0,0249	1,05	0,215	308,816	62,936
19	-0,04	1,05	0,0237	1,04	0,189	334,165	60,902
20	-0,04	1,04	0,0233	1,03	0,17	362,415	59,849
21	-0,04	1,03	0,0226	1,02	0,153	391,793	58,734
22	-0,04	1,03	0,0223	1,02	0,14	420,466	57,590
23	-0,04	1,02	0,0222	1,02	0,128	448,763	56,563
24	-0,04	1,02	0,0224	1,02	0,119	476,054	55,546
25	-0,04	1,02	0,0226	1,01	0,11	501,897	54,524
26	-0,04	1,03	0,0217	1,02	0,104	529,548	53,773
27	-0,04	1,03	0,0212	1,03	0,098	554,490	52,893
28	-0,04	1,03	0,0214	1,03	0,0927	574,838	51,786
29	-0,04	1,03	0,0218	1,02	0,0878	589,650	50,543
30	-0,04	1,03	0,0218	1,02	0,083	603,933	48,957
31	-0,04	1,03	0,0216	1,02	0,0782	614,182	47,037
32	-0,04	1,02	0,0214	1,01	0,0733	619,247	44,744
33	-0,04	1,02	0,0211	0,998	0,0681	616,827	42,091
34	-0,04	1,02	0,0207	0,968	0,0625	603,302	38,946
35	-0,04	1,02	0,0205	0,915	0,0565	574,087	35,430
36	-0,04	1,02	0,0206	0,831	0,05	523,907	31,500
37	-0,04	1,02	0,0209	0,711	0,0425	449,804	26,858
38	-0,04	1,03	0,0216	0,558	0,0338	353,629	21,435
39	-0,04	1,04	0,0226	0,38	0,0239	241,391	15,184
40	-0,04	1,05	0,024	0,19	0,0127	121,002	8,075

Tabella 4.2 Coefficiente e forze alle varie sezioni

4.6 Verifica pala

La pala è stata realizzata con un laminato quasi isotropo, quindi per la verifica su Ansys è stato creato un materiale apposito isotropo, le cui proprietà sono state stimate con il software *delaminator* e riportate nel paragrafo 4.3. Per la verifica è stato utilizzato come vincolo sulla faccia inferiore del bicchierino il comando *remote displacement*, applicando le forze remote di resistenza e di portanza ed il momento aerodinamico. La verifica viene riportata in Figura 4.6.

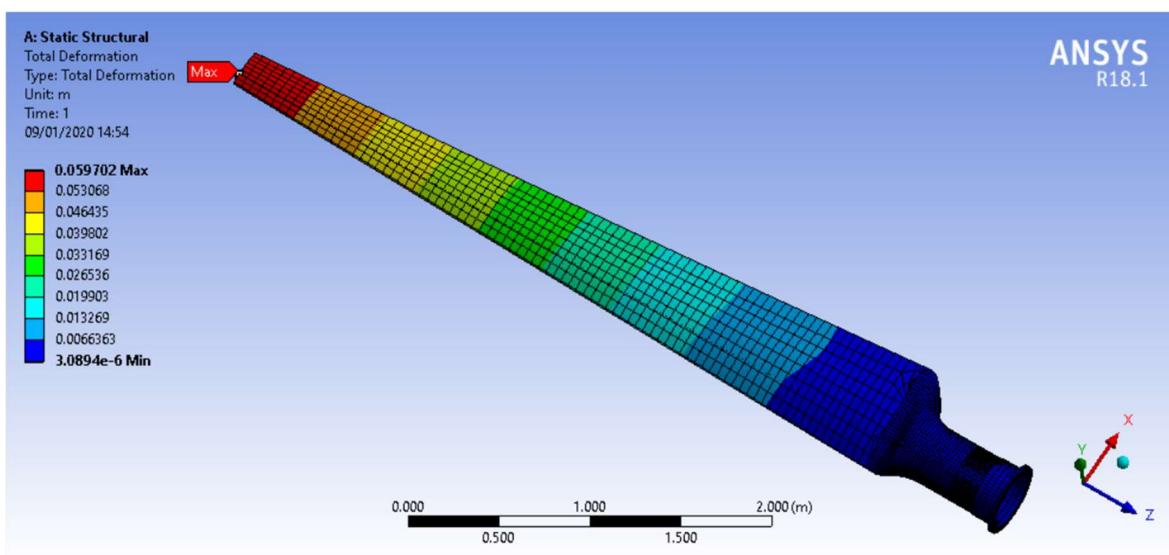


Figura 4.6 Verifica della pala su Ansys

Dalla Figura 4.6 si ottiene una deflessione massima di 59.7 mm. È stata stimata la stessa grandezza utilizzando il metodo di Castigliano ed ottenendo un valore di 57.3 mm, simile a quello ottenuto su Ansys.

La freccia, ai fini della verifica a rigidezza necessaria per garantire l'assenza di interferenza con il palo, risulta accettabile.

4.7 Radice della pala

Le radici della pala sono realizzate in alluminio della lega Al 2024 T4 e mostrate in Figura 4.7.

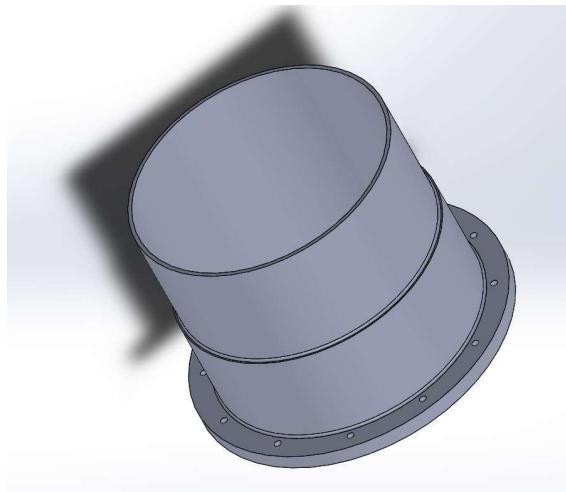


Figura 4.7 Bicchierino pala

La radice della pala è stata unita alla pala attraverso un processo di incollaggio, per il quale è stato scelto come adesivo il LOCTITE EA 9461, dato che risulta particolarmente adatto agli incollaggi tra metalli e materiali composti. Le caratteristiche dell'adesivo sono riportate nell'Appendice C.

L'incollaggio è stato verificato su Ansys attraverso il comando *Cohesive Zone Model* e il risultato viene riportato in Figura 4.8.

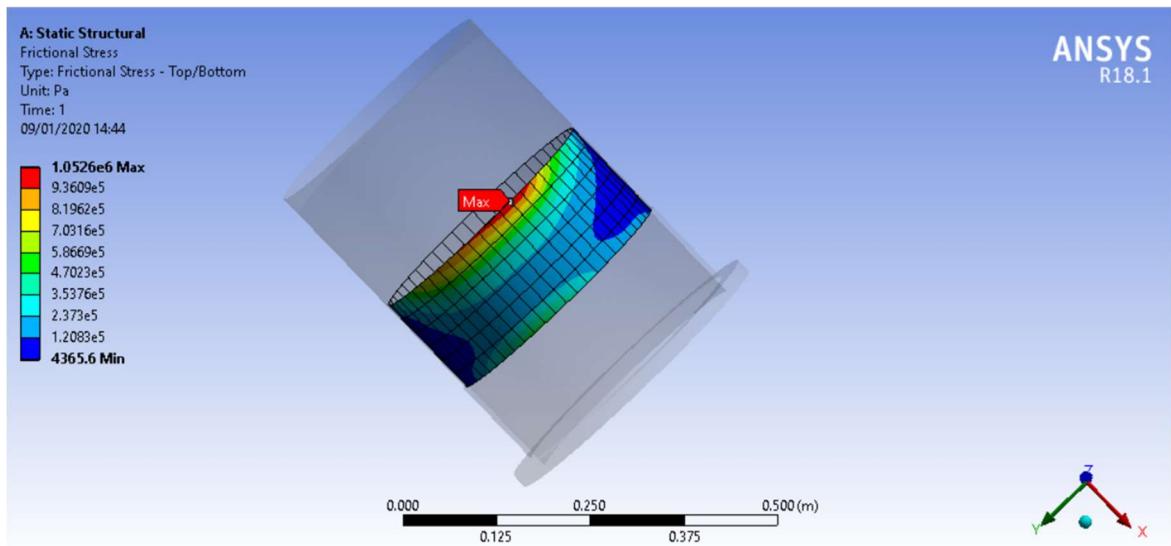


Figura 4.8 Verifica incollaggio pala-bicchierino

Dall'analisi risulta:

$$\tau_{fem}^{max} \approx 1.0 \text{ MPa} < \tau_{amm} = 13 \text{ MPa}$$

4.8 Hub

Le pale di Awer-Mill sono fissate ad un mozzo (hub), che a sua volta è collegato al primo albero del moltiplicatore di giri (Figura 4.9). Il materiale scelto per realizzare l'hub è alluminio della lega AlCu4TiMgAg T6 avente la tensione di snervamento pari a 410 MPa e quella di rottura 460 MPa .

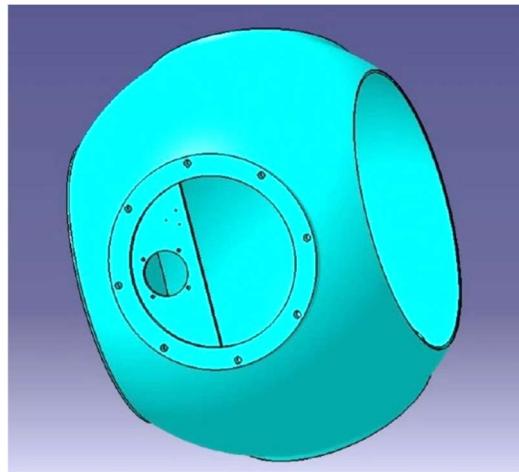


Figura 4.9 Vista dell'hub

L'hub è stato verificato sia staticamente che a fatica con l'ausilio del software di Ansys. La presenza delle pale è stata simulata inserendo una *point mass* nel baricentro della pala, avente massa e momenti di inerzia analoghi al sistema formato dalla pala + spar + radice. I valori inseriti sono riportati nella Tabella 4.3.

Massa	91 kg
Momento di inerzia lungo x	116.4 kgm^2
Momento di inerzia lungo y	118.4 kgm^2
Momento di inerzia lungo z	1.7 kgm^2

Tabella 4.3 Risultati simulazione Ansys

Le forze di reazione esercitate alla base di ogni pala sono state inserite tramite l'ausilio di sistemi di coordinate aventi origine nel centro delle radici delle pale e orientati rispettivamente nel seguente modo:

- Asse z parallelo all'asse della pala;

- Asse y nella direzione del vento;
- Asse x preso in modo tale da rendere la terna destrorsa.

La pala è stata vincolata tramite un *fixed support* posto sulla superficie a contatto con l'albero lento. La *mesh* dell'Hub viene riportata nell'immagine di Figura 4.10.

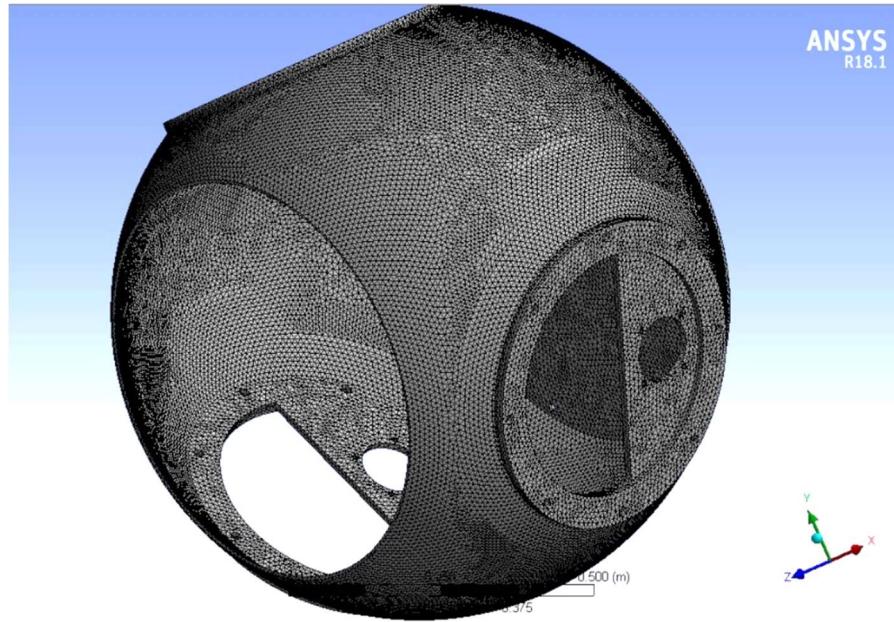


Figura 4.10 Mesh dell'Hub

L'analisi statica è stata svolta considerando le due condizioni più gravose, ovvero quelle relative alle velocità di 9 m/s e 10 m/s. Le forze inserite sono riportate in Tabella 4.4.

	Condizione a 9 m/s	Condizione a 10 m/s
N_z	12502 N	14266 N
T_x	-159 N	-196 N
T_y	1488 N	1071 N
M_x	-4815 Nm	-3586 Nm
M_y	-672 Nm	-814 Nm
M_z	-113 Nm	-68 Nm

Tabella 4.4 Forze inserite nella verifica statica

Il coefficiente di sicurezza ottenuto per la condizione a 9 m/s viene riportato nelle Figure 4.11 e 4.12, dove è mostrata la parte anteriore e posteriore dell'Hub.

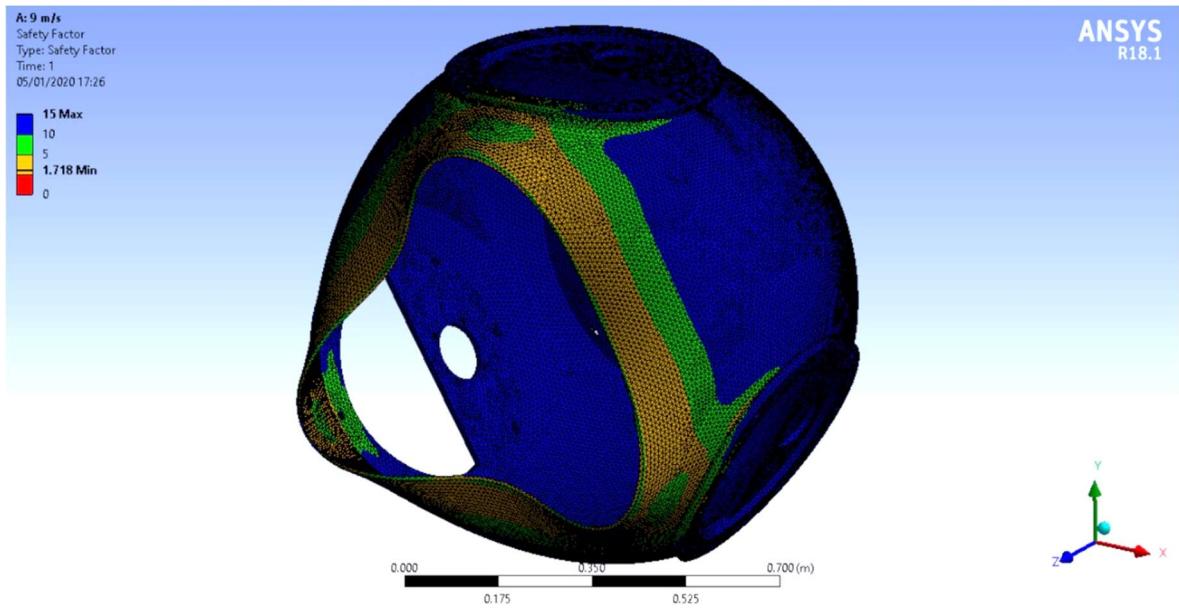


Figura 4.11 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte anteriore

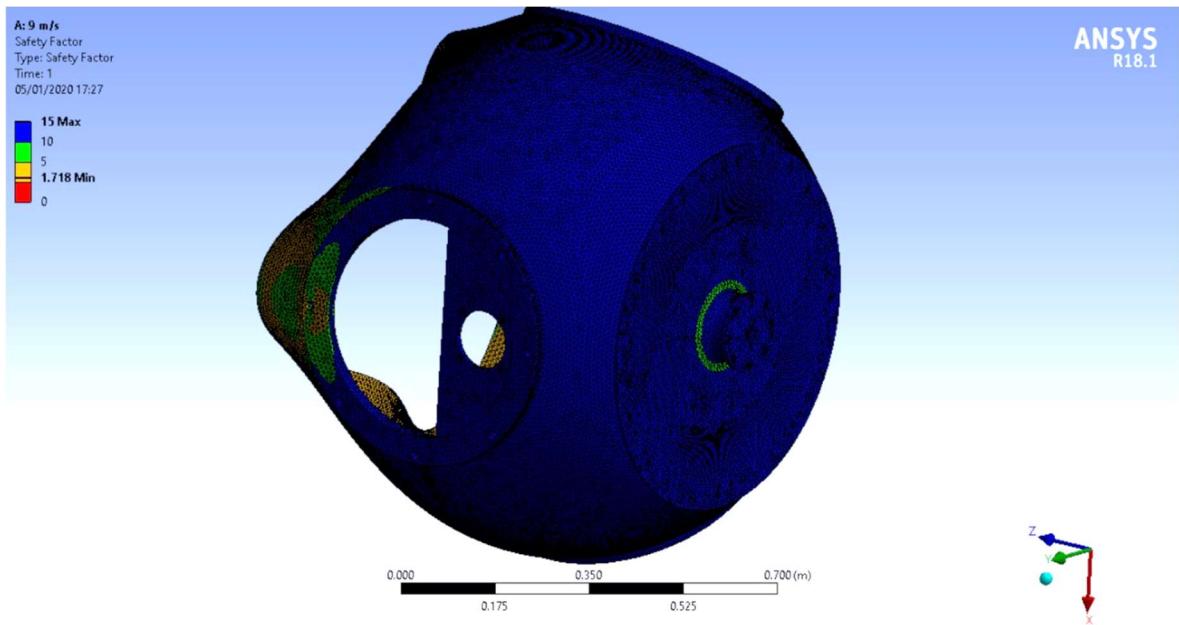


Figura 4.12 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte posteriore

Il coefficiente di sicurezza per entrambe le velocità ha un valore minimo di 1.7 nel punto più critico, fino ad un valore di 15 nei punti meno sollecitati. L'hub risulta quindi verificato a fatica.

La deformazione totale ottenuta per la condizione a 9 m/s viene riportata nelle Figure 4.13 e 4.14 dove è mostrata la parte anteriore e posteriore dell'Hub.

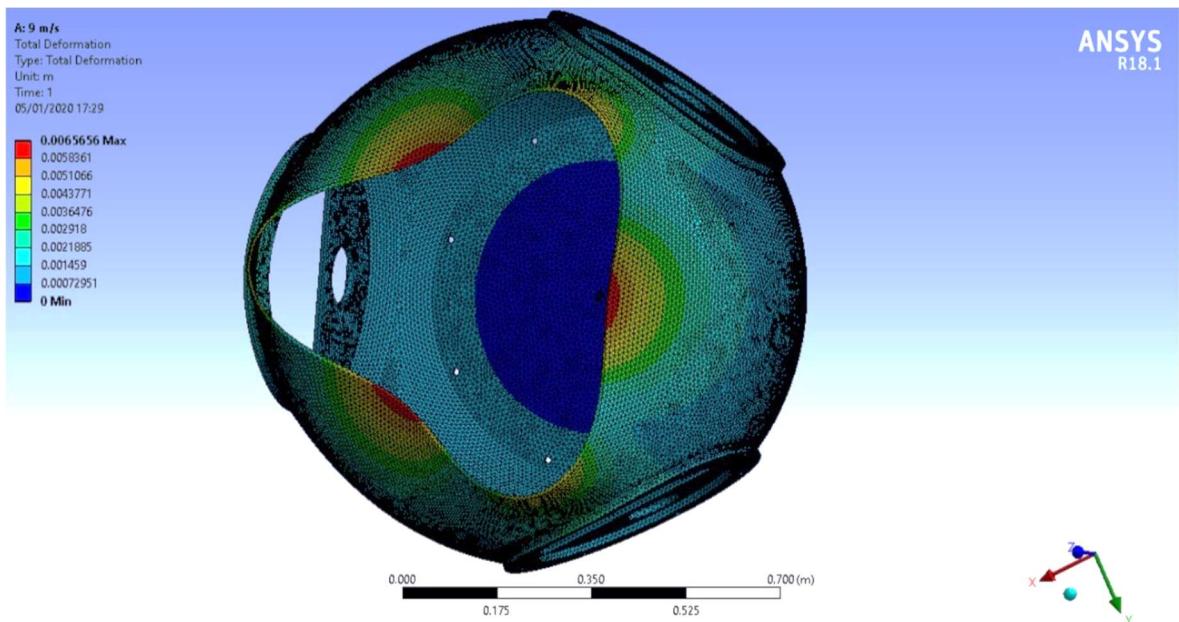


Figura 4.13 Deformazione totale a 9 m/s - Parte anteriore

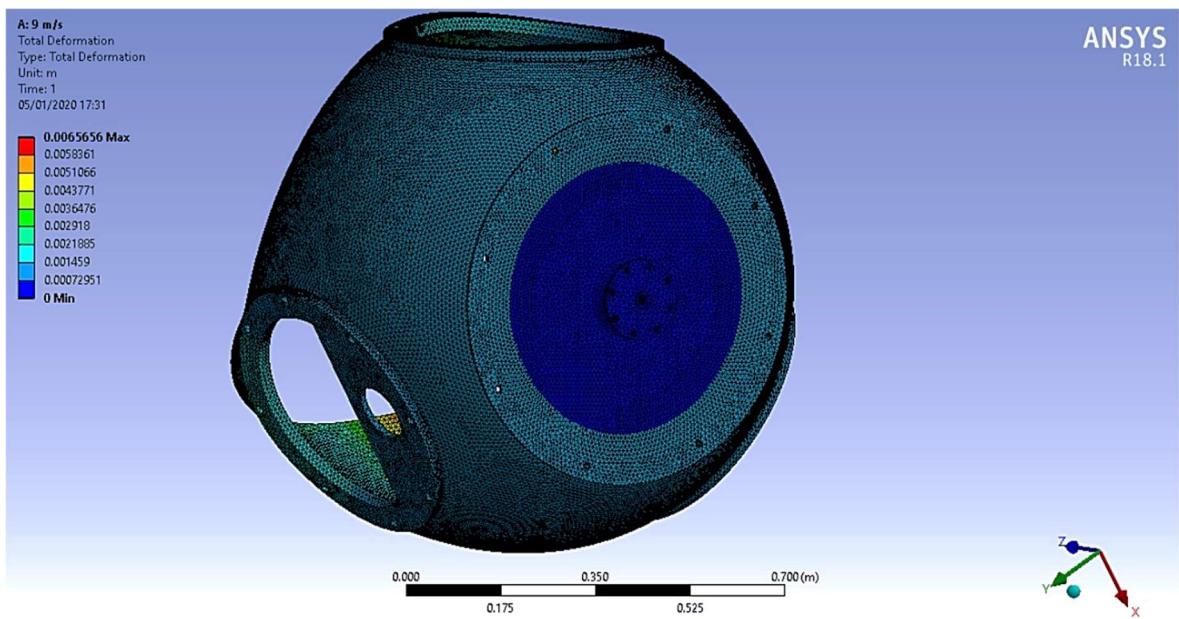


Figura 4.14 Deformazione totale a 9 m/s - Parte posteriore

La tensione equivalente di von Mises ottenuta per la condizione a 9 m/s viene riportata nelle Figure 4.15 e 4.16 dove è mostrata la parte anteriore e posteriore dell'Hub.

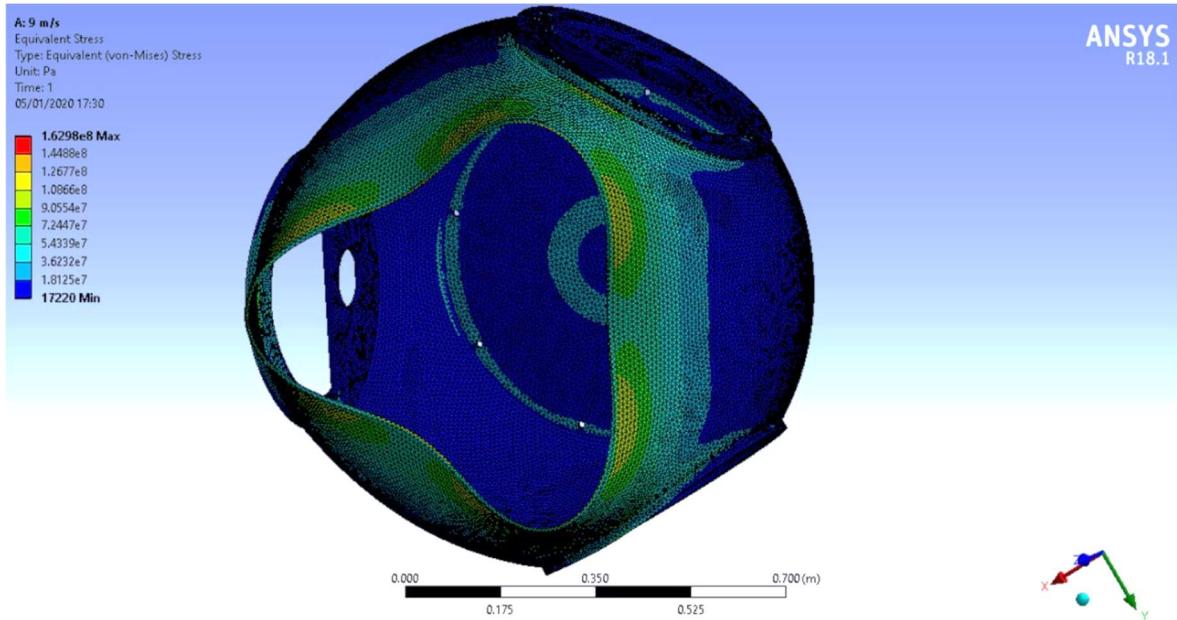


Figura 4.15 Tensione equivalente di von Mises a 9 m/s - Parte anteriore

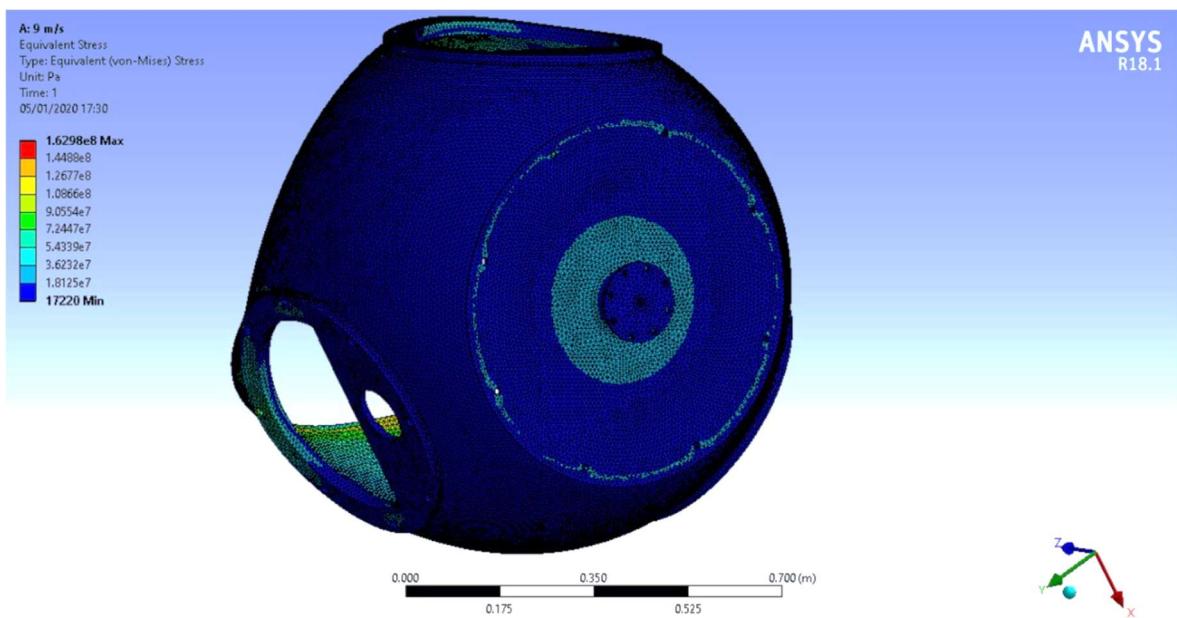


Figura 4.16 Tensione equivalente di von Mises a 9 m/s - Parte posteriore

Il coefficiente di sicurezza ottenuto per la condizione a 10 m/s viene riportato nelle Figure 4.17 e 4.18 dove è mostrata la parte anteriore e posteriore dell'Hub.

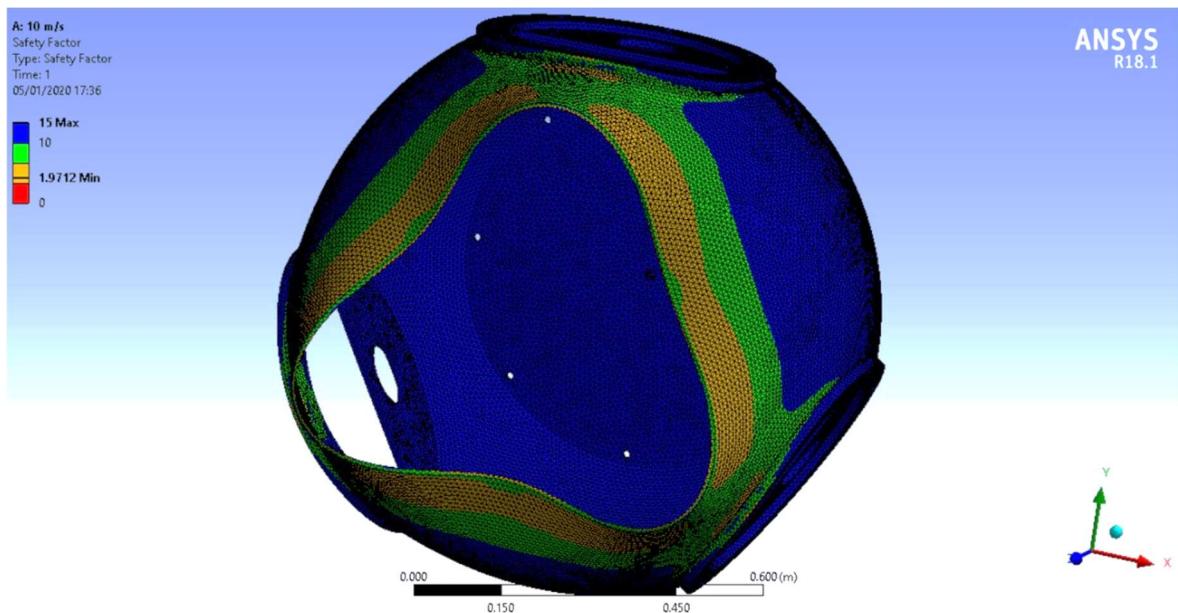


Figura 4.17 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte anteriore

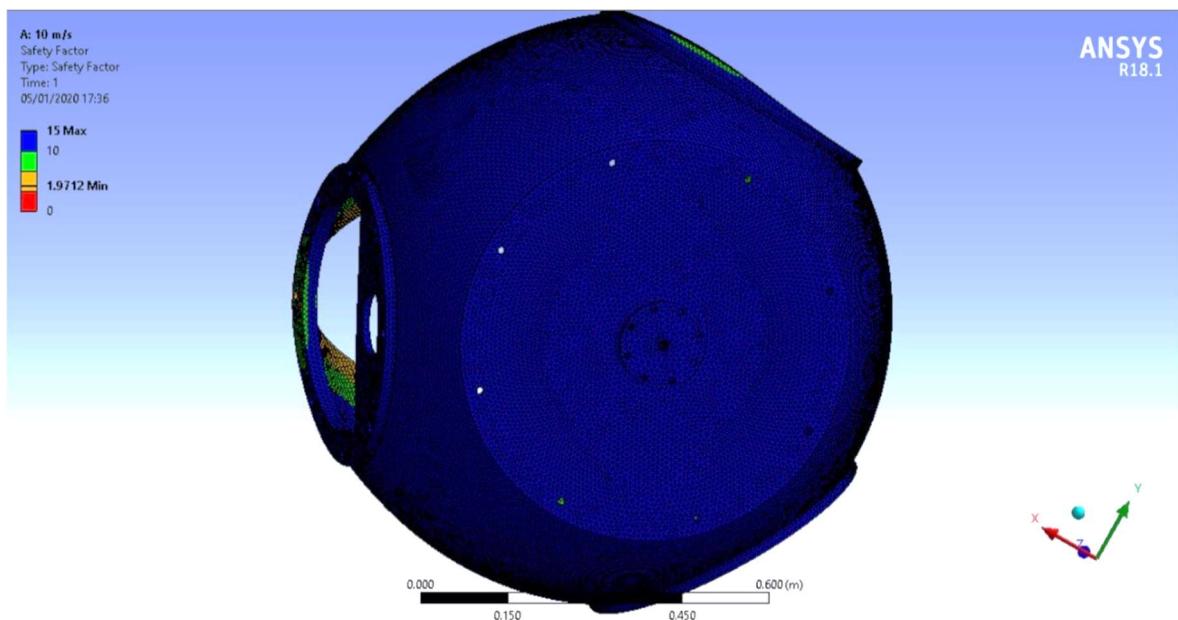


Figura 4.18 Coefficiente di sicurezza a 9 m/s - Parte posteriore

La deformazione totale ottenuta per la condizione a 10 m/s viene riportata nelle Figure 4.19 e 4.20 dove è mostrata la parte anteriore e posteriore dell'Hub.

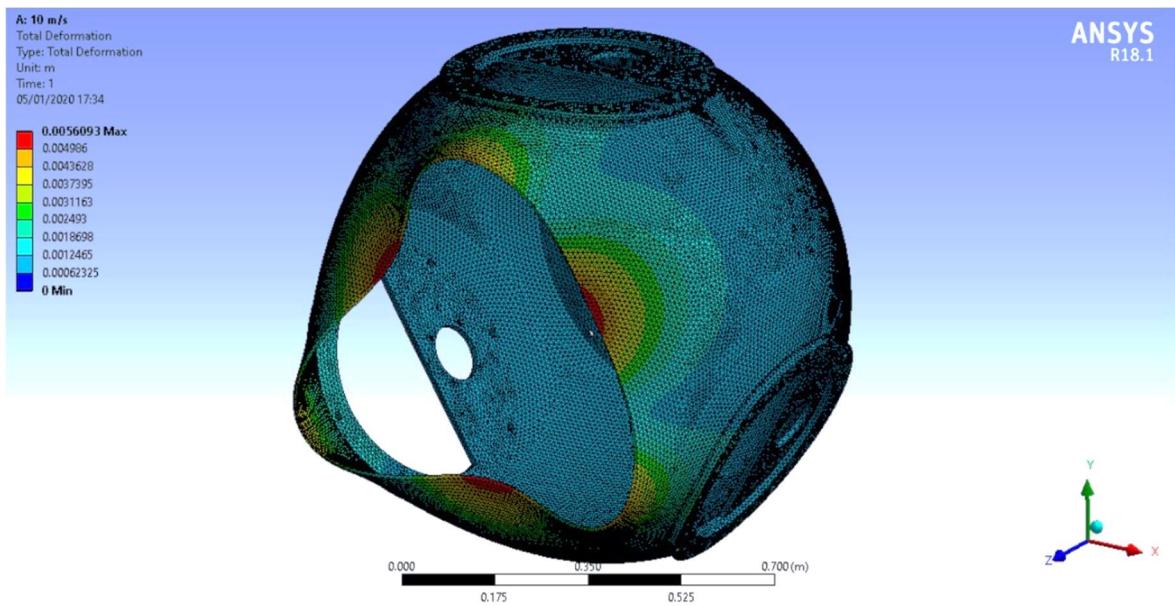


Figura 4.19 Deformazione totale a 10 m/s - Parte anteriore

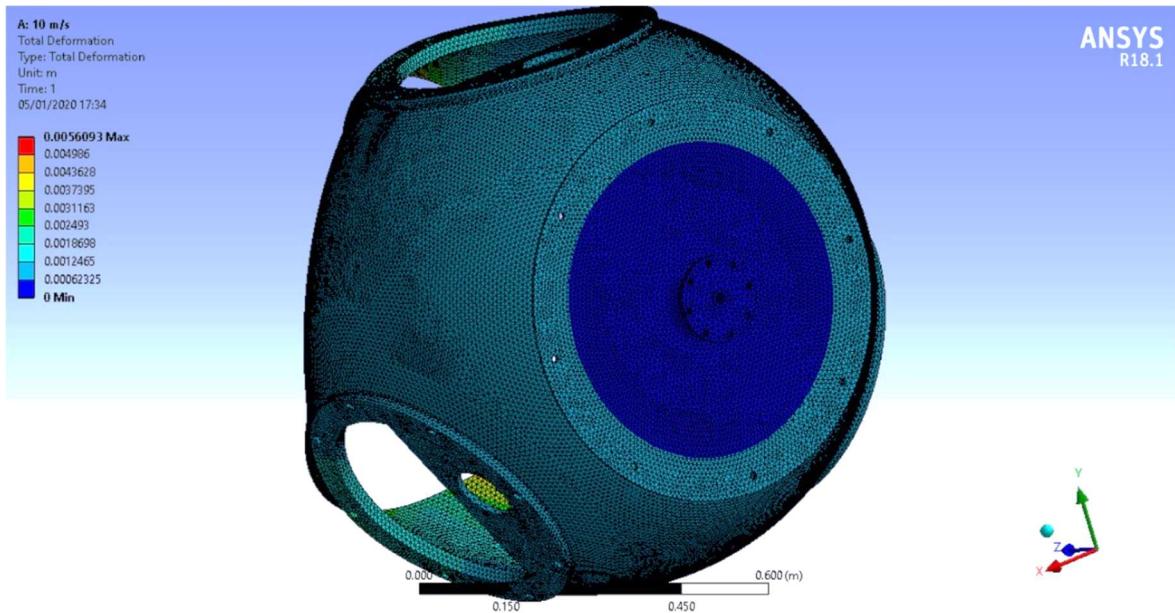


Figura 4.20 Deformazione totale a 10 m/s - Parte posteriore

La tensione equivalente di von Mises ottenuta per la condizione a 10 m/s viene riportata nelle Figure 4.21 e 4.22 dove è mostrata la parte anteriore e posteriore dell'Hub.

