

POLITECNICO DI MILANO

Facoltà di Ingegneria Industriale

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica



**MODELLAZIONE TERMO-ELASTO-IDRODINAMICA DI UN
CUSCINETTO REGGISPINTA A FILM D'OLIO**

Relatore: Ch. mo Prof. Paolo PENNACCHI

Co-relatore: Ing. Roberto RICCI

Tesi di Laurea di:

Marco SALTARELLI Matr. 736486

Anno Accademico 2009 - 2010

Ringraziamenti

Desidero ringraziare il Prof. Paolo Pennacchi per avermi dato la possibilità di svolgere questo lavoro innovativo.

La mia riconoscenza va inoltre all'Ing. Roberto Ricci per la disponibilità dimostrata durante la realizzazione di questa tesi.

Ringrazio la mia famiglia (compreso “il piccolo bimbo bielorusso” Sasha), perché senza il loro sostegno non avrei mai raggiunto questo importante traguardo.

Infine ringrazio tutti i compagni di corso per i bei momenti trascorsi insieme nonostante le interminabili lezioni, le immancabili relazioni, le esercitazioni ed i progetti d'anno.

«La vita fa paura! Ci si abitui. Non esiste nessun rimedio miracoloso, dipende tutto da noi. Quindi metta i piedi a terra, esca da qui e cominci ad impegnarsi sul serio. Perché nella vita, le cose che contano, non si ottengono mai con facilità.»

Dr. Robert Kelso

Indice

Sommario	1
Abstract	1
1. Introduzione	3
2. Analisi bibliografica e stato dell'arte	11
3. Modello ad elementi finiti	19
3.1 Software utilizzato	19
3.2 Geometria e mesh	22
3.3 Moduli ed equazioni utilizzate	32
3.3.1 Moto del fluido	33
3.3.2 Scambio termico	37
3.3.3 Deformazione del pattino	39
3.3.4 Deformazione della mesh	43
3.4 Condizioni al contorno	45
3.4.1 Moto del fluido	45
3.4.2 Scambio termico	49
3.4.3 Deformazione del pattino	53
3.4.4 Deformazione della mesh	55
3.5 Proprietà dei lubrificanti	57
3.6 Soluzione del problema	61
3.7 Calcolo della potenza dissipata (Power Loss)	74
4. Implementazione del modello e sua validazione	77
5. Calcolo dei coefficienti dinamici	101
6. Rivestimento in PTFE	109
6.1 Validazione modello numerico con rivestimento in PTFE	113
6.2 Confronto fra rivestimento in metallo bianco ed in PTFE	120

6.3	Influenza dello spessore del rivestimento	135
6.4	Considerazioni finali sul rivestimento in PTFE.....	143
7.	Applicazione industriale	151
8.	Conclusioni e sviluppi futuri	159
	Bibliografia.....	163

Elenco delle figure

Figura 1.1. Sezione di una turbina a gas da 15 MW con cuscinetti idrodinamici [1].	3
Figura 1.2. Operai al lavoro per la realizzazione di un cuscinetto assiale con capacità di carico di 3000 tonnellate [2].	4
Figura 1.3. Schema dell'impianto utilizzato da Tower per il suo esperimento [4].	5
Figura 1.4. Diagramma di Stribeck [4].	6
Figura 1.5. Evoluzione dei cuscinetti assiali. (a) dischi paralleli, (b) pattino inclinato e fissato, (c) pattino oscillante [4].	8
Figura 1.6. (a) pattino di Michell con pivot cilindrico, (b) pattino di Kingsbury con pivot sferico [9].	9
Figura 1.7. Rappresentazione 2D del profilo di velocità del fluido all'interno del film fluido.	9
Figura 2.1. Profilo del campo di pressione per un pattino di un cuscinetto assiale, ricavato con modelli 1D con viscosità costante (linea tratteggiata) e con viscosità in funzione della temperatura (linea continua) [15].	12
Figura 2.2. Schema per il calcolo della temperatura in ingresso utilizzato in [17] con portate del fluido e relative temperature ipotizzate.	14
Figura 2.3. Schema del cuscinetto assiale con rotore inclinato per determinare i coefficienti dinamici trasversali [28].	17
Figura 3.1. Moduli presenti nel software COMSOL Multiphysics 3.5a.	21
Figura 3.2. Geometria del modello numerico, si vedono il pattino ed il suo rivestimento (parte scura) ed il volume del fluido circostante (parte più chiara).	22
Figura 3.3. Schema dei tre parametri geometrici α , β e z_f .	23
Figura 3.4. Elementi finiti 3D lineari e quadratici, con forma tetraedrica ed esaedrica.	23
Figura 3.5. Mesh del film fluido realizzata con elementi tetraedrici (le dimensioni sono espresse in metri).	25
Figura 3.6. Schema della realizzazione di una <i>swept mesh</i> . [32].	26
Figura 3.7. Mesh del film fluido realizzata con elementi prismatici (<i>swept mesh</i>). Le dimensioni sono espresse in metri.	27
Figura 3.8. Mesh completa della geometria del modello numerico (le dimensioni sono espresse in metri).	28

Figura 3.9. Vista del pattino nel piano x-y con coordinate del pivot (le dimensioni del pattino sono espresse in metri).....	29
Figura 3.10. Rappresentazione 2D del fenomeno del crowning.....	30
Figura 3.11. Semplificazione della geometria del pivot sferico considerandone solo l'impronta di sul pattino (area di colore verde nell'immagine a destra).....	31
Figura 3.12. Pattino eccessivamente deformato entrato in contatto con la superficie del rotore (le dimensioni sono espresse in metri). Messaggio d'errore del software relativo a questo problema.	31
Figura 3.13. Dettaglio di un cuscinetto assiale con perno di arresto del pattino [1].....	32
Figura 3.14. Schermata iniziale di COMSOL 3.5a in cui si vedono i moduli selezionati per la realizzazione del modello numerico.	33
Figura 3.15. Schermata di COMSOL 3.5a per l'assegnazione delle equazioni del moto del fluido alle varie parti della geometria del modello e per definire i valori di viscosità e densità del fluido.....	35
Figura 3.16. Andamento della convergenza del solutore per lo stesso problema ma con due differenti valori del Crosswind diffusion coefficient (C_k).	36
Figura 3.17. Schermata di COMSOL 3.5a per l'assegnazione delle equazioni di scambio termico alle varie parti della geometria del modello, per inserire i valori del campo di velocità e di viscosità dinamica.	39
Figura 3.18. Direzione degli sforzi in un solido 3D.	40
Figura 3.19. Schermata di COMSOL 3.5a per la definizione dei carichi agenti sui vari domini della geometria.	43
Figura 3.20. Schermata di COMSOL 3.5a per la definizione del movimento della mesh nei vari domini della geometria.....	45
Figura 3.21. Definizione condizioni al contorno per il moto del fluido.....	46
Figura 3.22. Geometria del modello numerico realizzato vista nel piano x-y, con velocità di rotazione della superficie del rotore (le dimensioni sono espresse in metri).....	48
Figura 3.23. Definizione delle condizioni al contorno per il fenomeno dello scambio termico.....	49
Figura 3.24. Rappresentazione del fenomeno del Hot oil carry over [9].	51
Figura 3.25. Distribuzione di temperatura all'ingresso del pattino. Andamento della temperatura in funzione della coordinata z.	53
Figura 3.26. Definizione delle condizioni al contorno per la deformazione del pattino.	54
Figura 3.27. Definizione condizioni al contorno per il movimento della mesh.	56

Figura 3.28. Rappresentazione schematica del film fluido che separa le due superfici [9].	58
Figura 3.29. Andamento della viscosità dinamica in funzione della temperatura, per i due tipi di lubrificante utilizzati nel modello numerico.	60
Figura 3.30. Andamento della densità in funzione della temperatura per i due tipi di lubrificante utilizzati nel modello numerico.	61
Figura 3.31. Schema del procedimento di risoluzione del modello numerico.	63
Figura 3.32. Posizione del centro di pressione, per una distribuzione di pressione 1D.	64
Figura 3.33. Andamento degli errori commessi nella verifica della condizioni di equilibrio per la simulazione effettuata con velocità di rotazione di 3000 rpm, carico applicato di 2 MPa ed olio ISO VG68.	67
Figura 3.34. Schermata di COMSOL 3.5a per la definizione delle impostazioni del solutore.	70
Figura 3.35. Temperatura calcolata dopo la 1 ^a iterazione del solutore.	71
Figura 3.36. Temperatura calcolata dopo la 8 ^a iterazione del solutore.	72
Figura 3.37. Temperatura calcolata al termine della risoluzione.	72
Figura 3.38. Grafico della convergenza degli errori stimati per i quattro gruppi di variabili.	73
Figura 3.39. Schema delle forze viscosse agenti sulla superficie del rotore (le dimensioni sono espresse in metri).	75
Figura 3.40. Modulo degli sforzi viscosi agenti sul rotore. Risultati ottenuti con velocità di rotazione 3000 rpm e carico applicato di 2 MPa.	76
Figura 4.1 Strumentazione del cuscinetto: (a) sensori montati sui pattini, (b) sensori montati sull'albero [17].	78
Figura 4.2. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura T75/75 al variare del carico applicato con velocità di rotazione costante a 1500 rpm.	79
Figura 4.3. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura T75/75 al variare del carico applicato con velocità di rotazione costante a 3000 rpm.	80
Figura 4.4. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura, rilevata in corrispondenza del raggio medio del pattino. Simulazione effettuata con velocità di rotazione 1500 rpm e carico applicato di 2 MPa.	83
Figura 4.5. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura, rilevata in corrispondenza del raggio medio del pattino. Simulazione effettuata con velocità di rotazione 3000 rpm e carico applicato di 2 MPa.	84

Figura 4.6. Distribuzione di temperatura sulla superficie del pattino a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa (olio ISO VG68). Con valori numerici (a) e valori sperimentali (b) rilevati in corrispondenza delle termocoppie.	85
Figura 4.7. Distribuzione di temperatura nel pattino per una velocità di rotazione di 3000 rpm, un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG68.	87
Figura 4.8. Valori numerici (a) e sperimentali (b) dello spessore del film fluido all'ingresso e all'uscita del pattino in funzione del carico applicato con velocità di rotazione 1500rpm.	89
Figura 4.9. Valori numerici (a) e sperimentali (b) dello spessore del film fluido all'ingresso e all'uscita del pattino in funzione del carico applicato con velocità di rotazione 3000rpm.	90
Figura 4.10. Spessore del film fluido a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa (olio ISO VG68), con valori numerici (a) e valori sperimentali (b) rilevati in corrispondenza dei sensori.	91
Figura 4.11. Distribuzione di pressione (con linee di livello) agente sulla superficie del pattino a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa (olio ISO VG68), con valori numerici (a) e valori sperimentali (b) rilevati in corrispondenza dei sensori.	93
Figura 4.12. Distribuzione di pressione agente sulla superficie del pattino calcolata tramite il modello numerico con olio ISO VG68 ad una velocità di 3000 rpm e con una carico applicato di 2 MPa.	95
Figura 4.13. Profilo del campo di pressione agente sulla superficie del pattino, valori numerici (a) e sperimentali (b) rilevati, per una velocità di 1500 rpm un carico applicato di 2 MPa ed un olio ISO VG46.	96
Figura 4.14. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della potenza dissipata dal cuscinetto in funzione del carico applicato e per due diverse velocità di rotazione.	98
Figura 4.15. Profilo di velocità per il moto laminare e turbolento [12].	99
Figura 5.1. Linearizzazione della rigidità di una molla.	101
Figura 5.2. Posizione di equilibrio del pattino (a sinistra), con variazione della geometria per la determinazione del coefficienti di rigidità assiale (a destra).	103
Figura 5.3. Rigidità del cuscinetto assiale in funzione del carico applicato, per due differenti velocità di rotazione.	104
Figura 5.4. Andamento della pressione media (carico applicato) in funzione dello spessore minimo del film fluido (h_3).	105

Figura 5.5. Andamento della rigidità assiale del cuscinetto in funzione della posizione del rotore (z_f).	107
Figura 6.1. Deformazione del pattino con rivestimento in metallo bianco (fattore di scala 250) calcolata con velocità di rotazione di 3000 rpm, carico applicato di 2 MPa ed olio ISO VG68.	110
Figura 6.2. Cuscinetto assiale a pattini oscillanti con rivestimento in metallo bianco (a sinistra) e con rivestimento in PTFE (a destra). [38].	110
Figura 6.3. Valori sperimentali della temperatura rilevata sul pattino ($T_{75/75}$) e sul rotore (T_{75}) per entrambi i materiali di rivestimento con velocità di rotazione di 3000 rpm e olio ISO VG68 [41].	112
Figura 6.4. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura rilevata sul raggio medio in corrispondenza dell'uscita del pattino.	116
Figura 6.5. Spessore del film fluido in funzione della velocità di rotazione, valori numerici (a) e sperimentali (b) rilevati con un carico applicato di 1 MPa ed olio ISO VG68.....	117
Figura 6.6. Profilo del campo di pressione del nuovo modello con PTFE, valori numerici (a) e sperimentali (b) rilevati con una velocità di rotazione di 2000 rpm ed un carico applicato di 1 MPa con olio ISO VG68.....	119
Figura 6.7. Temperatura calcolata sul pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.....	121
Figura 6.8. Temperatura calcolata all'interfaccia tra il rivestimento in metallo bianco ed il corpo del pattino (a) e tra rivestimento in PTFE e corpo del pattino (b), con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.....	123
Figura 6.9. Confronta fra la temperatura $T_{75/75}$ calcolata con rivestimento in metallo bianco ed in PTFE.	124
Figura 6.10. Spostamenti del pattino in direzione z, con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.....	126
Figura 6.11. Spessore massimo e minimo del film fluido calcolato con rivestimento in metallo bianco e PTFE.....	127
Figura 6.12. Distribuzione di pressione calcolata sulla superficie del pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46 con linee di livello.	129

Figura 6.13. Distribuzione di pressione agente sulla superficie del pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) calcolata tramite il modello numerico con olio ISO VG46 ad una velocità di 3000 rpm e con un carico applicato di 2 MPa.	130
Figura 6.14. Pressione massima calcolata con rivestimento in metallo bianco e PTFE.	131
Figura 6.15. Sforzi viscosi rilevati sulla superficie del pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.	133
Figura 6.16. Sforzi agenti all'interfaccia fra rivestimento e corpo del pattino [MPa]. (a) Rivestimento in metallo bianco, (b) rivestimento in PTFE calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.	134
Figura 6.17. Andamento della temperatura del rivestimento e del corpo in acciaio del pattino in funzione dello spessore del rivestimento in PTFE.	136
Figura 6.18. Geometria del film fluido con rivestimento in PTFE di spessore 0.8 mm (a) e 2 mm (b).	138
Figura 6.19. Spessore del film fluido rilevato lungo il raggio medio del pattino, al variare dello spessore del rivestimento.	139
Figura 6.20. Profilo del campo di pressione rilevato lungo il raggio medio del pattino, al variare dello spessore del rivestimento.	140
Figura 6.21. Pressione massima calcolata per diversi valori dello spessore del rivestimento.	141
Figura 6.22. Potenza dissipata dal cuscinetto al variare dello spessore del rivestimento in PTFE.	142
Figura 6.23. Struttura del rivestimento simile a quello utilizzato nei pattini dei cuscinetti installati negli impianti idroelettrici in Russia.	144
Figura 6.24. Curva del creep del PTFE a 100°C con sforzi di compressione [44].	145
Figura 6.25. Movimento ipotizzato del rivestimento, dovuto al fenomeno del creep [40].	147
Figura 6.26. Schema della lubrificazione idrostatica.	148
Figura 6.27. Cuscinetto assiale a pattini oscillanti con impianto per la lubrificazione idrostatica (a sinistra), particolare dei pattini con foro d'uscita del lubrificante ad alta pressione (a destra) [45].	148
Figura 6.28. Danneggiamento del rivestimento in metallo bianco causato dalla cavitazione [39].	149

Figura 7.1. Vista del pattino nel piano x-y, le quote sono espresse in millimetri.	152
Figura 7.2. Spostamenti del pattino in direzione z calcolati con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b).	153
Figura 7.3. Temperatura calcolata sul pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b).	154
Figura 7.4. Distribuzione di pressione calcolata sul pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) con linee di livello.	155
Figura 7.5. Distribuzione di pressione agente sulla superficie del pattino calcolata con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b).	156
Figura 7.6. Profilo della distribuzione di pressione rilevato lungo il raggio medio del pattino.	157

Elenco delle tabelle

Tabella 3.1. Specifiche tecniche del cuscinetto utilizzato nelle prove sperimentali riportate in [17] e [30]. (*) La dimensione del pivot è stata stimata poiché questa non è riportata nei due articoli scientifici [17] e [30].	28
Tabella 3.2. Proprietà dei materiali impiegati nel modello numerico.	30
Tabella 3.3. Valori del coefficiente Hot oil carry over fraction per alcuni valori della velocità tangenziale media e di distanza fra i pattini.	52
Tabella 3.4. Valori della viscosità dinamica di due differenti tipi di olio determinati sperimentalmente a tre temperature diverse.	59
Tabella 3.5. Valori delle costanti dell'equazione di Vogel, per due tipi di olio.	59
Tabella 3.6. Proprietà dei due lubrificanti rilevate a 40°C.	61
Tabella 3.7. Specifiche dei cuscinetti assiali utilizzati in due impianti idroelettrici [2].	65
Tabella 3.8. Influenza dei parametri geometrici α , β , z_f sulla distribuzione di pressione.	68
Tabella 4.1. Confronto fra i valori di temperatura sperimentali e quelli calcolati dal modello numerico per una simulazione effettuata esclusivamente con olio ISO VG68, con velocità di rotazione di 3000 rpm ed un carico applicato di 2 MPa.	86
Tabella 4.2. Confronto fra spessore del film fluido sperimentale e numerico calcolato per una velocità di 3000 rpm, un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG68.	92
Tabella 4.3. Confronto fra i valori sperimentali della pressione e quelli calcolati dal modello numerico a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa ed olio ISO VG68.	94
Tabella 5.1. Valori della rigidità assiale del cuscinetto ottenuti con il modello numerico.	106
Tabella 6.1 Proprietà dei materiali impiegati nel modello nuovo numerico.	111
Tabella 6.2. Specifiche tecniche del cuscinetto con rivestimento in PTFE utilizzato nelle prove sperimentali riportate in [37]. (*) La dimensione del pivot è stata stimata poiché questa non è riportata in [37].	114
Tabella 6.3. Valori del carico di rottura a compressione a diverse temperature, per i due materiali del rivestimento.	143
Tabella 7.1. Specifiche tecniche del cuscinetto modellato. Le dimensioni contrassegnate dal simbolo (*) sono le uniche fornite dalla azienda.	151

Tabella 7.2. Risultati numerici ottenuti dalle simulazioni effettuate..... 158

Sommario

Il comportamento meccanico dei cuscinetti a lubrificazione idrodinamica è un importante campo di studio dal momento che tali componenti influenzano la stabilità dinamica e la potenza dissipata delle macchine rotanti sulle quali sono installati.