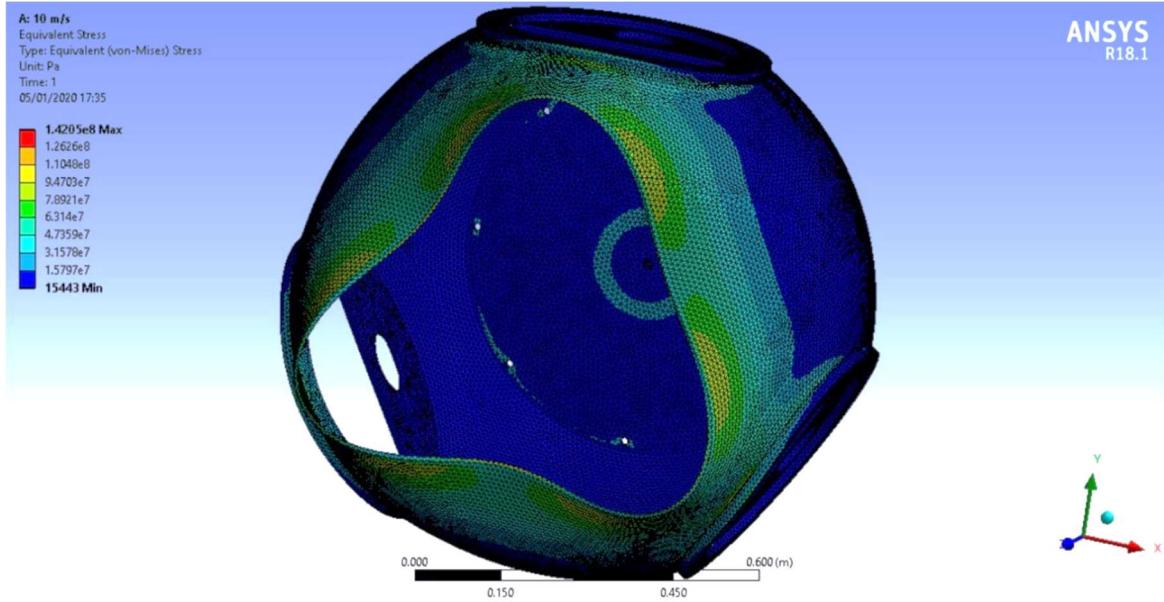


Figura 4.21 Tensione equivalente di von Mises a 10 m/s - Parte anteriore

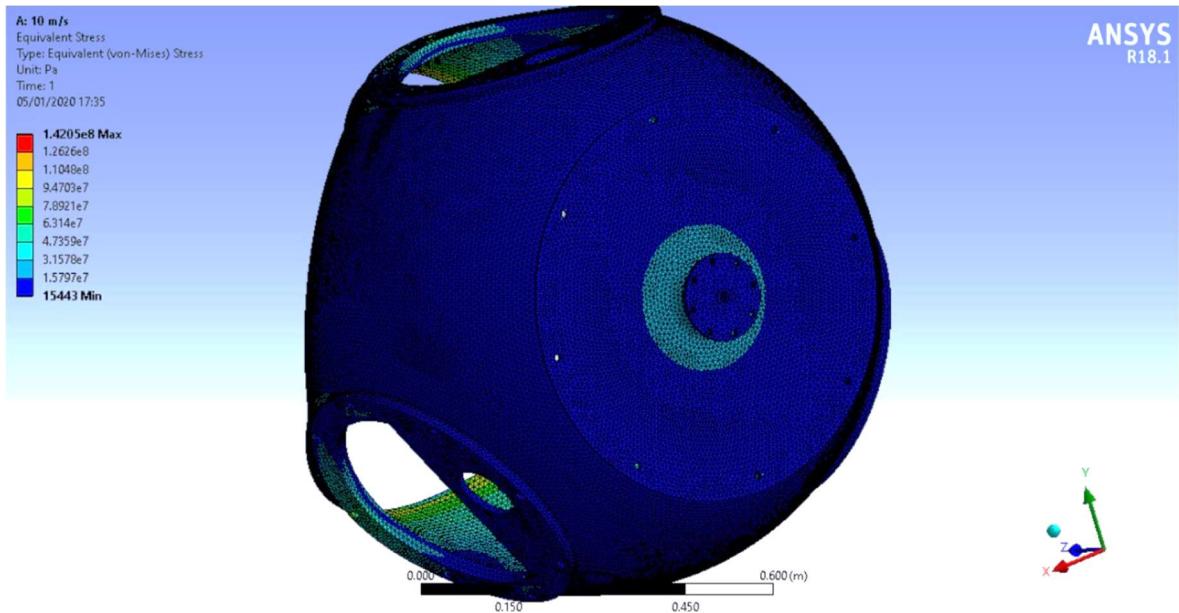


Figura 4.22 Tensione equivalente di von Mises a 10 m/s - Parte posteriore

Nell'hub è presente un inserto dove sono stati praticati 4 fori per il collegamento del motorino che serve per la variazione del pitch. Questo inserto è stato verificato nella condizione più gravosa, ossia imponendo un *fixed support* sulla faccia dell'hub a

contatto sull'albero lento e posizionando un sistema di riferimento con assi paralleli a quelli già citati precedentemente, ma avente origine nel foro centrale dal quale fuoriesce l'albero su cui viene fissato il pignone. Viene inserita la configurazione peggiore di carico, ovvero quella in cui si ha la massima forza centrifuga (corrispondente al numero di giri massimo dai 10 m/s in poi) sommata al peso del motorino (400 N) e alla massima coppia torcente (88 Nm) che viene scambiata. I risultati sono mostrato nelle Figure 4.23 e 4.24.

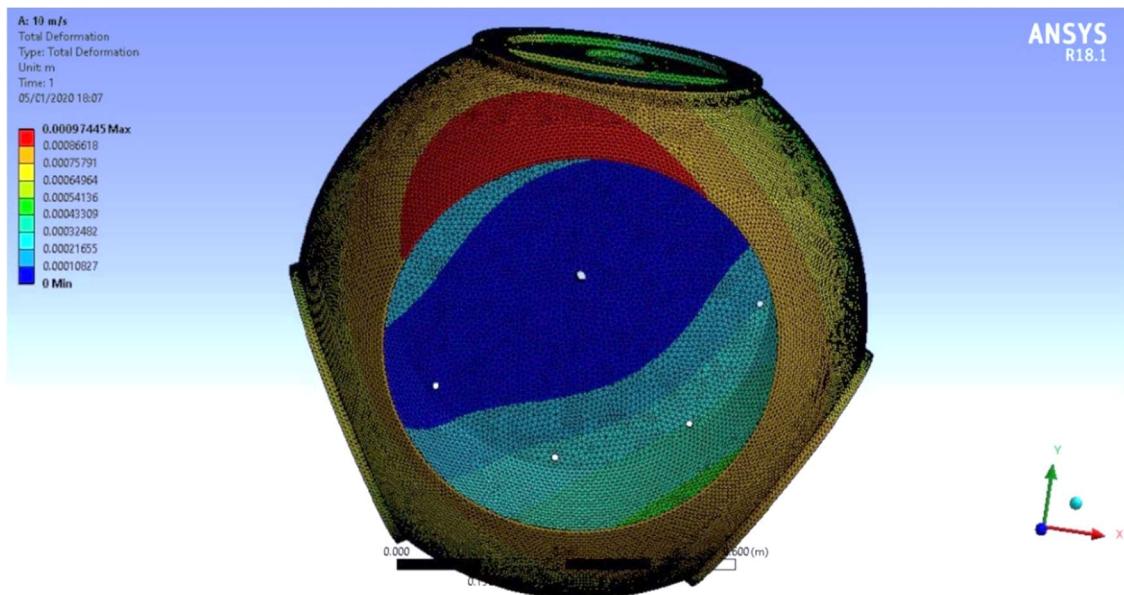


Figura 4.23 Deformazione totale a 10 m/s - Parte anteriore

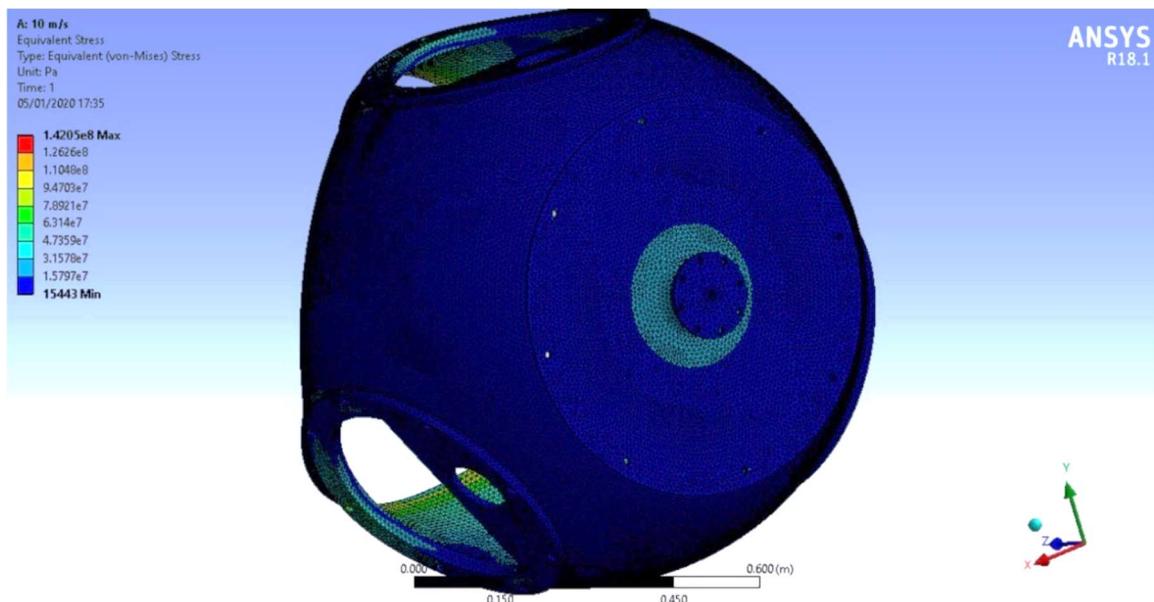


Figura 4.24 Deformazione totale a 10 m/s - Parte posteriore

Il valore di deformazione ottenuto è compatibile con i limiti di disallineamenti e rotazioni imposti dalle ruote dentate, ovvero:

- Variazione dell'inclinazione relativa degli assi delle ruote non superiore a 0.03 deg ;
- Le frecce non devono causare allontanamento di denti di ruote dentate ingrananti per un valore maggiore di circa 0.13 mm .

La verifica a fatica dell'hub è stata svolta con l'ausilio del *Fatigue Tool* di Ansys, nel quale sono state inserite soltanto le forze soggette ad una escursione ciclica, ossia T_x , N_z e M_y tramite il *Solution Combination*. Si è scelto cautelativamente di tagliare la curva S-N dell'alluminio al valore $9 \cdot 10^8$. I valori ottenuti alle varie velocità sono riportati in Tabella 4.5.

Il danno complessivo risulta pari a $8.31 \cdot 10^{-1}$.

Velocità [m/s]	Danno
2	$5.89E-03$
3	$1.42E-02$
4	$2.66E-02$
5	$3.97E-02$
6	$5.39E-02$
7	$6.82E-02$
8	$7.62E-02$
9	$8.71E-02$
10	$8.00E-02$
11	$6.82E-02$
12	$5.56E-02$
13	$4.34E-02$
14	$3.96E-02$
15	$3.41E-02$
16	$2.94E-02$
17	$2.27E-02$
18	$1.60E-02$
19	$1.16E-02$
20	$1.01E-02$
21	$9.16E-03$
22	$7.62E-03$
23	$6.31E-03$
24	$5.51E-03$
25	$5.26E-03$
26	$2.94E-03$
27	$2.77E-03$
28	$2.00E-03$
29	$1.91E-03$
30	$1.17E-03$
31	$9.42E-04$
32	$8.84E-04$
33	$7.70E-04$
34	$5.13E-04$
35	$3.42E-04$

Tabella 4.5 Risultati verifica a fatica

Capitolo 5

Sistema di variazione del Pitch

5.1 Introduzione

Il sistema scelto per la variazione del Pitch di Awer-Mill è quello formato da una ralla di rotazione e da un pignone. Le dimensioni dell'anello superiore della ralla sono imposte dal diametro alla radice della pala pari a 410 mm.

Il sistema di variazione del pitch è formato da due componenti:

- La ralla di rotazione, composta da un anello esterno forato che viene fissato all'hub, un anello interno forato con dentatura interna che viene fissato alla pala ed un sistema di rotolamento;
- Il motoriduttore, formato da un motore elettrico autofrenante, riduttore ed un albero in uscita con pignone.

5.2 Analisi dei carichi

Nella Tabella 5.1, sono mostrate tutte le forze aerodinamiche che agiscono sulla ralla, dalla tabella risulta che la condizione più gravosa è quella a 9 m/s, dove si hanno le seguenti caratteristiche della sollecitazione:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_z = 12502 \text{ N} \\ T_x = -159 \text{ N} \\ T_y = 1488 \text{ N} \\ M_x = -4815 \text{ Nm} \\ M_y = -672 \text{ Nm} \\ M_z = -113 \text{ Nm} \end{array} \right.$$

V	V%	CDS					
		Tx	Ty	Nz	Mx	My	Mz
m/s	%	N	N	N	Nm	Nm	Nm
2	2,27E-02	-7,85	73,49	617,14	-237,78	-33,18	-5,56
3	3,90E-02	-17,67	165,34	1389,45	-534,99	-74,68	-12,51
4	5,66E-02	-32,48	293,12	2469,75	-950,86	-133,07	-22,16
5	6,92E-02	-49,09	459,29	3858,61	-1486,10	-207,42	-34,75
6	7,97E-02	-70,69	661,38	5556,04	-2139,98	-298,69	-50,04
7	8,74E-02	-96,22	900,21	7564,11	-2912,75	-406,57	-68,11
8	8,62E-02	-125,67	1175,78	9878,98	-3804,41	-531,02	-88,95
9	8,81E-02	-159,06	1488,10	12502,42	-4814,96	-672,06	-112,58
10	8,00E-02	-196,42	1071,08	14264,50	-3586,17	-814,25	-68,26
11	6,82E-02	-201,92	911,57	14264,50	-3047,27	-795,78	-52,41
12	5,55E-02	-209,95	819,66	14264,50	-2728,65	-779,10	-42,94
13	4,35E-02	-217,77	748,39	14264,50	-2470,33	-756,83	-35,39
14	3,96E-02	-227,49	697,40	14264,50	-2276,42	-737,13	-29,70
15	3,41E-02	-238,30	658,22	14264,50	-2116,46	-717,03	-25,07
16	2,95E-02	-249,63	626,25	14264,50	-1977,47	-695,13	-21,06
17	2,27E-02	-261,18	599,64	14264,50	-1853,32	-670,78	-17,51
18	1,60E-02	-275,82	583,22	14264,50	-1763,02	-653,56	-14,87
19	1,15E-02	-286,28	560,78	14264,50	-1653,67	-621,85	-11,59
20	1,01E-02	-301,20	549,77	14264,50	-1582,04	-601,99	-9,33
21	9,16E-03	-316,24	541,01	14264,50	-1518,69	-581,11	-7,23
22	7,62E-03	-328,86	529,38	14264,50	-1446,24	-551,77	-4,79
23	6,31E-03	-342,14	519,82	14264,50	-1378,49	-521,56	-2,49
24	5,51E-03	-356,91	514,92	14264,50	-1327,38	-496,14	-0,56
25	5,25E-03	-372,73	512,45	14264,50	-1283,55	-472,38	1,19
26	2,94E-03	-386,36	507,25	14264,50	-1229,73	-440,35	3,27
27	2,77E-03	-406,86	513,49	14264,50	-1214,00	-429,48	4,32
28	2,00E-03	-418,89	508,15	14264,50	-1159,84	-392,18	6,54
29	1,91E-03	-439,15	515,08	14264,50	-1145,83	-379,06	7,65
30	1,17E-03	-455,48	517,70	14264,50	-1118,15	-354,22	9,24
31	9,42E-04	-467,34	515,75	14264,50	-1075,58	-315,90	11,32
32	8,85E-04	-481,38	518,34	14264,50	-1049,44	-286,38	13,03
33	7,71E-04	-499,75	526,61	14264,50	-1041,36	-269,83	14,27
34	5,14E-04	-513,89	530,60	14264,50	-1018,50	-240,68	15,99
35	3,42E-04	-531,38	539,63	14264,50	-1012,57	-225,15	17,29

Tabella 5.1 Forze agenti sulla ralla

A questi carichi bisogna aggiungere il contributo del peso della pala il quale, a seguito del moto rotatorio dell'hub, rende il momento M_y e le forze N_z e T_x

sinusoidali. Si riporta di seguito in Figura 5.1 il loro andamento, dove si considera una rotazione antioraria del rotore e si utilizza θ per indicare l'angolo di rotazione.

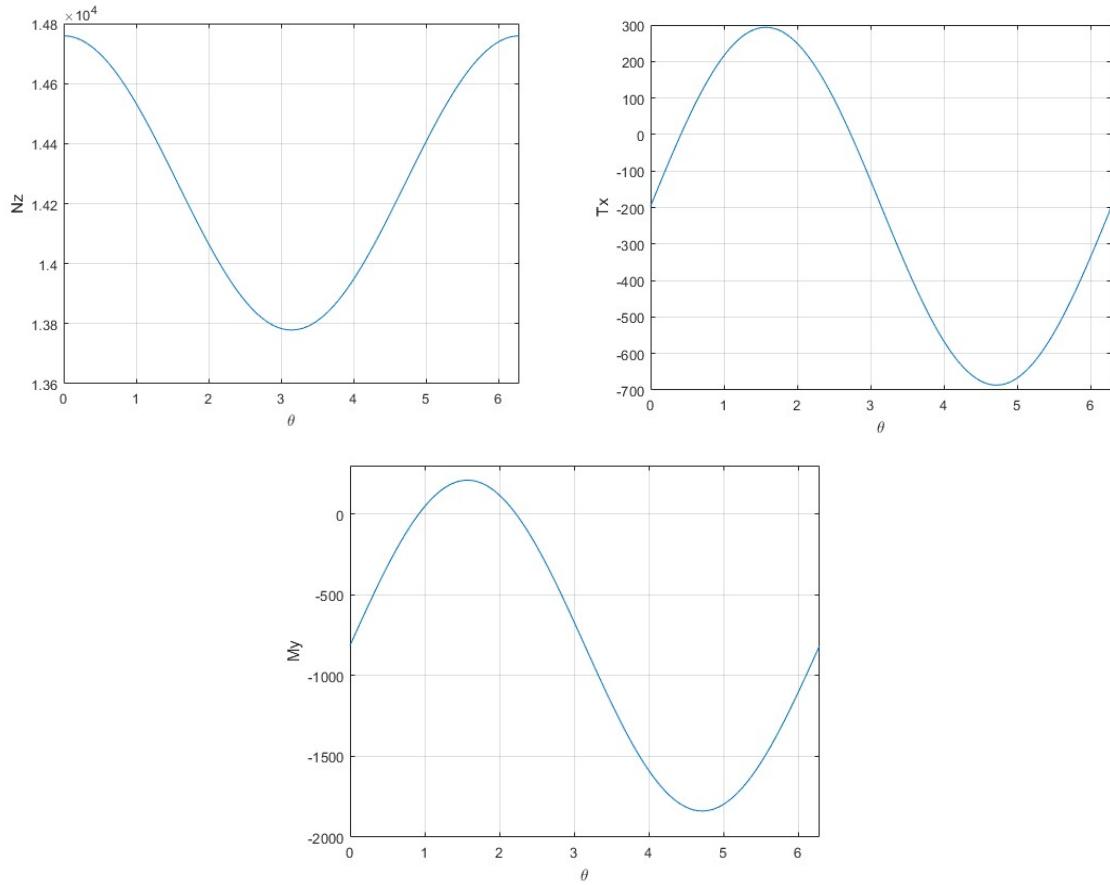


Figura 5.1 Andamento di N_z , T_x e M_y

Analizzando i grafici è possibile individuare i punti più gravosi del ciclo di carico, utili per il dimensionamento statico. Si evidenziano due casi distinti:

Caso 1: Il primo caso si ha quando N_z è massimo:

$$N_z^{max} = N_z + W = 13102 \text{ N}$$

Caso 2: Il secondo caso si ha quando T_x e M_y sono massimi:

$$T_x^{max} = T_x + W = -759 \text{ N}$$

$$M_y^{max} = M_y + b \cdot W = -1442 \text{ Nm}$$

5.3 Ralla di rotazione

In base ai vincoli geometrici imposti dalla radice della pala, è stata scelta dal catalogo SKF il modello di ralla RKS.22.0411, mostrato in Figura 5.2, le cui caratteristiche sono riportate in Appendice C.

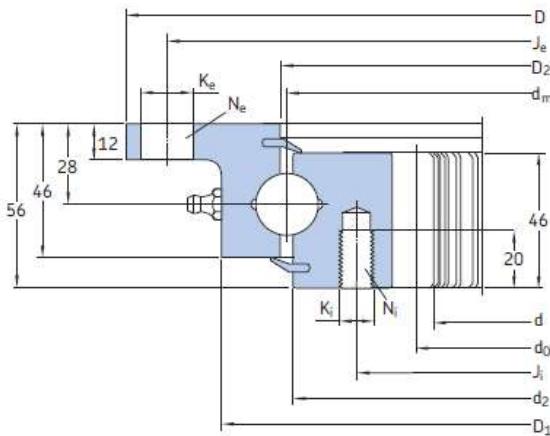


Figura 5.2 Ralla di rotazione RKS.22.0411

La ralla viene verificata con il criterio fornito dal costruttore, che prevede le seguenti verifiche:

- Verifica statica del sistema di rotolamento;
- Resistenza all'accoppiamento con il pignone;
- Tenuta del sistema di fissaggio alla struttura.

L'analisi di queste caratteristiche si basa sulle proprietà meccaniche del cuscinetto, in relazione ai carichi applicati ed ai requisiti di durata. I parametri da tenere in considerazione sono il tipo di applicazione, il momento torcente applicato alla ruota ed i carichi agenti sul cuscinetto.

5.3.1 Verifica statica

Il cuscinetto risulta soggetto ad un carico assiale F_a , ad un carico radiale F_r e ad un momento flettente di ribaltamento M_f , come mostrato in Figura 5.3. Il carico assiale coincide con N_z , il carico radiale è dato da $F_r = \sqrt{T_x^2 + T_y^2}$ e il momento ribaltante è dato da $M_t = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$.

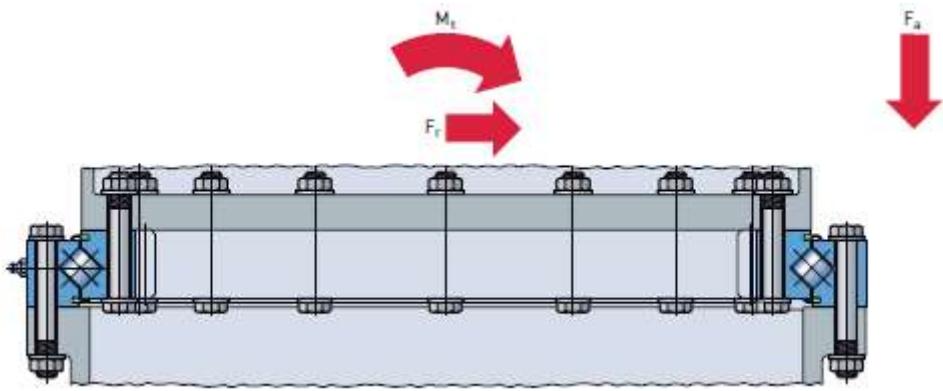


Figura 5.3 Carichi agenti sul cuscinetto della ralla

La prima verifica prevede l'utilizzo del diagramma di carico, dove in ascissa è riportato il carico assiale, mentre in ordinata è riportato il momento di ribaltamento. Si determinano i carichi agenti sul cuscinetto, tenendo conto del tipo di applicazione della macchina, per questo motivo si moltiplicano i carichi per un coefficiente definito fattore di carico f_l :

$$F_{ar} = f_l \cdot F_a$$

$$M_{tr} = f_l \cdot M_t$$

Il fattore di carico è dato dal costruttore stesso, per il nostro caso risulta pari a 2, da cui si ottiene:

	Caso 1	Caso 2
F_{ar}	26205 N	25005 N
M_{tr}	9725 Nm	10040 Nm

Tabella 5.2 Carichi agenti nei cuscinetti nei due casi

Utilizzando i valori appena calcolati, si deve verificare attraverso il grafico relativo alla ralla scelta (Figura 5.4), che il punto relativo ai nostri valori si trovi all'interno dell'area delimitata dalla linea relativa alla capacità della pista di rotolamento (linea continua) e quella relativa alla capacità della bulloneria (linea tratteggiata).

La capacità della pista di rotolamento rappresenta il carico statico massimo che può essere supportato dal cuscinetto senza subire effetti dannosi al suo funzionamento.

La capacità della bulloneria rappresenta il grado di resistenza dei dadi e dei bulloni utilizzati.

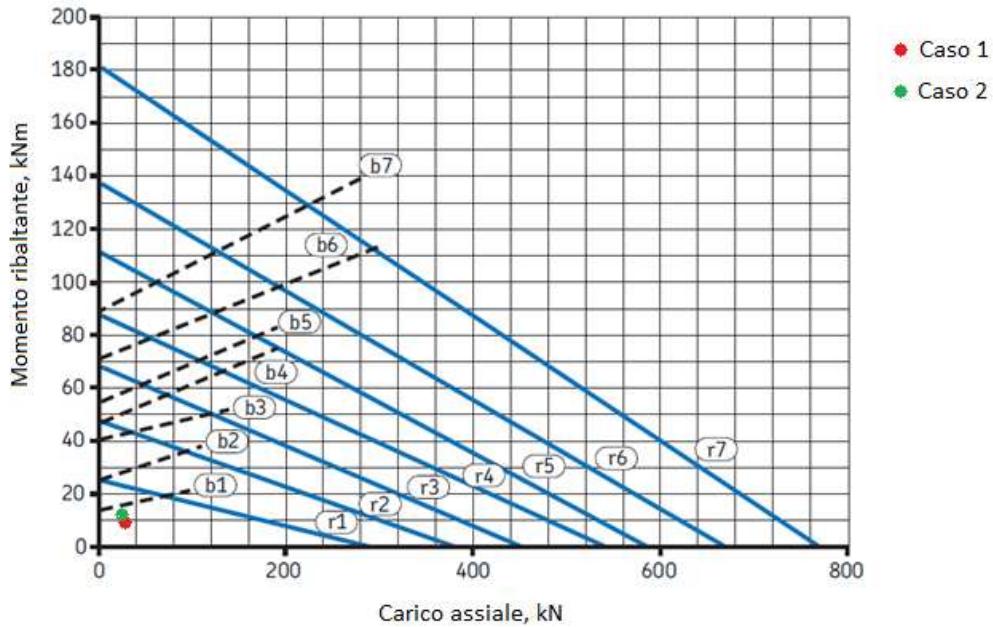


Figura 5.4 Diagramma di carico statico

Dopo aver verificato che per entrambi i casi presi in esame le componenti F_r e M_t sono al di sotto della curva relativa alla ralla scelta, si procede al calcolo del coefficiente di sicurezza statico CS_0 attraverso la seguente formula:

$$CS_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

I termini dell'equazione rappresentano il carico equivalente P_0 e il carico statico C_0 che si trova nella tabella relativa al cuscinetto ($C_0 = 284 \text{ kN}$). Il carico equivalente invece, viene calcolato attraverso la seguente formula:

$$P_0 = K_{rep} \cdot f_1 \cdot \left(F_a + 1,93 \cdot F_r + 4 \cdot \frac{M_t}{d_m} \right)$$

Dove:

- K_{rep} è il fattore di aumento del carico e dipende dalle strutture adiacenti alla ralla, nel nostro caso risulta pari a 1.2;
- Il fattore di carico per un cuscinetto ad una singola corona di sfere è pari a $f_1 = 1$.

I calcoli relativi ai due casi vengono riassunti in Tabella 5.3.

	CASO 1	CASO 2
Forza assiale F_a	13102 N	12502 N
Forza radiale F_r	1497 N	1670 N
Momento ribaltante M_t	4862 N	5020 Nm
Carico equivalente P_0	76 kN	78 kN
Coefficiente di sicurezza statico CS_0	3.73	3.65

Tabella 5.3 Coefficiente di sicurezza per i due casi

I punti di carico trovati sono al di sotto della curva di carico statico limite per il cuscinetto RKS.22 0411 e la sicurezza statica è maggiore di 1.0, per entrambi i casi. Il cuscinetto risulta quindi adatto a questi carichi statici.

5.4 Motoriduttore

Il cuscinetto oppone resistenza alla rotazione della struttura a causa principalmente dell'attrito volvente tra sfere e pista di rotolamento degli anelli, oltre ad una piccola quota di attrito radente tra corpi volventi e distanziali. In condizioni normali e con sufficiente lubrificazione, la resistenza all'attrito è bassa, ma, una lubrificazione inadeguata, la contaminazione dello sporco o le alte velocità possono aumentare sensibilmente l'attrito dinamico e portare ad una maggiore usura. L'attrito del lubrificante deriva dall'attrito interno del lubrificante e dalla flessione durante il movimento del cuscinetto.

La coppia di attrito per cuscinetti di grandi dimensioni quindi è data dalla somma di due contributi:

$$M_\tau = M_E + M_{RN}$$

Il simbolo M_E descrive la coppia di installazione del cuscinetto, che deriva principalmente dall'attrito del lubrificante, dall'attrito degli elementi volventi e dell'attrito dei distanziali e dalle tenute. Questo parametro dipende essenzialmente dal design e dalle dimensioni del cuscinetto:

$$M_E = f_S \cdot W_R \cdot d_m^2$$

Il termine f_S indica il fattore di collegamento con i bulloni, mentre, con W_R indica la forza di attrito specifica. Per cuscinetti a sfere con quattro punti di contatto si ha $f_S = 1.0$ e $W_R = 1.83 \text{ kN/m}$.

Il simbolo M_{RN} descrive la parte della coppia di attrito complessiva che dipende dal carico, dalla velocità di rotazione del cuscinetto e dalle proprietà delle strutture adiacenti.

$$M_{RN} = k \cdot \mu \cdot f_A \cdot 0.95 \cdot e^{(0.15 \cdot n_{rpm})} \cdot \left(M_t + \frac{f_L \cdot F_r \cdot d_m}{2} + \frac{F_a \cdot d_m}{k} \right)$$

Il fattore k e il coefficiente di attrito μ per un cuscinetto a sfere con quattro punti di contatto è pari a $k = 1.25$ e $\mu = 0.003$. Il fattore di costruzione f_A risulta pari a 1.0, mentre, il fattore di pista f_L è pari a 1.73.

Il momento torcente richiesto al pignone per far funzionare il sistema è dato da:

$$M_{req} = M_\tau \cdot \tau \cdot \eta$$

Dove τ è il rapporto di trasmissione dato dal rapporto tra il numero di denti del pignone e quelli della ralla, mentre, η è l'efficienza dell'accoppiamento ralla/pignone ed è pari a 0.98.

Per entrambi i casi si ottiene un momento richiesto:

$$M_{req} = 81 \text{ Nm}$$

Il motorino scelto viene prodotto da Rossi Motoriduttori e il modello è MR 3I 51-63 A 4, avente un momento $M_N = 84 \text{ Nm}$ maggiore di quello richiesto.

5.5 Dimensionamento ruota

Il dimensionamento delle ruote dentate avviene studiando la condizione critica relativa alla velocità di 9 m/s dove il momento torcente da trasmettere è maggiore e pari a $M_t = 81 \text{ Nm}$. I dati della ruota della ralla a denti diritti sono riassunti nella Tabella 5.4.

<i>Numero denti della ralla</i>	N_G	67
<i>Velocità di rotazione del pignone</i>	ω_2	13.1 rpm
<i>Modulo</i>	m	5 mm
<i>Larghezza fascia ruota</i>	b	46 mm

Tabella 5.4 Dati ruota dentata della ralla

Il numero minimo di denti di una ruota a denti diritti è dato da:

$$Z_{min}^{diritti} = \frac{2 \cdot (1.25 - x)}{\sin^2 \alpha}$$

L'angolo di pressione $\alpha = 20^\circ$ e si assume come fattore di correzione $x = 0.3$.

Sostituendo si ottiene: $Z_{min}^{diritti} = 16,24$, si sceglie quindi un numero di denti per il pignone pari a 17.

Il diametro primitivo del pignone d_p viene calcolato attraverso la seguente relazione:

$$d_p = N \cdot m = 85 \text{ mm}$$

La velocità lineare V sulla circonferenza primitiva si ottiene dalla seguente relazione:

$$v_p = \frac{\pi \cdot d_p \cdot \omega}{60} = 0.058 \text{ m/s}$$

Le verifiche strutturali vengono effettuate sul pignone, che rappresenta l'elemento più debole dell'accoppiamento.

5.5.1 Verifica a flessione

La verifica a flessione si effettua alla radice del dente, individuata come sezione critica, imponendo la seguente relazione:

$$\sigma_F \leq \sigma_{amm}$$

La tensione di flessione σ_F alla base del dente è data da:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m \cdot J} \cdot K_o \cdot K_m \cdot K_v$$

Il carico trasmesso F_t è dato dalla seguente espressione:

$$F_t = \frac{M_t}{d_p/2} = 1906 \text{ N}$$

Il fattore di sovraccarico K_o tiene conto dell'entità dei sovraccarichi a cui è sottoposto il sistema e si trova attraverso la Tabella 5.5 riportata di seguito:

Coppia Resistente			
Sorgente di potenza	Uniforme	Urti moderati	Urti pesanti
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Quasi uniforme	1.10	1.35	1.85
Irregolare	1.25	1.50	2.00
Molto irregolare	1.50	1.75	2.25 e oltre

Tabella 5.5 Fattore di sovraccarico

Il valore scelto corrisponde ad una combinazione di sovraccarichi moderati sugli organi, quindi $K_o = 1,75$.

Il fattore di montaggio K_m dipende dal tipo di montaggio delle ruote e si ricava dalla Tabella 5.6.

Larghezza del dente [mm]				
Tipo di montaggio	≤ 50	150	230	≥ 400
Rigido e preciso	1.30	1.40	1.50	1.80
Ordinario	1.60	1.70	1.80	2.20
Impreciso	≥ 2.20			

Tabella 5.6 Fattore di montaggio

Dalla tabella si assume un valore pari a $K_m = 1.4$.

Il fattore di sovraccarico dinamico K_v tiene conto degli effetti delle masse rotanti ed è funzione solo della massima velocità periferica v_p . Questo coefficiente si calcola con la seguente equazione:

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \cdot V}} \right)^B = 1.01$$

Le ruote sono realizzate con dentatura rettificata, quindi si ha $A = 92$ e $B = -0.25$.

Sostituendo i dati ottenuti si ottiene una tensione di flessione pari a:

$$\sigma_F = 47 \text{ MPa}$$

La σ_{amm} è la tensione ammissibile alla base del dente ed è data da:

$$\sigma_{amm} = S_u \cdot C_0 \cdot C_g \cdot C_s \cdot C_T \cdot C_R \cdot k_{ms}$$

Dove:

- Il coefficiente C_0 rappresenta il legame di proporzionalità tra il limite di fatica dei provini e il carico unitario di rottura, si prende pari a $C_0 = 0.5$.
- Il fattore gradiente di tensione C_g è pari a 0.85 per $m = 5 \text{ mm}$;
- Il fattore superficiale C_s riguarda lo stato superficiale delle superfici e dipende dalla qualità della finitura superficiale:

$$C_s = a \cdot S_r^b$$

I coefficienti a e b sono dati dalla seguente Tabella 5.7.

Finitura superficiale	Fattore a (con S_r in MPa)	Esponente b
Rettifica	1.58	-0.085
Lavorato a macchine utensili o trafilatura a freddo	4.51	-0.265
Laminazione a caldo	57.7	-0.718
Pezzo fucinato e sbavato	272.0	-0.995

Tabella 5.7 Fattore di rugosità superficiale per varie finiture superficiali

- L'effetto della temperatura C_T è pari a 1;
- Il coefficiente di affidabilità C_R si ricava dalla Tabella 5.8;
- Il fattore di tensione media k_{ms} è pari a 1.4 per ruote motrici o condotte;

Affidabilità %	Fattore di affidabilità C_R
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659

Tabella 5.8 Fattore di affidabilità corrispondente ad una deviazione standard dell'8%

- C_d è il coefficiente relativo all'effetto delle dimensioni, varia in funzione del diametro:

$$C_g = \left(\frac{d}{0.76} \right)^{-0.068} \quad \text{per} \quad d \leq 50 \text{ mm}$$

$$C_g = 1.85 \cdot d^{-0.19} \quad \text{per} \quad d > 50 \text{ mm}$$

Il diametro deve essere espresso in *mm*.

Sostituendo si ottiene per entrambe le ruote:

$$CS = \frac{\sigma_{amm}}{\sigma_F} = \frac{331 \text{ MPa}}{47 \text{ MPa}} = 10$$

5.5.2 Verifica a *pitting*

La verifica a *pitting* consiste nel verificare che la pressione hertziana di contatto sia minore di quella ammissibile:

$$p_{Hz} \leq p_{Hz,amm}$$

La pressione hertziana è data da:

$$p_{Hz} = C \sqrt{\frac{F_t \cdot K_0 \cdot K_m \cdot K_v}{b \cdot d_p \cdot I}}$$

Il coefficiente di elasticità C per due ruote in acciaio vale $191 \sqrt{N/mm^2}$.

Il fattore I si calcola attraverso la seguente relazione:

$$I = \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}{2} \cdot \frac{\tau}{\tau + 1} = 0.13$$

Sostituendo si ottiene $p_{Hz} = 289 \text{ N/mm}^2$.

La pressione hertziana ammissibile $p_{Hz,amm}$ si trova da:

$$p_{Hz,amm} = p_{Hz,base} \cdot C_R \cdot C_{Li}$$

Per ottenere un'affidabilità pari al 99,9% si pone $C_R = 0.753$, mentre il coefficiente di durata a pitting per $N_R = 10^8$ è pari a $C_{Li} = 0.9$. La resistenza a pitting $p_{Hz,base}$ per gli acciai è data da:

$$p_{Hz,base} \approx 2.8[HB] - 70 = 1369 \text{ N/mm}^2$$

Si ottiene quindi una $p_{Hz,amm} = 928 \text{ N/mm}^2$ ed un coefficiente di sicurezza pari a $CS = 1..$

Capitolo 6

Moltiplicatore di giri

6.1 Introduzione

I dati di progetto relativi al dimensionamento del moltiplicatore di giri di Aver-Mill sono riportati nella Tabella 6.1:

Potenza da trasmettere	$P = 21 \text{ kW}$
Numero di giri in ingresso	$\omega_1 = 100 \text{ rpm}$
Numero di giri all'uscita	$\omega_2 = 300 \text{ rpm}$

Tabella 6.1 Dati di progetto

Il rapporto di trasmissione τ risulta dunque pari a:

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{300}{100} = 3$$

6.2 Dimensionamento ruote dentate

Per il dimensionamento e la verifica delle ruote dentate è stato usato lo stesso procedimento seguito nel Capitolo 5.

6.2.1 Procedura di dimensionamento

Il riduttore di velocità viene realizzato con due alberi in cui vengono calettate due ruote dentate a denti elicoidali, in Figura 6.1 si riporta lo schema e la nomenclatura adottata per ruote dentate elicoidali.

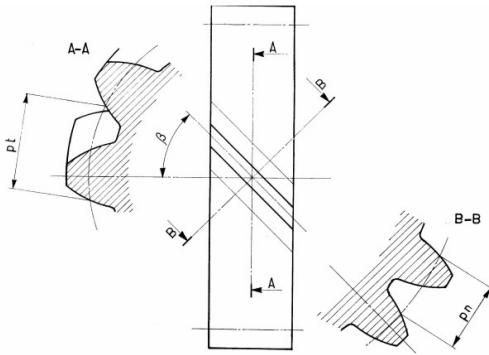


Figura 6.1 Rappresentazione ruota elicoidale

Il numero minimo di denti minimo di una ruota elicoidale Z_{min} può essere espresso in funzione del numero minimo di denti $Z_{min}^{diritti}$ di una ruota a denti diritti avente lo stesso angolo di pressione:

$$Z_{min} = Z_{min}^{diritti} \cdot \cos^3 \beta$$

Il termine β rappresenta l'angolo d'elica misurato sul diametro primitivo e si assume $\beta = 20 \text{ deg}$. L'angolo di pressione è pari a $\alpha = 20 \text{ deg}$ e il fattore di correzione per un proporzionamento normale è pari a $x = 0$. Sostituendo e svolgendo i calcoli si ottiene:

$$Z_{min} = 18$$

Il numero di denti del pignone viene preso pari a 20, mentre il numero di denti della ruota motrice è dato da:

$$Z_1 = Z_2 \cdot \tau = 60$$

Si riportano in Tabella 6.2 le caratteristiche geometriche delle ruote dentate, scelte dal catalogo Ct Meca srl.