Per questo motivo, in questa tesi, è stato realizzato un modello numerico completo termo-elasto-idrodinamico (TEHD) in grado di simulare i vari fenomeni fisici e le loro interazioni, che intervengono nel funzionamento di un cuscinetto idrodinamico assiale a pattini oscillanti. Il modello è realizzato sfruttando le capacità di un software che applica il metodo degli elementi finiti per la risoluzione di problemi *multifisici*. Una volta validato, il modello numerico è stato utilizzato per la determinazione del coefficiente di rigidità assiale del cuscinetto per studiare in modo più approfondito il comportamento dinamico di questi componenti.

Successivamente si è valutata l'influenza del rivestimento in politetrafluoroetilene (PTFE) sulle prestazioni del cuscinetto confrontandole con quelle ottenute con il rivestimento in metallo bianco; infine si è analizzata l'influenza dello spessore del rivestimento in PTFE sulle prestazioni del cuscinetto idrodinamico assiale.

Parole chiave: cuscinetti idrodinamici, metodo degli elementi finiti, modello TEHD, metallo bianco, PTFE.

Abstract

The dynamical behaviour of hydrodynamic bearings is an important field of study since these components affect the dynamical stability of rotating machineries on which they are installed. In this work, a thermal-elastic-hydrodynamic finite element model of a thrust bearing has been implemented by means of a multiphysics element finite software. This model allows to simulate all the phenomena involved in the functioning of a thrust bearing with tilting pads. The model has been validated by comparing its results with the experimental ones proposed in literature. The axial stiffness of the thrust bearing has been also calculated for different operating conditions. Moreover the influence of the PTFE coating on the bearing performances have been evaluated and compared with those obtained for the babbitt coating. A sensitivity analysis of the coating thickness on the thrust bearing behavior has been also performed.

Keywords: hydrodynamic bearings, finite element method, TEHD (thermoelastohydrodynamic model), babbitt, PTFE (polytetrafluoroethylene).

1. Introduzione

I cuscinetti idrodinamici sono una particolare categoria di cuscinetti in cui le due superfici, in movimento relativo fra loro, sono separate da un film d'olio. Questo è possibile grazie alla lubrificazione idrodinamica (da qui il nome cuscinetti idrodinamici), ossia quel fenomeno che crea nel film d'olio un campo di pressione in opposizione al carico applicato all'albero. Esistono due tipi di cuscinetti idrodinamici:

- radiali (*Journal bearings*) in cui il carico è applicato in direzione perpendicolare all'asse di rotazione;
- assiali (*Thrust bearings*) in cui il carico è applicato lungo l'asse di rotazione;

Entrambi sono principalmente impiegati su macchine rotanti ad elevate prestazioni in cui si hanno carichi e velocità elevate e che si contraddistinguono per condizioni di lavoro continuative quali macchine rotanti per la produzione di energia elettrica, per l'estrazione di petrolio o per impieghi ausiliari.

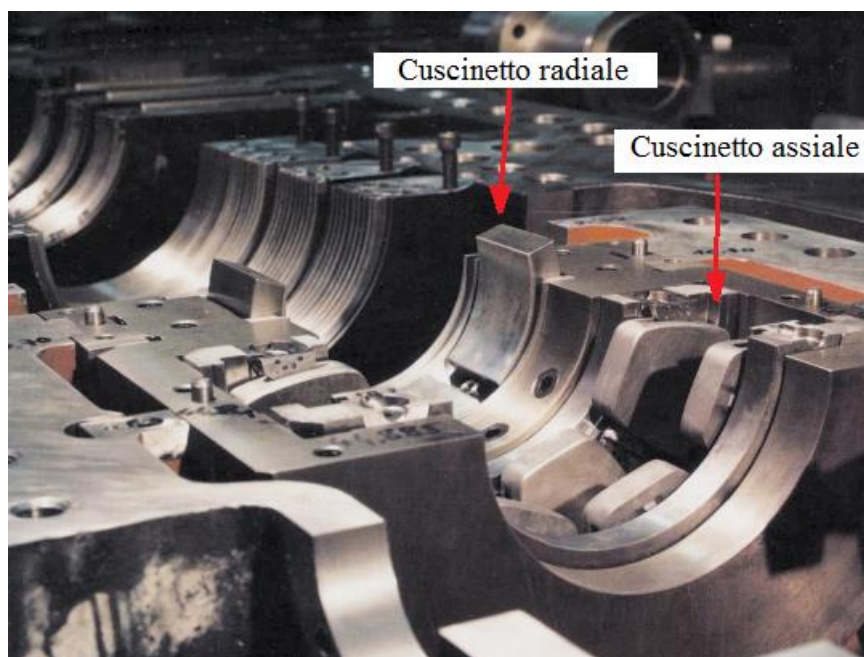


Figura 1.1. Sezione di una turbina a gas da 15 MW con cuscinetti idrodinamici [1].

Mentre i cuscinetti radiali sono utilizzati per le turbine ed i compressori dei cicli vapore e gas in impianti di produzione di potenza elettrica, i cuscinetti assiali sono utilizzati nella maggior parte degli impianti idroelettrici per sostenere il peso delle turbine e dei generatori. In questo caso hanno dimensioni

notevolmente superiori rispetto a quelle che caratterizzano le macchine orizzontali (figura 1.2), perché devono sostenere carichi estremamente elevati. Nell'impianto idroelettrico più grande del mondo, la diga delle Tre Gole in Cina, i cuscinetti assiali hanno un diametro esterno di 5.2 metri e sono in grado di sostenere carichi fino a 6000 tonnellate.



Figura 1.2. Operai al lavoro per la realizzazione di un cuscinetto assiale con capacità di carico di 3000 tonnellate [2].

Il meccanismo della lubrificazione idrodinamica venne scoperto per caso nel 1883 dall'ingegnere inglese Beauchamp Tower mentre effettuava alcuni tentativi per ridurre l'attrito fra perno e cuscinetto. L'esperimento era composto da un perno, immerso parzialmente in un contenitore pieno d'olio, accoppiato ad un cuscinetto a semicerchio sul quale era applicato il carico (figura 1.3).

Mettendo in rotazione il perno Tower notò che dal foro realizzato per lubrificare le due superfici si aveva una fuoriuscita d'olio, per impedire questa fuoriuscita inserì un tappo nel foro e ripeté l'esperimento ed immediatamente il tappo venne espulso dal foro. Sostituendo il tappo con un manometro rilevò una pressione due volte superiore al carico applicato ed in questo modo dimostrò che il cuscinetto fluttuava su di un film d'olio [3].

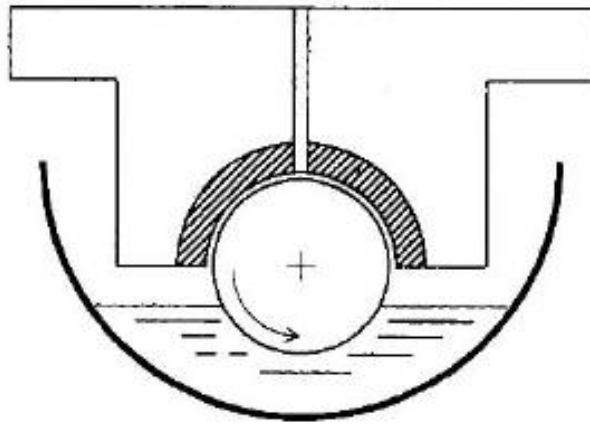


Figura 1.3. Schema dell'impianto utilizzato da Tower per il suo esperimento [4].

Utilizzando i dati sperimentali ricavati da Tower, Osborn Reynolds formulò la teoria della lubrificazione idrodinamica [5]. Pur effettuando alcune ipotesi semplificative egli delineò chiaramente le condizioni necessarie per la realizzazione della lubrificazione dinamica:

- le due superfici devono essere in moto relativo fra loro con una velocità sufficiente a generare un film d'olio fra di esse;
- le due superfici devono risultare inclinate l'una rispetto all'altra, poiché il campo di pressione non viene generato se queste sono parallele;

e fornì la prima formulazione analitica del fenomeno, un'equazione differenziale non lineare del secondo ordine [5].

La prima condizione determinata da Reynolds dimostra che la lubrificazione idrodinamica può avvenire solo in presenza di un film fluido di un certo spessore perché altrimenti le due superfici, in moto relativo fra loro, entrano in contatto e si ha quindi attrito radente. Richard Stribeck nel 1902, dopo aver eseguito numerose prove sui cuscinetti idrodinamici radiali [4, pp.3-4], fornì una formulazione più dettagliata della prima condizione espressa da Reynolds. Con i dati sperimentali rilevati egli infatti costruì il grafico, riportato in figura 1.4, che ancora oggi viene utilizzato nei problemi di lubrificazione idrodinamica .

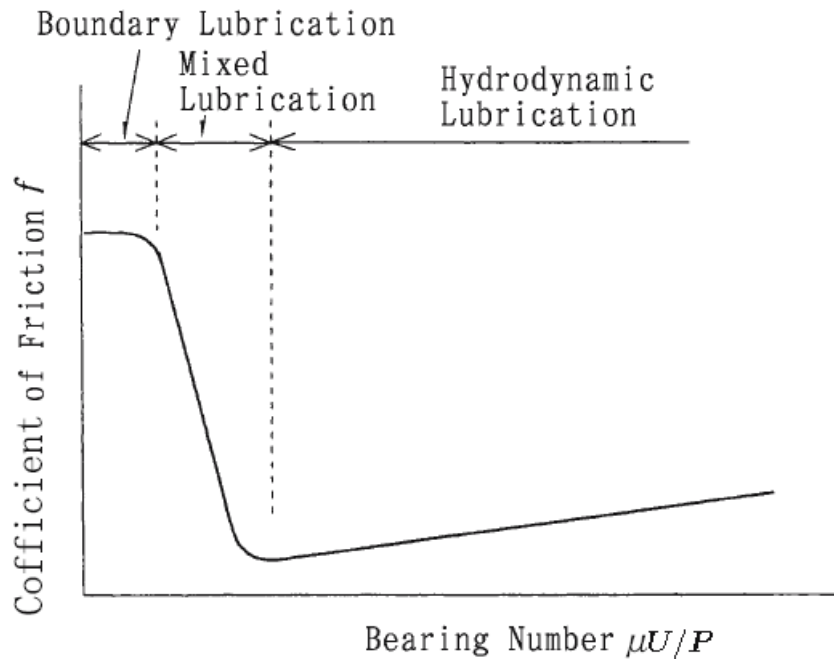


Figura 1.4. Diagramma di Stribeck [4].

Il *bearing number* è definito come il prodotto fra la viscosità dinamica (μ) ed il rapporto tra la velocità (U) ed il carico applicato (P).

In realtà questo numero può essere visto come lo spessore del film fluido, poiché la viscosità e la velocità di rotazione sono direttamente proporzionali a questo, mentre il carico applicato è inversamente proporzionale allo spessore del film fluido.

Questo diagramma mostra che se il bearing number diminuisce al di sotto di un certo valore, il coefficiente d'attrito aumenta notevolmente. Di conseguenza si può affermare che se lo spessore del film fluido scende al di sotto del valore minimo previsto, si ha un aumento del coefficiente d'attrito.

Nella zona di lubrificazione idrodinamica si ha un coefficiente d'attrito molto basso (generalmente pari a 0.001) ed aumenta in relazione al bearing number poiché aumentano gli sforzi viscosi.

Si ricade nella zona di lubrificazione mista quando lo spessore del film fluido si riduce a tal punto che le asperità delle due superfici entrano in contatto, inizialmente questo porta ad una riduzione del coefficiente d'attrito che raggiunge il suo valore minimo. Una ulteriore diminuzione dello spessore del film fluido determina un aumento dei punti di contatto fra le due superfici e di conseguenza si ha un drastico aumento del coefficiente d'attrito (raggiunge il valore di 0.1). In questo caso si verifica la *boundary lubrication* in cui le superfici sono separate solo da alcune molecole di fluido e di conseguenza si può generare l'usura delle superfici.

In [6] è dimostrato che la lubrificazione idrodinamica può avvenire finché lo spessore minimo del film fluido è pari al doppio della rugosità delle due superfici. Questo è valido solo se le due superfici sono perfettamente piane.

In realtà nei cuscinetti idrodinamici assiali non si verifica mai questa condizione poiché i pattini, anche se lavorati accuratamente, sono sempre soggetti a deformazioni elastiche (dovute alla pressione) e termiche.

Nei cuscinetti idrodinamici assiali la velocità tangenziale media è dell'ordine delle decine di metri al secondo (generalmente non superano i 40 m/s), se la superficie del rotore entrasse in contatto con le superfici dei pattini si avrebbe un grande aumento della energia termica dovuto all'aumento del coefficiente d'attrito. Questo porterebbe ad un surriscaldamento e si verificherebbero gravi problemi di usura. Per scongiurare questo problema i cuscinetti idrodinamici assiali vengono progettati per operare con uno spessore minimo del film fluido ben superiore al valore di transizione fra lubrificazione idrodinamica e mista.

I cuscinetti di grandi dimensioni, impiegati principalmente negli impianti idroelettrici, sono progettati con un valore minimo dello spessore del film fluido ancora più grande poiché se la lubrificazione idrodinamica venisse a mancare anche solo brevemente si avrebbe un danneggiamento irreparabile al cuscinetto e di conseguenza all'impianto.

Mentre nei cuscinetti radiali la seconda condizione determinata da Reynolds è automaticamente rispettata dal momento che il carico applicato provoca un disallineamento tra l'asse di rotazione dell'albero ed il centro del cuscinetto, nei cuscinetti assiali questa condizione non è automaticamente rispettata e si deve pertanto agire sulla geometria per ottenere la creazione del campo di pressione.

A dimostrazione di tale affermazione va ricordato che i primi cuscinetti assiali, erano composti da un disco rigidamente fissato all'albero ed un secondo disco vincolato a terra ed erano caratterizzati da una capacità di carico nulla, con un conseguente attrito radente che generava gravi problemi di usura. Successivamente venne modificata la geometria inclinando il pattino vincolato a terra, in questo modo le due superfici non erano più parallele e si riusciva a creare il film d'olio necessario per sostenere il carico (figura 1.5). Purtroppo le deformazioni elastiche e termiche del pattino ne modificavano la geometria riducendo notevolmente la capacità di carico.

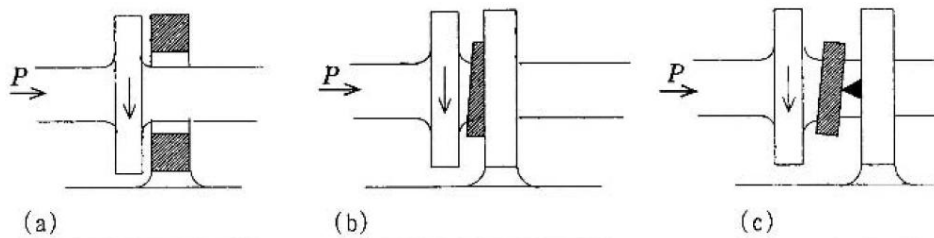


Figura 1.5. Evoluzione dei cuscinetti assiali. (a) dischi paralleli, (b) pattino inclinato e fissato, (c) pattino oscillante [4].

La grande evoluzione dei cuscinetti assiali avvenne grazie alle invenzioni dell'australiano Michell nel 1905 [7] e dell'americano Kingsbury nel 1910 [8]: entrambi svilupparono, indipendentemente uno dall'altro, i cuscinetti assiali a pattini oscillanti. La loro idea prevedeva l'impiego di dischi vincolati a terra mediante un pivot, in questo modo i dischi potevano oscillare liberamente e modificare la loro inclinazione in funzione del carico applicato.

Il modello di Michell era costituito da un pivot di tipo cilindrico che non consentiva al pattino l'oscillazione radiale, invece il modello di Kingsbury utilizzava un pivot sferico che consentiva l'oscillazione del pattino in tutte le direzioni (figura 1.6); quest'ultimo risulta ancora oggi il modello più utilizzato perché permette di compensare eventuali disallineamenti fra pattino e rotore.

Al giorno d'oggi i cuscinetti utilizzati sono molto simili al progetto originale di Kingsbury, tuttavia per migliorarne le prestazioni sono state introdotte alcune modifiche nel corso degli anni, tra le quali è possibile elencare:

- il sistema di livellamento dei pattini per ripartire ugualmente il carico su tutti i pattini che compongono il cuscinetto;
- la sostituzione del pivot con una serie di molle per compensare le deformazioni termiche in pattini molto sottili, impiegati dove si hanno esigenze di ingombri limitati;
- passaggio dal sistema di lubrificazione a bagno d'olio a quello diretto, posizionando degli ugelli fra un pattino e l'altro si riesce a spruzzare l'olio direttamente sul *leading edge*, ossia il bordo del pattino in cui si ha l'ingresso del fluido nello spazio esistente fra rotore e pattini (figura 1.7). Questo permette di ridurre le perdite causate dagli sforzi viscosi agenti sul rotore;
- realizzazione del supporto idrostatico per evitare il contatto fra albero e pattini durante l'avvio della macchina per evitare il surriscaldamento degli stessi. Questo sistema composto da una serie di pompe di sollevamento è utilizzato nella maggior parte degli impianti in cui si impiegano cuscinetti di grandi dimensioni;

- introduzione di materiali polimerici (ad esempio il PTFE) per il rivestimento dei pattini grazie al loro basso coefficiente d'attrito con l'acciaio.