	Ruota 1	Ruota 2
Numero di denti [-]	60	20
Larghezza di fascia b [mm]	48	48
Angolo di pressione normale α_n	20°	20°
Angolo di inclinazione d'elica β	$17^\circ 45'$	$17^\circ 45'$
Modulo normale m_n	4 mm	4 mm

Tabella 6.2 Caratteristiche delle ruote dentate

6.2.2 Parametri fondamentali

I parametri fondamentali per una ruota a denti elicoidali sono i seguenti:

- Il modulo trasversale m_t dato da:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = 4.2 \text{ mm}$$

- Il diametro primitivo d_p calcolato attraverso la seguente relazione:

$$d_p = N \cdot m_t$$

- La velocità periferica V sulla circonferenza primitiva che si ottiene da:

$$v_p = \frac{\pi \cdot d_p \cdot \omega}{60} = 1.3 \text{ m/s}$$

- La forza tangenziale equivalente F_t^{eq} :

$$F_t^{eq} = \left(\sum \frac{n_i \cdot F_{t_i}^6}{n_{tot}} \right)^{\frac{1}{6}} = 15370 \text{ N}$$

6.2.3 Verifica a flessione

La verifica a flessione si effettua come per il pitch, verificando che:

$$\sigma_F \leq \sigma_{amm}$$

Dove la formula della tensione di flessione σ_F alla base del dente si modifica in questo modo per una ruota a denti elicoidali:

$$\sigma_F = \frac{F_t^{eq}}{b \cdot m_t \cdot J} \cdot K_o \cdot (0.93 \cdot K_m) \cdot K_v$$

La tensione ammissibile σ_{amm} alla base del dente è data da:

$$\sigma_{amm} = S_u \cdot C_0 \cdot C_g \cdot C_s \cdot C_T \cdot C_R \cdot k_{ms}$$

Il calcolo dei coefficienti resta invariato rispetto al caso precedente. I risultati sono riassunti nella Tabella 6.3.

	Ruota 1	Ruota 2
Numero di denti	$Z_1 = 60$	$Z_2 = 20$
Diametro primitivo della ruota	$d_p = 252 \text{ mm}$	$d_p = 84 \text{ mm}$
Tensione di flessione	$\sigma_F = 28 \text{ MPa}$	$\sigma_F = 288 \text{ MPa}$

Tensione ammissibile	$\sigma_{amm} = 514 \text{ MPa}$	$\sigma_{amm} = 514 \text{ MPa}$
Coefficiente di sicurezza	$CS = 2.8$	$CS = 2.8$

Tabella 6.3 Risultati della verifica a flessione

6.2.4 Verifica a *pitting*

La verifica a *pitting* consiste nel verificare che:

$$p_{Hz} \leq p_{Hz,amm}$$

Il valore della pressione hertziana p_{Hz} per le ruote elicoidali è dato da:

$$p_{Hz} = C \cdot \sqrt{\frac{F_t^{eq}}{b \cdot d_p \cdot I} \cdot \frac{\cos \beta}{K_\beta \cdot \epsilon_{tot}} \cdot K_o \cdot (0.93 \cdot K_m) \cdot K_v}$$

Il fattore K_β è pari a 0.95 e il grado di ricoprimento totale ϵ_{tot} si prende pari a 1.5.

Gli altri parametri sono uguali al caso precedente e i risultati sono riportati in Tabella 6.4.

	Ruota 1	Ruota 2
Pressione hertziana	$p_{Hz} = 495 \text{ N/mm}^2$	$p_{Hz} = 579 \text{ N/mm}^2$
Pressione ammissibile	$p_{Hz,amm} = 986 \text{ N/mm}^2$	$p_{Hz,amm} = 986 \text{ N/mm}^2$
Coefficiente di sicurezza	$CS = 2.1$	$CS = 1.2$

Tabella 6.4 Risultati verifica a pitting

6.2.5 Forze trasmesse

La forza risultante delle pressioni tra tutti i denti può essere scomposta in tre componenti, una tangenziale, un radiale e una assiale, rispettivamente date da:

$$F_t = \frac{2M_t}{d_p}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

6.3 Alberi di trasmissione

Il dimensionamento degli alberi di trasmissione si basa sul modello trave, con il quale dopo aver calcolato le forze agenti è possibile trovare le reazioni vincolari dovute ai cuscinetti e le caratteristiche di sollecitazione. Si trascura la larghezza del cuscinetto rispetto alla lunghezza dell'albero, in questo modo il cuscinetto è assimilabile ad un vincolo puntiforme che esplica reazioni vincolari concentrate.

6.3.1 Albero lento

L'albero lento mostrato in Figura 6.2 risulta soggetto ai carichi dovuti al rotore e a quelli dovuti alla ruota dentata calettata sull'albero stesso (Tabella 6.5).

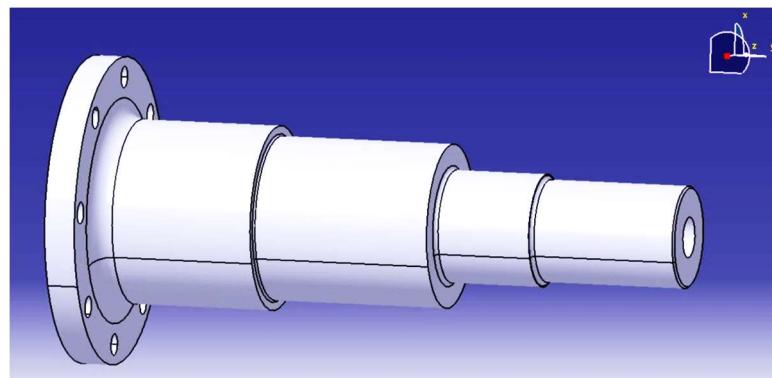


Figura 6.2 Albero lento del moltiplicatore di giri

La procedura di dimensionamento prevede:

1. Scelta del materiale per la realizzazione degli alberi;
2. Determinazione delle caratteristiche della sollecitazione;
3. Verifica a resistenza statica e determinazione del diametro minimo necessario;
4. Verifica a fatica delle sezioni critiche di concentrazione delle tensioni.

Dalla Tabella 6.6 la condizione critica risulta essere quella a 10 m/s .

Il materiale scelto per l'albero lento è un acciaio da bonifica 42CrMo4, le cui caratteristiche sono riportate nella Tabella 6.5.

Materiale	Tensione di rottura $\sigma_r [MPa]$	Tensione di snervamento $\sigma_y [MPa]$	Allungamento percentuale a rottura A%	Modulo elastico $E [GPa]$
42CrMo4	1100	750	8	240

Tabella 6.5 Proprietà materiale albero lento

V	Forze trasmesse dal rotore				Forze trasmesse dalla ruota dentata		
	N_R	T_R	M_{f_R}	M_{t_R}	F_r	F_t	F_a
m/s	N	N	Nm	Nm	N	N	N
2	345	4550	1593	128	387	1013	324
3	675	4550	1593	250	759	1985	635
4	1116	4550	1593	413	1254	3281	1050
5	1667	4550	1593	618	1873	4902	1569
6	2329	4550	1593	863	2616	6847	2192
7	3101	4550	1593	1149	3483	9115	2918
8	3983	4550	1593	1475	4474	11708	3748
9	4975	4550	1593	1843	5589	14625	4681
10	3213	4550	1593	2101	6372	16673	5337
11	2735	4550	1593	2101	6372	16673	5337
12	2459	4550	1593	2101	6372	16673	5337
13	2245	4550	1593	2101	6372	16673	5337
14	2092	4550	1593	2101	6372	16673	5337
15	1975	4550	1593	2101	6372	16673	5337
16	1879	4550	1593	2101	6372	16673	5337
17	1799	4550	1593	2101	6372	16673	5337
18	1750	4550	1593	2101	6372	16673	5337
19	1683	4550	1593	2101	6372	16673	5337
20	1650	4550	1593	2101	6372	16673	5337
21	1624	4550	1593	2101	6372	16673	5337
22	1589	4550	1593	2101	6372	16673	5337
23	1560	4550	1593	2101	6372	16673	5337
24	1546	4550	1593	2101	6372	16673	5337
25	1538	4550	1593	2101	6372	16673	5337
26	1523	4550	1593	2101	6372	16673	5337
27	1542	4550	1593	2101	6372	16673	5337
28	1526	4550	1593	2101	6372	16673	5337
29	1547	4550	1593	2101	6372	16673	5337
30	1555	4550	1593	2101	6372	16673	5337
31	1549	4550	1593	2101	6372	16673	5337

32	1557	4550	1593	2101	6372	16673	5337
33	1582	4550	1593	2101	6372	16673	5337
34	1594	4550	1593	2101	6372	16673	5337
35	1621	4550	1593	2101	6372	16673	5337

Tabella 6.6 Forze agenti sull'albero lento

L'albero può essere schematizzato come una trave vincolata da un appoggio semplice e da una cerniera, in corrispondenza dei due cuscinetti, come mostrato in Figura 6.3.

Piano XZ



Piano YZ

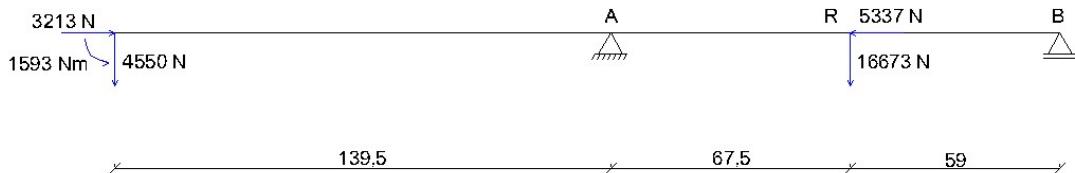


Figura 6.3 Schema forze albero lento

Dalle equazioni di equilibrio si ottengono le seguenti reazioni vincolari:

$$\left\{ \begin{array}{l} X_A = -2344 \text{ N} \\ Y_A = 29933 \text{ N} \\ Z_A = 2124 \text{ N} \\ X_B = 8176 \text{ N} \\ Y_B = -8710 \text{ N} \end{array} \right.$$

Si riportano in Figura 6.4 i diagrammi delle caratteristiche della sollecitazione, i quali mostrano che le sezioni più sollecitate risultano quella in corrispondenza del cuscinetto A e quella in corrispondenza della ruota dentata.

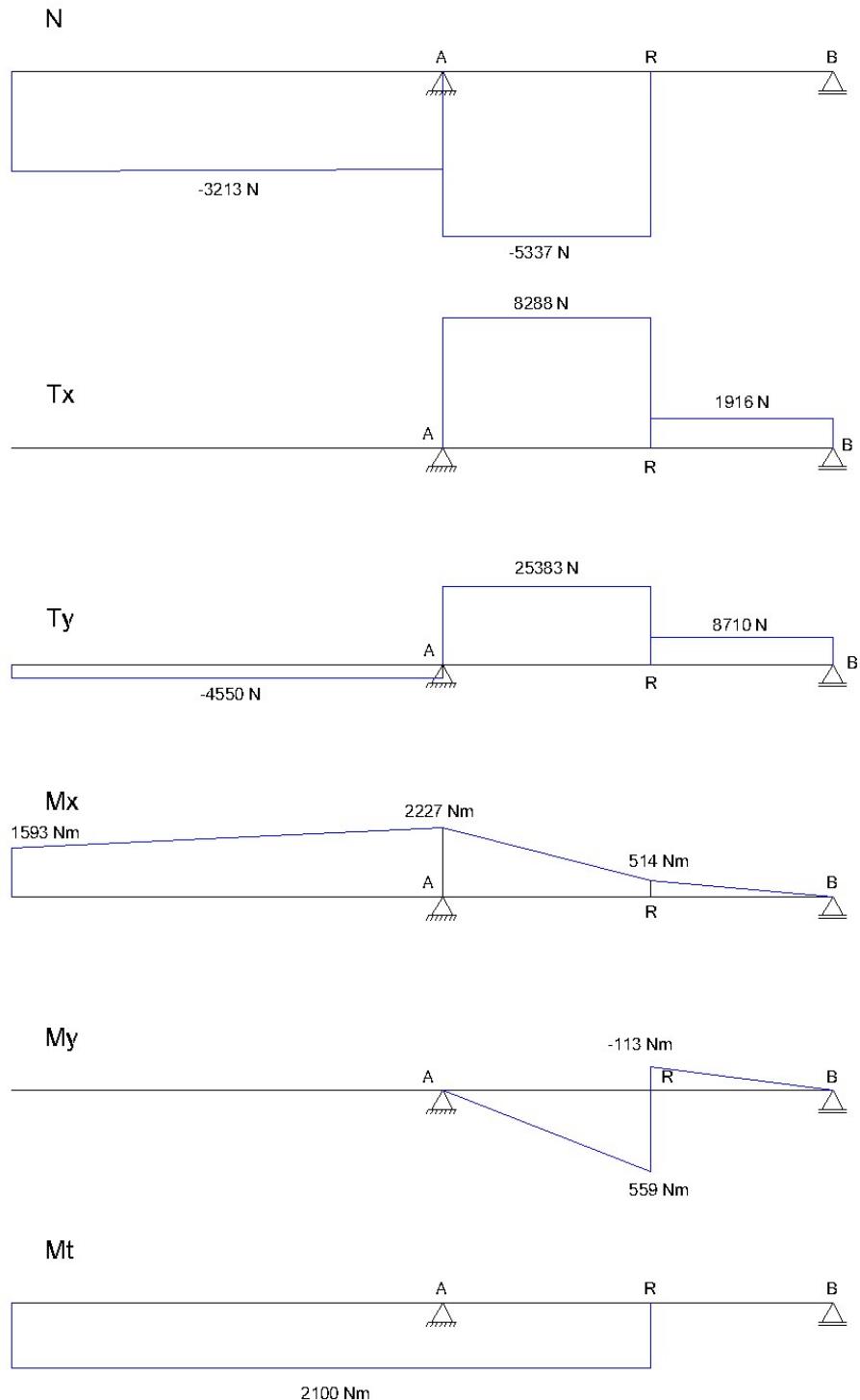


Figura 6.4 Diagrammi delle CDS dell'albero lento

Una prima stima del diametro necessario può essere ottenuta trascurando il contributo dello sforzo normale, attraverso la seguente relazione:

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot S_y \cdot B} \cdot \sqrt{M_f^2 + \frac{3}{4} M_t^2}}$$

Dove:

- CS è il coefficiente di sicurezza ed è stato posto pari a 2;
- B è il coefficiente per alberi cavi, dato da:

$$B = 1 - \alpha^4$$

Dove α è il rapporto tra il diametro interno dell'albero d_i e quello esterno d_e :

$$\alpha = \frac{d_i}{d_e}$$

I diametri minimi in corrispondenza dei punti più sollecitati sono:

$$d_{min}^A = 41 \text{ mm}$$

$$d_{min}^B = 36 \text{ mm}$$

In Figura 6.5 sono mostrate le misure scelte per la realizzazione dell'albero. Il primo diametro è stato imposto dalla dimensione del collegamento con l'hub (150 mm). Sono previsti inoltre degli spallamenti per il supporto dei cuscinetti e della ruota dentata, per la quale dovrà essere previsto un collegamento mediante linguetta.

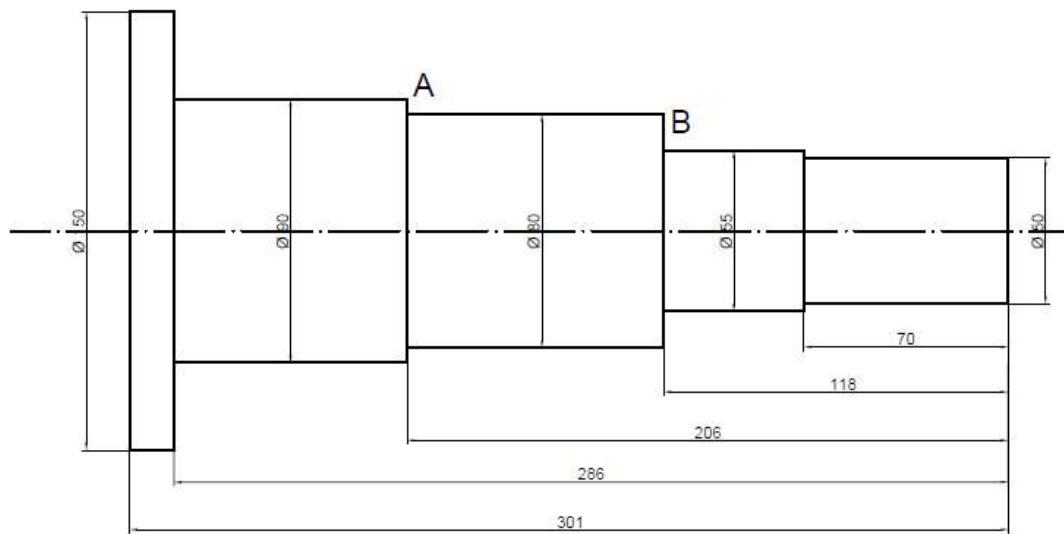


Figura 6.5 Dimensioni albero lento

L'albero presenterà un foro passante per il cablaggio di alimentazione dei motorini del pitch, per il quale si è scelto un foro di diametro pari a 20 mm.

Ogni spallamento dovrà inoltre essere raccordato, con opportuni raggi di raccordo.

6.3.2 Verifica a fatica dell'albero lento

L'albero è sollecitato a flesso-torsione rotante a causa della rotazione stessa, dunque, risulta necessario verificare la vita a fatica dell'albero considerando le concentrazioni di tensione dovute agli spallamenti e alla presenza della cava della linguetta. Si procede quindi alla verifica a fatica delle sezioni più critiche:

1. Sezione A-A, variazione di diametro da 90 mm a 80 mm;
2. Sezione B-B, variazione di diametro da 80 mm a 55 mm.

La verifica a fatica prevede il calcolo del coefficiente di sicurezza risultante attraverso il criterio di Goodman:

$$CS_{fatica} = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,eq}}{S_n} + \frac{\sigma_{m,eq}}{S_r}}$$

La tensione alternata equivalente $\sigma_{a,eq}$ e la tensione media equivalente $\sigma_{m,eq}$ si trovano considerando condizioni di carico biassiali, dove le componenti di tensione assiali e torsionali sono costanti per le condizioni operative di regime, mentre le tensioni flessionali sono alternate. Si ottiene quindi:

$$\begin{aligned}\sigma_{a,eq} &= \sigma_{Mf} \\ \sigma_{m,eq} &= \frac{\sigma_N}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_N}{2}\right)^2 + \tau^2}\end{aligned}$$

Le tre componenti di tensione in corrispondenza delle sezioni più sollecitate si trovano attraverso le seguenti formule:

$$\begin{aligned}\sigma_N &= K_{fn} \frac{4N}{\pi d^2} \\ \sigma_{Mf} &= K_{ff} \frac{32M_f}{\pi d^3} \\ \sigma_{Mt} &= K_{ft} \frac{16M_t}{\pi d^3}\end{aligned}$$

Dove i termini K_{fn} , K_{ff} e K_{ft} sono i coefficienti di intaglio a fatica rispettivamente relativi allo sforzo di taglio, alla flessione e alla torsione. Questi coefficienti si trovano attraverso la seguente relazione:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

I fattori di forma K_t variano a seconda del tipo di concentrazione considerato. Il termine q invece, indica la sensibilità dell'intaglio ed è definito dalla formula di Peteson attraverso la seguente relazione:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{a_p}{r}}$$

La costante a_p dipende dal tipo di materiale ed è espressa in mm, mentre il termine r indica il raggio di raccordo dell'intaglio.

Si verificano le sezioni dell'albero più critiche lo spallamento A-A si ottiene un coefficiente di sicurezza pari a $CS = 2.4$ e lo spallamento B-B un coefficiente di sicurezza $CS = 1.6$.

6.3.3 Albero veloce

L'albero veloce, mostrato in Figura 6.6, può essere schematizzato come una trave vincolata da un appoggio semplice e da una cerniera, in corrispondenza dei due cuscinetti.

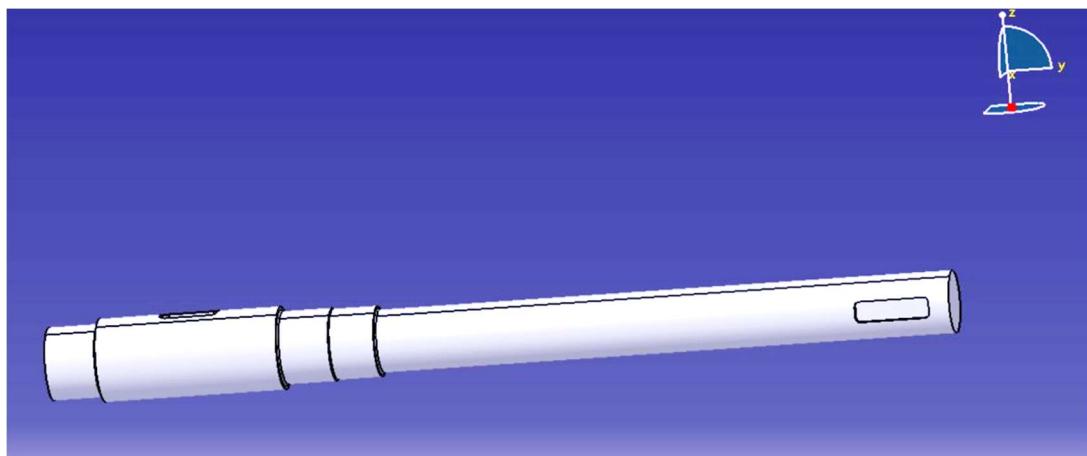


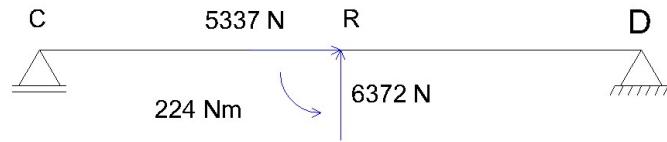
Figura 6.6 Albero veloce

L'albero risulta come il precedente sollecitato a flesso-torsione rotante a causa della rotazione stessa, risulta necessario verificare la vita a fatica dell'albero considerando le concentrazioni di tensione dovute agli spallamenti e alla cava per la linguetta.

La condizione critica come per l'albero lento è quella relativa a $10^m/s$.

Lo schema delle caratteristiche del modello trave relativo all'albero veloce viene riportato in Figura 6.7.

Piano XZ



Piano YZ

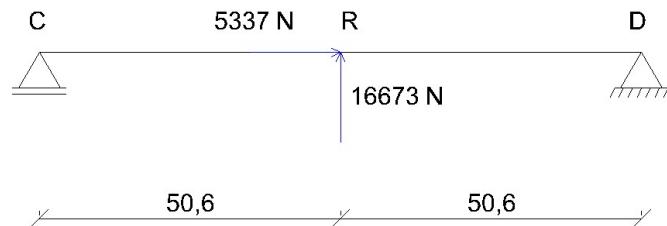


Figura 6.7 Schema della trave dell'albero veloce

Le reazioni vincolari trovate sono date da

$$\begin{cases} Z_D = -5337 \text{ N} \\ X_C = -970 \text{ N} \\ X_D = -5402 \text{ N} \\ Y_C = -8337 \text{ N} \\ Y_D = -8337 \text{ N} \end{cases}$$

Si riportano di seguito i diagrammi delle caratteristiche della sollecitazione in Figura 6.8.

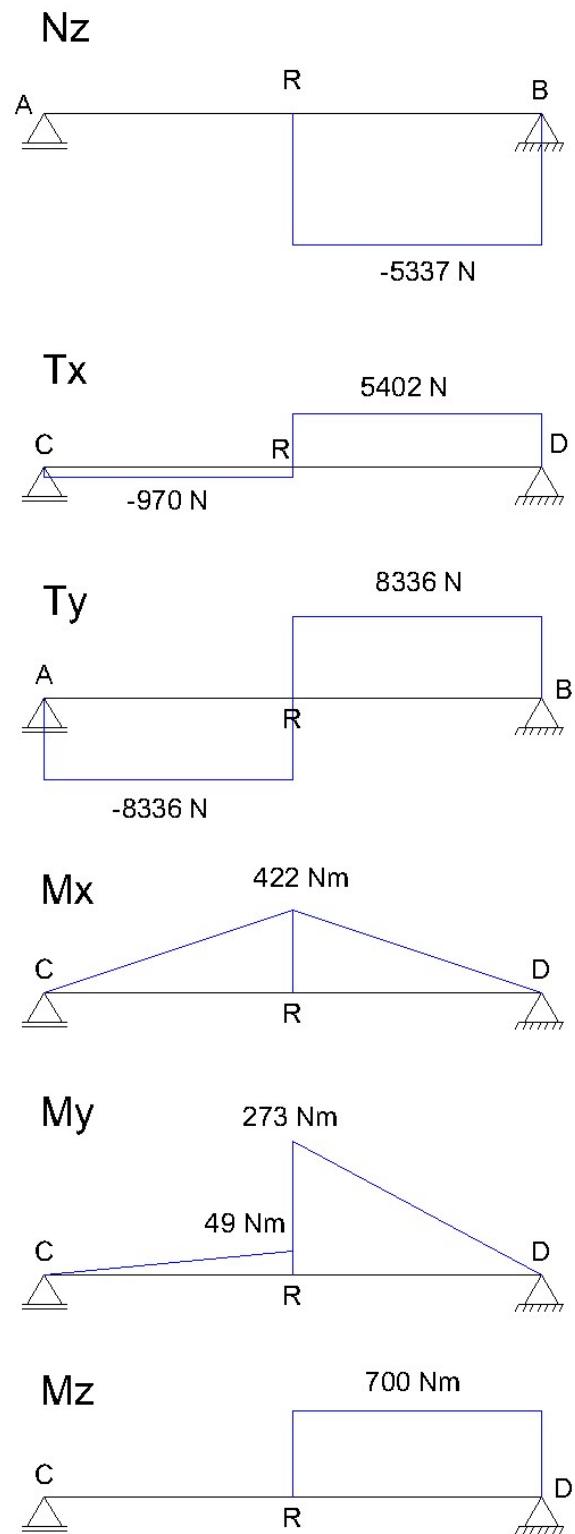


Figura 6.8 Diagramma delle CDS albero veloce

Dai diagrammi delle caratteristiche della sollecitazione, la sezione più sollecitata risulta quella in corrispondenza della ruota dentata.

Il materiale scelto per l'albero veloce è lo stesso dell'albero lento, ossia un acciaio da bonifica 42CrMo4, le cui caratteristiche sono riportate nella Tabella 6.5.

I diametri dell'albero sono fissati dalla geometria della ruota e dalle dimensioni del foro del freno scelto, quindi l'albero presenterà la geometria mostrata in Figura 6.9.

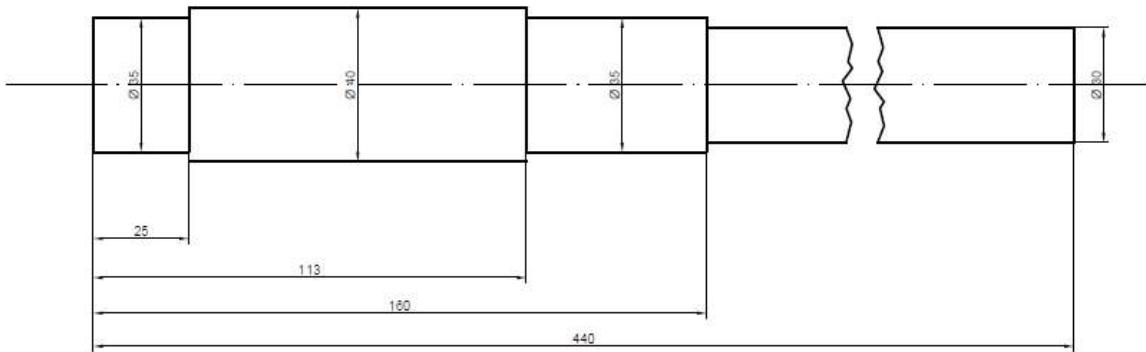


Figura 6.9 Dimensioni albero veloce

L'albero dovrà essere previsto di tre linguette, una per il calettamento con la ruota dentata, una per il collegamento con il freno e l'ultima per il collegamento con il giunto.

6.3.4 Verifiche albero veloce

Si procede come per il caso dell'albero lento alla verifica degli spallamenti, il più critico risulta essere il primo analizzando le caratteristiche della sollecitazione. Facendo la verifica a fatica si ottiene $CS = 3.5$.

6.4 Cuscinetti

La scelta dei cuscinetti si basa su diversi fattori, tra questi vi è la tipologia di carico a cui sono soggetti. I cuscinetti di entrambi gli alberi dovranno essere in grado di sopportare sia carichi assiali che combinati.

6.4.1 Cuscinetti albero lento

Si è scelto di montare sull'albero lento una coppia di cuscinetti radiali a rulli cilindrici, dove il cuscinetto A risulta bloccato assialmente, mentre, il cuscinetto B è libero di scorrere assialmente.

Il carico dinamico equivalente per un cuscinetto a rulli cilindrici varia a seconda del rapporto tra il carico assiale F_a e il carico radiale F_r :

$$\begin{cases} P = F_r & \text{per } F_a/F_r \leq e \\ P = 0.92 \cdot F_r + Y \cdot F_a & \text{per } F_a/F_r > e \end{cases}$$

La durata di base di un cuscinetto L_{10} al 90% di affidabilità è funzione della capacità di carico dinamico espressa in milioni di giri, è data da:

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

Dove:

- C è il coefficiente di carico dinamico;
- P è il carico dinamico equivalente;
- p è l'esponente della formula della durata ed è pari a 3 per cuscinetti a sfere, mentre, per cuscinetti a rulli è pari a 10/3.

La durata di base al 90% di affidabilità espressa in ore di esercizio è data da:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot \omega} \cdot L_{10}$$

Si richiede una durata di 150000 ore, facendo il calcolo inverso per il cuscinetto A si ottiene un coefficiente di carico dinamico richiesto pari a:

$$C = 210 \text{ kN}$$

Per questo motivo si sceglie il cuscinetto a rulli cilindrici NJ 2216 ECML e viene mostrato in Figura 6.10, mentre, le caratteristiche sono riportate in Tabella 6.7.

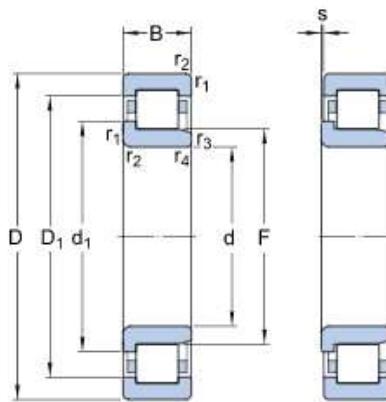


Figura 6.10 Cuscinetto a rulli NJ 2216 ECML

Denominazione	NJ 2216 ECML	
Diametro interno	<i>d</i>	80 mm
Diametro esterno	<i>D</i>	140 mm
Larghezza	<i>B</i>	33 mm
Coefficiente di carico dinamico	<i>C</i>	212 kN
Coefficiente di carico statico di base	<i>C₀</i>	245 kN
Carico limite a fatica	<i>P_u</i>	31 kN
Valore limite	<i>e</i>	0.3
Fattore di calcolo	<i>Y</i>	0.4

Tabella 6.7 Dati relativi al cuscinetto NJ 2216 ECML

La stessa procedura viene effettuata per il cuscinetto B, ottenendo un carico dinamico minimo richiesto pari a:

$$C = 82 \text{ kN}$$

Il cuscinetto B scelto ha la seguente denominazione NU 2210 ECML e viene mostrato in Figura 6.11, mentre, le caratteristiche sono riportate in Tabella 6.8.

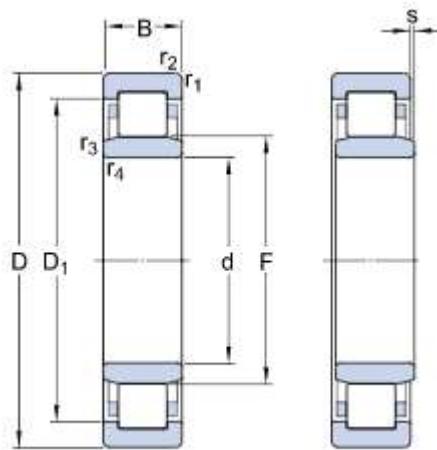


Figura 6.11 Cuscinetto a rulli NU 2210 ECML

<i>Denominazione</i>	NU 2210 ECML	
<i>Diametro interno</i>	<i>d</i>	50 mm
<i>Diametro esterno</i>	<i>D</i>	90 mm
<i>Larghezza</i>	<i>B</i>	23 mm
<i>Coefficiente di carico dinamico</i>	<i>C</i>	90 kN
<i>Coefficiente di carico statico di base</i>	<i>C₀</i>	88 kN
<i>Carico limite a fatica</i>	<i>P_u</i>	11.4 kN
<i>Valore limite</i>	<i>e</i>	0.3
<i>Fattore di calcolo</i>	<i>Y</i>	0.4

Tabella 6.8 Dati relativi al cuscinetto NU 2210 ECML

La durata di base calcolata può discostarsi dalla durata di esercizio effettiva, dato che non dipende solo dal carico e dalle dimensioni del cuscinetto, ma anche da altri fattori di influenza come la lubrificazione e il grado di contaminazione.

La durata corretta può essere espressa dalla seguente formula:

$$L_{mn} = \frac{10^6}{60 \cdot \omega_1} \cdot a_1 \cdot a_{SKF} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Il coefficiente a_1 è il fattore correttivo della durata per l'affidabilità. Si richiede un'affidabilità del 90% da cui si ottiene $a_1 = 1$.

Il fattore correttivo della durata a_{SKF} si ricava attraverso un diagramma determinando i parametri:

- $\eta_c \cdot \frac{P_u}{P}$ dove il coefficiente η_c tiene conto della contaminazione che varia fra 0 (contaminazione massima) a 1 (dimensioni delle particelle presenti dell'ordine di grandezza del velo lubrificante). Per condizioni di pulizia normale si ha $\eta_c = 0.35$;
- Il rapporto $k = v/v_1$, in cui v_1 è la viscosità cinematica dell'olio lubrificante che, alla temperatura di esercizio, assicura una lubrificazione adeguata.

Il fattore correttivo della durata si trova attraverso dei grafici forniti dal produttore stesso ed è pari a $a_{SKF} = 1.8$ per il cuscinetto A ed a $a_{SKF} = 1.7$ per il cuscinetto B.

Sostituendo si ottiene il seguente risultato per il cuscinetto A:

$$L_{mn} \approx 2.2 \cdot 10^5 \text{ h}$$

Sostituendo si ottiene il seguente risultato per il cuscinetto B:

$$L_{mn} \approx 2.9 \cdot 10^5 \text{ h}$$

Il carico assiale deve essere minore al carico massimo sopportato dal cuscinetto, quindi bisogna verificare che:

$$F_a \leq 0.5 \cdot C_0$$

Per il cuscinetto si ha $F_a = 2.1 \text{ kN}$, quindi:

$$2.1 \text{ kN} \leq 0.5 \cdot 245 \text{ kN} = 122.5 \text{ kN}$$

Per il cuscinetto B invece non si ha carico assiale.

6.4.2 Cuscinetti albero veloce

L'albero veloce è stato vincolato con una coppia di cuscinetti a rulli conico con montaggio ad "X". Il cuscinetto D risulta bloccato assialmente, mentre, il cuscinetto C è libero di scorrere assialmente.

Il carico dinamico equivalente per un cuscinetto a rulli conici varia a seconda del rapporto tra il carico assiale F_a e il carico radiale F_r :

$$\begin{cases} P = F_r & \text{per } F_a/F_r \leq e \\ P = 0.4 \cdot F_r + Y \cdot F_a & \text{per } F_a/F_r > e \end{cases}$$

Si esegue la stessa procedura riportata per l'albero lento, richiedendo una durata di 150000 ore, facendo il calcolo inverso si ottiene per il cuscinetto C un carico dinamico richiesto:

$$C = 75 \text{ kN}$$

Per il cuscinetto D si ottiene invece:

$$C = 85 \text{ kN}$$

Per questo motivo si è scelto per entrambi il cuscinetto a rulli conici 30307 e mostrato in Figura 6.12, mentre, le caratteristiche sono riportate in Tabella 6.9.

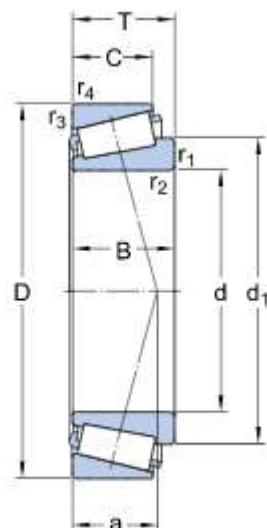


Figura 6. 12 Cuscinetto 30307

<i>Denominazione</i>	30307	
<i>Diametro interno</i>	<i>d</i>	35 mm
<i>Diametro esterno</i>	<i>D</i>	80 mm
<i>Larghezza</i>	<i>T</i>	22.75 mm
<i>Distanza applicazione carico</i>	<i>a</i>	16.181 mm
<i>Coefficiente di carico dinamico</i>	<i>C</i>	88.9 kN

<i>Coefficiente di carico statico di base</i>	C_0	73.5 kN
<i>Carico limite a fatica</i>	P_u	8.3 kN
<i>Valore limite</i>	e	0.31
<i>Fattore di calcolo</i>	Y	1.9

Tabella 6.9 Dati relativi al cuscinetto 30307

La durata corretta assumendo $a_{SKF} = 1.5$ e $a_{SKF} = 1.7$ rispettivamente per il cuscinetto C e per il cuscinetto D, viene pari a:

$$L_{mn} \approx 3.0 \cdot 10^5 h \text{ per il cuscinetto C}$$

$$L_{mn} \approx 2.5 \cdot 10^5 h \text{ per il cuscinetto D}$$

La regolazione dei cuscinetti a rulli conici si ottiene mediante l'utilizzo di uno spessore calibrato. Il valore del precarico si è scelto come suggerito dal sito dell'SKF, ed è pari a 3.5 kN.

6.5 Lingue

La sezione della linguetta ($b \times h$) è unificata dalla normativa UNI6604, quindi il dimensionamento della linguetta prevede solo la determinazione della lunghezza L. Per il dimensionamento si devono eseguire due verifiche:

- Verifica a taglio;
- Verifica a pressione superficiale.

I dati utili per la procedura sono riportati nella Tabella 6.10.

	Linguetta 1	Linguetta 2
Momento torcente da trasmettere	$M_t = 2100 \text{ Nm}$	$M_t = 700 \text{ Nm}$
Diametro interno della ruota	$d_1 = 50 \text{ mm}$	$d_2 = 40 \text{ mm}$
Larghezza della linguetta	$b_1 = 14 \text{ mm}$	$b_2 = 12 \text{ mm}$
Altezza della linguetta	$h_1 = 9 \text{ mm}$	$h_2 = 8 \text{ mm}$

Tabella 6.10 Dati dimensionamento lingue

Il materiale scelto per le lingue è il C50, che presenta una pressione ammissibile pari a $p_{amm} = 550 \text{ N/mm}^2$ e una tensione di snervamento di $S_y = 500 \text{ N/mm}^2$.

La verifica a taglio prevede che sia verificata la seguente relazione:

$$\tau_{max} \leq \tau_{amm}$$

Dove:

- La tensione tangenziale massima è data da:

$$\tau_{max} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot L}$$

- La tensione tangenziale ammissibile è data da:

$$\tau_{amm} = \frac{2}{3} \sigma_{amm}$$

Da queste relazioni si ottiene che la lunghezza della linguetta deve verificare:

$$L \geq \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot \tau_{amm}}$$

La verifica a pressione prevede che sia verificata la seguente relazione:

$$p_{max} \leq p_{amm}$$

Dove la pressione massima è data da:

$$p_{max} = \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot h \cdot L}$$

Da quest'ultima relazione si ottiene che la lunghezza della linguetta deve verificare:

$$L \geq \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot h \cdot p_{amm}}$$

Si effettuano entrambe le verifiche e si trova la lunghezza minima che soddisfi entrambe le equazioni.

	Linguetta A	Linguetta B	Linguetta C	Linguetta D
Dimensioni nominali	16x10	12x8	10x8	8x7
Momento torcente	2100 Nm	700 Nm	700 Nm	700 Nm
Diametro albero	55 mm	40 mm	30 mm	30 mm
Lunghezza verifica a taglio	32 mm	20 mm	38 mm	35 mm
Lunghezza verifica a pressione superficiale	31 mm	18 mm	50 mm	24 mm
Lunghezza	45 mm	28 mm	56 mm	36 mm

Tabella 6.11 Risultati dimensionamento linguette

Riassumendo dalla Tabella 6.11 si ha:

- Linguetta 16x10x45 per il collegamento dell’albero lento con la ruota dentata;
- Linguetta 12x8x28 per il collegamento dell’albero veloce con la ruota dentata;
- Linguetta 10x8x56 per il collegamento dell’albero veloce con il freno;
- Linguetta 8x7x36 per il collegamento dell’albero veloce con il giunto.

6.6 Analisi FEM degli alberi

Il risultato ottenuto dalle verifiche sull’albero lento è stato validato ricorrendo ad una analisi FEM con l’ausilio del software ANSYS Workbench. La simulazione è stata svolta applicando la spinta e la forza peso date dal rotore e il momento flettente dato dal peso del rotore. Sono state inoltre inserite le forze trasmesse dalla ruota, in corrispondenza della ruota stessa.

L’albero è stato vincolato, in corrispondenza dei cuscinetti, con il comando *Cylindrical support*.

Si riporta in Figura 6.13 la deformazione totale e in Figura 6.14 la tensione equivalente di Von Mises.

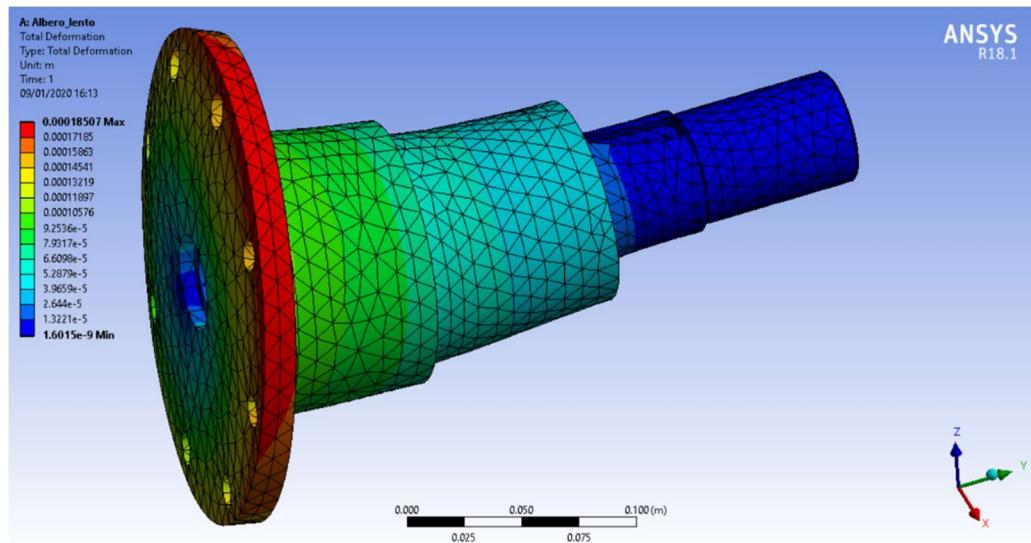


Figura 6.13 Deformazione totale dell’albero lento

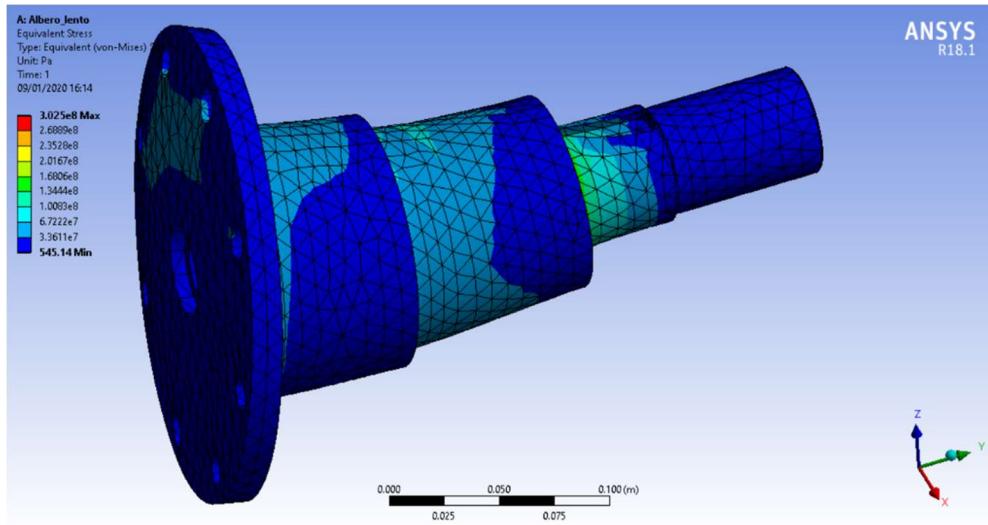


Figura 6.14 Tensione equivalente di Von Mises dell'albero lento

La simulazione dell'albero veloce è stata svolta come la precedente applicando in corrispondenza dei cuscinetti il comando *Cylindrical support* e le forze e i momenti dovuti alla ruota dentata. Nella Figura 6.15 è mostrata la deformazione totale mentre nella Figura 6.16 la tensione equivalente di Von Mises.

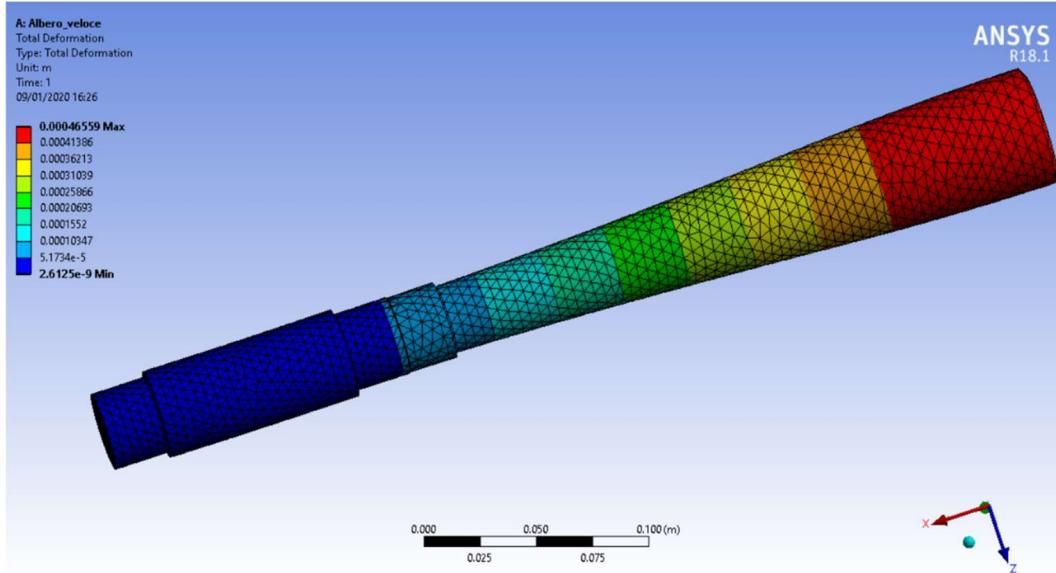


Figura 6.15 Deformazione totale dell'albero veloce

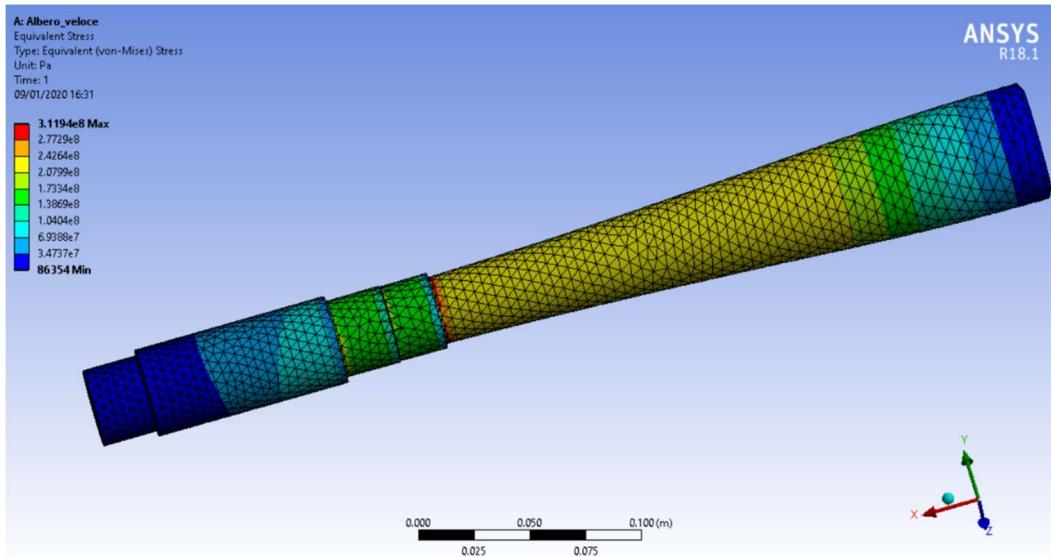


Figura 6.16 Tensione equivalente di Von Mises dell'albero veloce

6.7 Carter moltiplicatori di giri

Il moltiplicatore di giri viene progettato con due coperture, dove sono stati realizzate le sedi per il bloccaggio dei cuscinetti. I carter sono stati realizzati in ghisa avente denominazione GJS-800-2.

Il carter anteriore è mostrato in Figura 6.17, mentre nella Figura 6.18 è mostrato quello posteriore.

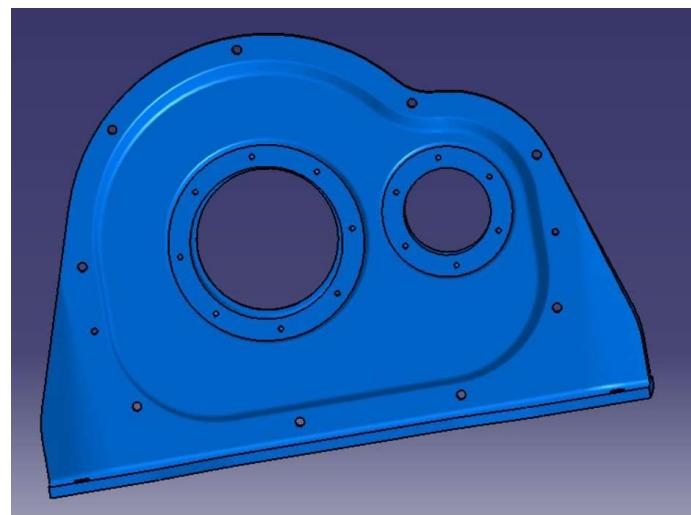


Figura 6.17 Carter anteriore

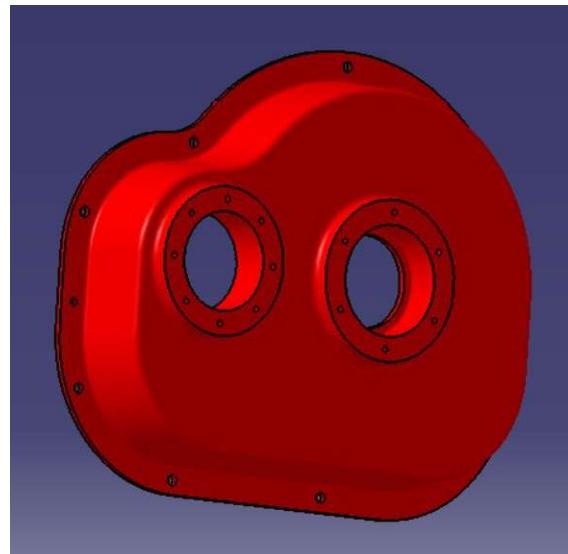


Figura 6.18 Carter posteriore

Sono previsti dei tappi per evitare la contaminazione dei vari componenti e per il bloccaggio degli anelli esterni dei cuscinetti.

Nel carter è stato previsto un tappo per facilitare la lubrificazione dei cuscinetti e delle ruote dentate. La lubrificazione prevista è a bagno d'olio.

Capitolo 7

Sistema frenante

7.1 Introduzione

Il sistema frenante viene posto all'uscita del moltiplicatore di giri sull'albero veloce e deve essere in grado di arrestare le pale e di funzionare come freno di stazionamento.

7.2 Dimensionamento del freno

Il dimensionamento del sistema frenante si basa sulla scelta della coppia frenante necessaria, data da:

$$M_{req} = \frac{9550 \cdot P}{\omega} \cdot CS$$

Il termine P è la potenza massima esercitabile dal vento è di 20 kW . Il freno di sicurezza viene montato in corrispondenza dell'albero veloce la cui velocità di rotazione è pari a $\omega = 300 \text{ rpm}$. Si assume come coefficiente di sicurezza 1.8 .

Sostituendo si ottiene:

$$M_{req} = 1146 \text{ Nm}$$

Dal catalogo di ROBA-stop®-holding brake è stato scelto il modello 11/820.61, che presenta un momento nominale di $M_N = 1250 \text{ Nm}$.

7.3 Collegamento del freno con il supporto

Il freno viene collegato al bed plate mediante un supporto realizzato in ghisa denominata GJS-800-2 e mostrato in Figura 7.1.

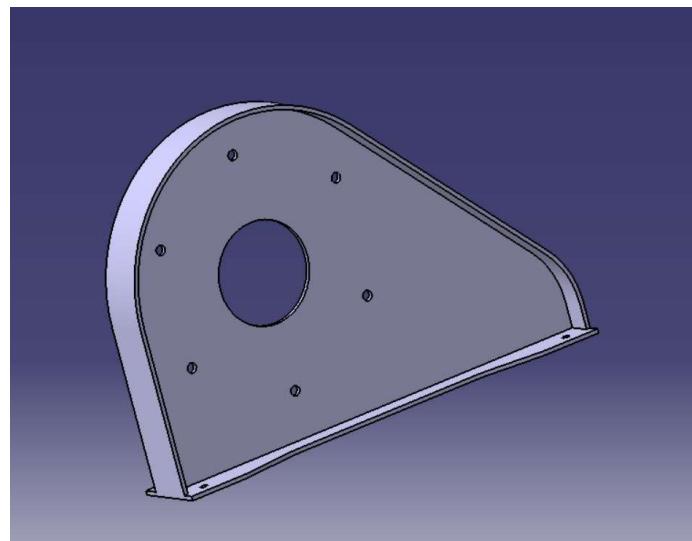


Figura 7.1 Supporto freno

Il collegamento avviene mediante viti M8x30 UNI 5739-65.

Capitolo 8

Sistemi di collegamento

8.1 Introduzione

In questo capitolo si riporta la procedura adottata per il dimensionamento dei collegamenti utilizzati nel progetto di Awer-Mill.

8.2 Collegamento pala-ralla

Il collegamento tra la pala e la ralla viene realizzato attraverso viti mordenti M12 come indicato dal costruttore della ralla stessa. Queste viti devono essere dimensionate sia staticamente che a fatica, dato che risultano soggette a forze cicliche dovute alla rotazione della pala.

La designazione unificata è vite $M12 \times 40\ UNI\ 5739 - 65$, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 8.1.

Dati sugli elementi da collegare:		
Spessore della pala	L_1	20 mm
Spessore della ralla	L_2	20 mm
Dati sulla vite M12:		
Diametro nominale	d	12 mm
Diametro area di contatto	d_c	19 mm
Area resistente	A_R	$84.3\ mm^2$
Diametro foro	D_F	13 mm

Tabella 8.1 Dati vite collegamento pala-ralla

La classe scelta per questo tipo di collegamento è 8.8, che presenta le proprietà meccaniche mostrate in Tabella 8.2.

Grado SAE 8.8	
S_u	800 MPa
S_y	640 MPa
S_{amm}	600 MPa
A_r	12 %
Materiale	34Cr4

Tabella 8.2 Proprietà grado SAE 8.8

Nel collegamento si utilizza una rosetta piana unificata Tabella 8.3.

Rosetta UNI 2982		
Spessore	t	2,5 mm
Altezza anello interno	d_1	13 mm
Altezza anello esterno	d_2	24 mm

Tabella 8.3 Proprietà rondella piana unificata

8.2.1 Calcolo delle rigidezze

Lo spessore delle piastre collegate si ottiene da:

$$L = L_1 + L_2 + t_{ros} = 20 + 20 + 2.5 = 42.5 \text{ mm}$$

La lunghezza filettata L_f per i bulloni appartenenti alla serie metrica è data da:

$$L_f = 2d + 6 \quad \text{per} \quad L_g \leq 125 \text{ mm e } d \leq 48 \text{ mm}$$

$$L_f = 2d + 12 \quad \text{per} \quad 125 < L_g \leq 200 \text{ mm}$$

$$L_f = 2d + 25 \quad \text{per} \quad L_g > 200 \text{ mm}$$

Da cui si ottiene:

$$L_f = 2 \cdot 12 + 6 = 30 \text{ mm}$$

La lunghezza del tratto non filettato L_c è data da:

$$L_c = L - L_f = 42.5 - 30 = 12.5 \text{ mm}$$

La sezione della parte non filettata è data da:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 113 \text{ mm}^2$$

Per la verifica di un collegamento realizzato mediante vite mordente occorre determinare le rigidezze effettive della vite e degli elementi da collegare.

La rigidezza equivalente della vite tiene conto delle rigidezze delle parti filettate e di quelle non filettate, come se si trattasse di molle disposte in serie:

$$\frac{1}{K_v} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \cdots + \frac{1}{K_n}$$

Le rigidezze dei singoli elementi sono date da:

- La rigidezza della parte filettata della vite:

$$K_1 = \frac{EA_r}{L_f}$$

- La rigidezza della parte liscia della vite:

$$K_2 = \frac{EA}{L_c}$$

- La rigidezza della testa esagonale:

$$K_3 = \frac{EA_r}{0.4d}$$

La rigidezza della vite mordente quindi è data da:

$$K_v = \left(\frac{L_f}{EA_r} + \frac{L_c}{EA} + \frac{0.4d}{EA_r} \right)^{-1}$$

Una stima accurata della rigidezza delle piastre da collegare può essere fatta

facendo riferimento al solido che si ha all'interno del materiale e che risulta compresso, questo elemento può essere raffigurato come un doppio tronco di cono.

La giunzione può essere schematizzata come tre tronchi di cono, i primi due in alluminio e l'ultimo in acciaio. Facendo riferimento alla Figura 8.1 la rigidezza è data da:

$$K_m = \frac{\pi E 2r_0 \tan \alpha}{\ln \frac{(r_2 - r_0)(r_1 + r_0)}{(r_2 + r_0)(r_1 - r_0)}}$$

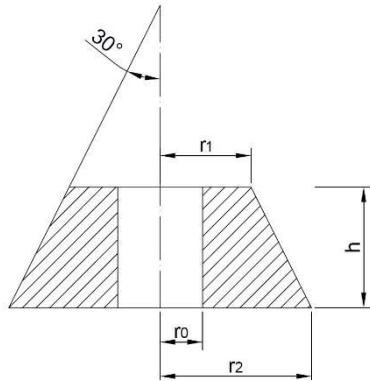


Figura 8.1 Tronco di cono

Si riporta di seguito la Tabella 8.4 che riassume i risultati.

	Cono superiore	Cono intermedio	Cono inferiore
Raggio del foro r_0 [mm]	7	6.5	6
Raggio della base minore r_1 [mm]	9.5	13.3	9.5
Raggio della base maggiore r_2 [mm]	18	17.9	13.3
Rigidezza K [kN/mm^2]	1966	5761	8803

Tabella 8.4 Rigidezze dei vari pezzi di cono

La rigidezza equivalente del collegamento, come per il caso della vite, può essere pensata come si trattasse di molle disposte in serie, quindi si ottiene:

$$K_c = 1256 \text{ } kN/mm^2$$

Il rapporto di forza è dato da:

$$\xi = \frac{K_b}{K_b + K_c} = 0.25$$

8.2.2 Forza e momento di serraggio

Le viti sono serrate con una forza di precarico pari a:

$$F_i = 0.8 \cdot S_y \cdot A_r = 43162 \text{ N}$$

Noto il precarico è possibile calcolare il momento di serraggio dato da:

$$M_i = 0.2 \cdot F_i \cdot d = 104 \text{ Nm}$$

8.2.3 Analisi dei carichi

I carichi che agiscono sull'accoppiamento sono mostrati in Tabella 8.5, dove risulta che la condizione più gravosa è quella del vento a 9 m/s.

V	Nz	Tx	Ty	Mx	My	Mz
m/s	N	N	N	Nm	Nm	Nm
2	617	-596	73	-238	-33	-5,56
3	1389	-606	165	-535	-75	-12,51
4	2470	-621	293	-951	-133	-22,16
5	3859	-638	459	-1486	-207	-34,75
6	5556	-659	661	-2140	-299	-50,04
7	7564	-685	900	-2913	-407	-68,11
8	9879	-714	1176	-3804	-531	-88,95
9	12502	-748	1488	-4815	-672	-112,58
10	14265	-785	1071	-3586	-814	-68,26
11	14265	-791	912	-3047	-796	-52,41
12	14265	-799	820	-2729	-779	-42,94
13	14265	-806	748	-2470	-757	-35,39
14	14265	-816	697	-2276	-737	-29,70
15	14265	-827	658	-2116	-717	-25,07
16	14265	-838	626	-1977	-695	-21,06
17	14265	-850	600	-1853	-671	-17,51
18	14265	-864	583	-1763	-654	-14,87
19	14265	-875	561	-1654	-622	-11,59
20	14265	-890	550	-1582	-602	-9,33
21	14265	-905	541	-1519	-581	-7,23
22	14265	-917	529	-1446	-552	-4,79
23	14265	-931	520	-1378	-522	-2,49
24	14265	-946	515	-1327	-496	-0,56
25	14265	-961	512	-1284	-472	1,19
26	14265	-975	507	-1230	-440	3,27
27	14265	-995	513	-1214	-429	4,32
28	14265	-1007	508	-1160	-392	6,54
29	14265	-1028	515	-1146	-379	7,65
30	14265	-1044	518	-1118	-354	9,24
31	14265	-1056	516	-1076	-316	11,32
32	14265	-1070	518	-1049	-286	13,03
33	14265	-1088	527	-1041	-270	14,27
34	14265	-1102	531	-1019	-241	15,99
35	14265	-1120	540	-1013	-225	17,29

Tabella 8.5 Carichi agenti sull'accoppiamento pala-ralla

8.2.4 Verifica a non scorrimento

La condizione di non scorrimento è data dalla seguente relazione:

$$\mu F_{c_i} \geq |T_i^{ris}|$$

Dove T_i^{ris} è la risultante delle azioni taglienti e la F_{c_i} è la forza complessiva.

La forza complessiva è data da:

$$F_{c_i} = F_i - \frac{K_c}{K_b + K_c} F_{e_i}^{tot}$$

La forza esterna totale è data dalla somma dei contributi dovuti a momento flettente e a sforzo normale:

$$F_{e_i}^{tot} = F_{e_i}^N + F_{e_i}^{Mf}$$

Il contributo dello sforzo normale è dato da:

$$F_{e_i}^N = \frac{N_z}{n}$$

Dove n è il numero di bulloni.

Il contributo della flessione alla massima forza esterna di distacco si ha nella configurazione in cui il bullone si trova alla massima distanza dall'asse neutro ed è dato da:

$$F_{e_i}^{Mf} = \frac{M_f}{I} \frac{D_b}{2}$$

Con D_b è il diametro della corona dove sono posizionati i bulloni, mentre I è dato da:

$$I = \sum_{i=0}^n d_i^2 = 0.21m^2$$

Sostituendo si ottiene $F_{e_i}^{tot} = 5248 N$ e $F_{c_i} = 39228 N$.

La risultante delle forze taglienti è data dalla somma dei contributi del taglio e della torsione. La peggiore condizione si ha quando le due azioni sono allineate e concordi:

$$T_i^{ris} = T_i^T + T_i^{Mt}$$

Le forze tangenziali dovute al taglio sono date da:

$$T_i^T = \frac{T}{n}$$

Dove T è la composizione dei tagli T_x e T_y .

Le forze tangenziali dovute alla torsione sono date da:

$$T_i^{Mt} = \frac{M_t}{I_0} d_i$$

Sostituendo si ottiene:

$$T_i^{ris} = 189 \text{ N}$$

Per la verifica si assume $\mu = 0.2$ e si ottiene:

$$\mu F_{c_i} = 7223 \text{ N} \geq 189 \text{ N} = |T_i^{ris}|$$

8.2.5 Verifica a fatica

La pala ruota, quindi la forza esterna oscilla tra un valore massimo $F_{e_{max}}$ ed uno minimo $F_{e_{min}}$ per il calcolo di questi valori si considera il fatto che esiste il precarico e quindi è possibile considerare come superfici reagenti alla flessione solo le sezioni dei bulloni. In questo modo la forza agente sui bulloni è data da:

$$F_{b_j} = \frac{M_f}{\sum \rho_i^2} \rho_j$$

Dove ρ_j è la distanza del j-esimo bullone dall'asse neutro.

A questa forza esterna va sommato il contributo del momento flettente ottenendo in questo modo la forza totale:

$$F_e^{tot} = F_{b_j} + \frac{N_z}{n}$$

A queste forze si associano una tensione normale media σ_m ed una tensione normale alternata σ_a date da:

$$\sigma_m = \frac{\xi \cdot (F_{e_{max}} - F_{e_{min}})}{2 \cdot A_r} + \frac{F_i}{A_r}$$

$$\sigma_a = \frac{\xi \cdot (F_{e_{max}} - F_{e_{min}})}{2 \cdot A_r}$$

Il valore della tensione alternata a rottura è dato da:

$$S_a = \frac{S_n \cdot (S_u - \sigma_{min})}{S_n \cdot \tan \alpha + S_u}$$

Il bullone più sollecitato risulta il primo per il quale si ha:

$$F_{e_{min}} = 658 \text{ N}$$

$$F_{e_{max}} = 2620 \text{ N}$$

Sostituendo si ottiene:

$$\sigma_m = 515 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 3 \text{ MPa}$$

$$S_a = 55 \text{ MPa}$$

La verifica a fatica di un bullone consiste nel calcolare il coefficiente di sicurezza dato dal rapporto della tensione alternata a rottura e la tensione normale alternata:

$$CS = \frac{S_a}{\sigma_a} = 19$$

8.3.3 Collegamento ralla-hub

Il collegamento tra l'anello esterno della ralla e l'hub viene realizzato attraverso bulloni M16 come indicato dal costruttore della ralla stessa. Il procedimento di verifica è analogo a quello eseguito per il collegamento pala-ralla. Dall'analisi dei carichi risulta che la condizione più gravosa è quella del vento a 9 m/s.

La designazione unificata del bullone è *M16 × 70 UNI 5737*, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 8.6.

Dati sugli elementi da collegare:		
Spessore della ralla	L_1	12 mm
Spessore dell'hub	L_2	25 mm
Dati sulla vite M16:		
Diametro nominale	d	16 mm
Diametro area di contatto	d_c	24 mm
Area resistente	A_R	157 mm ²
Diametro foro	D_F	18 mm

Tabella 8.6 Dati vite collegamento ralla-hub

La classe scelta per questo tipo di collegamento è SAE 8.8, uguale a quella utilizzata per l'accoppiamento precedente.

Nell'accoppiamento si utilizza un dado M16 UNI 5587-65, una rondella e una rosetta elastica, le cui caratteristiche sono rispettivamente riportate nelle Tabelle 8.7, 8.8 e 8.9.

Dado M16 UNI 5587-65		
Dimensione maggiore	e	26,75 mm
Dimensione minore	d_c	24 mm
Altezza	t	13 mm

Tabella 8.7 Proprietà dado M16 UNI 5587-65

Rondella UNI 6592		
Spessore	t	3 mm
Altezza anello interno	d_1	17 mm
Altezza anello esterno	d_2	30 mm

Tabella 8.8 Proprietà rondella piana unificata

Rosetta elastica UNI 1751		
Spessore	t	3.5 mm
Altezza anello interno	d_1	17 mm
Altezza anello esterno	d_2	27 mm

Tabella 8.9 Proprietà rosetta elastica UNI 1751

8.3.1 Calcolo delle rigidezze

Lo spessore delle piastre collegate si ottiene da:

$$L = L_1 + L_2 + t_{ros} + t_{ron} = 12 + 25 + 3.5 + 3 = 43.5 \text{ mm}$$

La lunghezza filettata L_f per i bulloni appartenenti alla serie metrica è data da:

$$L_f = 2 \cdot 16 + 6 = 38 \text{ mm}$$

La lunghezza del gambo del bullone si ottiene considerando la lunghezza del collegamento e l'altezza del dado e aggiungendo due filetti sporgenti del dado:

$$L_g = L + L_d + 4 = 43.5 + 13 + 4 = 60.5 \text{ mm}$$

La lunghezza del tratto non filettato L_c è data da:

$$L_c = L_g - L_f = 60.5 - 38 = 22.5 \text{ mm}$$

La lunghezza del tratto filettato in trazione ma non in presa è dato da:

$$L_{f1} = L - L_c = 43.5 - 22.5 = 21 \text{ mm}$$

La sezione della parte non filettata è data da:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 201 \text{ mm}^2$$

La stima della rigidezza equivalente del bullone segue lo stesso ragionamento fatto per la vite mordente nel collegamento pala-ralla, quindi è data da:

$$K_B = \left(2 \cdot \frac{0.4 \cdot d}{EA_R} + \frac{L_c}{EA} + \frac{L_{f1}}{EA_R} \right)^{-1} = 633 \frac{kN}{mm}$$

La rigidezza degli elementi collegati può essere stimata considerando ancora una volta il doppio tronco di cono, i cui risultati sono riassunti in Tabella 8.10.

	Cono superiore	Cono intermedio	Cono inferiore
Raggio del foro r_0 [mm]	9	9	9
Raggio della base minore r_1 [mm]	12	21	12
Raggio della base maggiore r_2 [mm]	21	25	25
Rigidezza K [kN/mm^2]	6580	16528	2108

Tabella 8.10 Rigidezze dei vari tronchi di cono

La rigidezza equivalente del collegamento è pari a:

$$K_c = 1456 \text{ kN/mm}^2$$

Il rapporto di forza è dato da:

$$\xi = \frac{K_b}{K_b + K_c} = 0.30$$

8.3.2 Verifica collegamento

I carichi che agiscono sull'accoppiamento sono mostrati in Tabella 8.11, che differiscono dal collegamento palla-ralla per l'aggiunta del peso della ralla nel calcolo del taglio in direzione y.

V	Nz	Tx	Ty	Mx	My	Mz
m/s	N	N	N	Nm	Nm	Nm
2	617	-901	73	-238	-33	-5,56
3	1389	-910	165	-535	-75	-12,51
4	2470	-925	293	-951	-133	-22,16
5	3859	-942	459	-1486	-207	-34,75
6	5556	-963	661	-2140	-299	-50,04
7	7564	-989	900	-2913	-407	-68,11
8	9879	-1018	1176	-3804	-531	-88,95
9	12502	-1052	1488	-4815	-672	-112,58
10	14265	-1089	1071	-3586	-814	-68,26
11	14265	-1095	912	-3047	-796	-52,41
12	14265	-1103	820	-2729	-779	-42,94
13	14265	-1110	748	-2470	-757	-35,39
14	14265	-1120	697	-2276	-737	-29,70
15	14265	-1131	658	-2116	-717	-25,07
16	14265	-1142	626	-1977	-695	-21,06
17	14265	-1154	600	-1853	-671	-17,51
18	14265	-1169	583	-1763	-654	-14,87
19	14265	-1179	561	-1654	-622	-11,59
20	14265	-1194	550	-1582	-602	-9,33
21	14265	-1209	541	-1519	-581	-7,23
22	14265	-1222	529	-1446	-552	-4,79
23	14265	-1235	520	-1378	-522	-2,49
24	14265	-1250	515	-1327	-496	-0,56
25	14265	-1265	512	-1284	-472	1,19
26	14265	-1279	507	-1230	-440	3,27
27	14265	-1300	513	-1214	-429	4,32
28	14265	-1312	508	-1160	-392	6,54
29	14265	-1332	515	-1146	-379	7,65
30	14265	-1348	518	-1118	-354	9,24
31	14265	-1360	516	-1076	-316	11,32
32	14265	-1374	518	-1049	-286	13,03
33	14265	-1392	527	-1041	-270	14,27
34	14265	-1407	531	-1019	-241	15,99
35	14265	-1424	540	-1013	-225	17,29

Tabella 8.11 carichi agenti sull'accoppiamento ralla-hub

La verifica del collegamento si svolge come il precedente, iniziando dal calcolo della forza e del momento di serraggio:

$$F_i = 0.8 \cdot S_y \cdot A_r = 80 \text{ kN}$$

$$M_i = 0.2 \cdot F_i \cdot d = 257 \text{ Nm}$$

La procedura di verifica di non scorrimento segue la procedura precedente, dove come si osserva dalla tabella dei carichi la condizione più gravosa rimane 9 m/s ed i risultati sono riportati di seguito.

La condizione di non scorrimento è data dalla seguente relazione:

$$\mu F_{c_i} = 15484 \text{ N} \geq 285 \text{ N} = |T_i^{ris}|$$

Il bullone più sollecitato risulta il primo per il quale si ha:

$$F_{e_{min}} = 658 \text{ N}$$

$$F_{e_{max}} = 2620 \text{ N}$$

Sostituendo per la verifica a fatica si ottiene:

$$\sigma_m = 514 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 2 \text{ MPa}$$

$$S_a = 55 \text{ MPa}$$

$$CS = \frac{S_a}{\sigma_a} = 24$$

8.4 Collegamento hub-albero

Il collegamento tra l'hub e l'albero lento viene realizzato attraverso bulloni M10. Il procedimento di verifica è analogo a quello eseguito per il collegamento hub-ralla. Dall'analisi dei carichi risulta che la condizione più gravosa è quella del vento a 9 m/s.

La designazione unificata del bullone è *M10 × 45 UNI 5737*, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 8.12.

Dati sugli elementi da collegare:		
Spessore della ralla	L_1	10 mm
Spessore dell'hub	L_2	15 mm
Dati sulla vite M10:		
Diametro nominale	d	10 mm
Diametro area di contatto	d_c	17 mm
Area resistente	A_R	58 mm ²
Diametro foro	D_F	10.6 mm

Tabella 8.12 Dati vite collegamento hub-albero

La classe scelta per questo tipo di collegamento è SAE 12.9 le cui caratteristiche sono mostrate nella Tabella 8.13.

Grado SAE 12.9	
S_u	1220 MPa
S_y	1100 MPa
S_{amm}	970 MPa
A_r	8 %
Materiale	42CrMo4

Tabella 8.13 Caratteristiche Grado SAE 12.9

Nell'accoppiamento si utilizza un dado M10 UNI 5587-65, una rondella e una rosetta elastica, le cui caratteristiche sono rispettivamente riportate nelle Tabelle 8.14, 8.15 e 8.16.

Dado M10 UNI 5587-65		
Dimensione maggiore	e	18.90 mm
Dimensione minore	d_c	17 mm
Altezza	t	8 mm

Tabella 8.14 Proprietà dado M16 UNI 5587-65

Rondella UNI 6592		
Spessore	t	2 mm
Altezza anello interno	d_1	10.5 mm
Altezza anello esterno	d_2	20 mm

Tabella 8.15 Proprietà rondella piana unificata

Rosetta elastica UNI 1751		
Spessore	t	2.2 mm
Altezza anello interno	d_1	10.5 mm
Altezza anello esterno	d_2	17.5 mm

Tabella 8.16 Proprietà rosetta elastica UNI 1751

Le rigidezze sono state calcolate come il caso precedente ottenendo:

$$K_B = 361 \frac{kN}{mm}$$

$$K_c = 1362 \text{ kN/mm}^2$$

Il rapporto di forza è dato da:

$$\xi = \frac{K_b}{K_b + K_c} = 0.21$$

La verifica del collegamento si svolge come il precedente, iniziando dal calcolo della forza e del momento di serraggio:

$$F_i = 0.8 \cdot S_y \cdot A_r = 51 \text{ kN}$$

$$M_i = 0.2 \cdot F_i \cdot d = 102 \text{ Nm}$$

I carichi che agiscono sull'accoppiamento sono quelli utilizzati per il dimensionamento degli alberi.

La procedura di verifica di non scorrimento segue la procedura precedente, dove come si osserva dalla tabella dei carichi la condizione più gravosa rimane 9 m/s ed i risultati sono riportati di seguito:

$$\mu F_{c_i} = 9338 \text{ N} \geq 4112 \text{ N} = |T_i^{ris}|$$

Il bullone più sollecitato risulta il primo per il quale si ha:

$$F_{e_{min}} = -5722 \text{ N}$$

$$F_{e_{max}} = 5635 \text{ N}$$

Sostituendo per la verifica a fatica si ottiene:

$$\sigma_m = 902 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 22 \text{ MPa}$$

$$S_a = 84 \text{ MPa}$$

$$CS = \frac{S_a}{\sigma_a} = 3.8$$

8.5 Collegamento carter-bedplate

Il collegamento tra il carter del moltiplicatore di giri ed il bedplate viene realizzato attraverso bulloni M12. Il procedimento di verifica è analogo a quello eseguito per il collegamento hub-ralla. Dall'analisi dei carichi risulta che la condizione più gravosa è quella del vento a 9 m/s.

La designazione unificata del bullone è $M12 \times 50 \text{ UNI } 5737$, le cui caratteristiche sono riportate in Tabella 8.17.

Dati sugli elementi da collegare:		
Spessore della piastrina del carter	L_1	10 mm
Spessore del bed plate	L_2	10 mm
Dati sulla vite M12:		
Diametro nominale	d	12 mm
Diametro area di contatto	d_c	19 mm
Area resistente	A_R	84.3 mm ²
Diametro foro	D_F	13 mm

Tabella 8.17 Dati vite collegamento carter-bed plate

La classe scelta per questo tipo di collegamento è SAE 12.9 le cui caratteristiche sono mostrate nella Tabella 8.13.

Nell'accoppiamento si utilizza un dado M12 UNI 5587-65, una rondella e una rosetta elastica, le cui caratteristiche sono rispettivamente riportate nelle Tabelle 8.18 e 8.19.

Rondella UNI 6592		
Spessore	t	3 mm
Altezza anello interno	d_1	13 mm
Altezza anello esterno	d_2	24 mm

Tabella 8.18 Proprietà rondella piana unificata

Rosetta elastica UNI 1751		
Spessore	t	3.5 mm
Altezza anello interno	d_1	13 mm
Altezza anello esterno	d_2	24 mm

Tabella 8.19 Proprietà rosetta elastica UNI 1751

Le rigidezze sono state calcolate come il caso precedente ottenendo:

$$K_B = 514 \frac{kN}{mm}$$

$$K_c = 1601 \text{ kN/mm}^2$$

Il rapporto di forza è dato da:

$$\xi = \frac{K_b}{K_b + K_c} = 0.24$$

La verifica del collegamento si svolge come il precedente, iniziando dal calcolo della forza e del momento di serraggio:

$$F_i = 0.8 \cdot S_y \cdot A_r = 74184 \text{ kN}$$

$$M_i = 0.2 \cdot F_i \cdot d = 178 \text{ Nm}$$

I carichi che agiscono sull'accoppiamento sono quelli utilizzati per il dimensionamento degli alberi.

La procedura di verifica di non scorrimento segue la procedura precedente, dove come si osserva dalla tabella dei carichi la condizione più gravosa rimane 9 m/s ed i risultati sono riportati di seguito:

$$\mu F_{c_i} = 11400 \text{ N} \geq 1893 \text{ N} = |T_i^{ris}|$$

La verifica statica consiste nel verificare che:

$$\sigma \leq \sigma_y$$

Dove la tensione è data da:

$$\sigma = \frac{N}{A_r} = \frac{F_i + \xi F_{e_{max}}}{A_r}$$

Sostituendo si ottiene:

$$\sigma = 946 \text{ MPa} \leq 1100 \text{ MPa} = \sigma_y$$

8.6 Collegamento bed plate e generatore

Il giunto è un dispositivo che serve per il collegamento dell'albero veloce con l'albero in uscita dal generatore, aventi lo stesso asse.

Il dimensionamento del giunto avviene tenendo conto del valore della coppia da trasmettere e di una maggiorazione proporzionale al tipo di lavoro svolto, attraverso un fattore di servizio f . La formula per ricavare il valore della coppia nominale C_{nom} che dovrà garantire il giunto è la seguente:

$$C_{nom} \geq \frac{9550 \cdot f \cdot P}{n}$$

Il fattore di servizio come suggerito dal costruttore è posto pari a $f = 2.5$, la potenza da trasmettere $P = 20 \text{ kW}$ e il numero di giri $n = 300 \text{ rpm}$. Sostituendo alla formula precedente si ottiene:

$$C_{nom} = 1592 \text{ Nm}$$

Si sceglie un giunto flessibile in acciaio, in quanto presenta un elevato assorbimento dei disallineamenti angolari ed una elevata affidabilità.