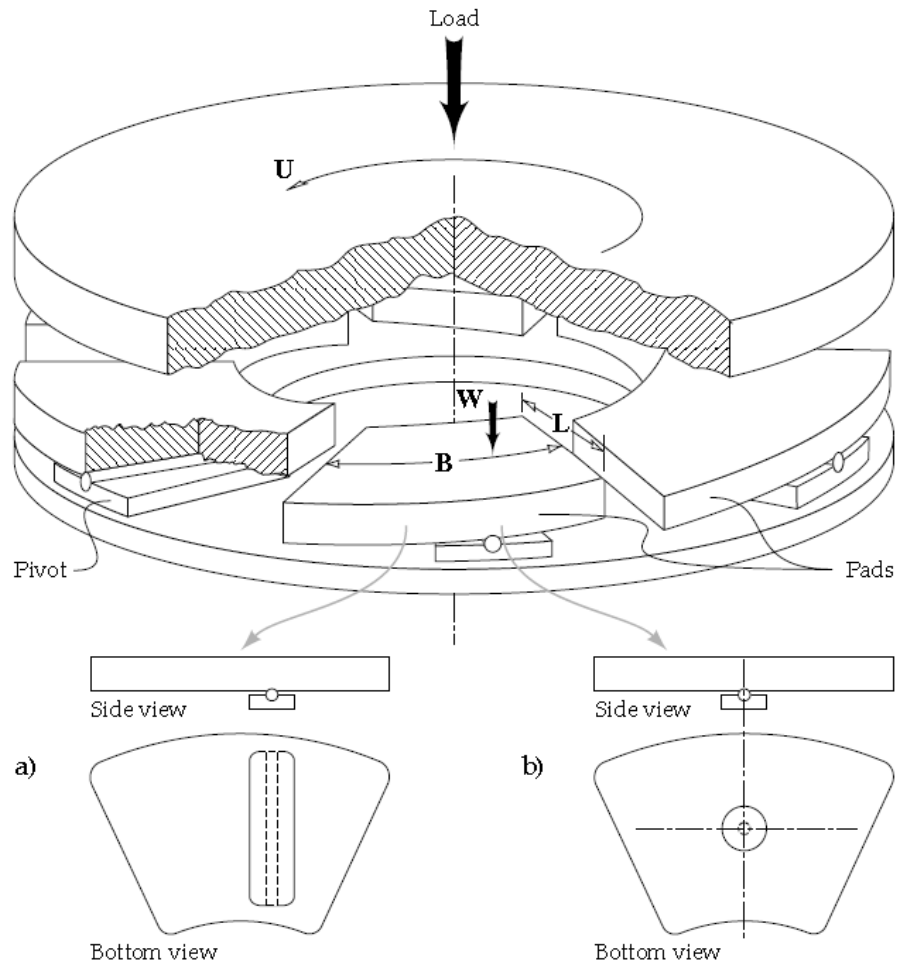


Figura 1.6. (a) pattino di Michell con pivot cilindrico, (b) pattino di Kingsbury con pivot sferico [9].

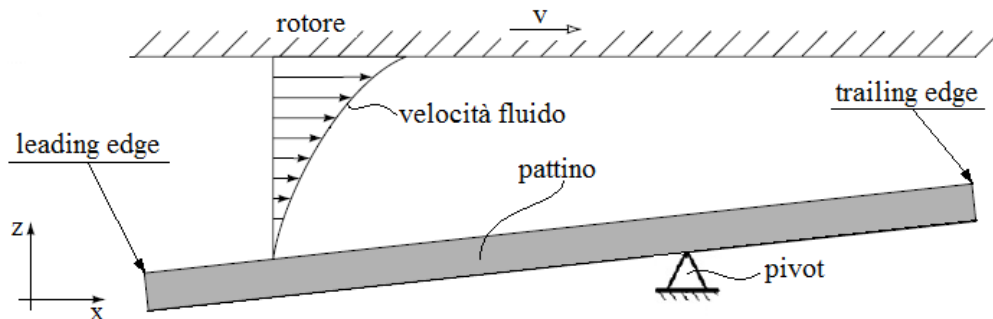


Figura 1.7. Rappresentazione 2D del profilo di velocità del fluido all'interno del film fluido.

La progettazione dei cuscinetti idrodinamici è sempre più mirata alla singola applicazione o alla singola macchina per garantire comportamenti adatti al continuo miglioramento delle prestazioni delle macchine sulle quali sono installati. Per questo motivo si è deciso di realizzare un strumento completo in grado di simulare il comportamento di un cuscinetto idrodinamico assiale a pattini oscillanti. Si è inteso procedere nell'attività prima con uno studio dei fenomeni fisici che intervengono nel funzionamento di questi componenti, così da poter valutare quali equazioni utilizzare per ottenere una formulazione matematica di questi fenomeni, poi con l'implementazione di un modello agli elementi finiti in grado di risolvere questo problema.

Il lavoro è quindi organizzato in una prima fase di esame del materiale disponibile in letteratura riguardante il comportamento dei cuscinetti idrodinamici e lo stato dell'arte dei modelli numerici realizzati per la simulazione del comportamento di questi componenti (capitolo 2).

Successivamente (capitolo 3) verrà descritta la realizzazione del modello numerico con la descrizione dettagliata: della geometria, della mesh, delle equazioni utilizzate, delle condizioni al contorno applicate ed il procedimento impiegato per la risoluzione di questo problema.

I risultati ottenuti mediante il modello realizzato saranno poi confrontati con i risultati sperimentali riportati in letteratura in modo da valutare l'accuratezza e l'affidabilità del modello stesso (capitolo 4).

Una volta validato, il modello sarà utilizzato per la determinazione dei coefficienti dinamici del cuscinetto idrodinamico (capitolo 5) in modo da poter ricavare maggiori informazioni sul comportamento dinamico di questi componenti. Effettuando varie simulazioni si potrà determinare così l'influenza della velocità di rotazione, del carico applicato e del tipo di lubrificante sui coefficienti dinamici.

Il rivestimento dei pattini è di fondamentale importanza per le prestazioni dei cuscinetti idrodinamici, per questo motivo negli ultimi anni si è assistito all'introduzione di materiali innovativi quali il PTFE. In letteratura vi è una scarsità di dati al riguardo di conseguenza, per sopperire a questa mancanza, verrà utilizzato il modello numerico per effettuare un'analisi di sensibilità sul rivestimento dei pattini (capitolo 6). Infine, a fronte del contratto di ricerca sottoscritto con il Politecnico di Milano da una azienda italiana operante nel settore dei cuscinetti idrodinamici, si utilizzerà il modello numerico realizzato per fornire una prima stima delle prestazioni di un nuovo prototipo di cuscinetto idrodinamico assiale a pattini oscillanti (capitolo 7).

Nel capitolo conclusivo (capitolo 8) verranno invece riportate alcune considerazioni finali riguardo al modello numerico realizzato in questo lavoro evidenziandone i limiti e le potenzialità per eventuali lavori futuri.

2. Analisi bibliografica e stato dell'arte

Il funzionamento dei cuscinetti idrodinamici appare a prima vista molto semplice poiché, come riportato nel capitolo precedente, è sufficiente rispettare le due semplici condizioni ipotizzate da Reynolds per realizzare la lubrificazione idrodinamica. In realtà il comportamento di questi componenti è ben più complicato perché coinvolge più fenomeni fisici:

- la fluidodinamica, perché fra le due superfici si ha un fluido in movimento;
- la termodinamica, perché si ha generazione di calore a causa delle perdite viscosive nel fluido. Inoltre la quantità di calore generata viene trasmessa in parte ai pattini del cuscinetto ed in parte al rotore;
- la meccanica dei solidi, perché il campo di pressione e la distribuzione di temperatura generano sforzi e deformazioni nei pattini.

Risulta quindi facile capire come il fenomeno non sia così semplice come appare; si tratta infatti di un problema di tipo termo-elasto-idrodinamico di difficile caratterizzazione per via analitica e che quindi deve essere risolto numericamente con l'ausilio di modelli numerici. Per questo motivo sono impiegati modelli numerici indicati con la sigla TEHD sta ad indicare un modello numerico termo-elasto-idrodinamico, cioè un modello numerico in grado di descrivere tutti gli aspetti del fenomeno fisico considerato.

La complessità dello studio di questi problemi è dimostrata dal fatto che i primi modelli realizzati per questo tipo di problemi erano molto semplificati e soltanto a partire dagli anni '90, grazie al grande incremento delle capacità di calcolo dei computer, si sono realizzati modelli tridimensionali più vicini alla realtà.

In tutti i modelli, riportati in letteratura, vengono utilizzate le equazioni di Reynolds per descrivere il comportamento, queste si basano su alcune ipotesi semplificative tra cui: il moto laminare ed il fluido Newtoniano.

L'ipotesi di moto laminare è accettabile per quelle applicazioni in cui la velocità di rotazione dell'albero è bassa, mentre per alte velocità il moto diventa turbolento. In [9, pp. 184-186] vengono introdotti alcuni coefficienti correttivi alle equazioni di Reynolds per tener conto del moto turbolento del fluido. Tuttavia gli unici modelli nei quali tali coefficienti sono applicati sono riferiti a cuscinetti radiali, come riportato in [10, 11]. Per una corretta modellazione del moto turbolento sarebbe opportuno utilizzare le equazioni di Reynolds con i *modelli di chiusura* $k-\varepsilon$ o $k-\omega$ [12], questi però comportano un elevato onere computazionale ed infatti sono utilizzati da Kato e Hori in [13] per la simulazione del solo comportamento del fluido in un cuscinetto radiale.

L'ipotesi di fluido Newtoniano è accettabile per la gran parte degli oli utilizzati nei cuscinetti idrodinamici, mentre presentano un comportamento non-

Newtoniano gli oli con aggiunta di additivi polimerici per l'aumento dell'indice di viscosità [9, pp.185-186].

In [14] è riportato un modello numerico termo-idrodinamico (THD) utilizzato per lo studio dell'influenza dei fluidi non-Newtoniani sulle caratteristiche di un cuscinetto assiale a pattini oscillanti. Vengono proposte quattro equazioni differenti per la viscosità, però i risultati ottenuti vengono confrontati esclusivamente con quelli calcolati mediante il secondo modello numerico proposto e non con dati sperimentali come sarebbe più opportuno per la validazione dei modelli stessi.

L'importanza dello studio dello scambio termico nel film fluido viene chiaramente mostrata dal grafico in figura 2.1, in cui si nota la grande differenza fra i risultati ottenuti considerando l'influenza della temperatura sulla viscosità e considerando il fluido a temperatura costante.

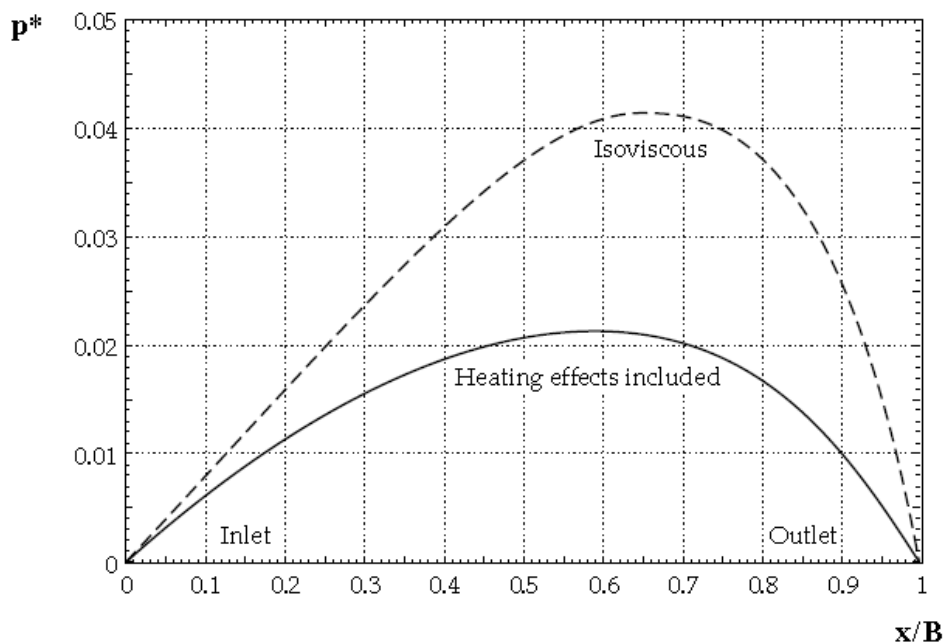


Figura 2.1. Profilo del campo di pressione per un pattino di un cuscinetto assiale, ricavato con modelli 1D con viscosità costante (linea tratteggiata) e con viscosità in funzione della temperatura (linea continua) [15].

Le equazioni utilizzate per descrivere lo scambio termico nel cuscinetto sono le stesse in ogni modello riportato in letteratura: conservazione dell'energia, scambio termico conduttivo e convettivo [16]. Le differenze riscontrate nei modelli proposti in letteratura riguardano le condizioni al contorno applicate.

In [9, pp. 228-231] si considera un pattino perfettamente adiabatico ed uno isoterma, in realtà i valori sperimentali della distribuzione di temperatura del

pattino riportati in [17] mostrano chiaramente che le due ipotesi precedenti sono ben lontane dalla realtà.

Un'altra condizione al contorno molto importante è la temperatura dell'olio all'ingresso del pattino (leading edge), questa influenza notevolmente le prestazioni del cuscinetto come riportato da Arwas e Sternlicht già nel 1961 [18]. D.Markin in [19] utilizza il coefficiente *hot oil carry over fraction* definito da C.M.McC. Ettles in [20], questo coefficiente empirico tiene conto della porzione della portata d'olio che esce da un pattino e rientra nel successivo. In [19] la temperatura all'ingresso viene poi calcolata applicando l'equazione di conservazione dell'energia all'ingresso del pattino:

$$T_{in} = \frac{c_{bath} Q_{bath} T_{bath} + m c_{out} Q_{out} T_{out}}{c_{in} Q_{in}} \quad (2.1)$$

dove:

- $T_{in}, T_{bath}, T_{out}$ è la temperatura del fluido all'ingresso, all'esterno, all'uscita del pattino (*trailing edge*) [K];
- $c_{in}, c_{bath}, c_{out}$ è il calore specifico a pressione costante per unità di volume, calcolato in funzione della relativa temperatura [J/(m³K)];
- $Q_{in}, Q_{bath}, Q_{out}$ è la portata volumetrica di fluido all'ingresso, all'esterno ed all'uscita del pattino [m³/s];
- m è il coefficiente hot oil carry over fraction.

Il calore specifico di un fluido varia in funzione della temperatura alla quale si trova il fluido stesso [16], rimangono quindi dei dubbi sulla risoluzione di questa equazione perché il calore specifico del fluido in ingresso (c_{in}) dipende a sua volta dalla temperatura che si vuole calcolare e quindi compaiono due incognite nella stessa equazione.

In [17] viene invece proposta un'altra equazione per il calcolo della temperatura all'ingresso, tenendo conto della portata di olio entrante ed uscente dal pattino. Anche in questo caso vengono però effettuate delle ipotesi sulla direzione delle portate e sulla loro determinazione perché non è possibile determinare sperimentalmente la direzione ed il valore di queste portate (figura 2.2):

$$T_{in} = \frac{Q_0 T_0 + Q_{ex} T_{ex} + Q_{ir} \frac{T_{ex}}{2}}{Q_{in} + Q_{bp} - \frac{Q_{ir}}{2}} \quad (2.2)$$

$$Q_{bp} = Q_0 - Q_{or} \quad (2.3)$$

$$Q_{in} = Q_{ir} + Q_{or} + Q_{ex} \quad (2.4)$$

$$T_{ir} = \frac{T_{in} + T_{ex}}{2} \quad (2.5)$$

dove:

- Q_{bp} è la portata volumetrica del fluido fra due pattini [m^3/s];
- Q_{ex} è la portata volumetrica del fluido con direzione tangenziale, nella zona d'uscita del pattino (trailing edge) [m^3/s];
- Q_{in} è la portata volumetrica del fluido con direzione tangenziale, nella zona d'ingresso del pattino (leading edge) [m^3/s];
- Q_{ir} è la portata volumetrica del fluido con direzione radiale, nella zona d'ingresso del pattino (leading edge) [m^3/s];
- Q_{or} portata volumetrica del fluido con direzione radiale, nella zona d'uscita del pattino (trailing edge) [m^3/s];
- Q_0 portata volumetrica del fluido in ingresso al pattino [m^3/s];
- T_{ex} è la temperatura media del fluido nella zona d'uscita [$^{\circ}C$];
- T_{in} è la temperatura media del fluido nella zona d'ingresso [$^{\circ}C$];
- T_{ir}, T_{or} è la temperatura media del fluido calcolata rispettivamente sul bordo interno ed esterno del pattino [$^{\circ}C$];
- T_0 è la temperatura del fluido in ingresso al pattino [$^{\circ}C$].

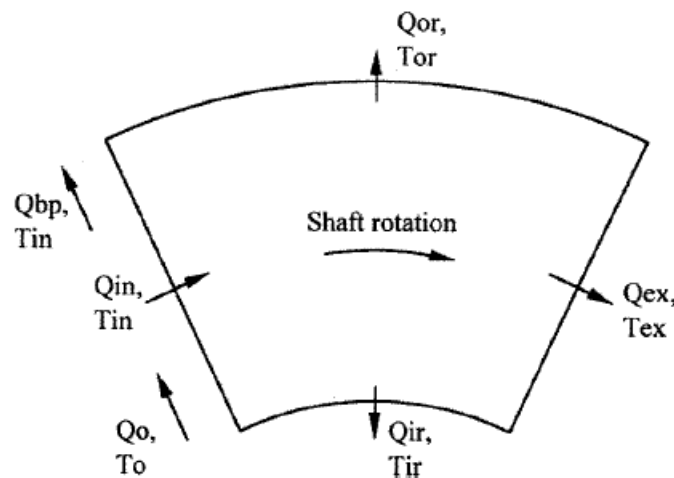


Figura 2.2. Schema per il calcolo della temperatura in ingresso utilizzato in [17] con portate del fluido e relative temperature ipotizzate.