Il giunto scelto è prodotto dalla ComInTec® ed è il modello GF.X5, avente una coppia nominale pari a $C_{nom} = 1700 \text{ Nm}$.

8.7 Collegamento fili del cablaggio

I fili provenienti dal rotore sono fatti passare all'interno dell'albero lento del moltiplicatore di giri dove viene fissato un collettore rotante a foro passante, come mostrato in Figura 8.2.

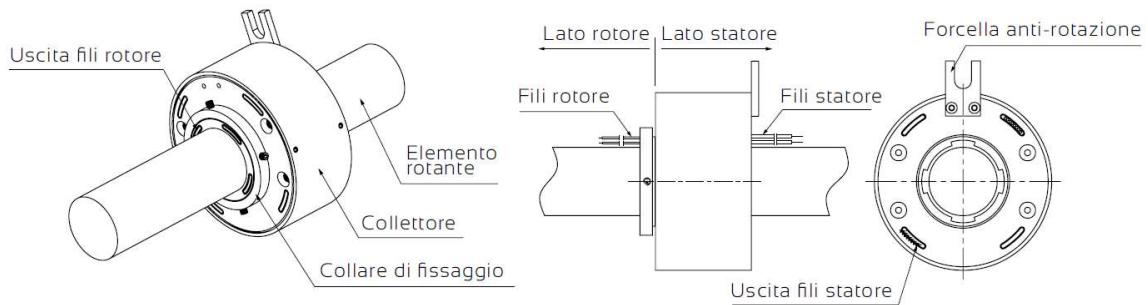


Figura 8.2 Collettore rotante a foro passante

Il collettore viene fissato all'albero attraverso l'apposita flangia di fissaggio, mostrata in Figura 8.3.

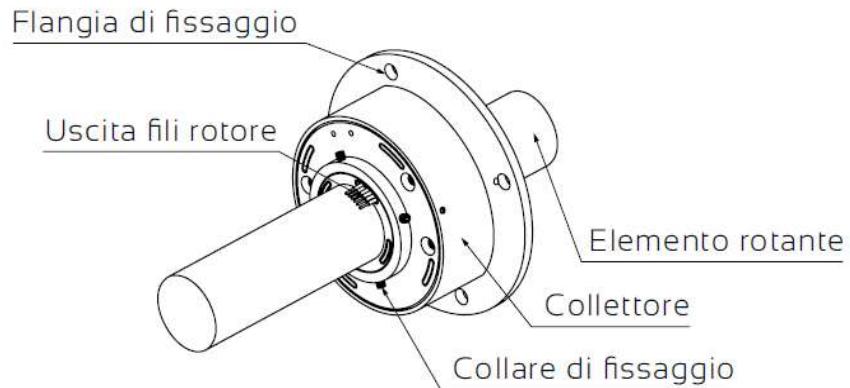


Figura 8.3 Fissaggio collettore con l'albero lento

Capitolo 9

Sistema di imbardata

9.1 Introduzione

Il sistema scelto per la variazione dell'angolo di imbardata di Awer-Mill è uguale a quello utilizzato per la variazione del pitch, ovvero formato da una ralla di rotazione e da un pignone. Per la procedura di dimensionamento e di verifica si prende come riferimento quella utilizzata nel Capitolo 5.

L'anello esterno della ralla viene fissato alla torre mentre l'anello interno alla navicella di Awer-Mill.

9.2 Analisi dei carichi

La ralla, in riferimento alla Figura 6.3, risulta soggetta ai seguenti carichi:

$$\begin{cases} F_r = 4975 \text{ N} \\ F_a = 8340 \text{ N} \\ M_r = 2571 \text{ Nm} \end{cases}$$

Per la forza radiale si è presa in considerazione la situazione più gravosa a 9 m/s.

9.3 Ralla di rotazione

Il rapporto tra la forza radiale e quella assiale è pari a 0.55, risulta quindi minore di 0.6 ed è possibile utilizzare per la scelta della ralla il diagramma di carico. Tenendo conto del fattore di carico f_l pari a 2, i carichi sono dati da:

$$F_{ar} = f_l \cdot F_a = 18000 \text{ N}$$

$$M_{tr} = f_l \cdot M_r = 3600 \text{ Nm}$$

Prendendo il diagramma di Figura 9.1 relativo ad una ralla con ruota dentata esterna, il nostro punto cade sotto le curve b1 e r1.

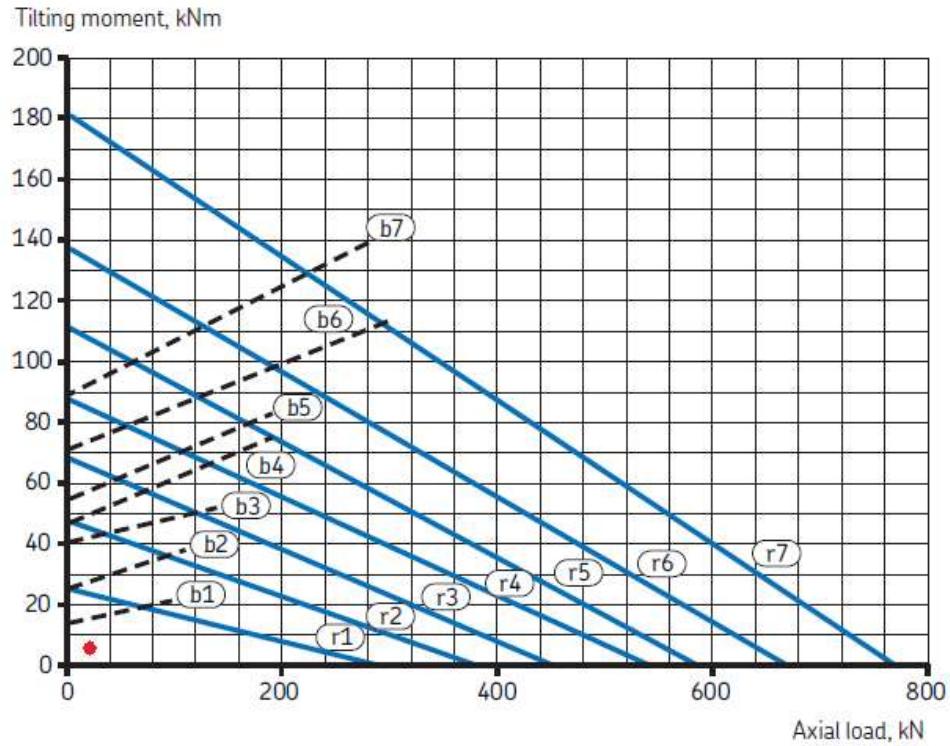


Figura 9.1 Diagramma di carico statico

Si sceglie la ralla delimitata da b1 ed r1, quindi RKS.21.0411, le cui dimensioni sono riportate nell'Appendice C.

9.3.1 Verifica statica

Il carico equivalente P_0 , assumendo gli stessi coefficienti del pitch, è dato da:

$$\begin{aligned} P_0 &= K_{rep} \cdot f_1 \cdot \left(F_a + 1,93 \cdot F_r + 4 \cdot \frac{M_t}{d_m} \right) = \\ &= 1,2 \cdot 1 \cdot \left(8340 + 1,93 \cdot 4975 + 4 \cdot \frac{2571}{411 \cdot 10^{-3}} \right) = 52 \text{ kN} \end{aligned}$$

Il coefficiente di sicurezza statico CS_0 , con un carico statico $C_0 = 284 \text{ kN}$, risulta pari a:

$$CS_0 = \frac{C_0}{P_0} = 5,5$$

Il coefficiente di sicurezza statica è maggiore di 1.0, quindi il cuscinetto risulta adatto a questi carichi statici.

9.4 Motoriduttore

Seguendo la procedura del capitolo 5.4 si arriva ai seguenti risultati:

$$M_E = 309 \text{ Nm}$$

$$M_{RN} = 180 \text{ Nm}$$

$$M_\tau = M_E + M_{RN} = 489 \text{ Nm}$$

Il momento torcente richiesto al pignone per far funzionare il sistema è dato da:

$$M_{req} = M_\tau \cdot \tau \cdot \eta = 82 \text{ Nm}$$

Dove il numero di denti del pignone è pari a 18 e quelli della ralla pari a 99.

Si decide quindi di utilizzare lo stesso motorino utilizzato per il sistema di variazione del pitch.

9.5 Verifica ruote

Il motoriduttore trasmette il moto alla ralla attraverso un pignone avente 18 denti realizzato in acciaio C50. Le caratteristiche di questo accoppiamento sono mostrate in Tabella 9.1

<i>Numero denti della ralla</i>	N_G	92
<i>Velocità di rotazione del pignone</i>	ω_2	13.1 rpm
<i>Modulo</i>	m	5 mm
<i>Larghezza fascia ruota</i>	b	46 mm

Tabella 9.1 Dati ruote sistema di imbardata

Si esegue la stessa procedura di verifica riportata nei capitoli precedenti, ovvero si verifica l'accoppiamento prima a flessione poi a pitting. I risultati della procedura sono riassunti nella Tabella 9.2.

Verifica a flessione		
Tensione di flessione	σ_F	48 MPa
Tensione ammissibile	σ_{amm}	481 MPa
Coefficiente di sicurezza	CS	10
Verifica a pitting		
Pressione hertziana	p_{Hz}	563 MPa
Pressione ammissibile	$p_{Hz,amm}$	857 MPa
Coefficiente di sicurezza	CS	1.5

Tabella 9.2 Risultati verifica accoppiamento

Capitolo 10

Telaio e copertura

10.1 Introduzione

In questo capitolo si esaminano le scelte inerenti la realizzazione del telaio della navicella e della copertura del rotore e della navicella stessa.

10.2 Bedplate

Il bedplate mostrato in Figura 10.1, rappresenta il telaio della navicella ed è stato realizzato in materiale avente denominazione G 18 NiMoCr 3-6.

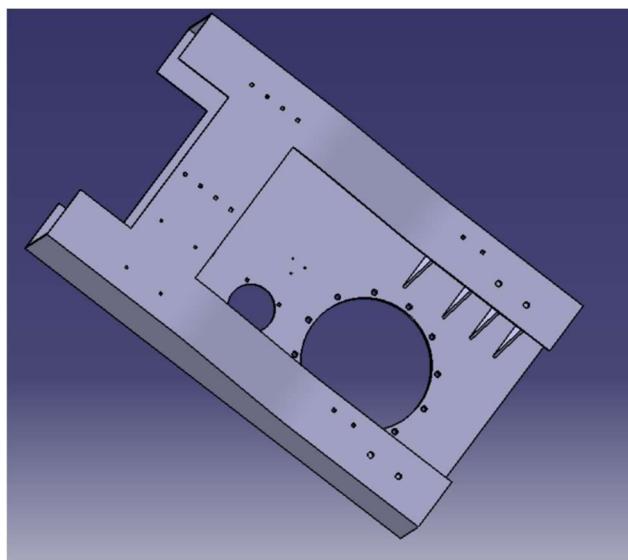


Figura 10.1 Bedplate

10.3 Verifica su Ansys

Nella Figura 10.2 è riportata la deformazione totale del carter del moltiplicatore di giri, mentre, in Figura 10.3 viene riportata la tensione equivalente di Von Mises.

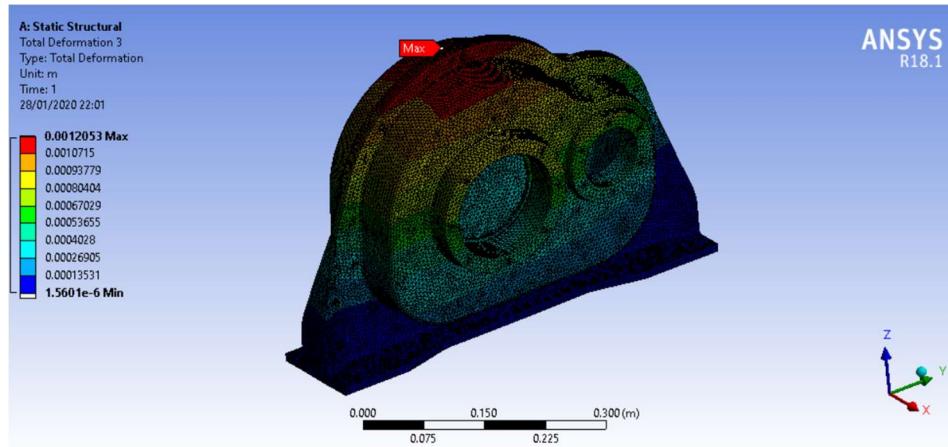


Figura 10.2 Deformazione totale carter moltiplicatore di giri

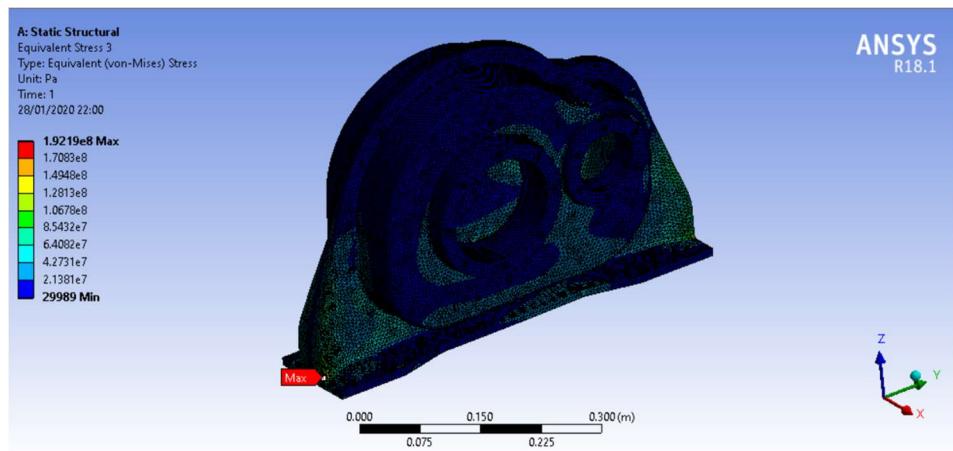


Figura 10.3 Tensione equivalente di Von Mises del carter del moltiplicatore di giri

Nella Figura 10.4 è riportata la deformazione totale del supporto del freno, mentre nella Figura 10.5 la tensione equivalente di Von Mises.

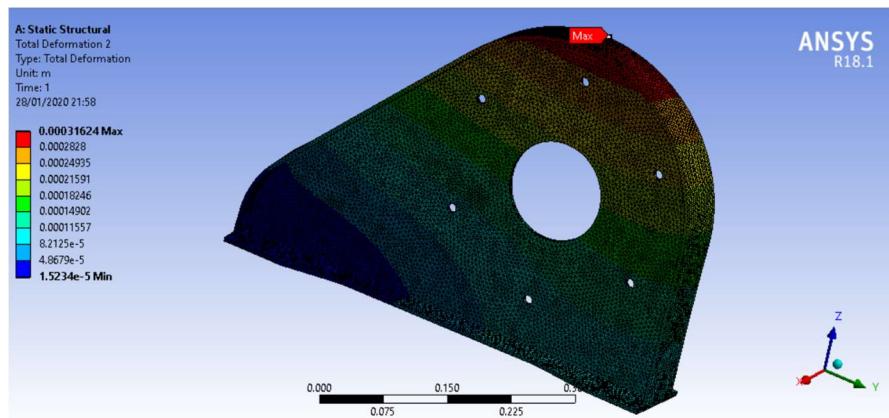


Figura 10.4 Deformazione totale del supporto del freno

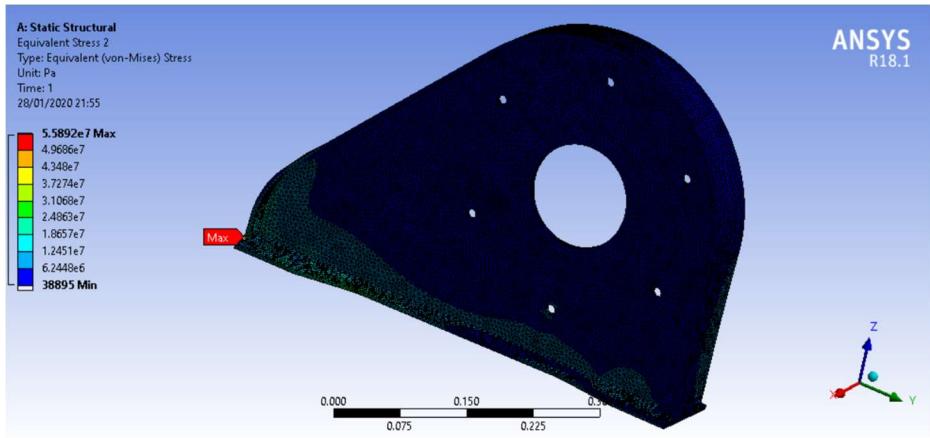


Figura 10.5 Tensione equivalente di Von Mises del supporto del freno

Il bedplate è stato simulato con il carter del moltiplicatore di giri e il supporto del freno su Ansys Workbench nelle condizioni di carico più gravose. Tramite il comando *Fixed support*, il bedplate è stato vincolato alla sua base in corrispondenza della superficie di contatto con la ralla. Le forze sono state applicate nelle sedi dei cuscinetti all'interno del carter, sul supporto del freno e nei punti di attacco del generatore e del motorino dell'imbardata.

Nella Figura 10.6 e 10.7 è riportata la deformazione totale e la deformazione equivalente di Von Mises del bedplate completo.

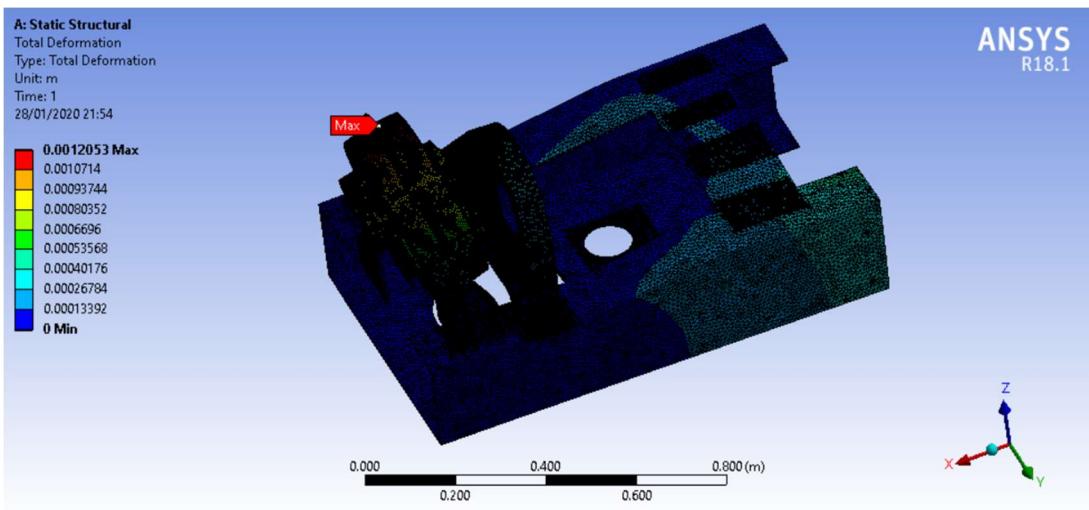


Figura 10.6 Deformazione del bedplate completo

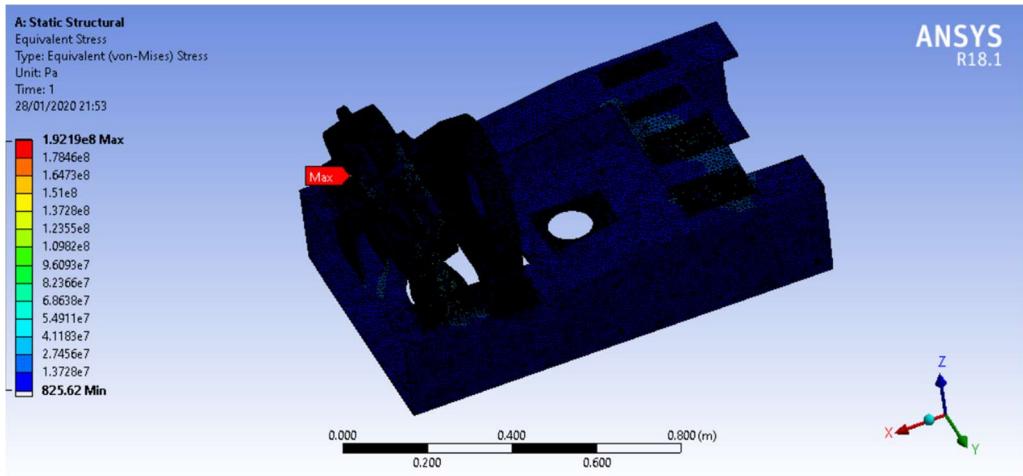


Figura 10.7 Bedplate completo

Il bedplate è stato simulato da solo e i risultati sono riportati in Figura 10.8 e 10.9.

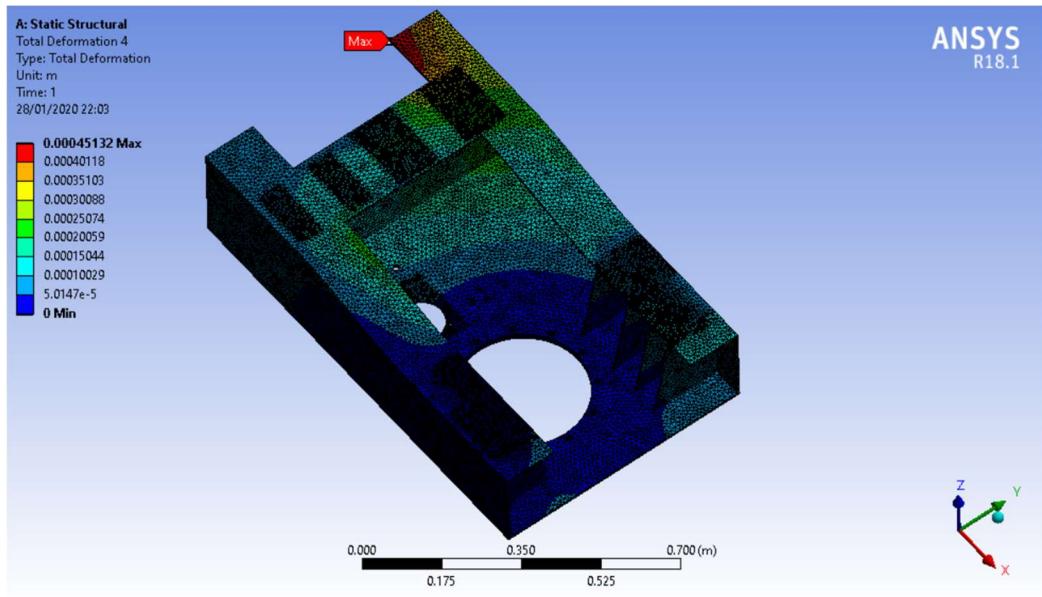


Figura 10.8 Deformazione totale del bedplate

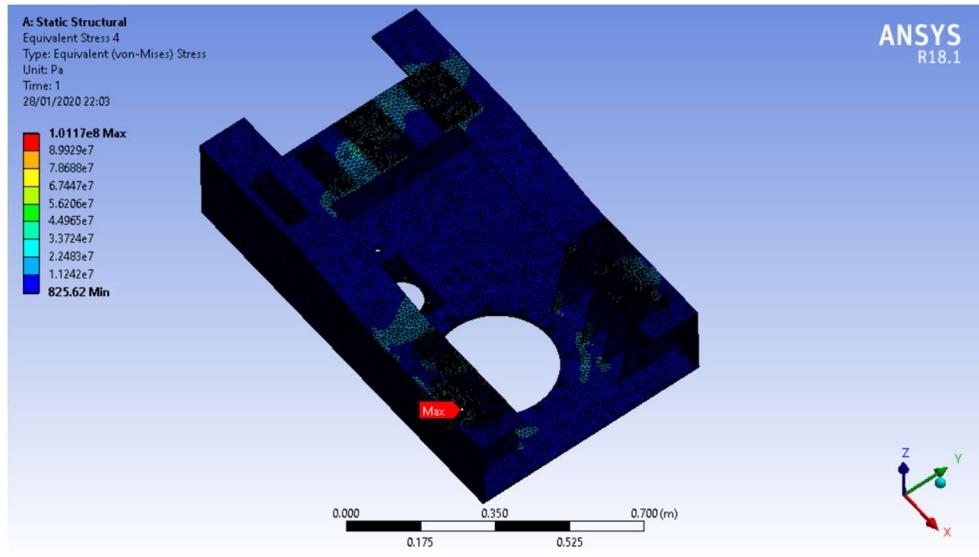


Figura 10.9 Tensione equivalente di Von Mises del bedplate

10.4 Verifica saldatura

È stata svolta un'analisi FEM per individuare la saldatura più sollecitata, per la quale viene effettuata la verifica statica. Nella Figura 10.12 viene riportata la forza risultante che agisce sul cordone di saldatura più sollecitato.

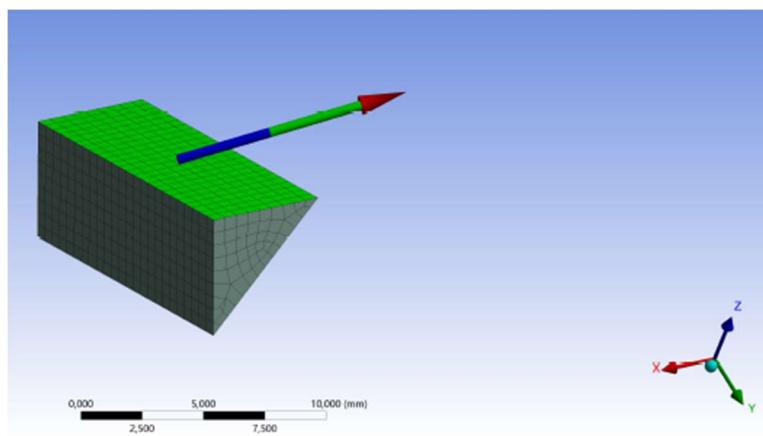


Figura 10.10 Risultante che agisce sul cordone di saldatura più sollecitato

Le componenti della forza agente sul cordone della saldatura sono:

$$F_x = 626 \text{ N}$$

$$F_y = 3110 \text{ N}$$

$$F_z = 8633 \text{ N}$$

L'area del cordone di saldatura risulta pari a:

$$A_c = 438 \text{ mm}^2$$

Le sollecitazioni possono essere calcolate attraverso le seguenti relazioni:

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_z}{A_c} = 19.7 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\perp} = \frac{F_y}{A_c} = 7.1 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_x}{A_c} = 1.4 \text{ MPa}$$

La tensione equivalente è data da:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + 3 \cdot (\tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2)} = 23.3 \text{ MPa}$$

Le relazioni da verificare sono:

$$\sigma_{eq} < \frac{S_u}{\beta_w \cdot \gamma_{Mw}}$$

$$\sigma_{\perp} < \frac{S_u}{\gamma_{Mw}}$$

Queste relazioni risultano ampiamente verificate.

10.5 Ogiva

La funzione dell'ogiva è quella di fungere da copertura per il rotore e prevede un fissaggio sulla parte posteriore dell'hub (Figura 10.10).

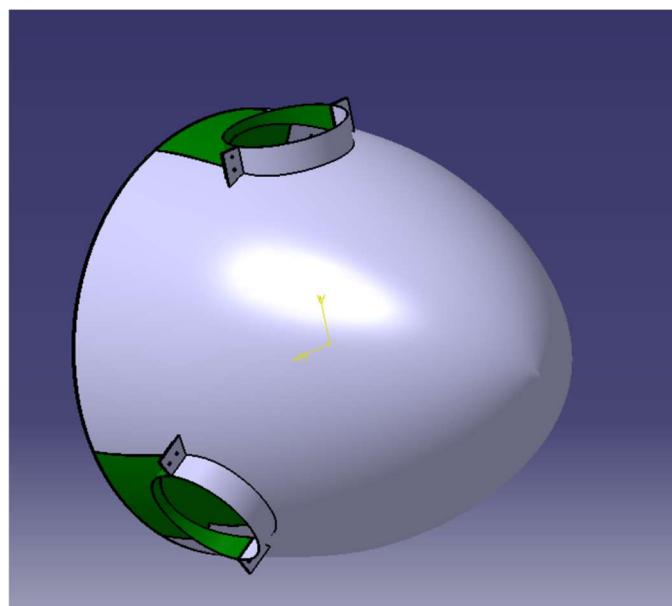


Figura 10.11 Ogiva

10.6 Copertura navicella

La copertura della navicella viene realizzata in tre parti: una parte sinistra, una parte destra e una parte superiore come mostrata in Figura 10.11. La parte sinistra e destra sono fissate al bed plate, mentre, la copertura superiore è fissata alle altre due coperture.

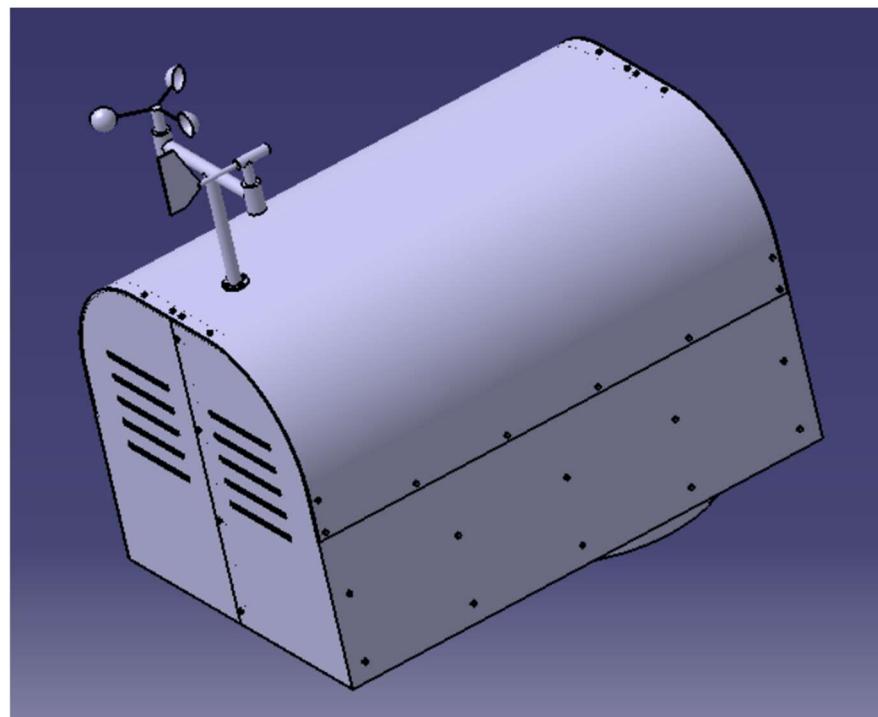


Figura 10.12 Copertura navicella

Capitolo 11

Sistema di controllo

11.1 Introduzione

Il sistema di controllo viene progettato in modo tale da massimizzare la produzione energetica, mantenendo il funzionamento dei vari componenti entro i limiti di velocità e di carico, quindi a garantire il funzionamento sicuro della turbina.

Il sistema di controllo è influenzato dal regime di funzionamento della turbina:

- Per velocità del vento inferiori a quella nominale, lo scopo è quello di massimizzare l'energia prodotta operando nel punto di massima efficienza della pala;
- Per velocità superiori a quella nominale, lo scopo è quello di limitare la potenza prodotta mantenendola prossima al valore nominale.

11.2 Regimi di funzionamento

Il funzionamento di Awer-Mill varia a seconda della velocità del vento:

- Tra 0 m/s e 2 m/s le pale sono messe in bandiera e Awer-Mill non è in grado di produrre energia;
- Da 2 m/s a 10 m/s: il vento raggiunge la velocità minima di avvio e le pale iniziano a muoversi. Il pitch rimane fisso e la velocità di rotazione delle pale risulta variabile. All'aumentare della velocità corrisponde un progressivo aumento della potenza erogata da Awer-Mill;
- Da 10 m/s a 35 m/s: il pitch varia e la velocità di rotazione rimane fissa. In questo intervallo di velocità Awer-Mill genera la sua potenza nominale;

- Oltre i 35 m/s: la turbina smette di produrre energia e si mette in sicurezza attraverso il completo arresto del rotore.

11.3 Controllo angolo di pitch

I sistemi di controllo e di regolazione per velocità minori di quella nominale del vento, agiscono per massimizzare la coppia aerodinamica, quindi la potenza estratta, mentre, sopra la velocità nominale modulano tale coppia per mantenere la velocità di rotazione pari a quella nominale (di *100 rpm*). La coppia viene regolata attraverso l'angolo di pitch.

L'angolo di pitch viene regolato in maniera collettiva, ovvero tutte le pale sono mosse di un angolo identico. Il valore dell'angolo di pitch varia a seconda della velocità del vento come mostrato in Tabella 11.1.

Velocità [m/s]	Velocità di rotazione [rad/s]	Pitch [deg]
< 2,00	0	0,00
2,00	20,80	0,00
3,00	31,21	0,00
4,00	41,61	0,00
5,00	52,01	0,00
6,00	62,41	0,00
7,00	72,82	0,00
8,00	83,22	0,00
9,00	93,62	0,00
10,00	100,00	-9,40
11,00	100,00	-12,50
12,00	100,00	-14,85
13,00	100,00	-16,95
14,00	100,00	-18,85
15,00	100,00	-20,60
16,00	100,00	-22,25
17,00	100,00	-23,80

18,00	100,00	-25,25
19,00	100,00	-26,70
20,00	100,00	-28,05
21,00	100,00	-29,35
22,00	100,00	-30,65
23,00	100,00	-31,90
24,00	100,00	-33,10
25,00	100,00	-34,25
26,00	100,00	-35,40
27,00	100,00	-36,45
28,00	100,00	-37,55
29,00	100,00	-38,55
30,00	100,00	-39,55
31,00	100,00	-40,55
32,00	100,00	-41,50
33,00	100,00	-42,40
34,00	100,00	-43,30
35,00	100,00	-44,15

Tabella 11.1 Angolo di variazione del pitch

È stato posto nella parte superiore della navicella un anemometro per la regolazione dell'angolo.

11.4 Sensori

La regolazione degli angoli di pitch e di imbardata avviene attraverso l'ausilio di due tipologie di sensori.

La prima tipologia viene montata sulle ralle di rotazione, sia del pitch che dell'imbardata, ed indica la posizione relativa della ralla stessa e la sua velocità di rotazione. Il sensore è mostrato in Figura 11.1 (elemento in grigio).

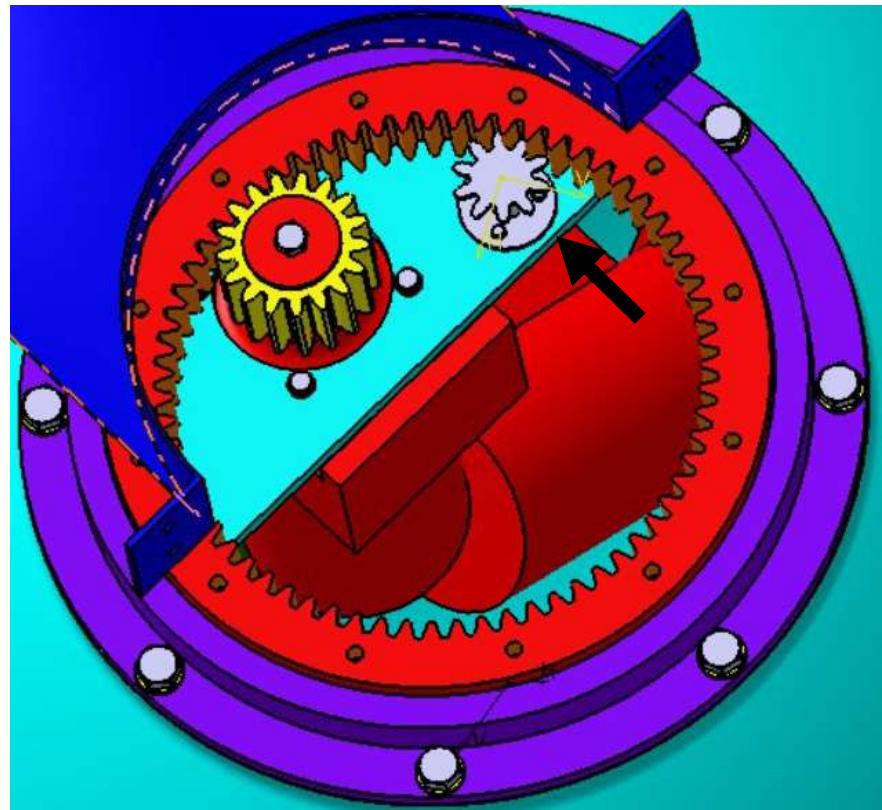


Figura 11.1 Sensore posizionamento ralla di rotazione

La seconda tipologia riguarda gli anemometri e gli indicatori di direzione del vento e sono montati sulla sommità posteriore della navicella. Questi sensori servono a configurare la macchina a seconda della direzione e dell'intensità del vento.