Entrambi i metodi proposti prevedono l'utilizzo di coefficienti empirici scelti in modo tale da garantire una buona convergenza con i risultati sperimentali. L'unico approccio che consente di evitare l'utilizzo di coefficienti empirici sembra essere quello proposto da Wasilczuk e Rotta in [21], ossia la realizzazione di un modello numerico esclusivamente dedicato allo studio del comportamento del fluido fra i pattini di un cuscinetto assiale. Il modello

numerico 3D utilizza le equazioni di Reynolds per il moto turbolento con il modello di chiusura $k-\varepsilon$ per determinare il campo di moto del fluido, e l'equazione di conservazione dell'energia per determinare la temperatura del fluido. Tuttavia l'applicazione delle condizioni di *adiabaticità* delle superfici del pattino e del rotore e l'elevato tempo di calcolo non ne consentono l'applicazione in un modello TEHD completo.

Entrambi i modelli descritti in [17] e [19] sono realizzati per studiare il comportamento di cuscinetto con lubrificazione a bagno d'olio (*fully flooded*), non viene però simulato il comportamento del fluido attorno al pattino ma solo quello compreso fra il pattino ed il rotore. Per sopperire a questa mancanza, viene ipotizzata dagli autori l'esistenza di uno scambio termico per convezione libera fra queste superfici e l'ambiente esterno. Inoltre il coefficiente di scambio termico convettivo viene scelto opportunamente per ottenere una distribuzione di temperatura coerente con quella rilevata sperimentalmente.

In realtà, in un cuscinetto con lubrificazione a bagno d'olio i pattini sono completamente circondati dal fluido, quindi sarebbe più corretto simulare lo scambio termico che avviene fra le superfici laterali del pattino ed il fluido.

Le deformazioni elastiche dovute al campo di pressione e le deformazioni termiche dovute alla differente distribuzione di temperatura nel pattino modificano lo spessore del film fluido con la conseguente modifica del campo di pressione. Di conseguenza, un modello numerico accurato deve necessariamente tener conto di queste deformazioni. Le deformazioni termiche sono maggiori di quelle elastiche e quindi influiscono maggiormente sul comportamento del cuscinetto, come riportato da Brockett in [22].

In [23] viene proposto un modello THD per la simulazione di un cuscinetto assiale a pattini oscillanti, i risultati ottenuti mostrano un'ottima convergenza con i valori sperimentali per quanto riguarda la temperatura e la potenza dissipata (*power loss*), mentre si notano differenze significative nel profilo del campo di pressione. Come descritto dagli autori, queste differenze sono imputabili alla mancata considerazione delle deformazioni del pattino.

L'ultimo aspetto fondamentale per la realizzazione di un modello TEHD sono le proprietà del fluido: viscosità, densità, calore specifico, conducibilità termica. Tutte queste caratteristiche variano in funzione della temperatura.

L'equazione di Vogel risulta la più accurata ed utilizzata per il calcolo scientifico [9, pp. 14] per descrivere il legame viscosità-temperatura.

Nel modello utilizzato in [23], viene invece utilizzata l'equazione di Roelands-Barus che permette di determinare il valore della viscosità in funzione della temperatura e della pressione. Tuttavia l'influenza di quest'ultima risulta significativa solo per basse temperature (al di sotto dei 30°C) come riportato in [24].

In [23] non viene inoltre considerato l'effetto della temperatura sulla conducibilità e sul calore specifico.

In [17] viene valutata l'influenza dei diversi tipi di olio sulle prestazioni di un cuscinetto assiale, da queste analisi gli autori hanno rilevato che le proprietà del fluido che influiscono maggiormente sono (in ordine di influenza): l'indice di viscosità (VI), la conducibilità termica ed il calore specifico. Di conseguenza, per realizzare un modello numerico che fornisca risultati prossimi a quelli sperimentali, è necessario considerare la dipendenza dalla temperatura e dalle proprietà fisiche del fluido.

I cuscinetti idrodinamici assiali, utilizzati nella maggior parte degli impianti idroelettrici di tutto il mondo, lavorano con carichi molto elevati (migliaia di tonnellate) ma a basse velocità di rotazione. Al contrario, i cuscinetti utilizzati nelle turbine a gas o nei turbocompressori sono soggetti a carichi minori ma lavorano a velocità molto più elevate. In queste applicazioni la stabilità dei rotori è fondamentale perché, date le alte velocità, vibrazioni eccessive possono comprometterne il funzionamento.

In tutti questi anni, lo studio del comportamento dinamico dei cuscinetti idrodinamici si è concentrato quasi esclusivamente sui cuscinetti di tipo radiale, trascurando lo studio del comportamento dinamico dei cuscinetti di tipo assiale.

In letteratura, sono infatti presenti numerosi scritti che riguardano lo studio dei cuscinetti idrodinamici radiali, mentre ve ne sono pochi che riguardano i cuscinetti assiali.

Per determinare i coefficienti di smorzamento di un cuscinetto idrodinamico è necessario eseguire un'analisi dinamica, occorre quindi simulare il comportamento di questi componenti al variare del tempo.

L'approccio utilizzato per la determinazione dei coefficienti di rigidità e smorzamento è comune in tutti i metodi e modelli: viene applicata una perturbazione al cuscinetto attorno alla posizione di equilibrio di quest'ultimo e viene poi valutata la risposta a questa eccitazione.

Lo studio della dinamica di una macchina rotante in cui sono installati dei cuscinetti idrodinamici è complicato dal fatto che i coefficienti dinamici di questi componenti sono non-lineari, questi determinano delle equazioni di moto del sistema non-lineari che richiedono un maggior onere computazionale. Per ridurre la complessità del problema i coefficienti dinamici calcolati in letteratura sono *linearizzati*, cioè sono calcolati ipotizzando piccoli spostamenti dalla posizione di equilibrio.

In [25] viene riportato un modello numerico di un cuscinetto assiale a pattini rigidi, inoltre risolve le equazioni del moto del fluido per una geometria 1D ed ipotizza che la pressione abbia una distribuzione parabolica nell'altra direzione. Purtroppo non vengono riportati valori sperimentali, ma i risultati ottenuti sono poi confrontati con quelli ottenuti da un altro modello numerico. Anche il modello numerico realizzato da T.N. Shiau in [26], studia il comportamento di un cuscinetto con pattini rigidi utilizzando solo le equazioni di Reynolds per il moto del fluido. In questo caso però queste equazioni sono impiegate su di una geometria 2D e viene effettuata l'analisi dinamica di un rotore sul quale sono

montati un cuscinetto assiale ed uno radiale. I risultati ottenuti mostrano che all'aumentare della velocità di rotazione si ha un aumento della rigidità assiale rotore, questo significa che aumenta la rigidità del cuscinetto assiale. L'unico modello numerico che considera un cuscinetto a pattini oscillanti è quello realizzato da P.L. Jiang in [27], ma anche in questo caso viene simulato solamente il moto del fluido trascurando lo scambio termico e le deformazioni del pattino e non vengono forniti dati sperimentali per la validazione.

In [28] viene studiata l'influenza di un cuscinetto assiale sul comportamento di un rotore sul quale sono montati anche due cuscinetti radiali. I risultati numerici mostrano che il cuscinetto assiale migliora la stabilità del rotore ma influisce anche sulle vibrazioni trasversali e non solo su quelle assiali. In tutti questi modelli vengono calcolati i coefficienti dinamici anche per le due direzioni ortogonali all'asse del rotore, poiché si considera che l'asse del rotore sia inclinato rispetto all'asse del cuscinetto e quindi si sviluppino delle forze trasversali (figura 2.3). Di conseguenza si stima che i cuscinetti assiali possano influire anche sulle vibrazioni trasversali oltre che su quelle assiali.

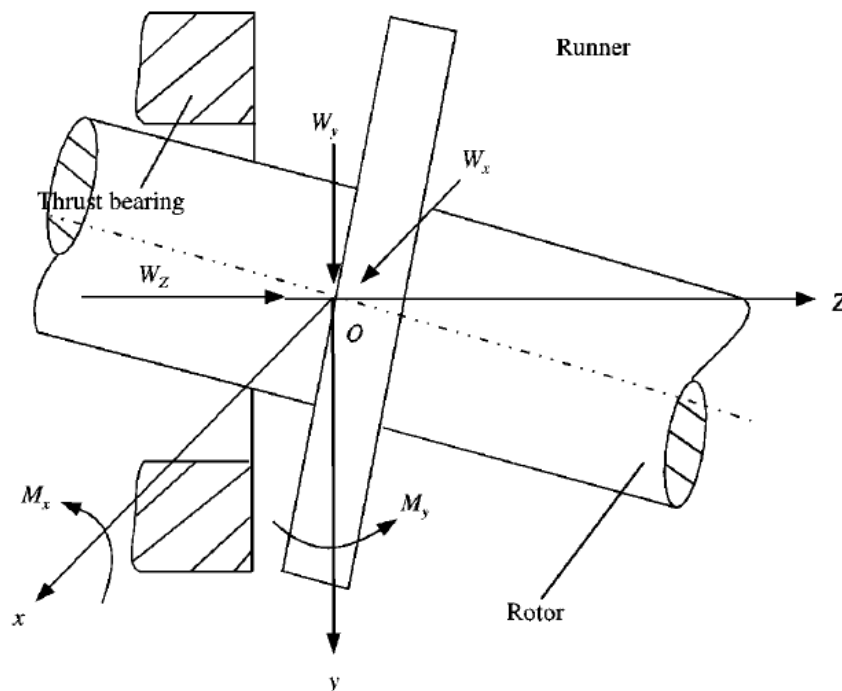


Figura 2.3. Schema del cuscinetto assiale con rotore inclinato per determinare i coefficienti dinamici trasversali [28].

In [29], invece viene realizzato un modello numerico che simula il comportamento dinamico di un cuscinetto di grandi dimensioni con pattini sostenuti non da un pivot ma da una serie di molle. In questo caso vengono

determinati solamente il coefficiente di smorzamento e di rigidità assiali, poiché si considera solo lo spostamento assiale del rotore. Come per i modelli precedenti non vengono considerati gli effetti termici e le deformazioni del pattino, ma solo il moto del fluido.

In tutti questi articoli non vengono riportati valori sperimentali, di conseguenza non è possibile stabilire se effettivamente i cuscinetti idrodinamici assiali influiscono sulle vibrazioni trasversali del rotore o solo su quelle assiali.

3. Modello ad elementi finiti

Affinché un modello possa essere utilizzato per la simulazione del comportamento del sistema reale è necessario che venga validato. La fase di validazione avviene tramite il confronto tra i risultati ottenuti dalle simulazioni realizzate ed i dati sperimentali: minore è lo scarto tra risposta del modello e realtà, maggiore sarà l'affidabilità del modello stesso.

Una raccolta completa di dati sperimentali per i cuscinetti assiali a pattini oscillanti, disponibile in letteratura è quella riportata in [17] e [30]. Dal momento che in letteratura sono disponibili solo questi dati sperimentali è stato necessario adeguare il modello alle caratteristiche geometriche dei cuscinetti utilizzati in questi test.

I dati ottenuti attraverso le sperimentali riguardano le prestazioni di un cuscinetto idrodinamico a pattini oscillanti caratterizzate dai valori: della temperatura, della pressione, dello spessore del film fluido e della potenza dissipata, ricavati per differenti velocità di rotazione e carichi applicati.

3.1 Software utilizzato

COMSOL Multiphysics (versione 3.5a) è un software commerciale che utilizza il metodo degli elementi finiti per modellare e risolvere tutti quei problemi scientifici basati su equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE). Questo è uno dei vari software *multifisici* presenti sul mercato (ANSYS, SOLVIA, ...), che permettono di realizzare modelli numerici composti da più fenomeni fisici che possono essere combinati tra loro.

In questo software sono presenti vari *moduli* che rappresentano un fenomeno fisico e contengono già le equazioni e le variabili necessarie per descriverlo, in questo modo si risparmia tutto il tempo necessario alla implementazione delle equazioni, delle variabili e delle condizioni al contorno, necessarie per definire il problema. E' inoltre possibile modificare l'equazioni predefinite o aggiungerne altre, nel caso in cui si debba risolvere un problema che non corrisponde perfettamente ad un modulo presente nella libreria. Questo garantisce una buona flessibilità e consente di risolvere vari problemi, di modellare fenomeni complessi, di natura diversa e più precisamente:

- *AC/DC module*, permette di realizzare modelli numerici di quei componenti il cui comportamento è caratterizzato dai fenomeni di elettrostatica, magnetostatica ed elettromagnetismo, ad esempio si può simulare il funzionamento di motori elettrici e generatori di potenza elettrica;

- *Acoustic module*, permette di studiare la propagazione delle onde sonore nei fluidi e nei solidi, si possono quindi modellare componenti quali microfoni, altoparlanti e barriere insonorizzanti;
- *Chemical engineering module*, è creato appositamente per studiare i fenomeni di trasporto di massa ed energia che si sviluppano nelle reazioni chimiche, permette quindi di analizzare il comportamento di filtri, reattori ed altri componenti comunemente impiegati nell'industria chimica;
- *Earth science module*, permette di simulare il fenomeno del trasporto di massa che si verifica nel sottosuolo, con questo modulo si può quindi studiare il flusso di liquidi e gas in corpi porosi, la diffusione di inquinanti nel suolo ed il comportamento dell'acqua nelle falde acquifere;
- *Heat transfer module*, permette di simulare i vari fenomeni che caratterizzano lo scambio termico: convezione, conduzione ed irraggiamento. Questo modulo permette di studiare la generazione ed il flusso di energia termica che si verifica all'interno di fluidi o solidi e quindi può essere utilizzato per la simulazione del comportamento di tutti quei componenti in cui si verificano fenomeni di scambio termico come ad esempio: gli scambiatori di calore, i componenti elettronici e le turbine a vapore e a gas;
- *MEMS (micro-electro-mechanical-systems) module*, è un modulo creato per lo studio del comportamento dei componenti elettromeccanici di piccole dimensioni quali: trasduttori di spostamento capacitivi, trasduttori di pressione ed accelerometri piezoelettrici. All'interno di questo modulo sono quindi implementate le equazioni che permettono di modellare l'interazione fra fenomeni di elettromagnetismo, meccanica dei solidi e dei fluidi che avvengono all'interno di questi micro-componenti;
- *Reaction engineering module*, permette di simulare la cinetica di una reazione chimica applicando le equazioni di conservazione dell'energia e della massa. Ad esempio può essere utilizzato per studiare le reazioni chimiche che avvengono nei motori a combustione interna o per risolvere problemi di biologia;
- *RF (radio-frequency) module*, permette di studiare il comportamento di quei componenti che sfruttano la propagazione delle onde elettromagnetiche e delle microonde;
- *Structural mechanics module*, è creato per lo studio del comportamento delle strutture meccaniche e può quindi essere utilizzato per effettuare analisi statiche per la determinazione degli sforzi e delle deformazioni o per effettuare analisi dinamiche per ricavare le frequenze proprie ed i modi di vibrare di una struttura;

- *Fluid dynamics*, permette di risolvere i problemi di statica e dinamica dei fluidi, siano essi gas o liquidi. E' inoltre possibile studiare il comportamento di fluidi viscoelastici, fluidi composti da più fasi o fluidi con comportamento non-Newtoniano.

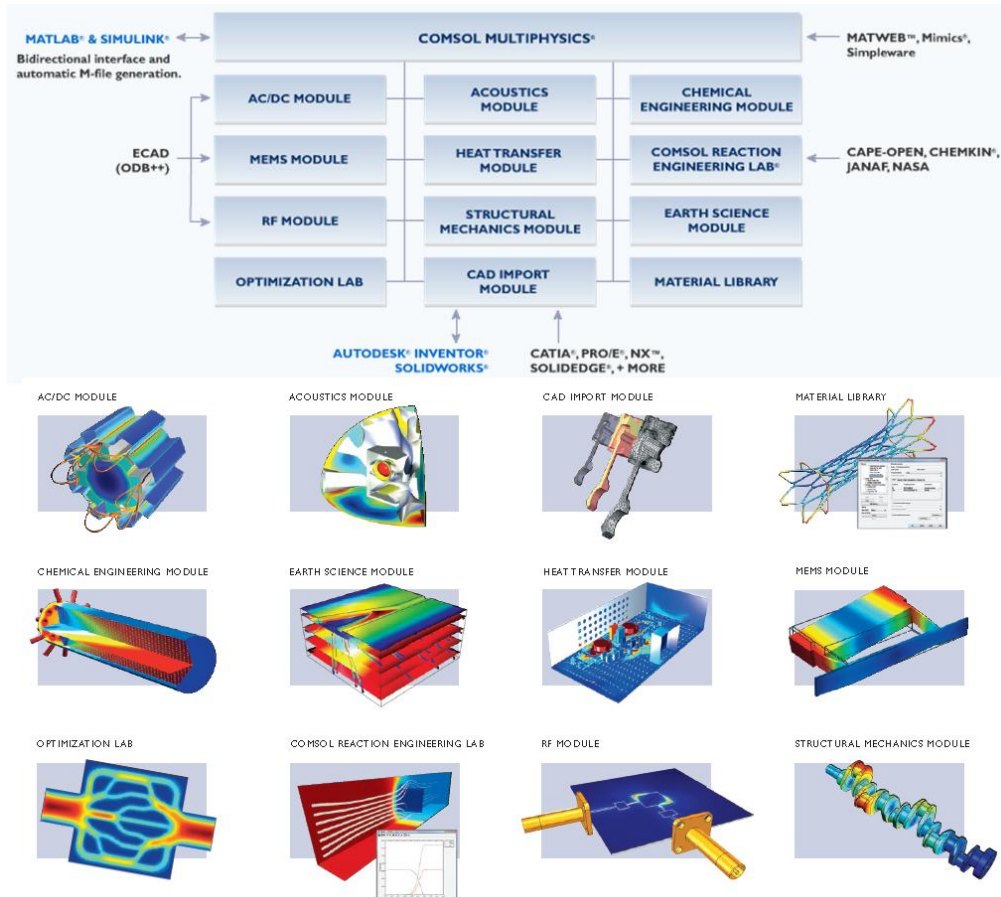


Figura 3.1. Moduli presenti nel software COMSOL Multiphysics 3.5a.