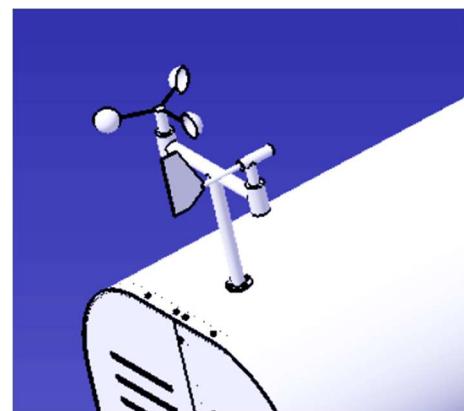


Figura 11.2 Sensori navicella

Capitolo 12

Distinta dei componenti

N	COMPONENTE	QUANTITA'	MATERIALE
1	HUB	1	AlCu4TMgAg-T6
2/1	OGIVA POSTERIORE	1	AlCu4TMgAg-T6
2/2	COPERTURA RADICE POSTERIORE	3	AlCu4TMgAg-T6
2/3	FALNGIA POSTERIORE	6	AlCu4TMgAg-T6
3	VITE M12X30 UNI 5739-65	8	
4	ROSETTA 12 UNI 6592	68	
5	DADO M12 UNI 5588-65	30	
6	ROSETTA ELASTICA A 12 UNI 1751	22	
7	SUPPORTO SCATOLA ELETTRONICA	1	AlCu4TMgAg-T6
8	SCATOLA ELETTRONICA	2	
9	VITE M4X22 UNI 5739-65	20	
10	ROSETTA ELASTICA A4 UNI 1751	32	
11	VITE M12 X 40 UNI 5739-65	44	
12	RALLA SKF RKS.22 0411	3	
13	M16X70 UNI 5737	24	
14	ROSETTA 16 UNI 6592	24	
15	DADO M16 UNI 5588-65	24	
16	ROSETTA ELASTICA A 16 UNI 1751	24	
17	MOTORINO	4	
18	VITE M8X30 UNI 5739-65	28	
19	ROSETTA ELASTICA A8 UNI 1751	49	
20	LINGUETTA 12X6X55 UNI 6604	4	C50
21	PIGNONE A	3	C50
22	PIASTRINA	4	C50
23	SENSORE	4	
24	DADO M4 UNI 5588-65	16	
25	PALA	3	
26/1	OGIVA ANTERIORE	1	AlCu4TMgAg-T6
26/2	COPERTURA RADICE ANTERIORE	3	AlCu4TMgAg-T6
26/3	FLANGIA ANTERIORE A	6	AlCu4TMgAg-T6
26/4	FLANGIA ANTERIORE B	3	AlCu4TMgAg-T6
27	INSERTO M8 FTT/C	9	
28	M8X25 UNI5739-65	30	
29	DADO M8 UNI 5588-65	49	
30	ROSETTA 8 UNI 6592	58	

31	ALBERO LENTO	1	42CrMo4
32	DISTANZIALE A	1	42CrMo4
33	TAPPO ALBERO LENTO ANTERIORE	1	GJS-800-2
34	GUARNIZIONE A	1	FELTRO
35	GUARNIZIONE B	1	GOMMA
36	CUSCINETTO SKF NJ 2216 ECML	1	
37	ANELLO DI SPALLAMENTO HJ 216EC	1	
38	ROSETTA DI SICUREZZA MB16 UNI 2982	1	
39	GHIERA DI BLOCCAGGIO KM16 UNI 2982	1	
40	CARTER ANTERIORE	1	GJS-800-2
41	VITI M6X 32 UNI 5737	22	
42	ROSETTA ELASTICA A6 UNI 1751	32	
43	LINGUETTA 16X10X45 UNI 6604	1	C40
44	RUOTA CONDUTTRICE	1	C50Q
45	DISTANZIALE B	1	42CrMo4
46	ALBERO VELOCE	1	42CrMo4
47	LINGUETTA 12X8X28 UNI 6604	1	C40
48	RUOTA CONDOTTA	1	C50Q
49	DISTANZIALE C	2	42CrMo4
50	CUSCINETTO SKF 30307	2	
51	TAPPO ALBERO VELOCE ANTERIORE	1	GJS-800-2
52	GUARNIZIONE C	1	GOMMA
53	PERNO 6X 14 UNI 1707	2	
54	GUARNIZIONE D	1	GOMMA
55	CARTER POSTERIORE	1	GJS-800-2
56	CUSCINETTO SKF NU 2210 ECML	1	
57	ANELLO 50 UNI 7435-75	1	
58	GUARNIZIONE E	1	GOMMA
59	GUARNIZIONE F	1	FELTRO
60	TAPPO ALBERO LENTO POSTERIORE	1	GJS-800-2
61	VITE M6 X 28 UNI 5739-65	6	
62	TENUTA SKF 35 VA R	1	
63	GUARNIZIONE G	1	GOMMA
64	TAPPO ALBERO VELOCE POSTERIORE	1	GJS-800-2
65	SUPPORTO FRENO	1	GJS-800-2
66/1	BEDPLATE	1	G 18 NiMoCr 3-6
66/2	STAFFA	5	G 18 NiMoCr 3-6
66/3	PIASTRA	8	G 18 NiMoCr 3-6
67	LINGUETTA 10X8X56 UNI 6604	1	C50
68	FRENO		
69	VITE M12 X 145	6	
70	LINGUETTA 8X7X36 UNI 6604	2	C50
71	GIUNTO ELASTICO	1	

72	GENERATORE	1	
73	VENTOLA	1	
74	PIGNONE B	1	C50Q
75	RALLA SKF RKS.21 0411	1	
76	VITE M12x 50 UNI 5737	12	
77	VITE M10 X 45 UNI 5737	8	
78	ROSETTA M10 UNI 6592	8	
79	ROSETTA ELASTICA A 10 UNI 1751	8	
80	DADO M10 UNI 5588-65	8	
81	GIUNTO ROTANTE	1	
82	VITE M2X4 UNI 6107-67	3	
83	CARTER NAVICELLA DESTRA	1	AlCu4TMgAg-T6
84	INSERTO M5 FTT/C UNI 9201	60	
85	CARTER NAVICELLA SINISTRA	1	AlCu4TMgAg-T6
86	VITE M5X18 UNI 5739-75	64	
87	ROSETTA ELASTICA A 5 UNI 1751	64	
88	ROSETTA 5 UNI 6592	4	
89	DADO M5 UNI 5588-65	4	
90	CARTER NAVICELLA SUPERIORE	1	AlCu4TMgAg-T6
91	SENSORI VENTO	1	
92	SPESSORE CALIBRATO	1	C22

Tabella 12.1 Distinta dei componenti

Capitolo 13

Montaggio

13.1 Introduzione

Il montaggio viene effettuato considerando due gruppi distinti il rotore e la navicella, dove entrambi i gruppi saranno montati a terra e successivamente sollevati.

13.2 Gruppo rotore

1. Fissare il particolare 1 (hub) e il particolare 2 (ogiva posteriore) con i particolari 3 (vite M12x30 UNI 5739-65) insieme ai particolari 4 (rosetta 12 UNI 6592), serrare i particolari 5 (dato M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);
2. Fissare il particolare 7 (supporto scatola di controllo) al particolare 8 (scatola di controllo) con i particolari 9 (vite mordente M4x22 UNI 5739-65) insieme ai particolari 10 (rosetta elastica A4 UNI 1751);
3. Fissare il particolare 7 (supporto scatola di controllo) al particolare 1 (hub) e 2 con i particolari 11 (vite M12x40 UNI 5739-65) insieme ai particolari 4 (rosetta 12 UNI 6592), serrare i particolari 5 (dato M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);

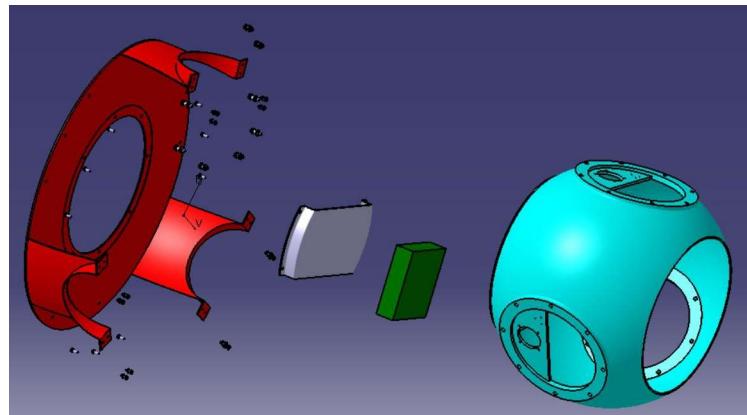


Figura 13.1 Collegamento hub, ogiva posteriore e sistema di controllo

4. Fissare il particolare 12 (ralla) al particolare 1 con i particolari 13 (vite M16x70 UNI 5737) insieme ai particolari 14 (rosetta 16 UNI 6592), serrare i particolari 15 (dato M16 UNI 5588-65) insieme ai particolari 16 (rosetta elastica A16 UNI 1751), ripetere questa operazione per gli altri 2 particolari 12;

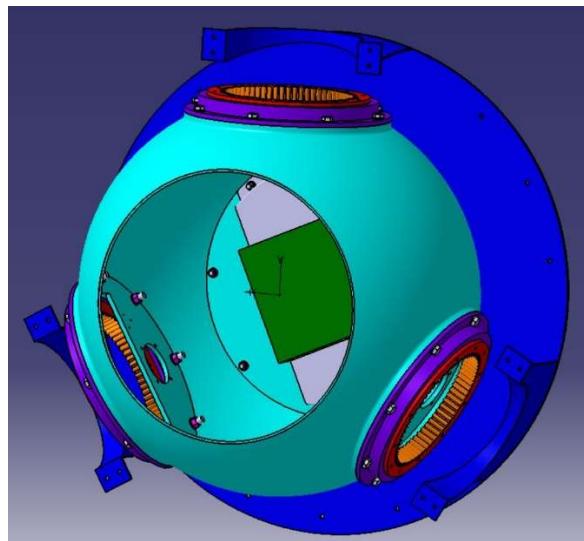


Figura 13.2 Fissaggio ralla di rotazione

5. Avvitare il particolare 1 (hub) e il particolare 17 (motorino) con i particolari 18 (vite M8x30 UNI 5739-65) insieme ai particolari 19 (rosetta elastica A8 UNI 1751);
6. Inserire il particolare 20 (linguetta 12x6x55 UNI 6604) nella cava del particolare 17 (motorino);
7. Inserire il particolare 21 (pignone) nel particolare 17 (motorino);

8. Inserire il particolare 22 (piastrina) e fissarlo al particolare 17 (motorino) con i particolari 3 (vite M12x30 UNI 5739-65) insieme ai particolari 4 (rosetta 12 UNI 6592), serrare i particolari 5 (dato M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);
9. Fissare il particolare 23 (sensore) nel particolare 1 (hub) con il particolare 9 (vite mordente M4x22 UNI 5739-65) insieme ai particolari 10 (rosetta elastica A4 UNI 1751), serrare i particolari 24 (dato M4 UNI 5588-65) insieme ai particolari 10 (rosetta elastica A4 UNI 1751);
10. Ripetere le operazioni da 5 a 9 per gli altri 2 particolari 12;

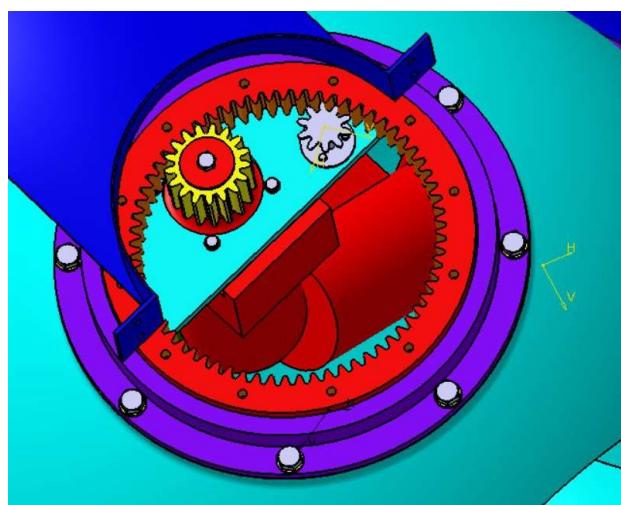


Figura 13.3 Sistema di variazione del pitch

11. Fissare il particolare 25 nel particolare 12 con il particolare 11 (vite M12x40 UNI 5739-65) insieme ai particolari 4 (rosetta 12 UNI 6592), serrare i particolari 5 (dato M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);

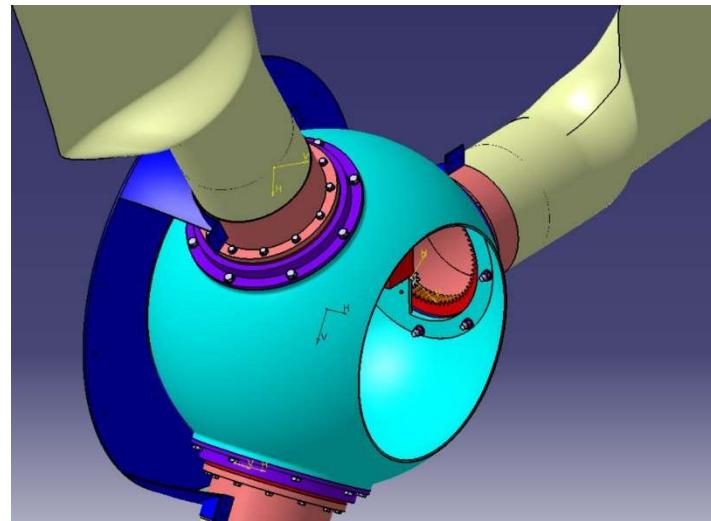


Figura 13.4 Parte interna del rotore

12. Fissare il particolare 26 al particolare 27 (inserto M8 FTT/C UNI 9201);
13. Fissare il particolare 26 al particolare 2 con i particolari 28 (vite M8x25 UNI 5739-65) insieme ai particolari 19 (rosetta elastica A8 UNI 1751) e con i particolari 28 insieme ai particolari 30 (rosetta 8 UNI 6592), serrandola con i particolari 29 (dato M8 UNI 5588-65) insieme ai particolari 19 (rosetta elastica A8 UNI 1751);

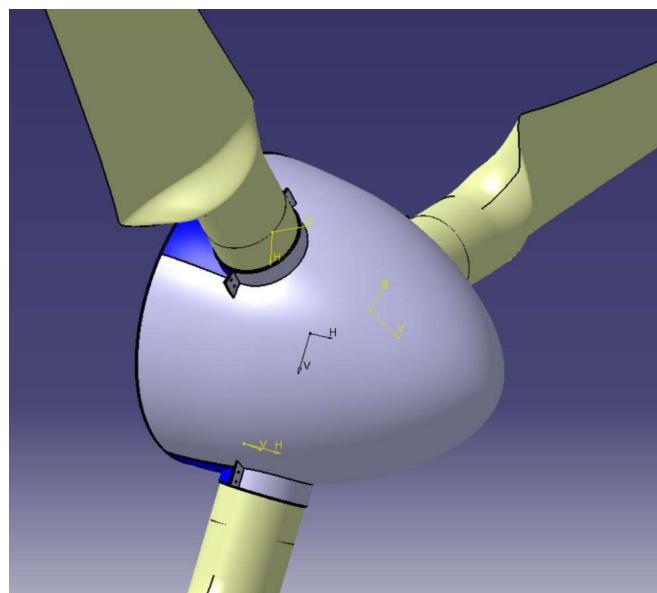


Figura 13.5 Gruppo rotore

13.3 Gruppo navicella

1. Inserire nel particolare 31 (albero lento) il particolare 32 (distanziale), poi il particolare 33 (tappo) insieme al particolare 34 (guarnizione) e al particolare 35 (guarnizione);
2. Inserire il particolare 36 (cuscinetto NJ 2216 ECML) insieme al particolare 37 (anello di spallamento HJ 216 EC) nell'insieme del particolare 31 (albero lento);
3. Inserire il particolare 38 (rosetta di sicurezza MB 16 UNI 2982) al particolare 31 ed avvitare il particolare 39 (ghiera di bloccaggio KM 16), piegare il dentino del particolare 38 nell'apposita cava presente sul particolare 39;
4. Porre l'insieme del particolare 31 (albero lento) nel particolare 40 (carter anteriore), fissando il particolare 33 (tappo) al 40 (carter anteriore) con i particolari 41 (vite mordenti M6x32 UNI 5737) insieme ai particolari 42 (rosetta elastica A6 UNI 1751);
5. Inserire il particolare 43 (linguetta 16x10x45 UNI 6604) nell'apposita cava del particolare 31 (albero lento);
6. Inserire il particolare 44 (ruota conduttrice) sul particolare 31 (albero lento);
7. Inserire il particolare 45 (distanziale) nel particolare 31 (albero lento) con la parte avente spessore maggiore rivolta verso il particolare 44 (ruota conduttrice);
8. Inserire il particolare 47 (linguetta 12x8x28 UNI 6604) nell'apposita cava in corrispondenza del diametro maggiore del particolare 46 (albero veloce);
9. Inserire il particolare 48 (ruota condotta) nel particolare 46 (albero veloce) e posizionare l'insieme nel particolare 40 (carter anteriore);
10. Infilare il particolare 49 (distanziale) dall'estremità vicina al particolare 48 (ruota condotta) nel particolare 46 (albero veloce), inserire di seguito il particolare 50 (cuscinetto SKF 30307), poi il particolare 51 (tappo) insieme al particolare 52 (guarnizione);

11. Fissare il particolare 51 (tappo) al particolare 40 (carter anteriore) attraverso i particolari 41 (vite mordenti M6x32 UNI 5737) insieme ai particolari 42 (rosetta elastica A6 UNI 1751);
12. Inserire dal lato libero del particolare 46 (albero veloce) il particolare 49 (distanziale);
13. Inserire i particolari 53 (perno 6x14 UNI 1707) per il riferimento al particolare 40 (carter anteriore), di seguito inserire il particolare 54 (guarnizione) e 55 (carter posteriore), fissandoli con i particolari 18 (vite M8x30 UNI 5739-65) insieme ai 30 (rosetta 8 UNI 6592), serrandola con i particolari 29 (dato M8 UNI 5588-65) insieme ai particolari 19 (rosetta elastica A8 UNI 1751);
14. Inserire di seguito il particolare 56 (cuscinetto SKF NU 2210 ECML) nel particolare 31 (albero lento) e porre il particolare 57 (anello seeger 50 UNI 7435-75) nell'apposita cava;
15. Inserire nel particolare 31 (albero lento) il particolare 60 (tappo) insieme al particolare 58 (guarnizione) e 59 (feltro), fissandolo con i particolari 61 (viti M6x28 UNI 5739-65) insieme ai particolari 42 (rosetta elastica A6 UNI 1751);
16. Infilare il particolare 49 (distanziale) all'estremità libera del particolare 46 (albero veloce), inserire di seguito il particolare 50 (cuscinetto SKF 30307), poi il particolare 62 (tenuta SKF 35 VA R);
17. Inserire il particolare 64 (tappo) insieme al particolare 63 (guarnizione) nel particolare 46 (albero veloce), fissandolo con i particolari 41 (vite mordenti M6x32 UNI 5737) insieme ai particolari 42 (rosetta elastica A6 UNI 1751);

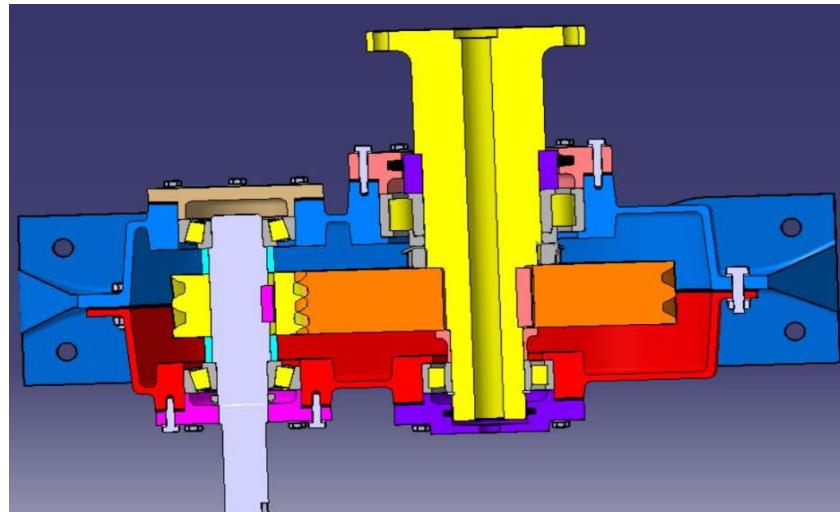


Figura 13.7 Vista interna del moltiplicatore di giri

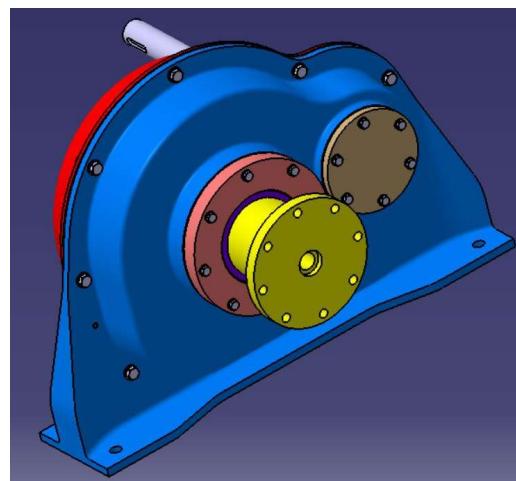


Figura 13.6 Moltiplicatore di giri

18. Fissare il particolare 65 (supporto freno) al particolare 66 (bed plate), fissandolo con i particolari 18 (vite M8x30 UNI 5739-65) insieme ai 30 (rosetta 8 UNI 6592), serrandola con i particolari 29 (dado M8 UNI 5588-65) insieme ai particolari 19 (rosetta elastica A8 UNI 1751);
19. Infilare il particolare 46 (albero veloce) all'interno del foro del particolare 65 (supporto freno), riferendo e fissando il particolare 40 (carter anteriore) con il particolare 66 (bed plate), attraverso i particolari 11 (vite M12x40 UNI 5739-65) insieme ai particolari 4 (rosetta 12 UNI 6592), serrare i particolari 5 (dado M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);

20. Inserire il particolare 67 (linguetta 10x8x56 UNI 6604) nella seconda cava del particolare 46 (albero veloce);
21. Inserire nell'estremità libera del particolare 46 (albero veloce), il particolare 68 (freno di sicurezza) fissandolo al particolare 65 (supporto freno) con i particolari 69 (vite M12x145), serrare i particolari 5 (dado M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);
22. Inserire il particolare 70 (linguetta 8x7x36 UNI 6604) nella terza cava del particolare 46 (albero veloce);
23. Inserire nel particolare 46 (albero veloce) il particolare 71 (giunto elastico);
24. Inserire il particolare 70 (linguetta 8x7x36 UNI 6604) nell'apposita cava del particolare 72 (generatore elettrico);
25. Inserire l'albero del particolare 72 nel particolare 71;
26. Fissare il particolare 72 (generatore elettrico) al particolare 66 (bed plate), tramite i particolari 18 (vite M8x30 UNI 5739-65) insieme ai particolari 30 (rosetta 8 UNI 6592) e serrarli con i particolari 29 (dado M8 UNI 5588-65) insieme ai particolari 19 (rosetta elastica A8 UNI 1751);

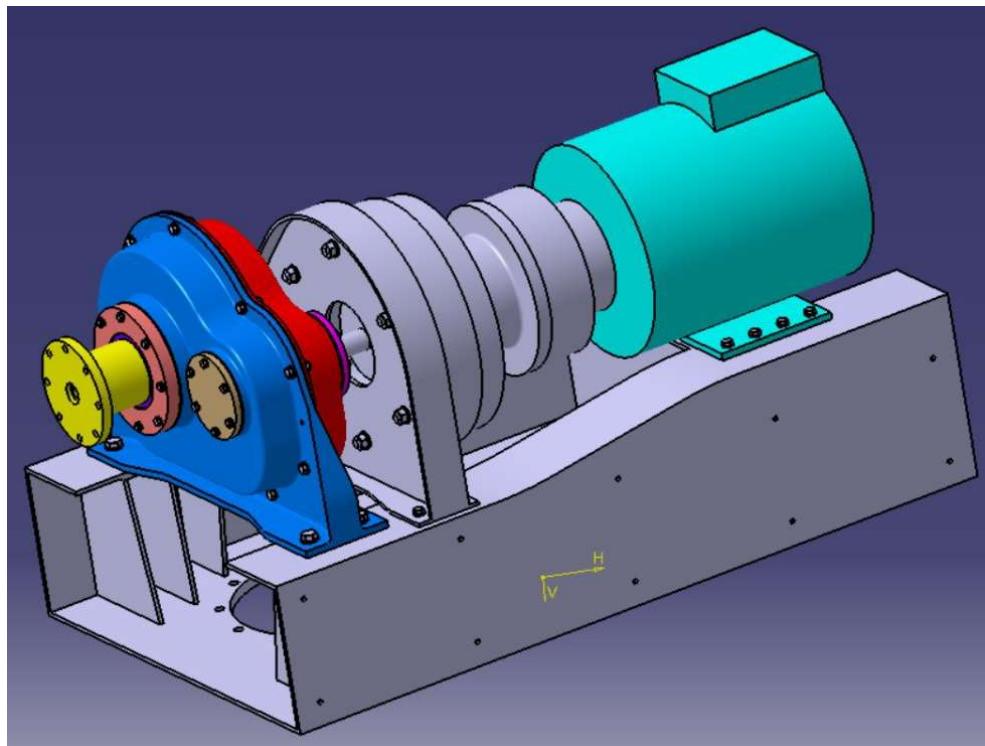


Figura 13.8 Vista interna della navicella

27. Fissare il particolare 73 (ventola) al particolare 66 (bed plate) con i particolari 9 (vite mordente M4x22 UNI 5739-65) insieme ai particolari 10 (rosetta elastica A4 UNI 1751);
28. Fissare il particolare 8 (scatola elettronica) al particolare 66 (bed plate) con i particolari 9 (vite mordente M4x22 UNI 5739-65) insieme ai particolari 10 (rosetta elastica A4 UNI 1751);
29. Montare il particolare 17 (motorino) sul particolare 66 (bed plate) con i particolari 18 (vite mordente M8x30 UNI 5739-65) insieme ai particolari 19 (rosetta elastica A8 UNI 1751);
30. Inserire il particolare 20 (linguetta 12x6x55 UNI 6604) nella cava del particolare 17 (motorino), poi inserire il particolare 74 (pignone)
31. Inserire il particolare 22 (piastrina) e fissarlo al particolare 17 (motorino) con i particolari 3 (vite M12x30 UNI 5739-65) insieme ai particolari 4 (rosetta 12 UNI 6592), serrando i particolari 5 (dato M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);

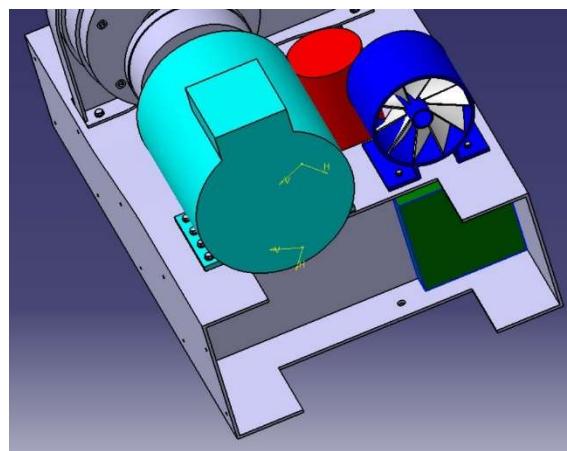


Figura 13.9 Vista interna posteriore navicella

32. Fissare il particolare 75 (ralla) al particolare 66 (bed plate) con i particolari 76 (vite M12x50 UNI 5737) insieme ai particolari 4 (rosetta 12 UNI 6592), serrare i particolari 5 (dato M12 UNI 5588-65) insieme ai particolari 6 (rosetta elastica A12 UNI 1751);

33. Fissare il particolare 23 (sensore) nel particolare 66 (bed plate) con il particolare 9 (vite mordente M4x22 UNI 5739-65) insieme ai particolari 10 (rosetta elastica A4 UNI 1751), serrare i particolari 24 (dado M4 UNI 5588-65) insieme ai particolari 10 (rosetta elastica A4 UNI 1751);

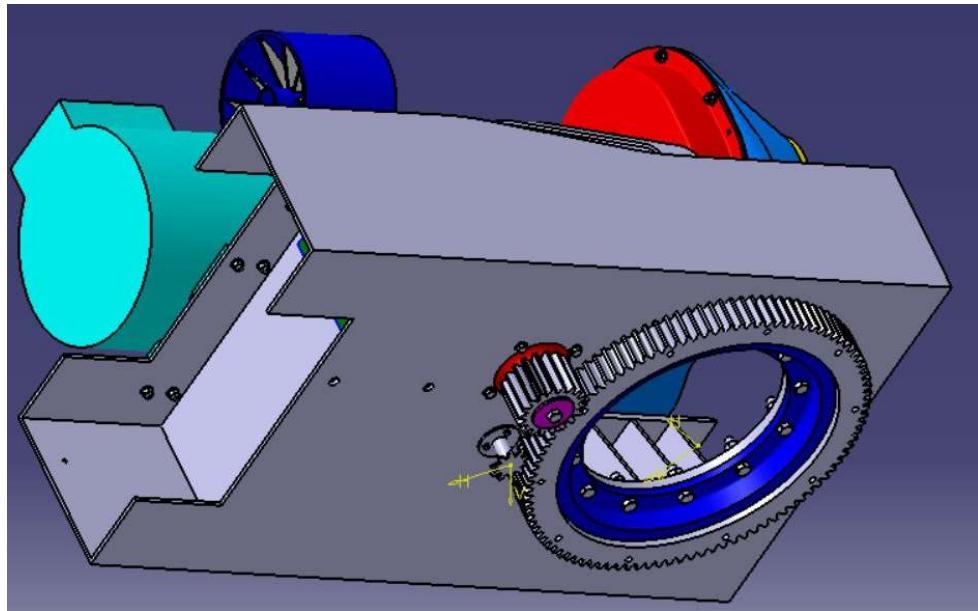


Figura 13.10 Vista dal basso della navicella

13.4 Montaggio del complessivo

1. Si inseriscono all'interno del particolare 75 due spine filettate per il riferimento della navicella con il palo. Le spine verranno rimosse una volta ancorata la navicella al palo;
2. Si fissa il particolare 75 alla flangia del palo, come previsto dal committente;
3. Si solleva con una gru il rotore e lo si unisce alla navicella attraverso i particolari 1 (hub) e 31 (albero lento), facendo passare i fili uscenti dal particolare 8 (scatola di controllo) all'interno del foro del particolare 31 (albero lento);
4. I particolari 1 (hub) e 31 (albero lento) sono collegati con i particolari 77 (vite M10x45 UNI 5737) insieme ai particolari 78 (rosetta 10 UNI 6592), serrando i

particolari 80 (dado M10 UNI 5588-65) insieme ai particolari 79 (rosetta elastica A10 UNI 1751);

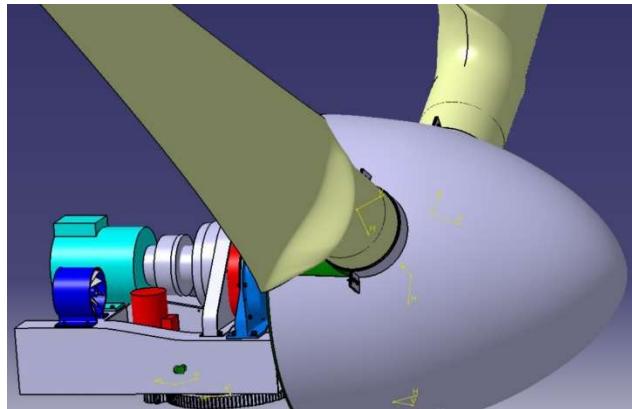


Figura 13.11 Insieme navicella e rotore

5. Si collegano i fili uscenti dal particolare 31 (albero lento) con il particolare 81 (giunto).
6. Il particolare 81 (giunto) viene fissato al particolare 60 (tappo) tramite 82 (vite M2x4 UNI 6107-67);
7. Si inseriscono nel particolare 83 (carter navicella destro) i particolari 84 (inserto M5 FTT/C UNI 9201);
8. Si inseriscono nel particolare 85 (carter navicella sinistro) i particolari 84 (inserto M5 FTT/C UNI 9201);
9. Si inseriscono nel particolare 66 (bed plate) i particolari 84 (inserto M5 FTT/C UNI 9201);
10. Si solleva con una gru il particolare 83 (carter navicella destro), poi si fissa al particolare 66 (bed plate) tramite ai particolari 86 (vite M5x18 UNI 5739-75) insieme ai particolari 87 (rosetta elastica A5 UNI 1751);
11. Si solleva con una gru il particolare 85 (carter navicella destro), poi si fissa al particolare 66 (bed plate) tramite ai particolari 86 (vite M5x18 UNI 5739-75) insieme ai particolari 87 (rosetta elastica A5 UNI 1751);
12. Il particolare 83 (carter navicella destro) e il particolare 85 (carter navicella sinistro) sono uniti in corrispondenza del particolare 75 (ralla) tramite i particolari 86 (vite M5x18 UNI 5739-75) insieme ai particolari 88 (rosetta 5

- UNI 6592), serrati con il particolare 89 (dado M5 UNI 5588-65) e il particolare 87 (rosetta elastica A5 UNI 1751);
13. Il resto dei collegamenti tra il particolare 83 (carter navicella destro) e il particolare 85 (carter navicella sinistro) avviene tramite i particolari 86 (vite M5x18 UNI 5739-75) insieme ai particolari 87 (rosetta elastica A5 UNI 1751);
 14. Si collega il particolare 90 (carter navicella superiore) ai particolari 83 (carter navicella destro) e 85 (carter navicella sinistro) tramite i particolari 86 (vite M5x18 UNI 5739-75) insieme ai particolari 87 (rosetta elastica A5 UNI 1751);
 15. Si collega il particolare 91 (sensori vento) al particolare 90 (carter navicella superiore) tramite i particolari 86 (vite M5x18 UNI 5739-75) insieme ai particolari 87 (rosetta elastica A5 UNI 1751).

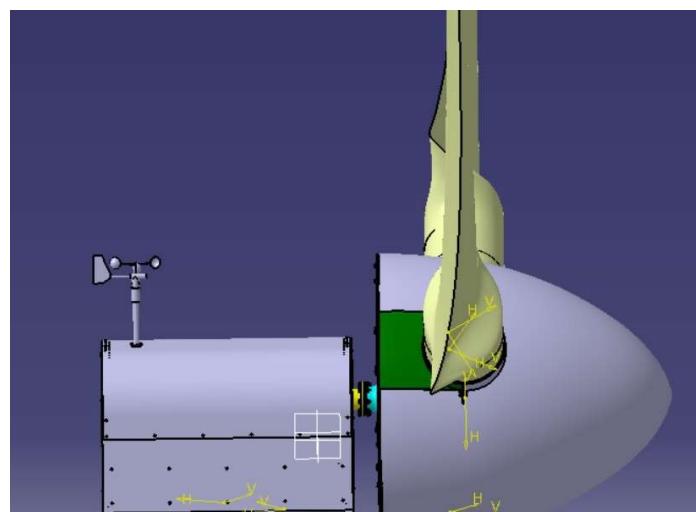


Figura 13.12 Vista finale Aver-Mill

Capitolo 14

Cicli di lavorazione

14.1 Albero lento

L'albero lento viene realizzato in acciaio 42CrMo4 attraverso il processo di stampaggio. Il pezzo ottenuto da questa procedura viene lavorato alle macchine utensili.

14.1.1 Stampaggio a caldo

La prima fase del ciclo di lavorazione dell'albero lento prevede lo stampaggio a caldo con la presenza di camere scarta-bava. Si parte da una billetta che viene deformata tramite ricalcatura. La temperatura a cui si effettua lo stampaggio a caldo è di $1150\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La billetta ha una forma cilindrica ed è realizzata in acciaio 42CrMo4 avente densità pari a $\rho = 7850\text{ kg/m}^3$ e massa data da:

$$M_B = (m_P + m_{CB}) \cdot A$$

La massa del pezzo finito è indicata con m_P ed è pari a 20 kg .

Il termine m_{CB} rappresenta il peso del materiale che serve per il canale scarta-bava e in base alla complessità del pezzo varia tra il 5% e il 15% del peso del pezzo stampato. La complessità del pezzo da stampare è abbastanza bassa, per questo motivo si assume un valore pari all'8%:

$$m_{CB} = 0.08 \cdot m_P = 1.6\text{ kg}$$

Il coefficiente A tiene conto delle perdite per ossidazione durante il processo per riscaldamento pari a circa 3-5% del peso del materiale riscaldato, si assume un valore intermedio pari a 4%.

Sostituendo si ottiene la massa della billetta da utilizzare per lo stampaggio:

$$M_B = (m_P + m_{CB}) \cdot A = 22.8 \text{ kg}$$

Il volume della billetta è dato da:

$$V_B = \frac{M_B}{\rho} = 2.9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

La billetta dovrà avere un diametro pari a 90 mm, minore del diametro della cavità inferiore per avere uno stampaggio con ricalcatura. L'altezza della billetta si calcola attraverso la seguente formula:

$$H_B = \frac{4 \cdot V_B}{\pi \cdot D_B^2} = 436 \text{ mm}$$

La forza di stampaggio viene calcolata con una relazione empirica:

$$F_S = K \cdot S_F \cdot A_P$$

Il coefficiente K di complessità dipende dalla configurazione del pezzo, per pezzi semplici con canale di bava, varia tra 5 ed 8, per il nostro caso si assume un valore pari a $K = 6$.

Il limite di snervamento del materiale nelle condizioni di processo S_F è pari a 120 N/mm².

Il termine A_P rappresenta la superficie del pezzo nel piano di divisione, incluso il canale della bava, quindi è dato da:

$$A_P = \frac{\pi \cdot (D + 2 \cdot b)^2}{4}$$

Il diametro nel piano divisore D del pezzo è pari a 152 mm.

Lo spessore del canale di bava s si trova dalla relazione empirica di Vieregge:

$$s = 0.017 \cdot D + \frac{1}{\sqrt{D + 5}}$$

A questo valore corrisponde uno spessore del canale scarta-bava dato dalla seguente relazione:

$$b = 62.5 \cdot \frac{s}{\sqrt{D}}$$

Si mostra in Figura 14.1 l'immagine del processo di lavorazione.

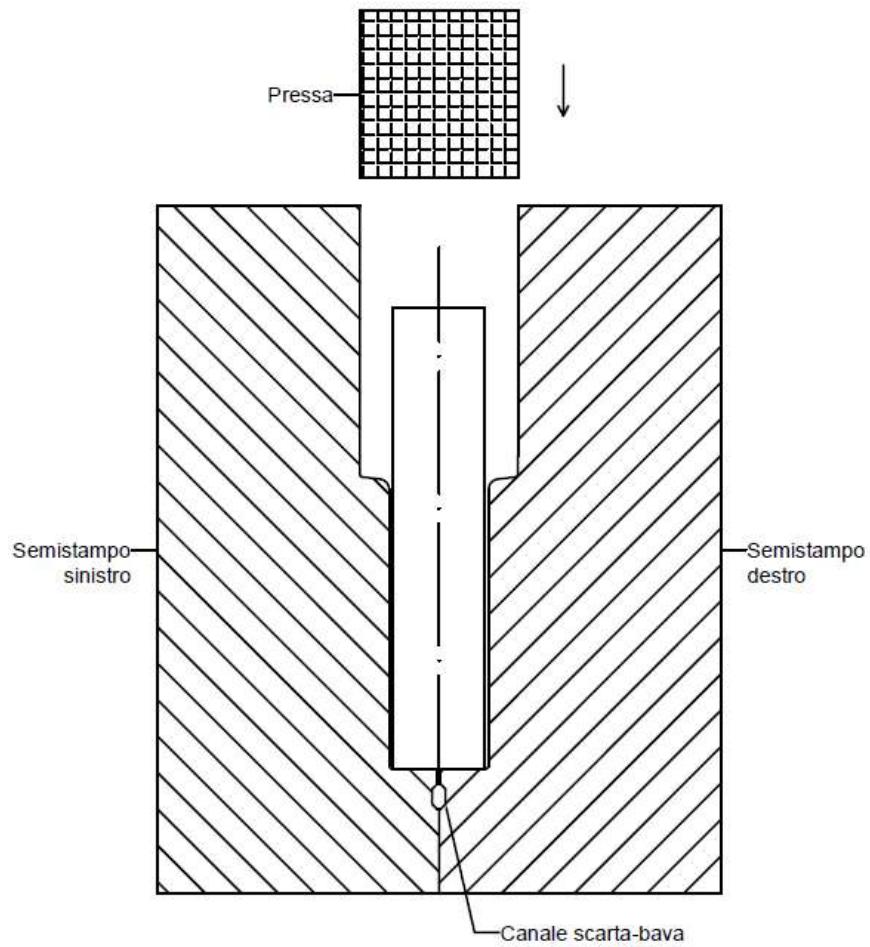


Figura 14.1 Schema del processo di lavorazione

Si rimuove tramite traciatura il canale scarta-bava e il pezzo che si ottiene è mostrato in Figura 14.2.

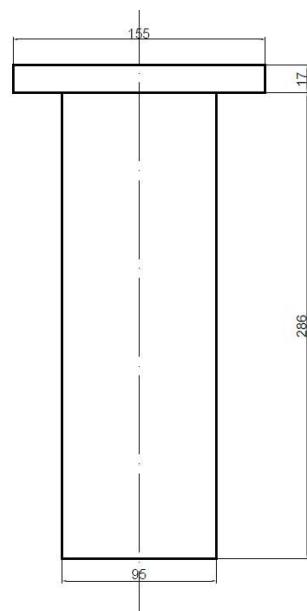


Figura 14.2 Grezzo di lavorazione

14.1.2 Lavorazione alle macchine utensili

Il pezzo ottenuto dallo stampaggio viene lavorato alle macchine utensili, prendendo come superfici di riferimento quelle mostrate in Figura 14.3.