Nel software sono presenti vari tipi di solutori numerici diretti e iterativi in grado di risolvere vari tipi di problemi: stazionari, transitori, lineari o non e modali. Come nella maggior parte dei software che effettuano analisi con il metodo degli elementi finiti, anche COMSOL si interfaccia con i vari software CAD utilizzabili per la realizzazione della geometria del modello. E' presente inoltre il collegamento con MATLAB e SIMULINK che permette di effettuare simulazioni ancora più complesse combinando insieme le capacità di calcolo di questi software. Per la realizzazione del modello numerico si è sfruttato il collegamento con MATLAB per implementare un procedimento iterativo per la risoluzione del problema completo.

3.2 Geometria e mesh

Un cuscinetto idrodinamico assiale è composto da vari pattini oscillanti disposti in modo simmetrico rispetto all'asse di rotazione dell'albero (figura 1.2), sfruttando questa simmetria è possibile semplificare il modello concentrando l'attenzione sul comportamento di un singolo pattino. Questa semplificazione permette di ridurre la complessità del modello numerico e quindi permette di ridurre l'onere computazionale per la risoluzione del problema. La geometria tridimensionale è composta dal singolo pattino e dalla porzione di fluido che lo circonda (figura 3.2). Non vengono modellati l'albero ed il corpo del cuscinetto ma si tiene conto di questi componenti sfruttando alcune delle condizioni al contorno disponibili nel software così da poter semplificare ulteriormente il modello numerico.

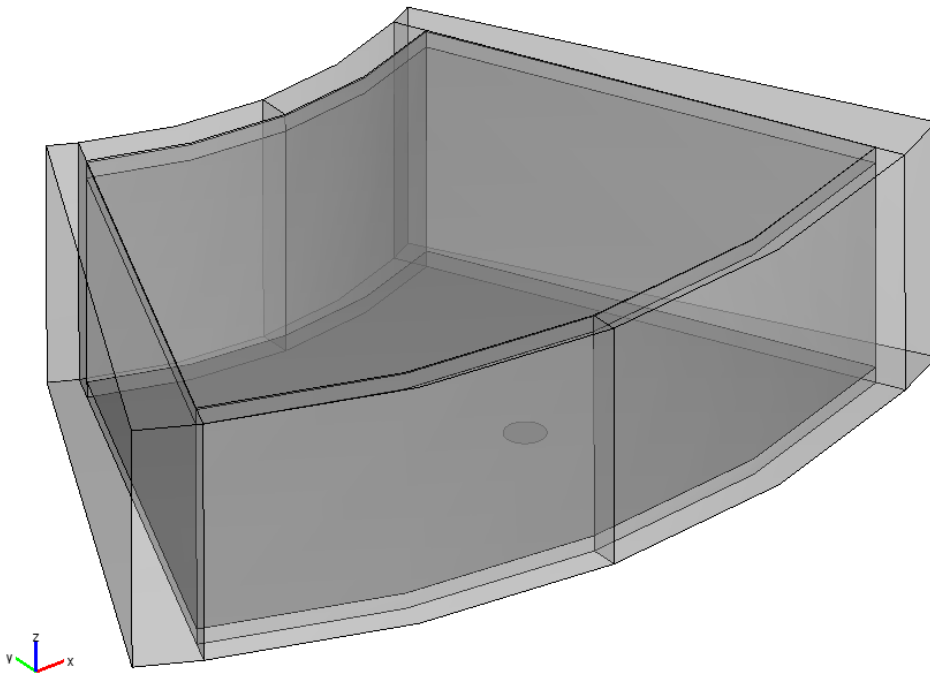


Figura 3.2. Geometria del modello numerico, si vedono il pattino ed il suo rivestimento (parte scura) ed il volume del fluido circostante (parte più chiara).

La geometria del modello numerico proposto in questa tesi, è realizzata in funzione di tre parametri (figura 3.3):

- α è l'angolo di inclinazione del pattino rispetto all'asse y; di conseguenza, maggiore è questo angolo maggiore è l'inclinazione del pattino verso il rotore;

- β è l'angolo di inclinazione del pattino rispetto all'asse x ; di conseguenza, maggiore è questo angolo maggiore è l'inclinazione del pattino verso la zona d'ingresso del fluido;
- z_f è la distanza della superficie del rotore rispetto al pivot.

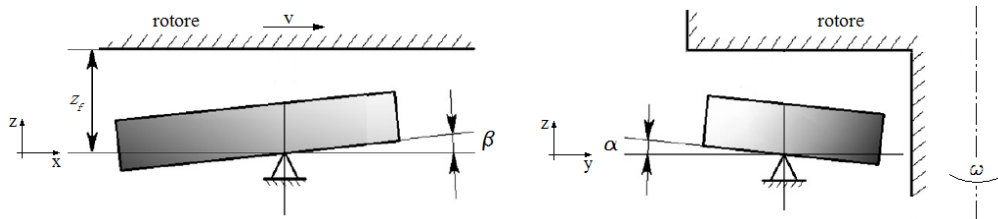


Figura 3.3. Schema dei tre parametri geometrici α , β e z_f .

Modificando i valori di questi parametri è possibile variare l'inclinazione del pattino e la distanza del rotore ed è quindi possibile modificare lo spessore iniziale del film fluido ed ottenere quindi una diversa distribuzione di pressione. Il metodo degli elementi finiti (FEM) permette di risolvere i problemi descritti da sistemi di equazioni differenziali alle derivate parziali trasformandoli in sistemi di equazioni algebriche. Nella realtà un corpo è continuo, cioè è composto da un numero infinito di punti, quindi il modello matematico che descrive il fenomeno fisico che avviene nella realtà ha un numero infinito di incognite. Siccome la risoluzione analitica del problema è impossibile, si deve procedere ad una risoluzione numerica del modello matematico che prevede una discretizzazione del problema, in modo da ottenere un problema caratterizzato da un numero finito di incognite. Questa discretizzazione viene realizzata modellando la geometria del corpo con un insieme di elementi di forma e dimensioni stabilite; l'insieme di questi elementi viene chiamato *mesh*. Ognuno di questi elementi possiede un certo numero di punti, chiamati nodi, sul quale vengono applicate le equazioni del modello matematico. In questo modo il problema può essere definito mediante un sistema di equazioni con un numero finito di incognite che dipende dal numero di questi nodi. Per la realizzazione della mesh di una geometria tridimensionale, vengono utilizzati degli elementi con forma tetraedrica o esaedrica come quelli riportati in figura 3.4.

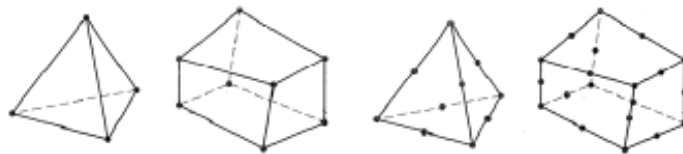


Figura 3.4. Elementi finiti 3D lineari e quadratici, con forma tetraedrica ed esaedrica.

Il metodo agli elementi finiti permette di determinare una soluzione del problema matematico approssimata mediante delle funzioni polinomiali (funzioni di forma) che dipendono dal tipo di elementi utilizzati per la mesh. Il grado del polinomio di queste funzioni dipende dal numero di nodi che individuano l'elemento finito. Gli elementi che hanno i nodi solo sui vertici della geometria sono chiamati elementi lineari, poiché avendo solo due nodi su ogni lato il polinomio della funzione di forma è di primo grado, cioè è una funzione lineare. Gli elementi quadratici invece hanno un nodo sulla mezzzeria di ogni lato (figura 3.4), hanno quindi tre nodi per lato e di conseguenza il polinomio della funzione di forma è di secondo grado, cioè è una funzione quadratica. Quindi maggiore è il numero di nodi, maggiore è l'accuratezza della soluzione numerica trovata, perché questa è composta da funzioni polinomiali di grado elevato che permettono di approssimare meglio l'andamento della soluzione esatta del problema. Tuttavia, un aumento del numero di nodi determina un aumento del numero di incognite del sistema di equazioni che descrivono il problema, di conseguenza si ha un aumento dello sforzo computazionale richiesto. Un indicatore del tempo di calcolo richiesto per la soluzione del problema è il numero di gradi di libertà del modello che rappresentano le incognite del problema. Nei cuscinetti idrodinamici lo spessore del film fluido è notevolmente minore rispetto allo spessore del pattino. In [31] è riportato il profilo del film fluido rilevato in un cuscinetto di grandi dimensioni (diametro esterno 5.2 m, spessore 230 mm), lo spessore massimo rilevato è di 400 μm mentre lo spessore minimo è di 100 μm . Questo dimostra come lo spessore minimo del film fluido possa risultare anche 2000 volte più piccolo dello spessore del pattino. Questa particolarità dei cuscinetti idrodinamici crea delle difficoltà nella realizzazione della mesh, poiché nella geometria del modello numerico compaiono due solidi con la stessa forma a settore circolare (pattino e film fluido) ma con altezze aventi ordini di grandezza differenti.

Oltre al problema legato alla geometria bisogna tener conto del fatto che il modello numerico realizzato è di tipo TEHD, che è in grado di simulare più fenomeni fisici che interagiscono fra loro. Come descritto nel capitolo 2, occorrono più equazioni per modellare questi fenomeni e di conseguenza si hanno più variabili nel modello. In totale si hanno undici variabili: pressione, campo di velocità (tre componenti), temperatura, campo degli spostamenti (tre componenti) e campo di spostamenti della mesh (tre componenti). Questo fa sì che il numero di gradi di libertà del modello numerico cresca rapidamente con l'aumentare del numero di elementi che compongono la mesh. In ogni modello numerico agli elementi finiti la realizzazione della mesh deve essere fatta tenendo conto che, aumentando il numero di elementi migliora l'accuratezza della soluzione, ma allo stesso tempo aumenta il tempo di calcolo necessario per risolvere il problema. Di conseguenza per la scelta della mesh si deve effettuare un compromesso fra accuratezza della soluzione e tempo di calcolo. Generalmente, la mesh viene creata automaticamente dal software una volta

impostato il tipo ed il numero (o la dimensione massima) di elementi finiti da utilizzare per discretizzare la geometria. Questo tipo di mesh è chiamato *free mesh* perché non sono imposte condizioni particolari alla disposizione degli elementi. Per la geometria del modello numerico proposto, non è possibile utilizzare questo metodo perché verrebbero creati troppi elementi solo per costruire la mesh del film fluido. Questo è dovuto al fatto che il software introduce elementi con dimensioni pari allo spessore del film fluido; mantenendo le stesse dimensioni per discretizzare tutta la superficie del pattino si renderebbero necessari migliaia di elementi (figura 3.5). Con questo tipo di mesh il tempo di calcolo sarebbe enorme, così come le risorse richieste al calcolatore, poiché solo la mesh del film fluido per il caso considerato sarebbe costituita da circa tre milioni di gradi di libertà.

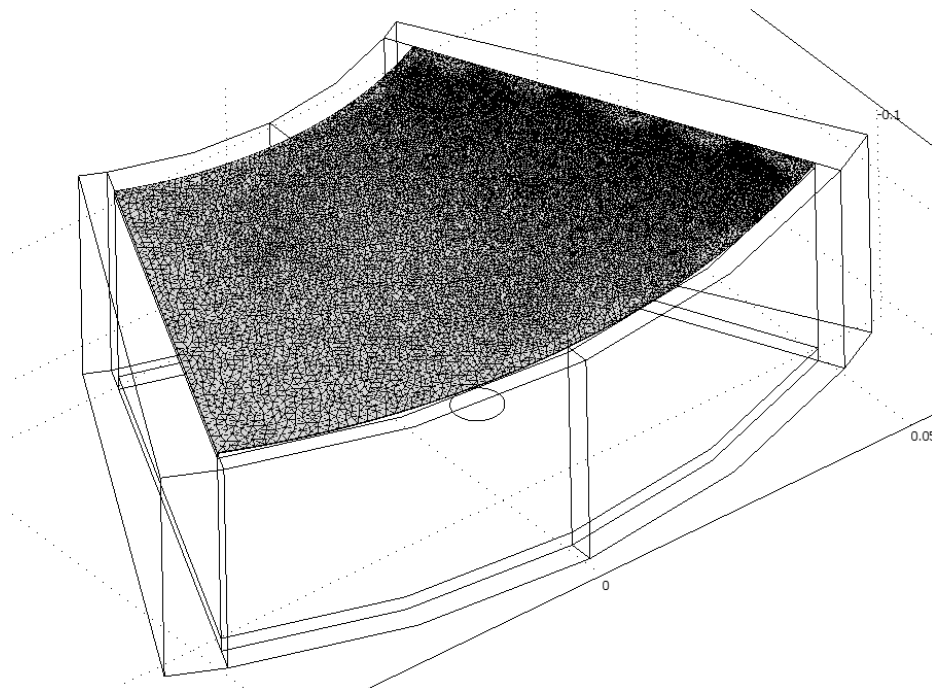


Figura 3.5. Mesh del film fluido realizzata con elementi tetraedrici (le dimensioni sono espresse in metri).

Per risolvere questo problema si utilizza una mesh di tipo *strutturato* che permette di stabilire a priori la disposizione ed il numero degli elementi finiti. Il comando *swept mesh* permette di creare la mesh di un dominio 3D proiettando la mesh di una superficie lungo una traiettoria specifica (figura 3.6).

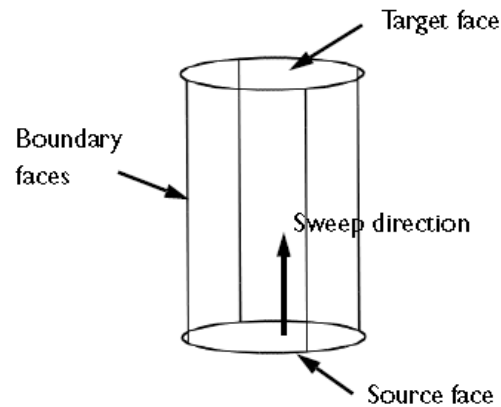


Figura 3.6. Schema della realizzazione di una *swept mesh*. [32].

Utilizzando questo comando è possibile realizzare la mesh del film fluido con un numero di elementi drasticamente inferiore al caso precedente. Si procede realizzando prima la mesh della superficie del pattino, dopodiché la si proietta lungo l'asse z fino alla superficie dell'albero (figura 3.7).

La mesh sulla superficie del pattino è realizzata con elementi triangolari disposti in modo irregolare, così facendo si ottiene una migliore distribuzione dei nodi per la determinazione del campo di pressione.

Per compensare la riduzione dell'accuratezza della soluzione, dovuta al minor numero di elementi che compongono la mesh, si utilizzano elementi di tipo quadratico per tutte le variabili del modello.

In realtà per la simulazione del comportamento del fluido il software mette a disposizione elementi diversi per il campo di velocità e per la pressione. Gli elementi utilizzati per la determinazione del campo di velocità hanno alcuni nodi in più rispetto a quelli utilizzati per la determinazione della pressione. Questo fa sì che le funzioni di forma per il campo di velocità siano basate su polinomi di grado superiore a quelli delle funzioni di forma per la pressione. Quindi agli elementi cubici per il campo di velocità sono associati elementi quadratici per la pressione: questi sono chiamati appunto elementi P3/P2.

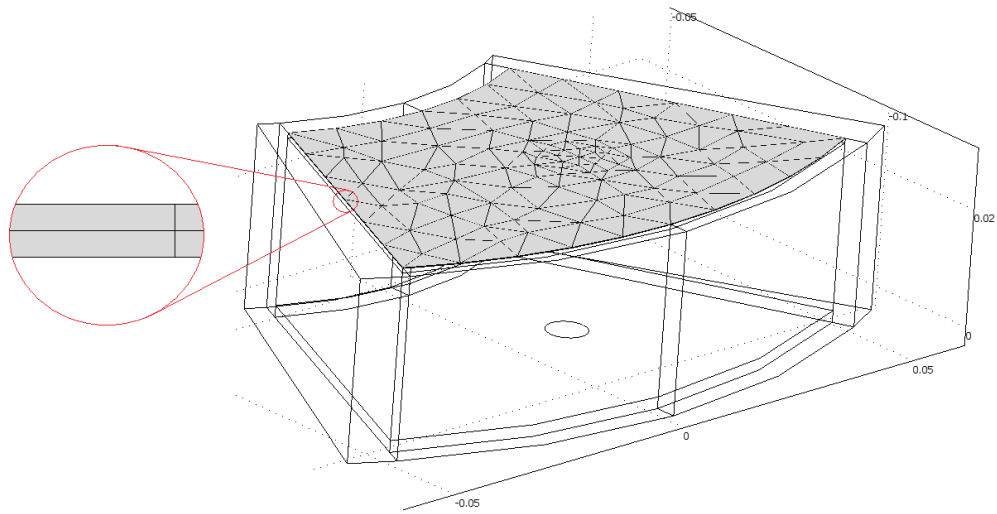


Figura 3.7. Mesh del film fluido realizzata con elementi prismatici (swept mesh). Le dimensioni sono espresse in metri.

La geometria del modello realizzato è una *composite geometry*, questo significa che è composta da più parti tridimensionali unite fra loro a creare un unico solido. In questo modo il software riconosce automaticamente le varie parti che la compongono e le superfici interne, alle quali viene applicata la condizione di continuità.

Per una geometria di questo tipo anche la mesh deve rispettare la condizione di continuità, cioè la mesh realizzata su una parte della geometria deve coincidere con quella realizzata sulla parte adiacente. Per rispettare questa condizione, la mesh delle parti restanti della geometria, viene creata utilizzando lo stesso comando partendo quindi dalle superfici del film fluido sulle quali esiste già la mesh.

Come si può vedere in figura 3.2, il volume del fluido che circonda il pattino è suddiviso in più parti. Questa suddivisione non ha nulla a che vedere con lo studio del fenomeno di lubrificazione idrodinamica ma è semplicemente dovuta alla realizzazione della mesh, infatti la swept mesh può essere generata solo su geometrie che rispettano opportune condizioni [32].

In figura 3.8 è mostrata la mesh completa della geometria, questa è costituita da 1160 elementi finiti, 906 nodi e conta in totale 71672 gradi di libertà per il modello numerico realizzato.

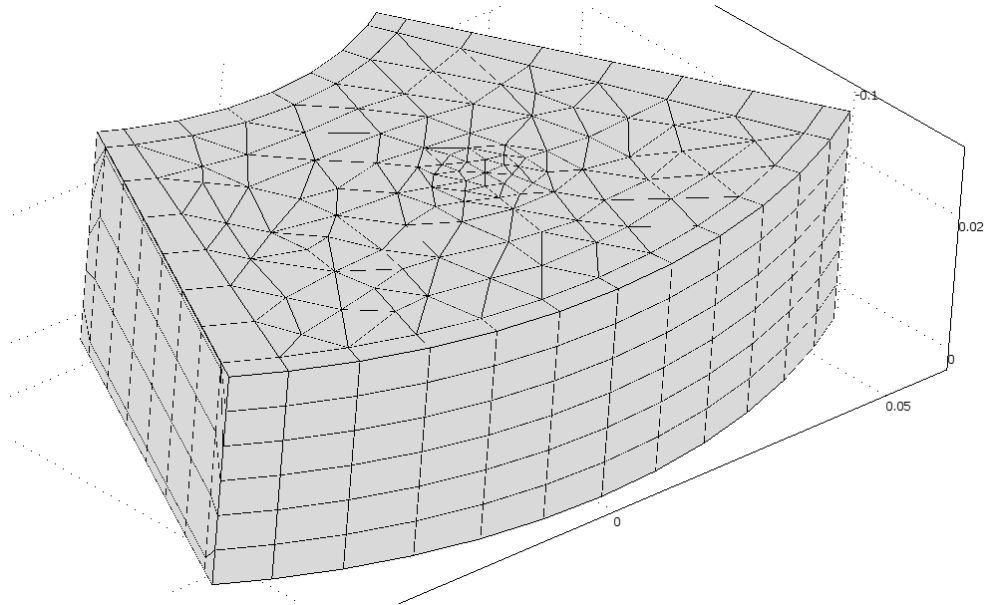


Figura 3.8. Mesh completa della geometria del modello numerico (le dimensioni sono espresse in metri).

Tabella 3.1. Specifiche tecniche del cuscinetto utilizzato nelle prove sperimentali riportate in [17] e [30]. (*) La dimensione del pivot è stata stimata poiché questa non è riportata nei due articoli scientifici [17] e [30].

Diametro esterno [mm]	228.6
Diametro interno [mm]	114.3
Numero pattini	6
Area dei pattini o superficie attiva [mm ²]	26130
Angolo pattini [gradi]	50
Offset pivot	60 %
Spessore rivestimento [mm]	< 1
Spessore pattino [mm]	28.58
Materiale rivestimento	Metallo bianco
Materiale pattino	Acciaio
Diametro pivot* [mm]	7

Il termine offset pivot indica che il pivot del pattino non si trova in corrispondenza del centro del pattino ma è spostato verso l'uscita di quest'ultimo (trailing edge). Un offset del 60% indica che il centro del pivot è ancora posizionato sul raggio medio del pattino (r_m) ma è spostato lungo la circonferenza media del pattino ad una distanza dal leading edge pari al 60% della corda del pattino (C) (figura 3.9):

$$C = 0.6 \vartheta_{pad} r_m = 44.88 \text{ mm} \quad (3.1)$$

dove:

- C è la distanza del centro del pivot misurata lungo la circonferenza media del pattino, a partire dal leading edge [mm];
- ϑ_{pad} è l'angolo del pattino espresso in radianti [rad];
- r_m è il raggio medio del pattino [mm].

In altre parole si può dire che fra il centro del pivot ed il centro del pattino vi è un angolo pari a 5° (θ_{pad}) e quindi le coordinate cartesiane del centro del pivot possono essere calcolate con le seguenti formule:

$$\begin{cases} x_p = r_m \sin(\vartheta_p) = 7.4714 \text{ mm} \\ y_p = -r_m \cos(\vartheta_p) = -85.3988 \text{ mm} \end{cases} \quad (3.2)$$

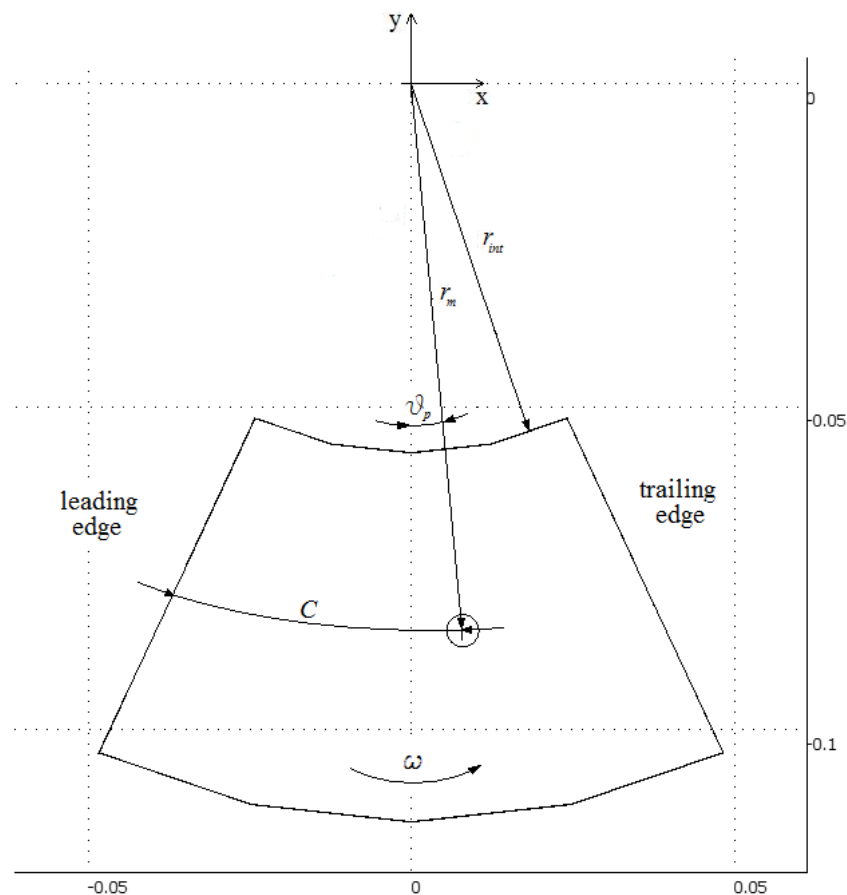


Figura 3.9. Vista del pattino nel piano x-y con coordinate del pivot (le dimensioni del pattino sono espresse in metri).

I pattini dei cuscinetto idrodinamici sono rivestiti con un sottile strato di materiale *soffice* avente un basso coefficiente d'attrito con l'acciaio, questo materiale permette di ridurre l'usura del rotore quando quest'ultimo entra in contatto con i pattini del cuscinetto a causa di un eventuale sovraccarico. Il rivestimento del pattino utilizzato nelle prove sperimentali è realizzato con una lega a base di stagno (Sn), antimonio (Sb) e rame (Cu) comunemente chiamata metallo bianco.

Le proprietà riportate in tabella 3.2 mostrano come questo materiale abbia un modulo di Young inferiore a quello dell'acciaio ed un coefficiente di dilatazione termica pari al doppio.

Tabella 3.2. Proprietà dei materiali impiegati nel modello numerico.

	Acciaio	Metallo bianco
Modulo di Young [MPa]	210000	50000
Coefficiente di poisson	0.33	0.3
Conducibilità termica [W/mK]	47	55
Densità [kg/m ³]	7850	7310
Coefficiente di dilatazione termica [1/K]	12·10 ⁻⁶	23·10 ⁻⁶

A causa delle deformazione termiche ed elastiche i pattini realizzati con questo tipo di rivestimento assumono una forma convessa poiché i bordi esterni della superficie del pattino tendono verso il basso e verso l'esterno (figura 3.10). Questo fenomeno comunemente chiamato *crowning*, comporta un'alterazione della geometria del film fluido che riduce la capacità di carico del cuscinetto [9, p.231]. Questa riduzione è particolarmente significativa nei cuscinetti di grandi dimensioni ed infatti necessitano di una accurata progettazione per evitare che questa deformazione possa compromettere il funzionamento del cuscinetto idrodinamico [2].

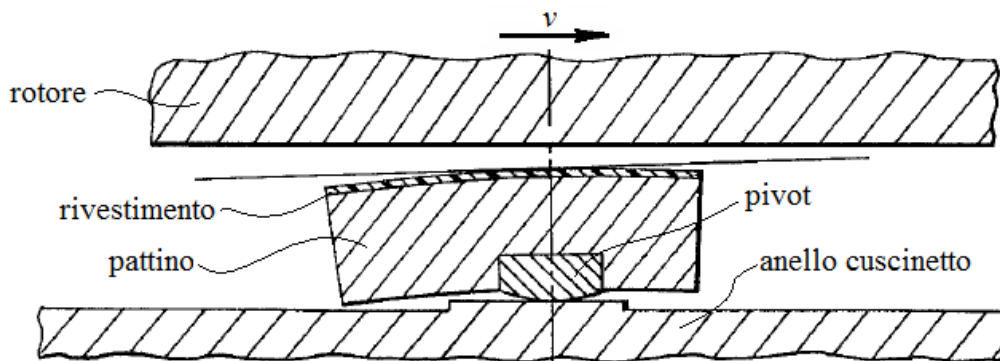


Figura 3.10. Rappresentazione 2D del fenomeno del crowning.

Nell'articolo [17] è riportata una indicazione generica sullo spessore del rivestimento, viene solamente indicato uno spessore inferiore ad un millimetro, di conseguenza si è imposto uno spessore di 0.8 millimetri sulla base di conoscenze industriali. I pattini del cuscinetto sono montati su pivot sferici, questi sono modellati come una superficie circolare posta sulla faccia inferiore del pattino e si considera quindi solo l'impronta del pivot sferico sul pattino (figura 3.11). Così facendo si riduce ulteriormente la complessità del modello numerico e quindi si ha una riduzione dello sforzo computazionale richiesto per risolvere il problema completo.

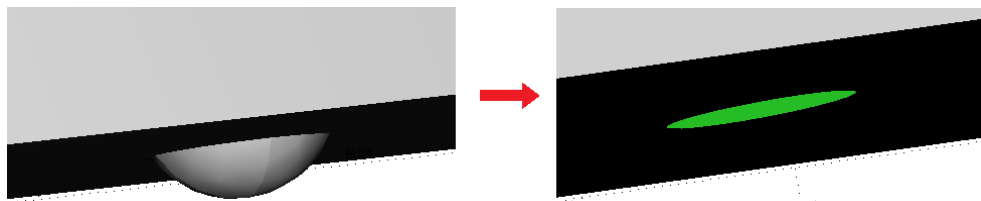


Figura 3.11. Semplificazione della geometria del pivot sferico considerandone solo l'impronta di sul pattino (area di colore verde nell'immagine a destra).

Purtroppo nei due articoli non viene riportata la dimensione dei pivot, poiché questa dimensione non viene riportata nemmeno nei cataloghi delle varie aziende costruttrici si è effettuata una scelta ponderata di questa grandezza. La scelta di un pivot troppo grande porta ad una minore capacità di deformazione, con il rischio di passare da un modello elastico ad uno rigido, cioè un comportamento ben distante da quello reale. Viceversa, la scelta di un pivot troppo piccolo porta ad avere delle deformazioni talmente grandi da far sì che il pattino entri in contatto con l'albero. Questo comporta una compenetrazione di alcuni elementi della mesh (errore di *inverted mesh*) e di conseguenza si arresta la risoluzione del problema perché la soluzione trovata non è accettabile (figura 3.12).

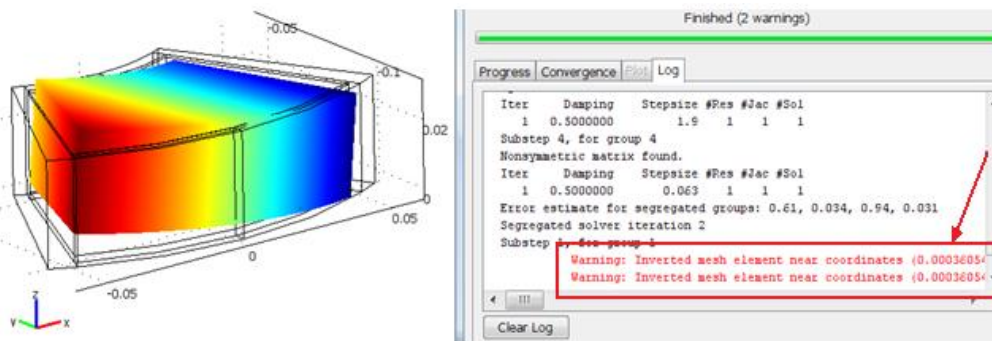


Figura 3.12. Pattino eccessivamente deformato entrato in contatto con la superficie del rotore (le dimensioni sono espresse in metri). Messaggio d'errore del software relativo a questo problema.

Si è quindi deciso di impostare la dimensione del pivot alla minima misura che non porta all'errore di *inverted mesh element*, così da non incidere eccessivamente sulla rigidità del pattino.

Nei cuscinetti assiali vengono montati dei perni di arresto dei pattini per impedire lo spostamento di quest'ultimi che avverrebbe a causa degli sforzi viscosi che si generano nel film fluido. Generalmente questi sono posti fra un pattino e l'altro e sono realizzati in modo da non impedire i movimenti oscillatori del pattino (figura 3.13). Per modellare l'effetto di questi perni si è deciso di imporre all'area del pivot la condizione di spostamenti nulli, in questo modo si semplifica il modello senza limitare le deformazioni del pattino.



Figura 3.13. Dettaglio di un cuscinetto assiale con perno di arresto del pattino [1].

3.3 Moduli ed equazioni utilizzate

Per la realizzazione di un modello numerico in grado di simulare il comportamento di cuscinetto idrodinamico è necessario implementare le equazioni che descrivono fenomeni fisici che si sviluppano durante il suo funzionamento, l'insieme di queste equazioni costituisce la formulazione analitica del problema. Ogni modulo di COMSOL è creato per studiare un fenomeno fisico ed al suo interno sono già implementate le equazioni che lo descrivono. In figura 3.14 è riportata la struttura del modello numerico realizzato utilizzando quattro dei diversi moduli presenti in COMSOL:

- *Structural Mechanics – Solid, Stress-Strain*, per studiare il comportamento del pattino sottoposto ai carichi determinati dal moto del fluido;
- *Deformed Mesh*, per studiare l'interazione tra fluido e pattino;
- *Fluid Dynamics – Incompressible Navier-Stokes*, per studiare il comportamento del fluido presente all'interno del cuscinetto;

- *General Heat Transfer*, per studiare il fenomeno di scambio termico che si verifica fra fluido, pattino e rotore.

Combinando insieme questi quattro moduli è possibile realizzare un modello TEHD, cioè è possibile creare un modello numerico in grado di tener conto di tutti i fenomeni che si instaurano durante il funzionamento di un cuscinetto idrodinamico reale. Nei paragrafi successivi viene fornita una spiegazione più dettagliata dei vari moduli utilizzati.

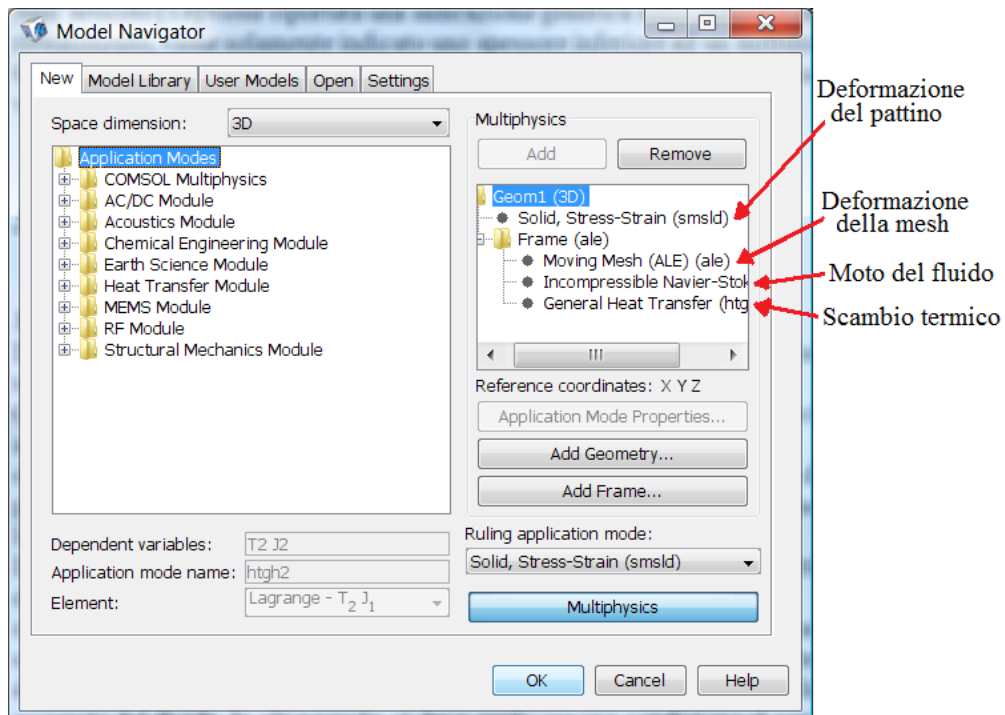


Figura 3.14. Schermata iniziale di COMSOL 3.5a in cui si vedono i moduli selezionati per la realizzazione del modello numerico.