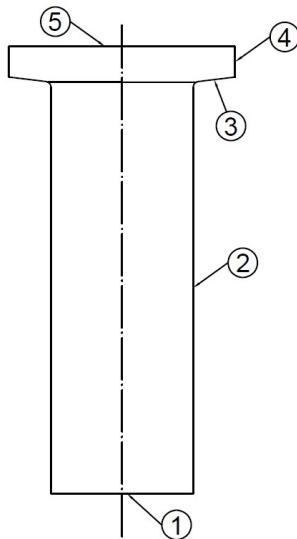
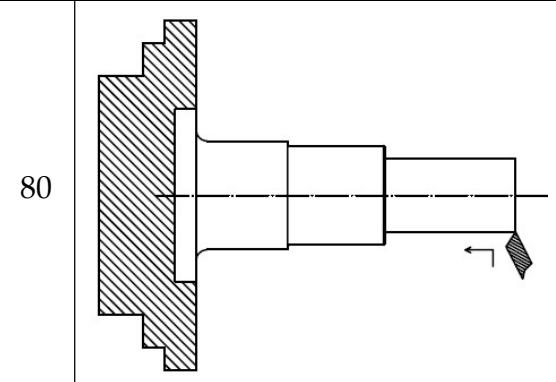
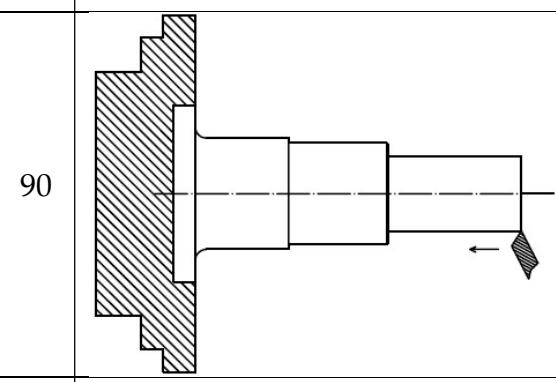
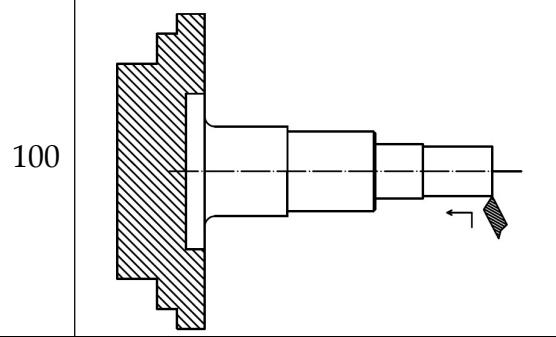
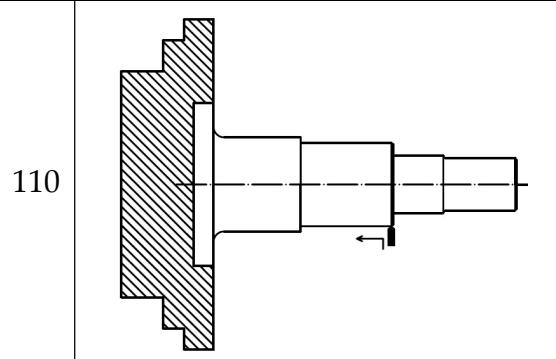
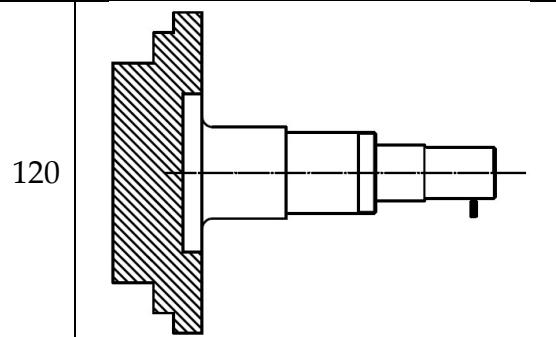


Figura 14.3 Superficie di riferimento

Nella Tabella 14.1 si riportano le lavorazioni alle macchine utensili.

N°	SCHIZZO DI LAVORAZIONE	DESCRIZIONE FASI	Macchina	Attrezzature	Superficie di riferimento
10		Sfacciatura Da $\Phi = 95$ a $\Phi = 0$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $X=45^\circ$	S1
20		Sfacciatura Da $\Phi = 155$ a $\Phi = 95$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $X=45^\circ$	S3

		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 95$ a $\Phi = 91$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 286 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2
40		Tornitura cilindrica esterna di finitura e realizzazione spallamento Da $\Phi = 91$ a $\Phi = 90$ $p = 0.5 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 286 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2
50		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 90$ a $\Phi = 82$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 2$ $L = 206 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2
60		Tornitura cilindrica esterna di finitura e realizzazione spallamento Da $\Phi = 82$ a $\Phi = 80$ $p = 0.5 \text{ mm}$ $N = 2$ $L = 206 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2
70		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 80$ a $\Phi = 56$ $p = 6 \text{ mm}$ $N = 2$ $L = 118 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2

		Tornitura cilindrica esterna di finitura con sfacciatura Da $\Phi = 56$ a $\Phi = 55$ $p = 0.5 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 118 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2
80		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 55$ a $\Phi = 51$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 70 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2
90		Tornitura cilindrica esterna di finitura con sfacciatura Da $\Phi = 51$ a $\Phi = 50$ $p = 0.5 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 70 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2
100		Tornitura per la realizzazione della filettatura M80x17	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=45^\circ$	S2
110		Tornitura per la realizzazione della cava $\Phi = 50$ $p = 1 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $\chi=95^\circ$	S2

		Fresatura $\Phi = 20$ Profondità 4 mm	Fresa a disco	S2
140		Fresatura $\Phi = 8$ Profondità 6 mm	Fresa a bottone	S2
150		Foratura profonda $\Phi = 20$ $L = 304 \text{ mm}$	Macchina foratrice	S1
160		Sfacciatura Da $\Phi = 155$ a $\Phi = 0$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo	S5
170		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 155$ a $\Phi = 151$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 15 \text{ mm}$	Tornio parallelo Utensile in carburo $X=95^\circ$	S4

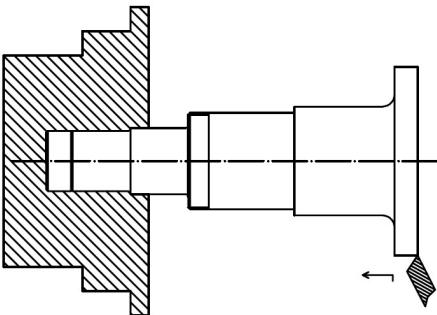
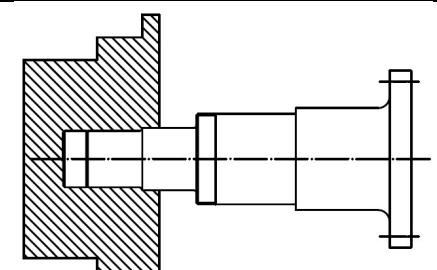
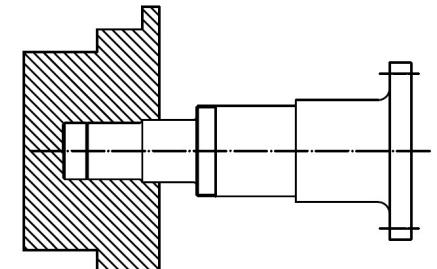
180	 <p>Tornitura cilindrica esterna di finitura con sfacciatura Da $\Phi = 151$ a $\Phi = 150$ $p = 0.5 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 15 \text{ mm}$</p> <p>Tornio parallelo</p> <p>Utensile in carburo $X=45^\circ$</p> <p>S5</p>
190	 <p>Centratura n° 8 fori a 30° Interasse 130mm</p> <p>Tornio parallelo</p> <p>Utensile in carburo $X=45^\circ$</p> <p>S5</p>
200	 <p>Foratura otto fori a 30° $\Phi = 10.6$ $L = 14 \text{ mm}$</p> <p>Trapano</p> <p>Punta elicoidale HSS $\Phi = 10.6$</p> <p>S5</p>

Tabella 14.1 Lavorazioni alle macchine utensili dell'albero lento

14.2 Tappo albero veloce posteriore

Il tappo posteriore dell'albero veloce viene realizzato in ghisa sferoidale perlitica con denominazione EN-GJS-800-2.

14.2.1 Processo di fonderia

Il modello del tappo viene realizzato in due semimodelli con materie plastiche. Per la realizzazione del foro si inserisce nella cavità del modello un'anima che rappresenta il foro stesso e costruita in materiale refrattario.

Il modello deve tener conto di seguenti aspetti:

- Il ritiro del materiale che una volta solidificato e raffreddato presenterà un volume minore, per compensare questo effetto ed ottenere il pezzo delle dimensioni desiderate si aumentano le dimensioni del modello. Il valore medio di ritiro lineare con riferimento alla UNI 473 per ghise sferoidali perlite è del 1.20 %;
- Il sovrametallo, dato che il pezzo ottenuto per fusione presenta un grado di finitura superficiale piuttosto scarso si predisponde sulle superfici dell'opportuno materiale in più. Il modello presenterà delle dimensioni maggiori se le quote sono relative alle superfici esterne, mentre, dimensioni minori quando sono relative alle superfici interne;
- Le portate d'anima, ovvero dei tronchi di cono posti a sbalzo sul modello che hanno lo scopo di sostenere l'anima una volta inserita nella forma;
- I raggi di raccordo, in modo tale da non creare zone critiche al momento del ritiro del materiale, con valore di 10 mm se interni e 4 mm se esterni;
- Gli angoli di sformo, necessari per l'estrazione del modello dalla forma pari a 3° per il modello e 12° per le portate d'anima verticali.

Facendo riferimento alle quote del pezzo che si vuole ottenere, le quote del modello sono riportate in Tabella 14.2.

Quota del pezzo	Ritiro	Sovrametallo		Quota modello
mm	mm	mm	mm	mm
Ø 80	0.96	+3	+3	Ø 87
Ø 73	0.88	-3	-3	Ø 66
Ø 120	1.44	+3	+3	Ø 127
Ø 35.5	0.43	-3	-3	Ø 29
10	0.12	+3	+3	16
24	0.29	+3	+3	30

Tabella 14.2 Quote del modello

Tenendo conto degli aspetti citati sopra il modello presenta:

- Sovrametallo = 3 mm
- Ritiro = 1,2 %
- Angoli di spoglia = 3°

Nella Figura 14.4 viene mostrato il modello e l'anima necessari per il processo.

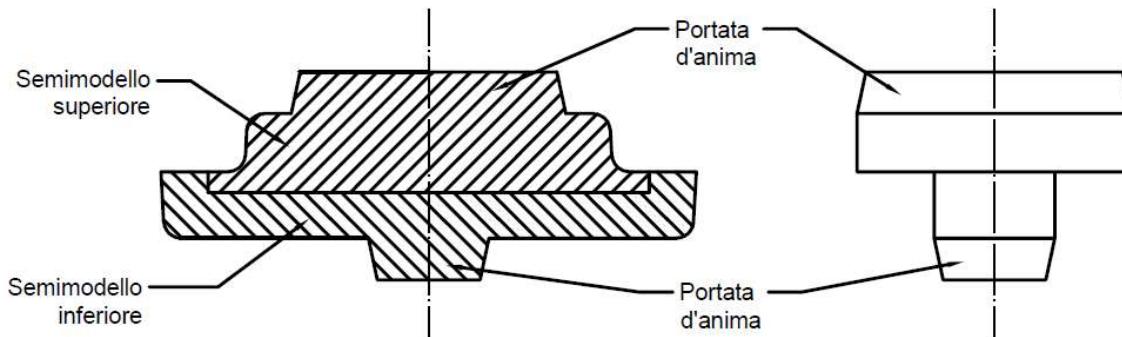


Figura 14.4 Modello ed anima del tappo albero veloce posteriore

Nella cassa viene predisposta una materozza a cielo aperto in modo tale da evitare la formazione del cono di ritiro all'interno del getto. Si dispone la materozza sopra il semimodello superiore essendo l'ultima parte del pezzo che si solidifica.

Per il calcolo delle dimensioni della materozza si calcola il modulo di raffreddamento del pezzo:

$$M_p = \frac{Volume}{Superficie} = 10.4 \text{ mm}$$

Il modulo di raffreddamento della materozza è dato da $M_m = 1.2 \cdot M_p = 12.5 \text{ mm}$.

Si sceglie una materozza di tipo cilindrico avente una lunghezza L proporzionale al diametro D : $L = 1.5 D$.

Dalla relazione precedente si ottiene $D = 58 \text{ mm}$ e $L = 87 \text{ mm}$.

Il sistema di colata è di tipo pressurizzato ed è stato dimensionato con una progressiva riduzione di sezione per evitare il distacco della vena fluida.

Si dispone il semimodello inferiore e la staffa inferiore su un piano di lavoro, poi si deposita la terra compattandola. Una volta concluso questo procedimento si ruota la staffa e si predisponde l'altro semimodello insieme alla staffa superiore, al canale di colata e alla materozza. Si deposita nuovamente la terra compattandola come mostrato in Figura 14.5.

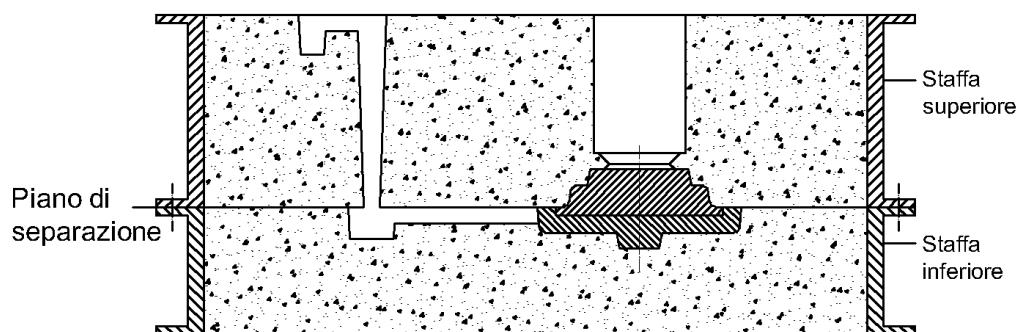


Figura 14.5 Preparazione dello stampo in terra

Finita questa procedura si estraggono i modelli, si predisponde l'anima e si procede con la colata, come mostrato in Figura 14.6.

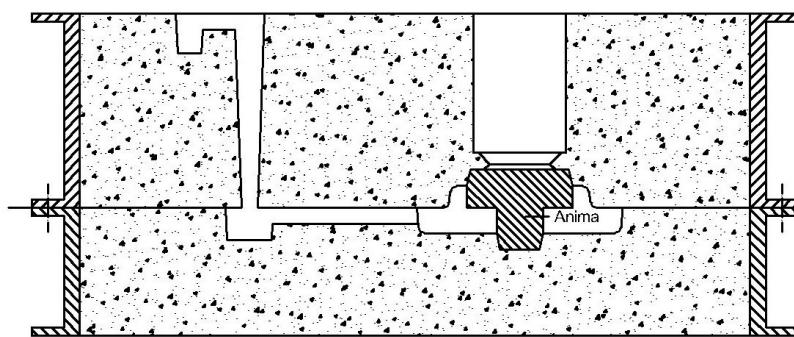


Figura 14.6 Processo di fonderia

Si ottiene il componente fuso mostrato in Figura 14.7 da lavorare successivamente alle macchine utensili.

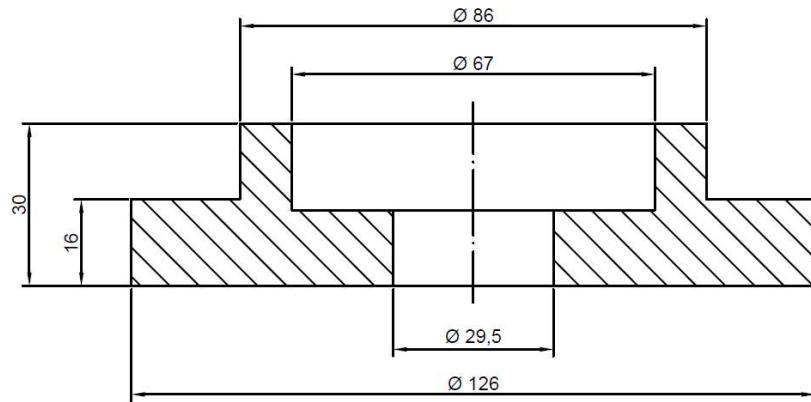


Figura 14.7 Grezzo di lavorazione

14.2.2 Lavorazione alle macchine utensili

Il pezzo che si vuole ottenere viene mostrato in Figura 14.8, dove sono state indicate le superfici di riferimento.

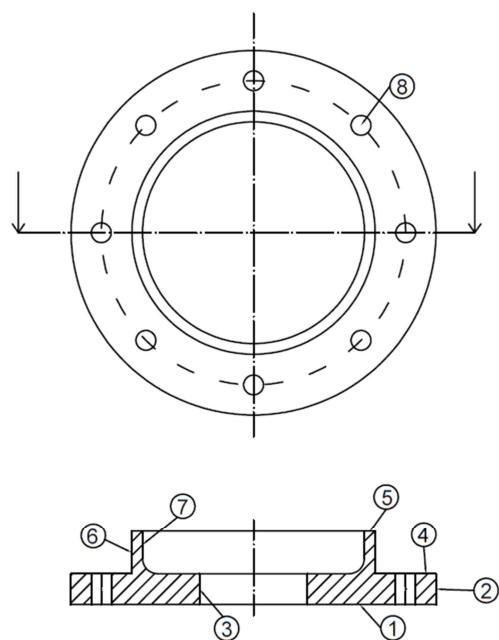
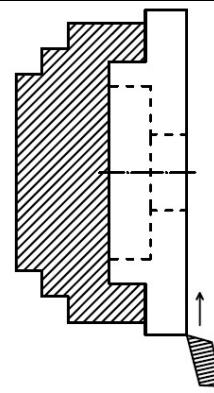
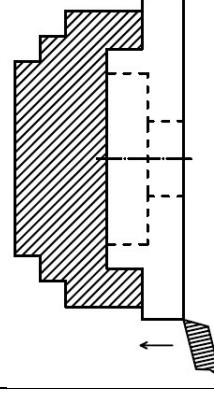
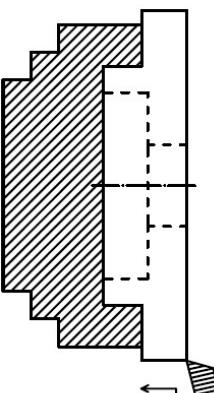
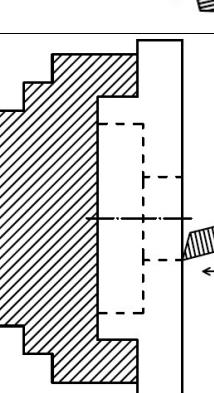
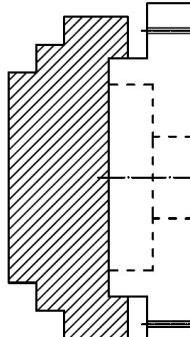
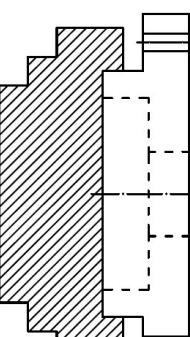
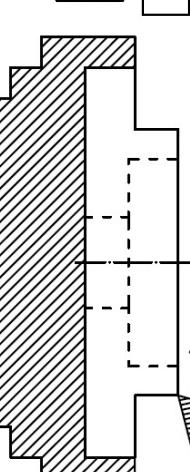
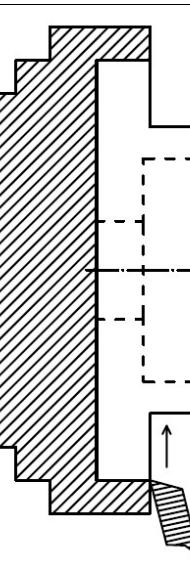


Figura 14.8 Superfici di riferimento del tappo albero veloce posteriore

Le successive lavorazioni alle macchine utensili sono riportate in Tabella 14.3.

N°	SCHIZZO DI LAVORAZIONE	DESCRIZIONE FASI	Macchina	Attrezzature	Superficie di riferimento
10		Sfacciatura Da $\Phi = 126$ a $\Phi = 29.5$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $X=45^\circ$	S1
20		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 126$ a $\Phi = 122$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 13 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $X=95^\circ$	S2
30		Tornitura cilindrica esterna di finitura con sfacciatura Da $\Phi = 122$ a $\Phi = 120$ $p = 1 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 13 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $X=95^\circ$	S2
40		Tornitura cilindrica interna di sgrossatura Da $\Phi = 29.5$ a $\Phi = 35.5$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 10 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo $X=95^\circ$	S3

			Centratura n° 8 fori a 30° Interasse 100 mm		S1
60			Foratura otto fori a 30° $\Phi = 5$ $L = 14 \text{ mm}$	Trapano	S1-S8
70			Sfacciatura Da $\Phi = 86$ a $\Phi = 67$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo	S5
80			Sfacciatura Da $\Phi = 120$ a $\Phi = 86$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo Utensile in carburo X=45°	S4

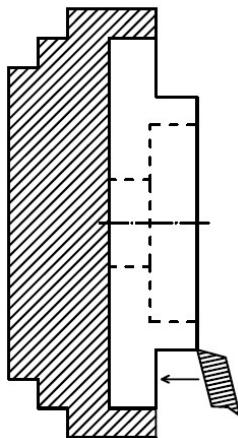
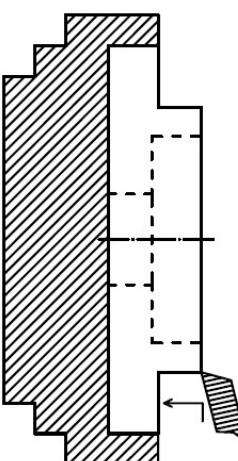
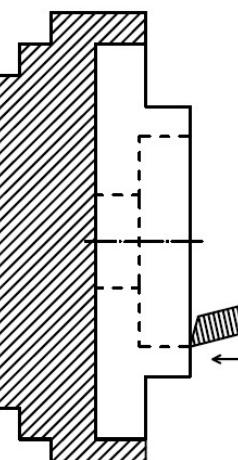
90		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 86$ a $\Phi = 82$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 14 \text{ mm}$	Tornio parallelo Utensile in carburo $X=95^\circ$	S6
100		Tornitura cilindrica esterna di finitura con sfacciatura Da $\Phi = 82$ a $\Phi = 80$ $p = 1 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 14 \text{ mm}$	Tornio parallelo Utensile in carburo $X=95^\circ$	S6
110		Tornitura cilindrica interna di sgrossatura Da $\Phi = 29.5$ a $\Phi = 35.5$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 10 \text{ mm}$	Tornio parallelo Utensile in carburo $X=95^\circ$	S7

Tabella 14.3 Lavorazioni alle macchine utensili tappo albero veloce posteriore

14.3 Pala

Le pale sono realizzate attraverso quattro parti principali: due pezzi esterni (dorso e ventre), lo spar che unisce i due gusci e il bicchierino. Dopo essere state prodotte, le quattro parti vengono incollate insieme. I gusci e lo spar sono realizzati in materiali compositi, mentre, il bicchierino viene realizzato in lega di alluminio.

14.3.1 Lavorazione pala

Le prime tre parti della pala sono realizzate mediante la procedura *prepreg lay-up*, la quale consiste nella deposizione manuale dei preimpregnati su stampi aperti. La compattazione dei vari strati avviene mediante sacco a vuoto e cura in autoclave.

Le fasi del processo di realizzazione sono le seguenti:

1. Realizzazione del modello;
2. Costruzione dello stampo;
3. Distacco dello stampo e rifinitura;
4. Realizzazione del laminato;
5. Distacco e rifinitura del pezzo.

Realizzazione del modello

Il modello viene realizzato dall'azienda CarbonLine, alla quale vengono forniti tutti i cad per la realizzazione.

Costruzione dello stampo

Il modello viene fissato e avvitato su un laminato come mostrato in Figura 14.9.

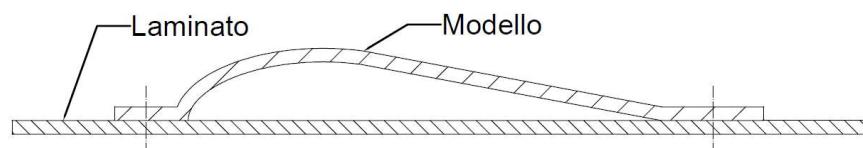


Figura 14.9 Montaggio del modello

Dopo il fissaggio, la realizzazione dello stampo prevede la stratificazione del modello aggiungendo una flangia, che circonda tutto il perimetro per il fissaggio del sacco a vuoto. Per prima cosa vengono arrotondati tutti gli angoli di raccordo con un raggio di almeno 2 mm e dello stucco metallico. Il modello viene ricoperto da un *gelcoat* in poliestere da stampi R-21, applicato a spruzzo in modo tale da formare diversi strati, fino al raggiungimento di uno spessore totale di 0.6 mm . Dopo l'applicazione, si attendono 4 ore, affinché il *gelcoat* sia sufficientemente indurito; durante questo periodo, si arrotondano gli spigoli vivi utilizzando lo stesso *gelcoat* e applicandolo con un pennello.

Lo stampo viene realizzato in materiale composito, utilizzando una resina poliestere 601 catalizzata con il 2% di perossido di metilelchetone e fibre di mat.

La superficie viene ricoperta inizialmente da uno strato di resina, seguita da un primo strato di fibre realizzate con un mat di superficie da 300 g/m^2 , che serve ad evitare di riprodurre sulla superficie dello stampo il disegno della trama delle fibre.

Lo strato viene realizzato passando ripetutamente il rullo imbevuto di resina, fino alla completa saturazione delle fibre, per i punti più difficili e le rifiniture dei bordi si utilizza un pennello. La quantità di resina utilizzata per l'impregnazione dei mat a bassa grammatura è di 2:1 in rapporto in peso rispetto a quello della fibra di vetro.

Si lascia asciugare lo strato per 10-12 ore a $20\text{ }^\circ\text{C}$, fino al completo indurimento.

Nella creazione dello stampo, gli strati di mat vengono laminati uno alla volta, ponendo sopra il mat di superficie strati di fibra di vetro con grammature crescenti, 400 g/m^2 , 450 g/m^2 e 600 g/m^2 . Ogni strato viene impregnato con resina fino al raggiungimento di uno spessore di circa 3 mm come mostrato in Figura 14.10.

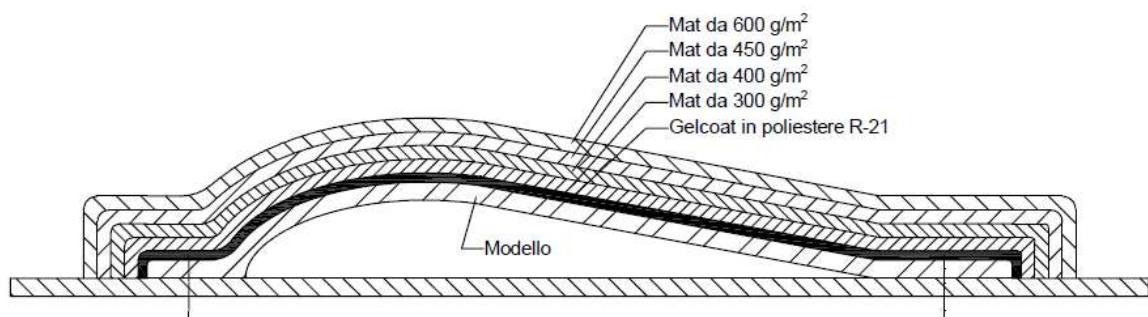


Figura 14.10 Realizzazione dello stampo

La quantità di resina utilizzata per l'impregnazione di questi mat è di 1:1 in rapporto in peso rispetto a quello della fibra di vetro.

Dopo la deposizione dei vari strati, si utilizzano dei "rulli frangibolle", per eliminare tutte le bolle di aria presenti. Finita questa procedura si lascia ad asciugare lo stampo per 3 giorni.

Distacco dello stampo e rifinitura

Passati i 3 giorni, si procede a sbordare gli eccessi di resina e tessuto dello stampo mediante un seghetto e rifinire i bordi con della carta vetrata a grana grossa. Dopo aver rifinito per bene i bordi dello stampo, si procede al distacco del modello dallo stampo, imprimendo con le mani una pressione lungo i bordi di quest'ultimo. I residui di lavorazione vengono rimossi con una spugna imbevuta di acqua.

Realizzazione del laminato

Lo stampo viene fissato su un supporto come mostrato in Figura 14.11.

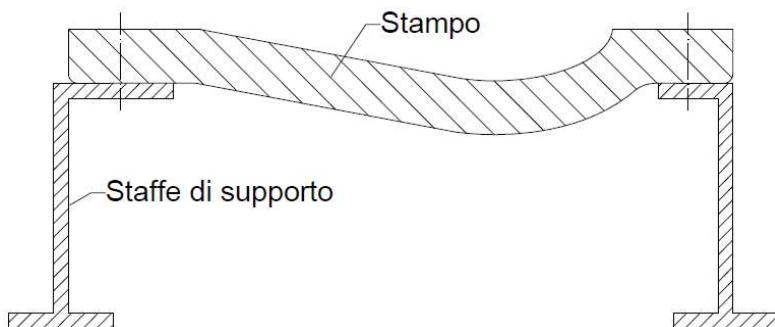


Figura 14.11 Fissaggio dello stampo

Il primo passo consiste nel ricoprire la superficie dello stampo con una cera liquida, che servirà per il distacco del laminato. Questa cera viene applicata a spruzzo, con un ciclo di 3-4 passate intervallate di 12-15 minuti.

La superficie dello stampo, dato che rappresenta la superficie esterna visibile della pala, deve essere ricoperta da un gelcoat di colore bianco applicato a spruzzo.

Il preimpregnato utilizzato per la realizzazione delle pale è costituito da fibre di vetro immerso in una matrice epossidica.

Il rotolo di preimpregnato, dopo essere stato estratto dal freezer, viene lasciato a temperatura ambiente per almeno mezz'ora. Il prepreg si presenta ricoperto da film di distaccanti e avvolto in un rotolo.

Il procedimento di lavorazione del prepreg avviene all'interno di una *clean room*, in condizioni di temperatura, pressione e umidità controllate. Il tessuto viene tagliato e posizionato con apposite macchine robotizzate su un nastro, che riporta il tessuto direttamente sullo stampo impilandolo (Figura 14.12). Per la sagomatura si utilizzano macchine di taglio automatico, con la tecnica water-jet, controllata numericamente.

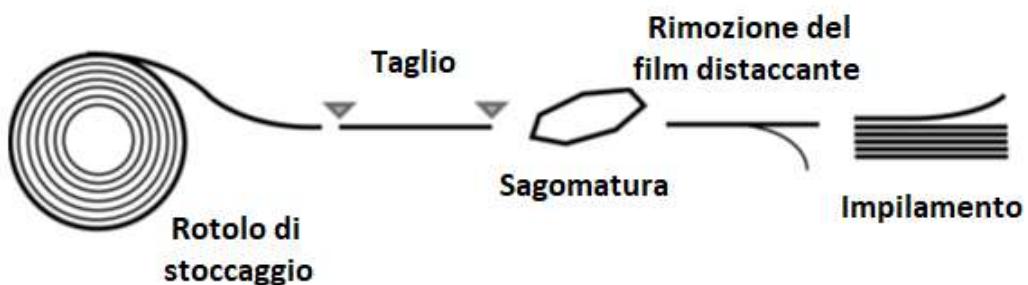


Figura 14.12 Lavorazione del prepreg

Si realizzano 20 strati complessivi dove ogni strato presenta uno spessore di 0.25 mm e con fibre disposte in sequenza [0; 45₂; 0₂; 45₂; 0₂; 45]_s dove con 0 si indica il tessuto 0°/90° e con 45 il tessuto ±45°.

Il processo tecnologico per la produzione del laminato prevede la deposizione (laminazione) di strati successivi di fibre preimpregnate su stampi aperti e la loro successiva introduzione in autoclavi (recipienti in pressione), in cui ha luogo il consolidamento del laminato per effetto dell'azione combinata di pressione e temperatura. La velocità di produzione è di 3 kg/h.

Preparazione per lo stampaggio

La realizzazione dello stampo in materiale composito avviene mediante "sacco a vuoto", che consiste nel ricoprire lo stampo con una pellicola di materiale plastico,

prodotta dall'azienda Prochima®. La preparazione del sacco da vuoto prevede una sequenza di stratificazione di diversi materiali come illustrato in Figura 14.13.

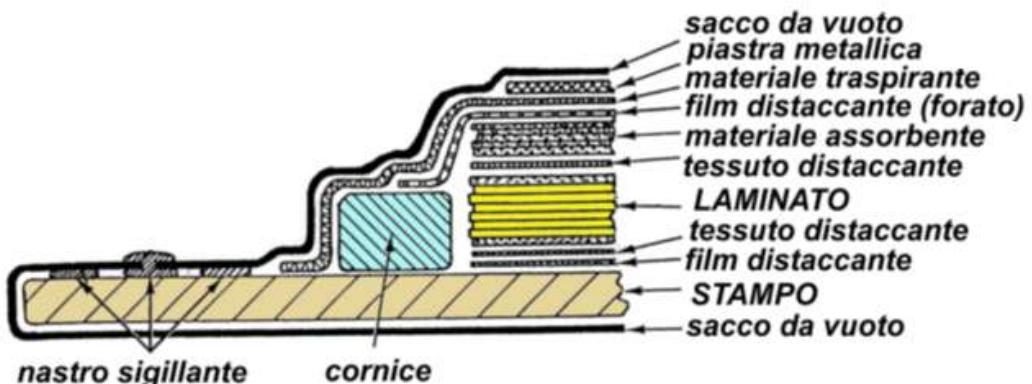


Figura 14.13 Stratificazione sacco a vuoto

Si pone sulla superficie dello stampo un film distaccante, che dopo averlo fatto aderire agisce come strato distaccante tra lo stampo e la parte in composito.

Sopra i film distaccanti, si posizionano i tessuti distaccanti a contatto con il laminato. Si posiziona il laminato e si prosegue con lo strato di tessuto distaccante che questa volta avrà il compito di separare il materiale assorbente dall'ultimo strato del laminato. Il tessuto distaccante è un tessuto traforato che lascia passare la resina in eccesso.

Sopra il materiale assorbente, viene posizionato il film distaccante seguito da uno strato di materiale traspirante poroso per garantire l'estrazione dell'aria su tutta l'estensione del componente.

Si inseriscono le valvole a cui si collegano i tubi di aspirazione ed i manometri, avvitandoli con gli anelli di protezione.

Il sacco viene fissato allo stampo lungo tutto il perimetro mediante un nastro biadesivo: un lato del nastro aderisce allo stampo e l'altro al sacco a vuoto. In questo modo lo spessore del nastro realizzerà una barriera contro l'ingresso di aria dall'esterno.

Il processo in autoclave viene eseguito dall'azienda esterna Riba Composites®, a cui sono stati forniti i dati per la procedura riportati in Tabella 14.4.

Fase della procedura	Tempo	Pressione	Temperatura	Istruzioni
Fase di pre-compattazione	2 ore	-0.8 bar	Temperatura ambiente	<i>Il sacco a vuoto deve essere collegato alle pompe tramite i canali di aspirazione.</i>
Ciclo di cura	600 min	-1 bar	85 °C	<i>Monitorare la pressione per evitare sbalzi di pressione.</i>

Tabella 14.4 Dati per la procedura in autoclave

Distacco e rifinitura del pezzo

Si procede a strappare via la pellicola, il tessuto assorbente e quello distaccante, in modo tale da far rimanere solo il pezzo laminato nello stampo.

Il procedimento illustrato per la realizzazione del dorso della pala viene ripetuto anche per il ventre e per lo spar. Nella parte interna del dorso e del ventre si ricava uno scalino per il posizionamento dello spar. I pezzi ottenuti sono mostrati in Figura 14.14.

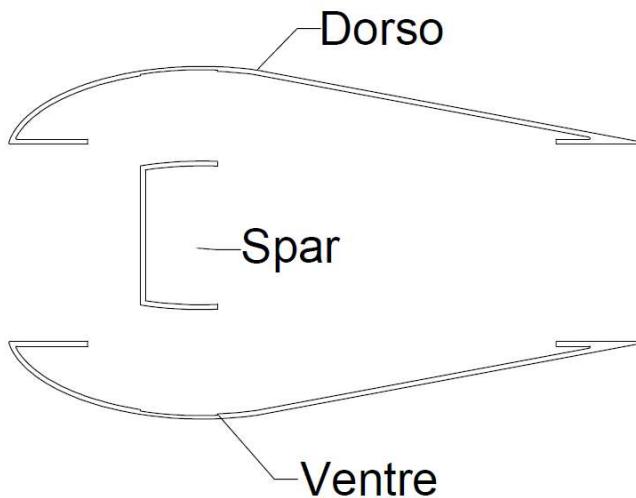


Figura 14.14 Pezzi realizzati per lainazione

14.3.2 Lavorazione bicchierino

Il processo prevede delle lavorazioni alle macchine utensili partendo da una barra di Alluminio AlCu4TiMgAg T6, mostrata in Figura 14.15.

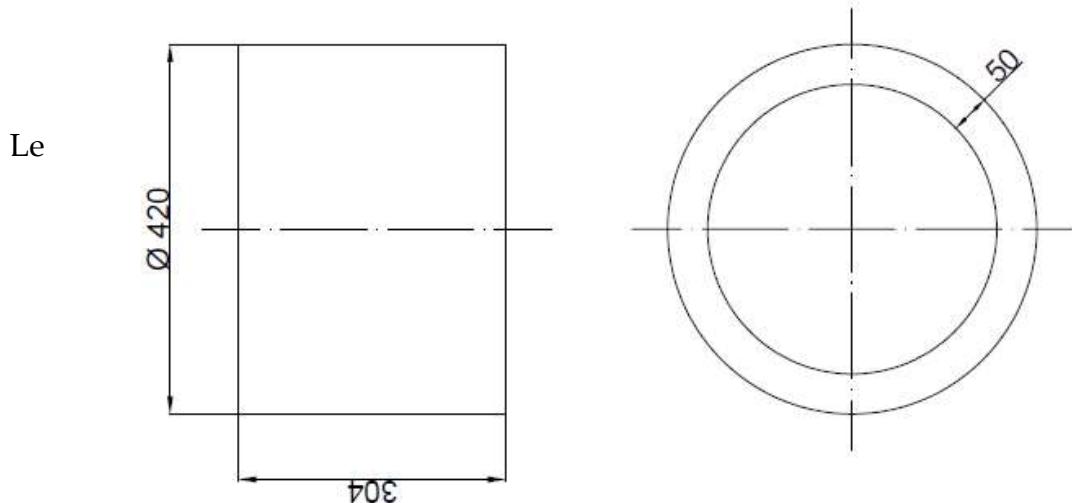


Figura 14.15 Dimensioni della barra di Alluminio

superfici di riferimento sono mostrate nella Figura 14.15.

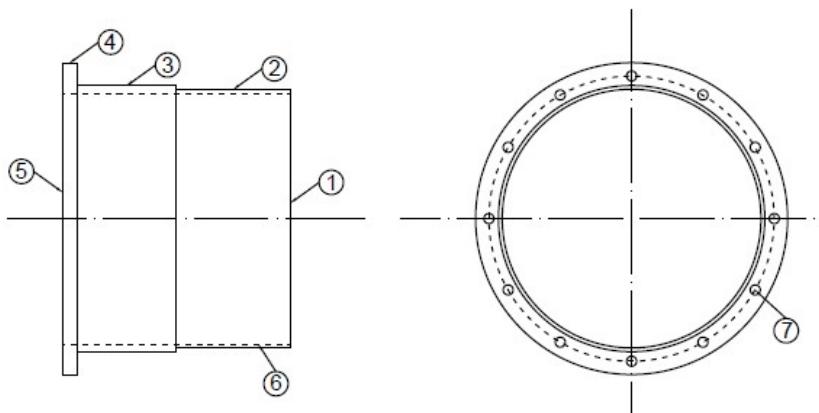
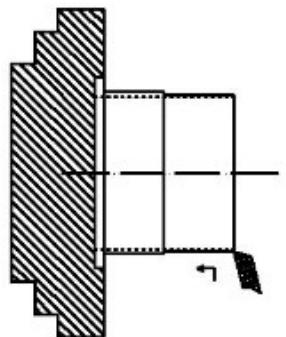
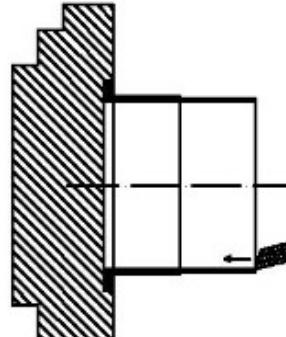
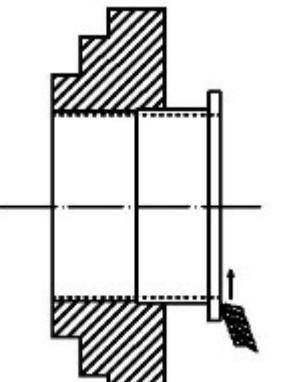
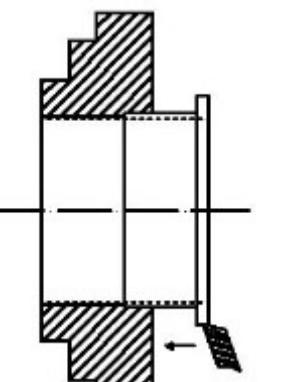


Figura 14.16 Superfici di riferimento del bicchierino

In Tabella 14.5 sono riportate le lavorazioni alle macchine utensili del bicchierino.