3.3.1 Moto del fluido

Il modulo *Fluid Dynamics – Incompressible Navier-Stokes* permette di simulare il comportamento di un fluido utilizzando l'equazione di Navier-Stokes. Questa è una equazione alle derivate parziali del secondo ordine che, associata alla equazione di continuità, costituisce un sistema di equazioni differenziali che permette di determinare il campo di velocità ed il campo di pressione di un fluido newtoniano e incompressibile che si muove in regime laminare.

$$\frac{\partial u_2}{\partial x} + \frac{\partial v_2}{\partial y} + \frac{\partial w_2}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

$$\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt} = \mathbf{F} - \nabla p_2 + \eta \nabla^2 \mathbf{v} \quad (3.4)$$

$$\rho \left(u_2 \frac{\partial u_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial u_2}{\partial y} + w_2 \frac{\partial u_2}{\partial z} \right) = F_x - \frac{\partial p_2}{\partial x} + \eta \left[\frac{\partial^2 u_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial z^2} \right] \quad (3.4 \text{ a})$$

$$\rho \left(u_2 \frac{\partial v_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial v_2}{\partial y} + w_2 \frac{\partial v_2}{\partial z} \right) = F_y - \frac{\partial p_2}{\partial y} + \eta \left[\frac{\partial^2 v_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_2}{\partial z^2} \right] \quad (3.4 \text{ b})$$

$$\rho \left(u_2 \frac{\partial w_2}{\partial x} + v_2 \frac{\partial w_2}{\partial y} + w_2 \frac{\partial w_2}{\partial z} \right) = F_z - \frac{\partial p_2}{\partial z} + \eta \left[\frac{\partial^2 w_2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_2}{\partial z^2} \right] \quad (3.4 \text{ c})$$

dove:

- \mathbf{v} è il campo di velocità [m/s];
- u_2, v_2, w_2 sono le componenti del campo di velocità [m/s];
- \mathbf{F} sono le forze di volume come la gravità [N/m^3];
- p_2 è la pressione [Pa];
- ρ è la densità del fluido [kg/m^3];
- η è la viscosità dinamica del fluido [Pa·s].

Il campo di moto di un fluido incomprimibile non dipende dal valore effettivo della pressione ma solo dalle sue differenze, come si può notare nell'equazione 3.4 compare il gradiente della pressione e non la pressione in termini assoluti. Ne consegue che il campo di pressione può essere determinato solo a meno di una costante, è pertanto necessario conoscere il valore della pressione in almeno un punto del volume occupato dal fluido. In altre parole, si deve applicare una condizione al contorno per la pressione.

Le equazioni (3.4 a, b, c) sono le equazioni di Navier-Stokes scritte per esteso rispetto ad un sistema di riferimento cartesiano ortogonale.

Il modello numerico è realizzato per studiare il comportamento a regime del pattino di un cuscinetto assiale, di conseguenza nell'equazione di Navier-Stokes non compare l'accelerazione del fluido, cioè non compaiono le derivate parziali rispetto al tempo.

Nella quasi totalità dei modelli numerici riportati in letteratura vengono utilizzate l'equazioni di Reynolds per descrivere analiticamente il comportamento del fluido all'interno del cuscinetto. Queste equazioni sono

determinate appositamente per la lubrificazione idrodinamica e possono essere ricavate partendo dalle equazioni di Navier-Stokes applicando opportune ipotesi semplificative [9, pp. 102]. Le equazioni di Navier-Stokes infatti forniscono una formulazione generale del moto di un fluido newtoniano in regime laminare e possono essere applicate a vari problemi di fluidodinamica. Di conseguenza la scelta di implementare nel modello numerico le equazioni di Navier-Stokes è corretta perché queste hanno una formulazione più generale rispetto alle equazioni di Reynolds.

Nel modulo *Fluid Dynamics – Incompressible Navier-Stokes* è già implementata una versione generalizzata dell'equazione di Navier-Stokes che ne consente la risoluzione con viscosità variabile [33].

In figura 3.15 è riportata la schermata di COMSOL che appare quando si deve specificare su quali parti della geometria (*subdomains*) sono applicate le equazioni del moto del fluido e le proprietà fisiche di quest'ultimo. La parte evidenziata mostra come i valori di densità e viscosità dinamica del fluido sono espressi da funzioni dipendenti dalla temperatura (T), questa è a sua volta la variabile delle equazioni di scambio termico. Questo dimostra come i vari fenomeni fisici che si instaurano nel cuscinetto durante il suo funzionamento sono accoppiati fra loro e sono quindi dipendenti uno dall'altro.

Con questa correlazione si ottiene una variazione localizzata della viscosità, cioè il valore della viscosità è calcolato in ogni nodo della mesh in funzione della temperatura calcolata sullo stesso nodo.

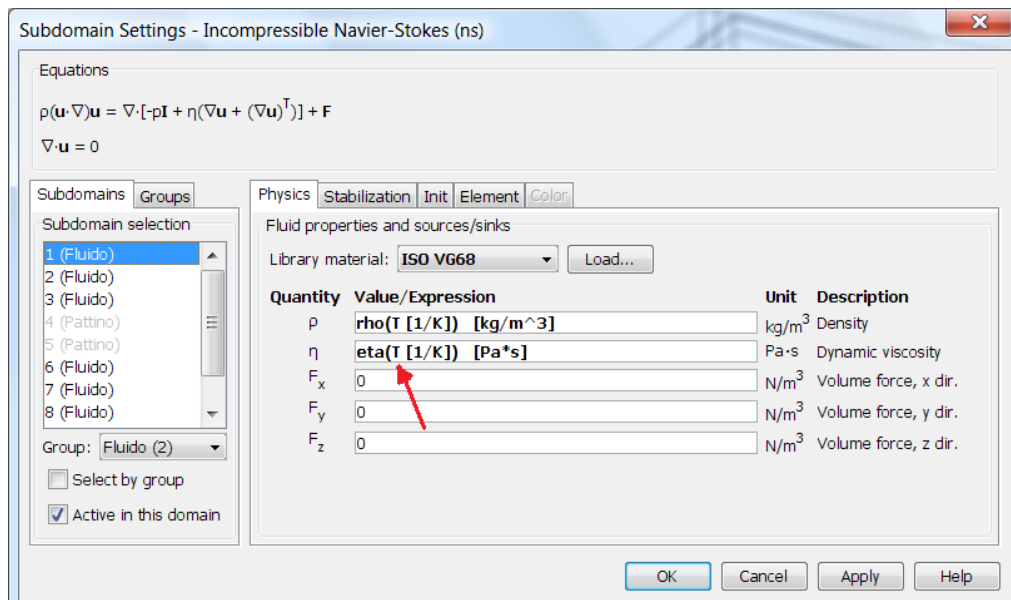


Figura 3.15. Schermata di COMSOL 3.5a per l'assegnazione delle equazioni del moto del fluido alle varie parti della geometria del modello e per definire i valori di viscosità e densità del fluido.

L'equazione di Navier-Stokes è una equazione non-lineare, questo tipo di equazioni hanno problemi di stabilità numerica quando vengono discretizzate utilizzando il metodo di Galerkin. E' necessario quindi utilizzare metodi di stabilizzazione numerica per ottenere soluzioni fisicamente corrette. Per realizzare un modello numerico stabile si è reso necessario applicare due metodi di stabilizzazione numerica: *streamline diffusion* e *crosswind diffusion*.

Il primo metodo di stabilizzazione (Streamline diffusion) è impostato di default perché permette di utilizzare lo stesso ordine di interpolazione anche se gli elementi finiti utilizzati per il campo di moto e di pressione sono differenti.

Il secondo metodo impostato è il Crosswind diffusion, questo permette di ottenere una soluzione del problema anche se la mesh non è ottimale. Questo metodo richiede l'impostazione di parametro di controllo (C_k) che influisce sulla stabilità del problema: maggiore è il valore migliore è la convergenza della soluzione.

Nel modello numerico realizzato si è reso necessario aumentare il valore del parametro C_k da 0.1 (valore di default) a 0.8, perché altrimenti si verificano problemi di instabilità numerica durante la risoluzione delle equazioni del moto del fluido lubrificante. In figura 3.16 sono riportati i grafici di convergenza della risoluzione dell'equazioni per il moto del fluido ottenuti con le stesse condizioni al contorno, ma con due differenti valori del parametro di controllo della crosswind diffusion.

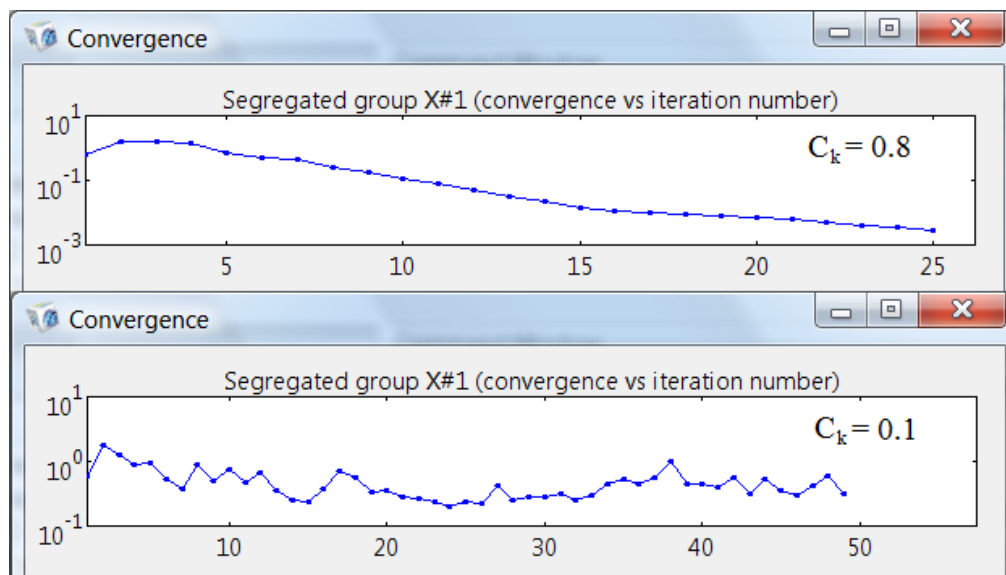


Figura 3.16. Andamento della convergenza del solutore per lo stesso problema ma con due differenti valori del Crosswind diffusion coefficient (C_k).

Il primo grafico mostra un andamento monotono decrescente della convergenza, questo indica che l'errore commesso dal solutore continua a diminuire ad ogni iterazione e consente di ottenere la soluzione del problema in tempi brevi.

Invece, con un basso valore del parametro di controllo, si ha un andamento fluttuante della convergenza e dopo un numero di iterazioni doppio rispetto al caso precedente si ha ancora un valore dell'errore pari circa al valore iniziale.

3.3.2 Scambio termico

Con il termine scambio termico s'intende quel fenomeno fisico che comporta un flusso di energia dovuto ad una differenza di temperatura, esistono tre meccanismi di scambio termico: conduzione, convezione ed irraggiamento.

Lo studio dei fenomeni di scambio termico che si verificano all'interno di un cuscinetto idrodinamico è di fondamentale importanza, perché le prestazioni di questi componenti sono fortemente influenzate dalla distribuzione di temperatura (figura 2.1).

Per il buon funzionamento di questi componenti è indispensabile tenere sotto controllo la temperatura del fluido perché, se questa supera il valore critico, si può verificare l'ossidazione del lubrificante che porta alla drastica riduzione delle sue proprietà. Inoltre l'aumento della temperatura causa una riduzione della resistenza del metallo bianco comunemente impiegato nel rivestimento e ne aumenta l'usura compromettendo il funzionamento del componente.

In un cuscinetto idrodinamico il movimento del fluido è determinato dalla rotazione del rotore: il fluido aderisce alla superficie del rotore e viene trascinato all'interno dello spazio esistente fra quest'ultimo ed i pattini. La presenza del fluido in movimento dà origine allo scambio termico convettivo e soprattutto comporta l'aumento della temperatura a causa degli sforzi viscosi. L'energia termica così generata si trasmette poi per conduzione nei pattini e nel rotore; in questi componenti si verifica quindi un aumento della temperatura che causa una deformazione della loro geometria.

Nel modello numerico realizzato si considera che lo scambio termico all'interno del cuscinetto avvenga solo per conduzione e convezione, mentre si trascura il contributo dovuto all'irraggiamento. Questa ipotesi è accettabile perché nei cuscinetti idrodinamici i pattini sono circondati dal fluido, di conseguenza la maggior parte dell'energia termica che questi scambiano con l'ambiente circostante viene asportata per convezione dal fluido in movimento.

Per lo studio degli effetti dei vari meccanismi di scambio termico si applica il primo principio della termodinamica, cioè la legge di conservazione dell'energia. L'equazione di conservazione dell'energia, in regime stazionario, utilizzata nel modello numerico realizzato è la seguente [34]:

$$\rho C_p \mathbf{v} \cdot \nabla T - k \nabla^2 T = \boldsymbol{\tau} : \mathbf{S} \quad (3.5)$$

dove:

- ρ è la densità del fluido [kg/m^3];

- C_p è il calore specifico a pressione costante [J/(kg·K)];
- \mathbf{v} è il campo di velocità [m/s];
- T è la temperatura assoluta [K];
- k è la conducibilità termica [W/m·K];
- $\boldsymbol{\tau}$ è il tensore degli sforzi viscosi [Pa];

$$\boldsymbol{\tau} = 2\eta \left(\mathbf{S} - \frac{1}{3}(\nabla \cdot \mathbf{v})\mathbf{I} \right) \quad (3.6)$$

- \mathbf{I} è la matrice identità;
- η è la viscosità dinamica [Pa·s];
- \mathbf{S} è il tensore delle velocità di deformazione [1/s]:

$$\mathbf{S} = \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T) \quad (3.7)$$

- $\boldsymbol{\tau} : \mathbf{S}$ è la scrittura in forma compatta dell'operazione: $\sum_{ij} \tau_{ij} S_{ij}$.

Il primo termine dell'equazione (3.5) rappresenta la quantità di energia termica scambiata per convezione, mentre il secondo termine rappresenta la quantità di energia termica scambiata per conduzione.

Il terzo termine può essere visto come il tasso di dissipazione dell'energia meccanica dovuta alla viscosità del fluido, questo significa che parte dell'energia meccanica posseduta dal fluido si trasforma irreversibilmente in energia termica e causa l'aumento della temperatura del fluido.

La geometria del modello numerico è suddivisa in vari domini, di conseguenza l'equazione completa della conservazione dell'energia verrà applicata solo su quei domini in cui si trova il fluido, mentre nei domini che corrispondono al pattino ed al rivestimento comparirà solo il secondo termine dell'equazione (3.5). Ovviamente questo è dovuto al fatto che lo scambio termico convettivo e le perdite viscosive si verificano solo in presenza di un fluido in movimento.

Il fenomeno di scambio termico è modellato in COMSOL attraverso il modulo *General Heat Transfer* nel quale sono implementate le equazioni che descrivono tutti i fenomeni prima descritti.

In figura 3.17, è riportata la schermata del software che consente di definire quali fenomeni avvengono nei vari domini e di conseguenza quali equazioni sono applicate.

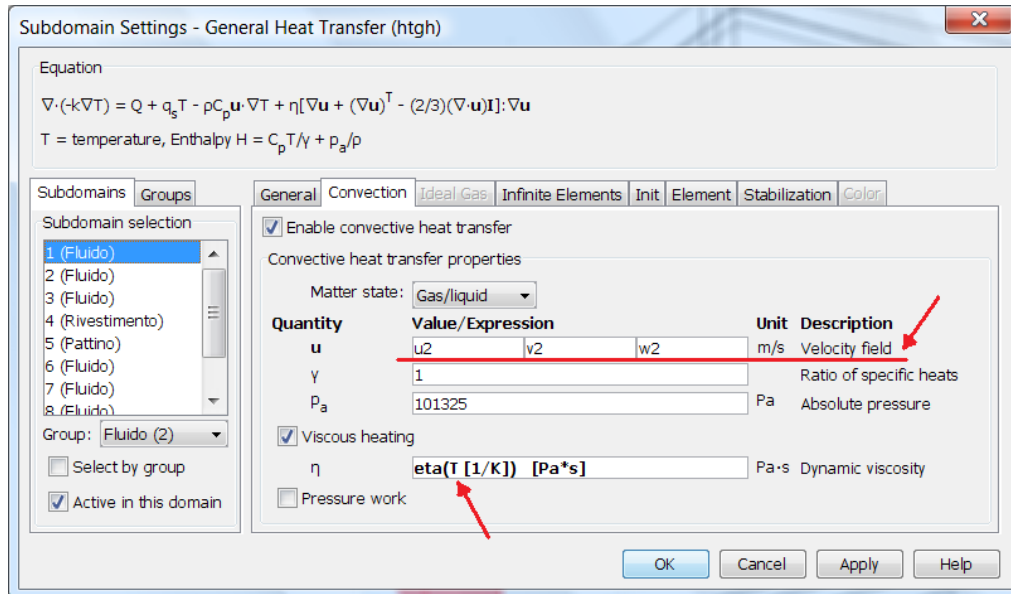


Figura 3.17. Schermata di COMSOL 3.5a per l'assegnazione delle equazioni di scambio termico alle varie parti della geometria del modello, per inserire i valori del campo di velocità e di viscosità dinamica.

Per il calcolo dello scambio termico convettivo è necessario definire il campo di moto del fluido, le sue componenti (u_2 , v_2 , w_2) sono le variabili dell'equazione di Navier-Stokes. Il parametro Y (*ratio of specific heat*) è pari ad uno perché il lubrificante è un fluido incompressibile e di conseguenza il calore specifico a pressione costante coincide con il calore specifico a volume costante.