N°	SCHIZZO DI LAVORAZIONE	DESCRIZIONE FASI	Macchina	Attrezzature	Superficie di riferimento
10		Sfacciatura Da $\Phi = 420$ a $\Phi = 320$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo	Utensile in carburo X=45°	S1
20		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 420$ a $\Phi = 354$ $p = 10 \text{ mm}$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 3$ $N = 1$ $L = 280 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo X=95°	S2-3
30		Tornitura cilindrica esterna di finitura con sfacciatura Da $\Phi = 354$ a $\Phi = 350$ $p = 1 \text{ mm}$ $N = 2$ $L = 280 \text{ mm}$	Tornio parallelo	Utensile in carburo X=95°	S2-3
40		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 350$ a $\Phi = 342$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 3$ $L = 150 \text{ mm}$	Tornio parallelo Utensile in carburo X=95°	Utensile in carburo X=45°	S3

50		Tornitura cilindrica esterna di finitura con sfacciatura Da $\Phi = 342$ a $\Phi = 340$ $p = 0.5 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 150 \text{ mm}$	Tornio parallelo	S3
60		Tornitura cilindrica interna di sgrossatura Da $\Phi = 320$ a $\Phi = 330$ $p = 5 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 300 \text{ mm}$	Tornio parallelo	S6
70		Sfacciatura Da $\Phi = 420$ a $\Phi = 330$ $p = 2 \text{ mm}$ $N = 1$	Tornio parallelo	S5
80		Tornitura cilindrica esterna di sgrossatura Da $\Phi = 420$ a $\Phi = 411$ $p = 3 \text{ mm}$ $N = 3$ $L = 20 \text{ mm}$	Tornio parallelo Utensile in carburo $X=95^\circ$	S4

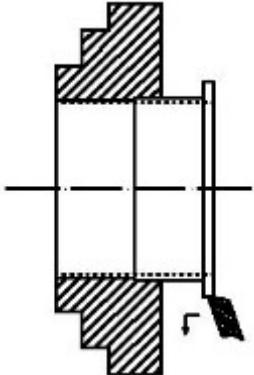
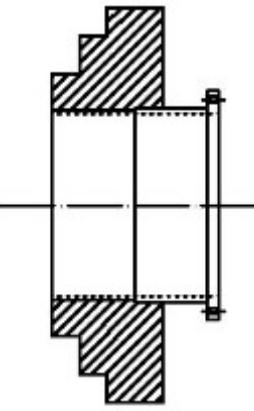
90		Tornitura cilindrica esterna di finitura Da $\Phi = 411$ a $\Phi = 410$ $p = 0.5 \text{ mm}$ $N = 1$ $L = 20 \text{ mm}$	Tornio parallelo	S4
100		Foratura otto fori a 30° $\Phi = 13$ $L = 20 \text{ mm}$	Punta elicoidale HSS $\Phi = 13$	S7

Tabella 14.5 Lavorazioni alle macchine utensili bicchierino pala

14.3.3 Incollaggio

L'operazione di incollaggio delle varie parti viene preceduta da una operazione di pulizia delle superfici con i solventi. Una volta conclusa la pulitura delle superfici si procede con l'applicazione dell'adesivo Loctite EA 9461 fino a formare uno spessore di 1.2 mm .

Dopo aver realizzato lo strato per l'incollaggio, si ricorre all'utilizzo di appositi morsetti, in modo tale da mantenere i vari pezzi in posizione corretta e per applicare la pressione necessaria.

La reticolazione dell'adesivo avviene apportando calore, questa operazione viene condotta a gradiente controllato in autoclave.

Capitolo 15

Affidabilità

15.1 Introduzione

In questo capitolo si affronta il problema dell'affidabilità di Awer-Mill, al fine di soddisfare il requisito presente in specifica. Per lo svolgimento di questa analisi Awer-Mill è stata suddivisa in due gruppi:

- Gruppo rotore;
- Gruppo navicella.

15.2 Analisi FTA

Questa tipologia di analisi consente di stabilire la catena di eventi che porta al *top event* (mancanza di produzione di energia elettrica), utilizzando gli operatori logici AND/OR. Lo schema principale di questa analisi è mostrato in Figura 15.1.

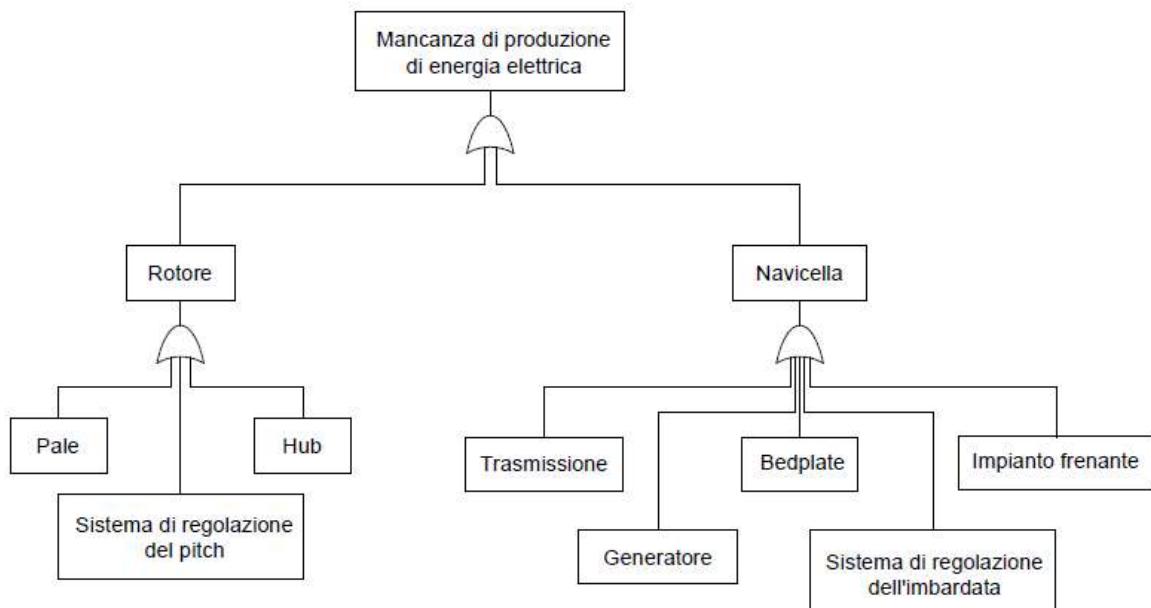


Figura 15.1 Schema di Awer-Mill

Si riportano nelle Figure 15.2,

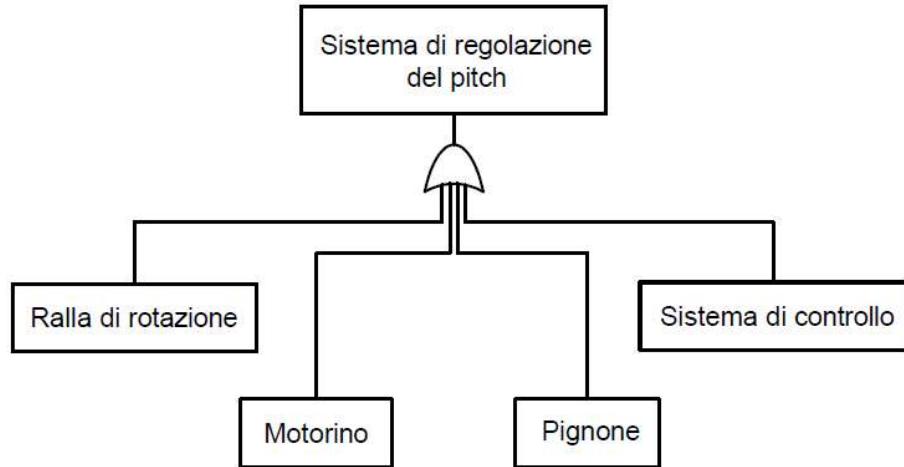


Figura 15.2 Schema del sistema di regolazione del pitch

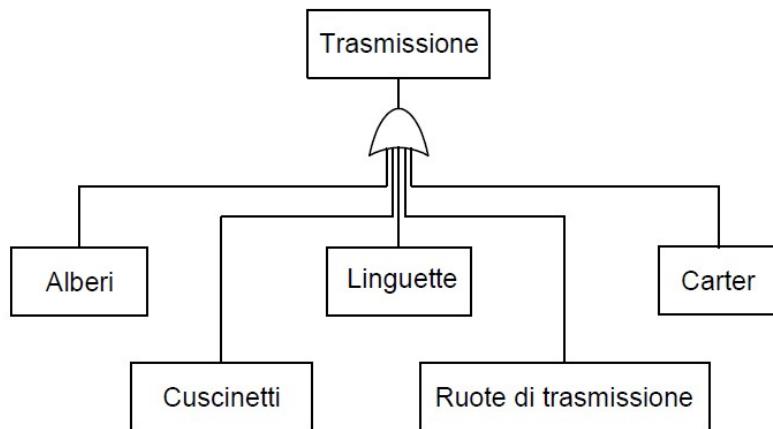


Figura 15.3 Schema della trasmissione

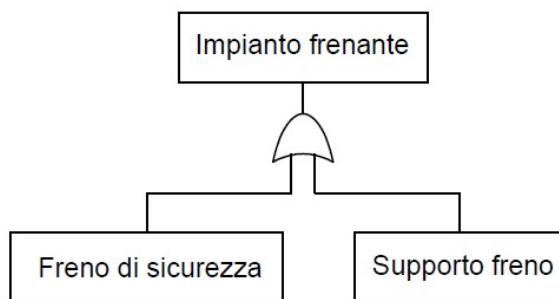


Figura 15.4 Schema impianto frenante

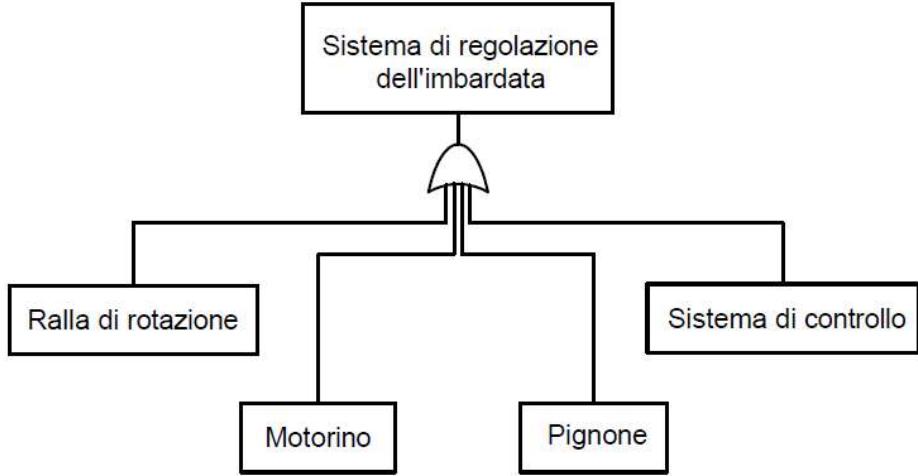


Figura 15.5 Schema del sistema di regolazione dell'imbarcatura

L'affidabilità totale si ricava dalla seguente relazione:

$$R = \prod (1 - F_{gruppo\ i})$$

L'affidabilità dei singoli componenti $R_i = 1 - F_{gruppo\ i}$ è stata calcolata sulla base del valore del fattore di affidabilità C_R (corrispondente ad una deviazione standard dell'8%), utilizzato nell'analisi strutturale.

Le probabilità di guasto dei singoli componenti sono:

$$F_{Pala} = 10^{-4}$$

$$F_{ralla_pitc} = 10^{-6}$$

$$F_{pignone_pitc} = 10^{-4}$$

$$F_{motorino} = 10^{-6}$$

$$F_{sist_controllo} = 10^{-5}$$

$$F_{Hub} = 10^{-3}$$

$$F_{Alb_veloce} = 10^{-7}$$

$$F_{Alb_lento} = 10^{-4}$$

$$F_{cuscinetti} = 1.1 \cdot 10^{-1}$$

$$F_{Ruota_condotta} = 10^{-2}$$

$$F_{Ruota_conduttrice} = 10^{-5}$$

$$F_{Linguette} = 1.1 \cdot 10^{-3}$$

$$F_{Carter} = 10^{-4}$$

$$F_{Generatore} = 10^{-6}$$

$$F_{Bedplate} = 10^{-6}$$

$$F_{Ralla_imb} = 10^{-7}$$

$$F_{Pignone_imb} = 10^{-3}$$

$$F_{Freno} = 10^{-5}$$

$$F_{Supporto_freno} = 10^{-6}$$

L'affidabilità totale considerando tutti i valori elencati sopra e gli schemi, risulta pari a:

$$R = 0.87 = 87 \%$$

Il valore risulta minore di quello richiesto da specifica (valore richiesto: 85%).

Capitolo 16

Verifica requisiti da specifica

16.1 Introduzione

In questo capitolo si verificano che le prestazioni di Awer-Mill corrispondano a quelle richieste da specifica. Nella Tabella 16.1 sono riportate le principali caratteristiche di Awer-Mill.

Diametro rotore	11 m
Area spazzata	95 m ²
Velocità di rotazione nominale	100 rpm
Intervallo operativo	0 ÷ 100 rpm
Numero di pale	3
Regolazione di potenza	<i>Passo/imbardata</i>
Velocità di cut-in	2 m/s
Velocità nominale	10 m/s
Velocità di cut-off	35 m/s
Generatore	<i>Asincrono</i> 21.3 kW e 300 rpm
Moltiplicatore di giri	<i>Ruote elicoidali</i>
Massa totale	850 kg
Affidabilità totale	87%

Figura 16.1 Caratteristiche di Awer-Mill

16.2 Verifica dei pesi e degli ingombri

L'ingombro del rotore è delimitato da un cilindro avente diametro pari a 11 m e altezza 1.3 m. Le dimensioni della navicella devono rientrano in un parallelepipedo a base rettangolare di lati 0.75 m e 1.2 m, ed altezza 1.27 m. Il rotore e la navicella rientrano quindi nei limiti imposti dalla specifica.

Awer-Mill ha una massa complessiva pari a 850 kg , inferiore ai 1000 kg richiesti da specifica.

10.3 Verifica requisito potenza

Il requisito di potenza viene mostrato in Figura 16.2 dove in verde è mostrato l'intervallo richiesto da specifica e in rosso la curva di potenza di Awer-Mill.

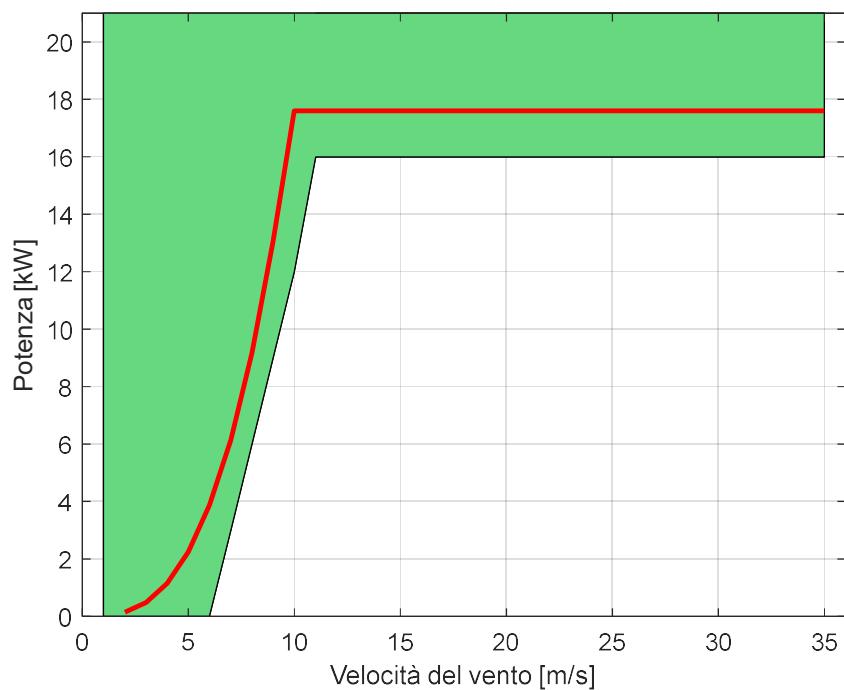


Figura 16.2 Curva di potenza di Awer-Mill

Il requisito risulta rispettato.

Appendice A

Aspetti teorici dell'energia eolica

A.1 Introduzione

In questo capitolo si schematizza il funzionamento del rotore eolico, in modo tale da ricavare le proprietà utili per il dimensionamento di Aver-Mill, partendo dalla teoria del disco attuatore, che sfrutta la conservazione della quantità di moto per giungere ad un limite detto di Betz.

A.2 Teoria del disco attuatore

La teoria del disco attuatore prevede le seguenti ipotesi semplificative:

1. L'insieme delle pale può essere assimilato ad un disco di spessore nullo;
2. Il fluido di lavoro che attraversa il disco subisce un salto di pressione e di conseguenza una variazione della quantità di moto;
3. La massa di aria che investe il disco rimane separata da quella che la circonda, ovvero si ha un tubo di flusso;
4. La massa di aria fluisce solo lungo la direzione longitudinale.

Si considera il flusso come stazionario, incomprimibile e monodimensionale, e si ipotizza inizialmente che il disco non induca componenti di velocità tangenziali nella scia. In questo modo il problema si riduce allo studio del tubo di flusso mostrato in Figura A.1.

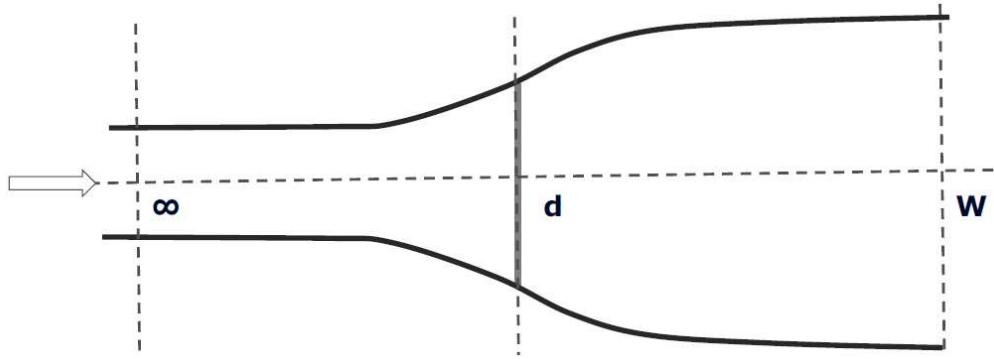


Figura A.1 Tubo di flusso

Nella Figura A.1 si indica con ∞ la sezione all'infinito a monte del tubo di flusso, con d la sezione del disco attuatore e con w la sezione a valle del tubo di flusso.

Il rotore tende a far rallentare la velocità all'infinito a monte V_∞ fino ad un valore al disco V_d , per poi farla arrivare ad un valore V_w all'infinito a valle. L'entità di tale rallentamento viene quantificata con un fattore di interferenza a dato da:

$$a = \frac{V_\infty - V_d}{V_\infty}$$

La conservazione della quantità di moto del tubo di flusso è data da:

$$\dot{m} = \rho A_\infty V_\infty = \rho A_d V_d = \rho A_w V_w$$

La spinta assiale sul disco F è data dalla variazione della quantità di moto tra ingresso ed uscita:

$$F = \dot{m}(V_\infty - V_w) = (p_\infty - p_w)A_d$$

Dal teorema di Bernoulli si ha che:

$$\begin{aligned} p_\infty + \frac{1}{2}\rho U_\infty^2 &= p_d^+ + \frac{1}{2}\rho U_d^2 \\ p_d^- + \frac{1}{2}\rho U_d^2 &= p_\infty + \frac{1}{2}\rho U_w^2 \end{aligned}$$

Sottraendo membro a membro le precedenti equazioni e sostituendo il risultato nella conservazione della quantità di moto, si arriva al seguente risultato:

$$V_w = (1 - 2a)V_\infty$$

La potenza estratta dal disco al vento è quindi data da:

$$P_R = FV_d = 2\rho A_d V_\infty^3 a (1 - a)^2$$

La potenza disponibile del vento è data da:

$$P_d = \frac{1}{2} \dot{m} V_\infty^2 = \frac{1}{2} \rho A_d V_\infty^3$$

Si definisce il coefficiente di potenza C_p come il rapporto tra la potenza estratta dal disco e quella disponibile:

$$C_p = \frac{P_R}{P_d} = 4a(1 - a)^2$$

Il valore del coefficiente di potenza massimo si ottiene da:

$$\frac{dC_p}{da} = 0$$

Svolgendo i calcoli si ottiene che il valore massimo ottenibile si ha per un fattore di interferenza $a = 1/3$ per il quale si ottiene $C_p^{max} \cong 0.593$ e questo è definito come il limite di Betz.

Appendice B

Elementi unificati

B.1 Viti

Numero	Denominazione
3	Vite M 2 x 4 UNI 6107-67
20	Vite M 4 x 22 UNI 5739-65
64	Vite M 5 x 18 UNI 5739-65
6	Vite M 6 x 28 UNI 573-65
22	Vite M 6 x 32 UNI 5737
28	Vite M 8 x 30 UNI 5739-65
28	Vite M 8 x 25 UNI 5739-65
8	Vite M 10 x 45 UNI 5737

8	Vite M 12 x 30 UNI 5739-65
44	Vite M 12 x 40 UNI 5739-65
12	Vite M 12 x 50 UNI 5737
24	Vite M 16 x 70 UNI 5737

B.2 Inserti filettati

Numero	Denominazione
60	Inserto M 5 FTT/C UNI 9201
9	Inserto M 8 FTT/C UNI 9201

B.3 Perni

Numero	Denominazione
2	Perno 6 x 14 UNI 1707

B.4 Rosetta

Numero	Denominazione
3	Vite M 2 x 4 UNI 6107-67
4	Rosetta 5 UNI 6592
58	Rosetta 8 UNI 6592
8	Rosetta 10 UNI 6592
68	Rosetta 12 UNI 6592
24	Rosetta 16 UNI 6592

B.5 Dado

Numero	Denominazione
16	Dado M 4 UNI 5588-65
4	Dado M 5 UNI 5588-65
49	Dado M 8 UNI 5588-65
8	Dado M 10 UNI 5588-65
30	Dado M 12 UNI 5588-65
24	Dado M 16 UNI 5588-65

B.6 Rosetta elastica

Numero	Denominazione
32	Rosetta elastica A 4 UNI 1751
64	Rosetta elastica A 5 UNI 1751
32	Rosetta elastica A 6 UNI 1751
32	Rosetta elastica A 8 UNI 1751
8	Rosetta elastica A 10 UNI 1751
22	Rosetta elastica A 12 UNI 1751
24	Rosetta elastica A 16 UNI 1751

B.7 Linguette

Numero	Denominazione
--------	---------------

1	Linguetta 12 x 6 x 55 UNI 6604
1	Linguetta 16 x 10 x 45 UNI 6604
1	Linguetta 12 x 8 x 28 UNI 6604
1	Linguetta 10 x 8 x 56 UNI 6604
1	Linguetta 8 x 7 x 36 UNI 6604

Appendice C

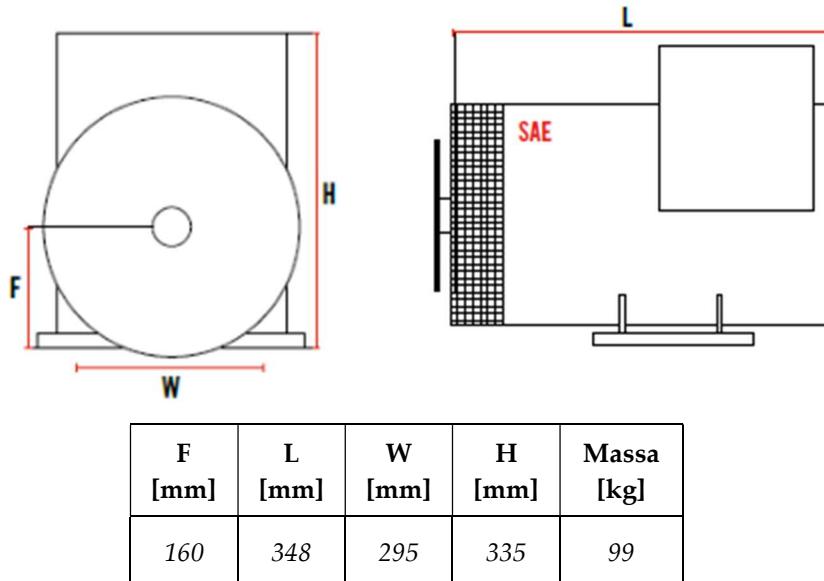
Specifiche d'acquisto

C.1 Generatore SK 160 MB

Il generatore è acquistabile da catalogo presso la Sincro® modello SK 160 MB, presenta le seguenti caratteristiche:

- Generatore asincrono a 4 poli;
- Velocità nominale pari a 300 rpm;
- Potenza nominale ai morsetti del generatore di 21,3 kW;

- Il componente presenta 4 fori per un collegamento bullonato con quattro viti M10.



C.2 Adesivo LOCTITE EA 9461

I principali vantaggi di questa resina sono:

- Eccellente resistenza alla trazione;
- Resistenza agli urti e alla fatica;
- Resistenza al cedimento senza abbassamento;
- Facile da miscelare e dosare.

Tipo di resina	<i>Epossidica</i>
Tipo di catalizzatore	<i>Amine</i>
Aspetto della resina	<i>Pasta opaca bianca</i>
Aspetto dell'indurente	<i>Pasta opaca nera</i>
Aspetto della miscela	<i>Pasta grigia</i>
Componenti	<i>Due parti: resina e indurente</i>
Viscosità	<i>Tixotropica</i>

Rapporto di miscelazione (per volume)	<i>Resina : Indurente</i> <i>1 : 1</i>
Rapporto di miscelazione (in peso)	<i>Resina : Indurente</i> <i>100 : 100</i>

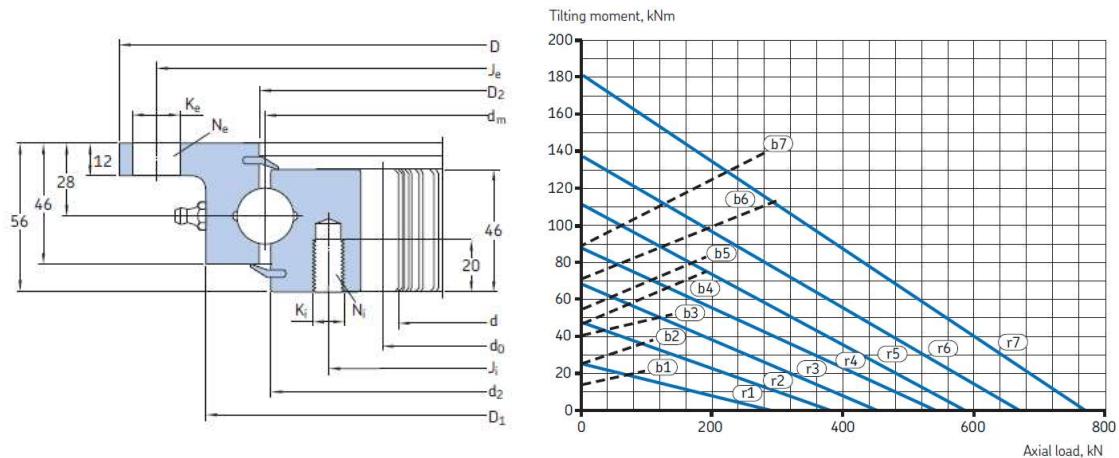
Proprietà tipiche del materiale incrudito

Proprietà resina:

- Peso specifico a 25°C pari a 1.35;
- Viscosità, DIN 54453, mPA ·s (cP);
- Indice tixotropico 2.8.

C.3 Ralla di rotazione SKF

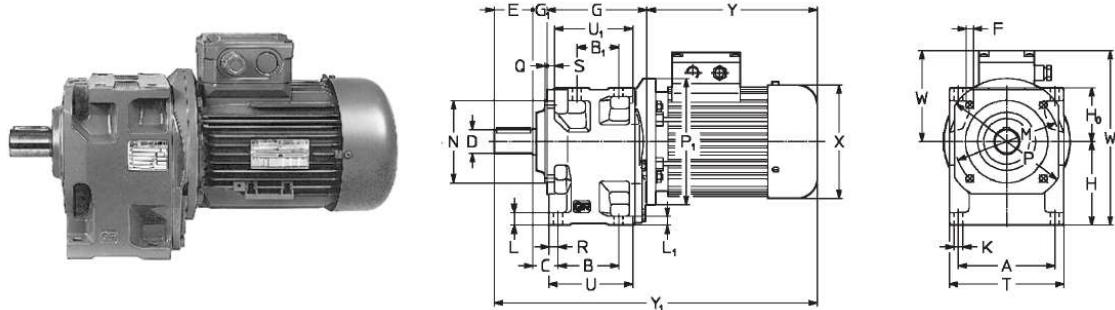
Ralla di rotazione RKS.22.0411 con cuscinetti orientabili a sfere a quattro punti di contatto, con ingranaggio interno.



Dimensioni						Fori per l'attacco						Massa	
						Anello esterno			Anello interno				
d _m	D	D ₁	D ₂	d	d ₂	J _e	K _e	N _e	J _i	K _i	N _i		
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	mm	mm	-	kg	
411	518	454	412.5	325	409.5	490	18	8	375	12	12	31.0	

Dimensioni della ruota			Forze del dente ammissibili		Carico base		Diagramma del carico statico limite	
					Dinamico	Statico	Curva pista rotolamento	Curva bullone
d ₀	m	z	T _{fnormal}	T _{fmax}	C	C ₀	-	-
mm	mm	-	kN	kN	kN	kN	-	-
335	5	67	12	49	169	284	r1	b1

C.4 Motoriduttore Rossi



<i>P₁</i>	<i>n₂</i>	<i>M₂</i>	<i>fs</i>	Riduttore - Motore	<i>i</i>
<i>kW</i>	<i>min-1</i>	<i>Nm</i>	<i>kN</i>	-	-
0.12	13.1	8.4	2.24	MR 3I 51 – 63 A 4	107

<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>C</i>	<i>D_Ø</i>	<i>E</i>	<i>F_Ø</i>	<i>G</i>	<i>G₁</i>	<i>H</i>	<i>H₀</i>	<i>K</i>	<i>L</i>	<i>L₁</i>
<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>	<i>mm</i>
124	76	52	30.5	24	50	9.5	128	16	106	71	11.5	17	12

<i>M</i>	<i>N_Ø</i>	<i>P_Ø</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>U₁</i>	<i>P₁_Ø</i>	<i>X_Ø</i>	<i>Y</i>	<i>Y₁</i>	<i>W</i>	<i>W₁</i>
<i>Ø</i>	<i>Ø</i> h6	<i>Ø</i>						<i>Ø</i>	<i>Ø</i>				
130	110	160	13.5	10	148	110	100	140	122	185	379	101	207

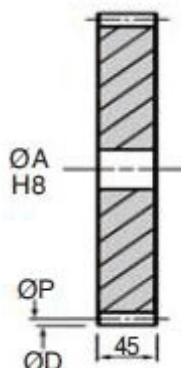
Massa = 16 kg

C.5 Ruote dentate

Le ruote dentate sono state selezionate dal catalogo Ct Meca srl.

Le ruote sono realizzate in acciaio C50 temprato avendo caratteristiche:

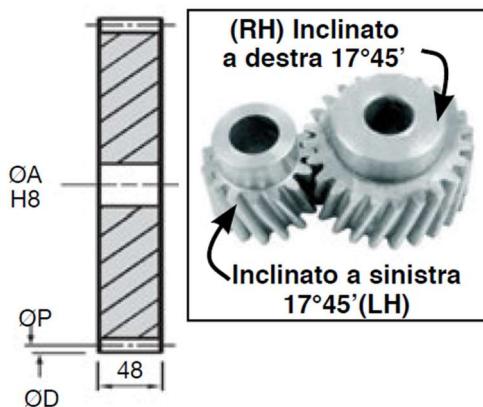
S_u	S_y	A_r	HB
1120 MPa	870 MPa	9%	514



Angolo di pressione di 20° .

Codice	Z Denti	m Modulo	ϕP Primitivo	ϕD Esterno	ϕA Alesaggio
HG5-17	17	5	85,00	95,00	30
HG5-18	18	5	90,00	100,00	30

PSH

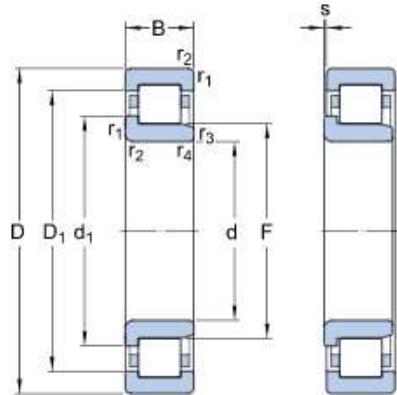


Ruote dentate elicoidali ad assi paralleli,
senza mozzo.

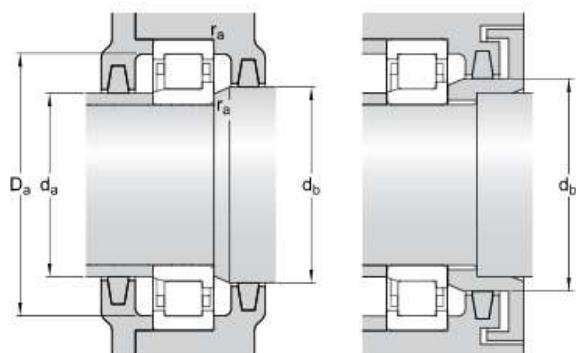
Angolo di pressione di 20° .

Codice	Z Denti	m Modulo	ϕP Primitivo	ϕD Esterno	ϕA Alesaggio
SH4-20	20	4	84,00	92,00	20
SH4-60	60	4	252,00	260,00	30

C.6 Cuscinetto NJ 2216 ECML



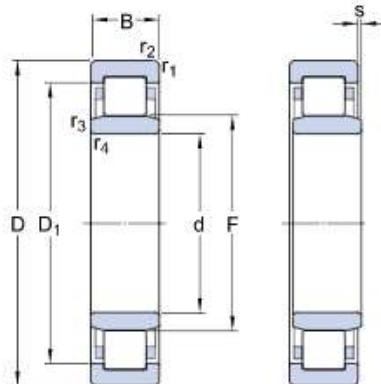
Dimensioni cuscinetto		
d	=	80 mm
D	=	140 mm
B	=	33 mm
d_1	\approx	101 mm
D_1	\approx	122.4 mm
F	=	95.3 mm
$r_{1,2}$	min.	2 mm
$r_{3,4}$	min.	2 mm
s	max.	1.4 mm



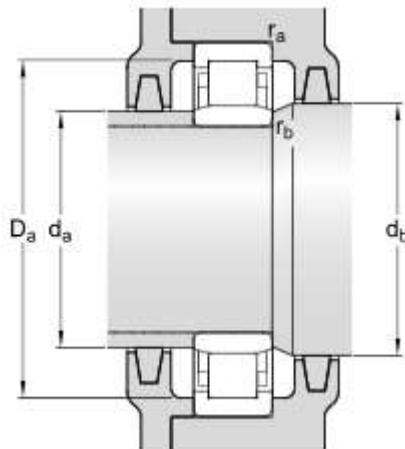
Dimensioni dello spallamento		
d_a	min.	90 mm
d_a	max.	93 mm
d_b	min.	104 mm
D_a	max.	129.8 mm
r_a	max.	2 mm

Dati di calcolo		
Coefficiente di carico dinamico	C	212 kN
Coefficiente di carico statico di base	C_0	245 kN
Carico limite di fatica	P_u	31 kN
Velocità di riferimento	5300 r/min	
Velocità limite	8500 r/min	
Fattore di calcolo	k_r	0.3
Calcolo del carico: Valore limite	e	0.3
Calcolo del carico: Fattore di calcolo	Y	0.4
Massa cuscinetto	2.2 kg	

C.7 Cuscinetto NU 2210 ECML



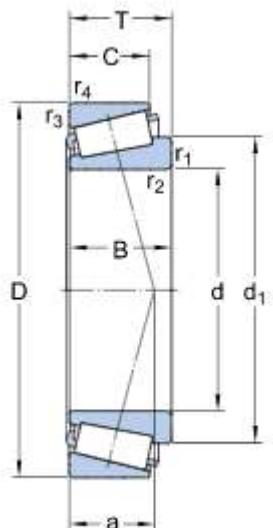
Dimensioni cuscinetto		
d	=	50 mm
D	=	90 mm
B	=	23 mm
D_1	\approx	77.58 mm
F	=	59.5 mm
$r_{1,2}$	min.	1.1 mm
$r_{3,4}$	min.	1.1 mm
s	max.	1.5 mm



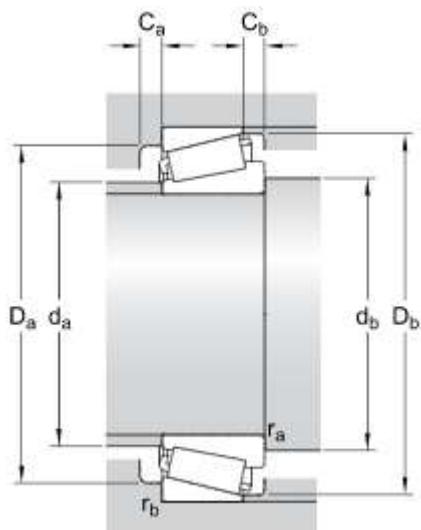
Dimensioni dello spallamento		
d_a	min.	57 mm
d_a	max.	57.5 mm
d_b	min.	61 mm
D_a	max.	82.4 mm
r_a	max.	1 mm
r_b	max.	1 mm

Dati di calcolo		
Coefficiente di carico dinamico	C	90 kN
Coefficiente di carico statico di base	C_0	88 kN
Carico limite di fatica	P_u	11.4 kN
Velocità di riferimento	8500 r/min	
Velocità limite	14000 r/min	
Fattore di calcolo	k_r	0.3
Calcolo del carico: Valore limite	e	0.3
Calcolo del carico: Fattore di calcolo	Y	0.4
Massa cuscinetto	0.66 kg	

C.8 Cuscinetto 30307



Dimensioni cuscinetto		
d	=	35 mm
D	=	80 mm
T	=	22.75 mm
d_1	\approx	54.55 mm
B	=	21 mm
C	=	18 mm
$r_{1,2}$	min.	2 mm
$r_{3,4}$	min.	1.5 mm
a	=	16.181 mm



Dimensioni dello spallamento		
d_a	max.	46 mm
d_b	min.	44.5 mm
D_a	min.	70 mm
D_a	max.	72.5 mm
D_b	min.	74 mm
C_a	min.	3 mm
C_b	min.	4.5 mm
r_a	max.	2 mm
r_b	max.	1.5 mm

Dati di calcolo		
Coefficiente di carico dinamico	C	88.9 kN
Coefficiente di carico statico di base	C_0	73.5 kN
Carico limite di fatica	P_u	8.3 kN
Velocità di riferimento	7500 r/min	
Velocità limite	9000 r/min	
Calcolo del carico: Valore limite	e	0.31
Calcolo del carico: Fattore di calcolo	Y	1.9
Calcolo del carico: Fattore di carico	Y_0	1.1
Massa cuscinetto	0.51 kg	