Per tener conto della quantità di energia meccanica dissipata in energia termica a sforzi viscosi presenti nel fluido, si deve attivare l'opzione *viscous heating* ed inserire il valore della viscosità dinamica del fluido. Questa proprietà del fluido è a sua volta in funzione della temperatura e l'equazione utilizzata per esprimere questo legame è riportata in maniera più dettagliata nel paragrafo 3.5. La dipendenza della viscosità dinamica dalla temperatura mostra ancora una volta come i fenomeni fisici che avvengono nel cuscinetto siano accoppiati fra loro.

3.3.3 Deformazione del pattino

Durante il funzionamento del cuscinetto idrodinamico si sviluppa un campo di pressione nel film fluido presente fra le superfici dei pattini e del rotore. Questa pressione agisce sia sulla superficie del rotore compensando il carico applicato ad esso, sia sulla superficie del pattino causando la deformazione di quest'ultimo.

Gli spostamenti prodotti da questa forza sono molto piccoli rispetto le dimensioni del pattino tuttavia non possono essere trascurati, perché sono dello stesso ordine di grandezza dello spessore del film fluido.

Nel modello numerico realizzato, il pattino ed il suo rivestimento sono modellati con geometria tridimensionale e si considera il comportamento a regime del cuscinetto. Quindi per determinare la deformazione di questi componenti si effettua un'analisi statica del problema elastico tridimensionale.

Il legame tra deformazioni e spostamenti è espresso tramite le equazioni di congruenza (3.8), ricavate per un sistema di riferimento cartesiano:

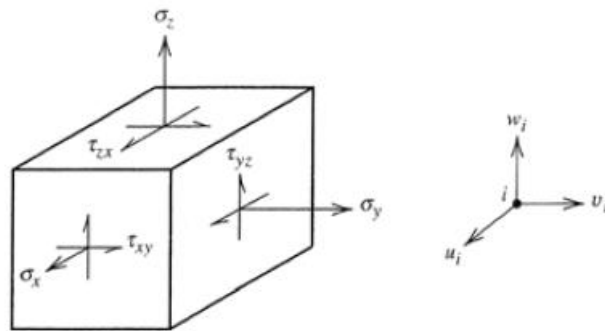


Figura 3.18. Direzione degli sforzi in un solido 3D.

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} & \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\
 \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\
 \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} & \gamma_{xz} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}
 \end{aligned}
 \tag{3.8}$$

dove:

- $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ sono le deformazioni lineari lungo gli assi x,y,z;
- $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}$ sono gli scorrimenti tangenziali;
- u, v, w sono gli spostamenti nodali [mm].

Il legame tra sforzi e deformazioni per un materiale isotropo lineare è espresso dall'equazione (3.9):

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} \quad (3.9)$$

dove:

- $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ sono gli sforzi normali [MPa];
- $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ sono gli sforzi tangenziali [MPa];
- E è il modulo di Young del materiale [MPa];
- ν è il coefficiente di Poisson del materiale [MPa].

Le equazioni di equilibrio, per uno stato di sforzo tridimensionale sono (3.10):

$$\begin{aligned} -\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} &= F_x \\ -\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= F_y \\ -\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} - \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} - \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} &= F_z \end{aligned} \quad (3.10)$$

dove i termini F_x, F_y, F_z rappresentano le forze di volume come la gravità [N/m³].

Il modulo *Structural Mechanics – Solid, Stress-Strain* permette di effettuare analisi strutturali statiche o dinamiche su tutti i tipi di geometria (3D, 2D e simmetria assiale) e con diverse sollecitazioni (sforzo piano o deformazione piana,...). In COMSOL sono implementate le equazioni di Navier (3.11) per la formulazione del problema elastico in funzione dei soli spostamenti. Questo sistema di equazioni si ottiene sostituendo nell'equazione di equilibrio (3.10) il legame sforzi-deformazioni (3.9) ed il legame deformazioni-spostamenti (3.8).

Risolvendo questo sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali del secondo ordine si può determinare il valore degli spostamenti dai quali si possono poi ricavare le deformazioni e gli sforzi [33]:

$$-(\lambda + \mu) \nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}) - \mu \nabla^2 \mathbf{u} = \mathbf{F} \quad (3.11)$$

dove:

- \mathbf{u} è il campo degli spostamenti [mm];
- \mathbf{F} è il vettore delle forze di volume [N/m³];
- μ è la prima costante di Lamè e non è altro che il modulo di elasticità tangenziale [MPa]:

$$\mu = G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (3.12)$$

- λ è la seconda costante di Lamè [MPa]:

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad (3.13)$$

Oltre alle deformazioni elastiche, dovute al campo di pressione, bisogna tener conto delle deformazioni termiche dovute alla distribuzione di temperatura nel pattino. Quest'ultime sono molto importanti perché influiscono notevolmente sulla geometria del pattino e di conseguenza sulla geometria del film fluido.

A conferma di questa considerazione, in [35] sono riportati i valori sperimentali delle deformazioni di un pattino con rivestimento in metallo bianco. Le deformazioni termiche risultano sei volte superiori alle deformazioni elastiche: 9.95 μm rispetto a 1.62 μm . Non sono riportate le caratteristiche del cuscinetto e le condizioni della prova sperimentale, tuttavia questi risultati mostrano chiaramente l'importanza delle deformazioni termiche nella geometria dei pattini.

Nel modulo *Structural Mechanics* è già presente l'equazione della dilatazione termica (3.14) e per considerare tale fenomeno è sufficiente inserire la temperatura del solido e la temperatura di riferimento, come mostrato in figura 3.19:

$$\Delta l = l \alpha (T - T_{ref}) \quad (3.14)$$

dove:

- l è la dimensione elemento considerato [mm];
- α è il coefficiente di dilatazione termica lineare [1/K];
- T è la temperatura del solido [K];
- T_{ref} è la temperatura di riferimento [K].

La temperatura del solido (T) è quella ottenuta dalla risoluzione dell'equazioni di scambio termico, mentre il valore di riferimento a pari a 20°C (temperatura ambiente). La stessa equazione è utilizzata anche per calcolare le deformazioni del rivestimento.

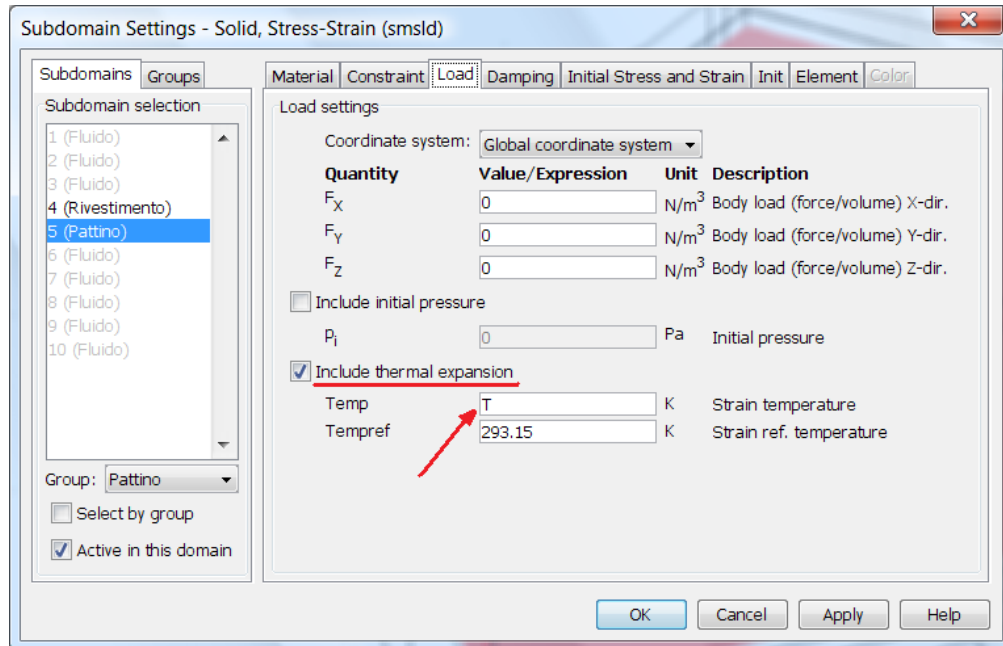


Figura 3.19. Schermata di COMSOL 3.5a per la definizione dei carichi agenti sui vari domini della geometria.

3.3.4 Deformazione della mesh

Nei software agli elementi finiti la geometria del modello viene discretizzata, usando elementi di volume finito e creando così la *mesh*. Ogni elemento della mesh è individuato da un certo numero di nodi in base alla sua geometria ed al tipo (lineare, quadratico...). Le equazioni implementate nel modello numerico vengono risolte considerando i valori delle variabili rilevati sui nodi della mesh, di conseguenza, per tener conto delle deformazioni calcolate nel pattino, è necessario che i nodi della mesh seguano l'andamento di queste deformazioni. Per questo motivo si è scelto di utilizzare una mesh adattiva realizzata all'interno del software dal modulo *Deformed mesh* che consente di realizzare un modello numerico in cui la mesh si può muovere e deformare.

Esistono due metodi matematici per calcolare la deformazione della mesh: il metodo *Lagrangiano* ed il metodo *Euleriano*.

Il metodo Lagrangiano è formulato in modo che la mesh segua perfettamente il movimento del materiale, questo approccio viene comunemente utilizzato nei problemi di meccanica dei solidi nei quali gli spostamenti sono piccoli rispetto alla geometria del solido. Questo metodo non è adatto ai problemi in cui si hanno grandi deformazioni, perché si otterrebbe una mesh troppo distorta che causerebbe dei problemi alla risoluzione del modello numerico.

Il metodo Euleriano invece considera la mesh fissa nello spazio e valuta il flusso di materiale che si registra fra i nodi, questa formulazione consente grandi deformazioni garantendo la corretta risoluzione del problema. Questo metodo è ampiamente utilizzato nei problemi di fluidodinamica ma non permette di modellare il movimento delle superfici di contorno.

In COMSOL è implementato il metodo ALE (*arbitrary Lagrangian-Eulerian method*) che combina i vantaggi di entrambi i metodi e permette quindi di modellare il movimento delle superfici di contorno senza che la mesh segua necessariamente il movimento del materiale. In questo modo si possono avere grandi deformazioni senza problemi di instabilità numerica.

Il movimento dei nodi della mesh può essere controllato in tre modi:

- propagando lo spostamento di una superficie all'interno di tutto il dominio ed ottenendo così una deformazione uniforme in tutta la geometria. Questo si ottiene risolvendo le equazioni di Laplace o Winslow in funzione dello spostamento della superficie;
- introducendo una formula che modelli la deformazione della mesh;
- lasciando che la mesh segua la deformazione ottenuta risolvendo un particolare fenomeno fisico, ad esempio la deformazione di un solido sottoposto ad un carico.

Il primo metodo è utilizzato nei domini occupati dal fluido lubrificante, dove la deformazione della mesh è data dalla propagazione della deformazione calcolata nel dominio del pattino. Questo comportamento si ottiene assegnando a questi domini la condizione di *free displacement* (figura 3.20). Il terzo metodo è invece applicato sulla parte della geometria che rappresenta il pattino, in questo caso il movimento della mesh viene determinato dalla deformazione delle superfici del pattino, queste deformazioni sono ottenute dalla risoluzione delle equazioni della meccanica dei solidi (3.11 e 3.14).

In figura 3.20 è riportata la finestra del software che permette di assegnare le condizioni di movimento della mesh alle varie parti della geometria. Si nota che, nella porzione della geometria occupata dal pattino, i valori degli spostamenti della mesh sono definiti dagli spostamenti del pattino u , v , w .

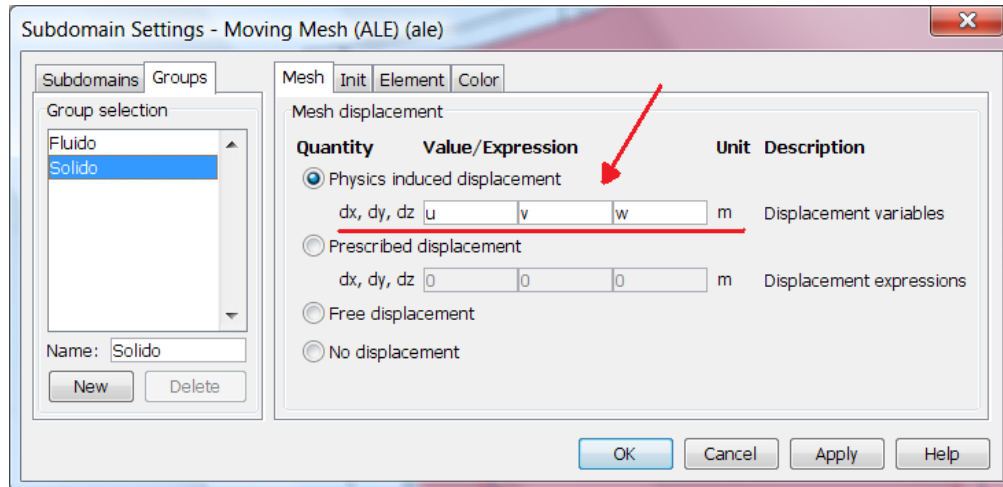


Figura 3.20. Schermata di COMSOL 3.5a per la definizione del movimento della mesh nei vari domini della geometria.

3.4 Condizioni al contorno

Nel paragrafo precedente sono riportate le equazioni implementate nel modello numerico per descrivere i fenomeni fisici che si verificano durante il funzionamento del cuscinetto idrodinamico. La definizione delle equazioni non è sufficiente per realizzare un modello numerico, occorre infatti assegnare le condizioni al contorno alle superfici della geometria del modello perché altrimenti il problema numerico risulta indefinito e di conseguenza non è risolvibile.

3.4.1 Moto del fluido

Per definire correttamente il problema di fluidodinamica ed ottenere così il campo di moto e la distribuzione di pressione del fluido, è necessario assegnare le condizioni al contorno alle superfici della geometria che definiscono il volume occupato dal fluido stesso. Occorre quindi definire quali superfici sono in movimento e quali sono invece statiche, ed inoltre si deve definire quali sono le superfici fittizie che sono attraversate dal flusso del fluido. Questo procedimento è effettuato sfruttando le condizioni al contorno già implementate nel software. In figura 3.21 è riportata la geometria del modello numerico nella quale sono evidenziate, con colorazione differente, le condizioni al contorno applicate per il moto del fluido.

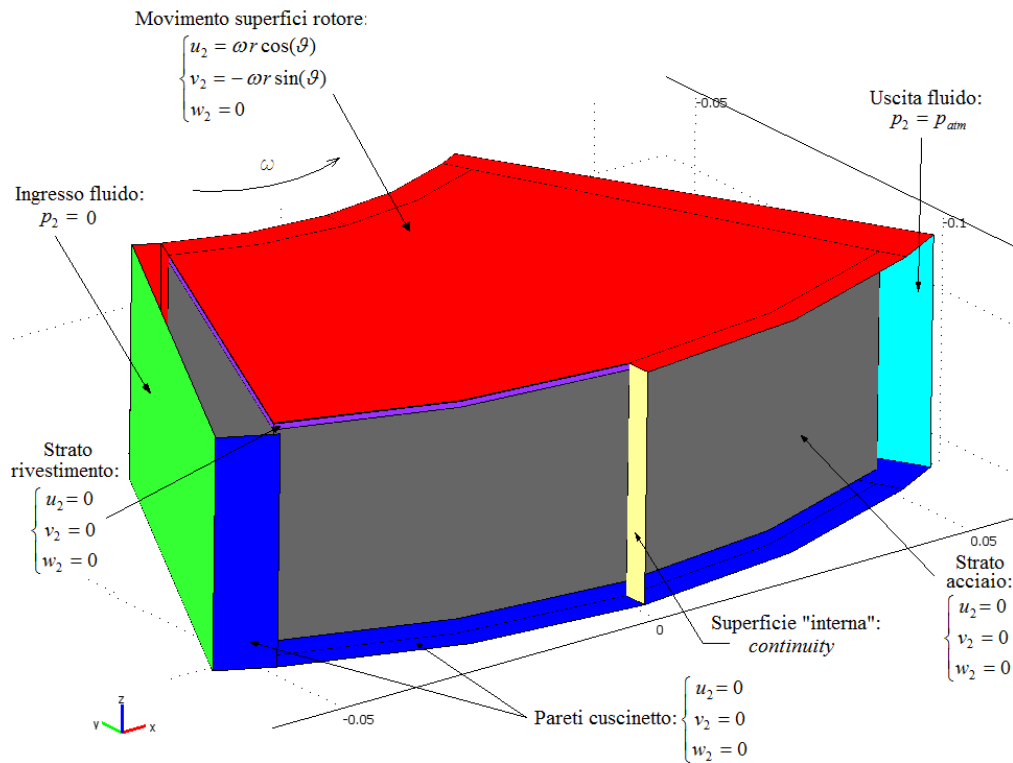


Figura 3.21. Definizione condizioni al contorno per il moto del fluido.

Ingresso / Uscita del fluido:

nel modello numerico proposto si considera un cuscinetto idrodinamico assiale con lubrificazione a bagno d'olio, questo fa sì che la pressione relativa del fluido attorno ai pattini sia nulla (la pressione assoluta è quindi pari a quella atmosferica). Si considera quindi che il fluido occupi tutto il volume non occupato dai pattini.

Il movimento del fluido è dettato dalla velocità di rotazione del rotore, poiché questo trascina con sé la porzione di fluido adiacente ad esso mentre il volume restante di fluido è libero di muoversi all'interno del cuscinetto.

Le condizioni *Inlet/Outlet pressure, no viscous stress* sono ideali per modellare il comportamento di un cuscinetto con lubrificazione a bagno d'olio, perché non impongono vincoli sul campo di moto del fluido. Il movimento del fluido è dettato solo dalla pressione costante su tutta la superficie a cui è applicata la condizione:

$$\begin{cases} \eta(\nabla\mathbf{v} + (\nabla\mathbf{v})^T)\mathbf{n} = 0 \\ p_2 = 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

dove:

- \mathbf{v} è il campo di velocità [m/s];
- p_2 è la pressione [Pa];
- η è la viscosità dinamica del fluido [Pa·s];
- \mathbf{n} è il versore normale alle superficie su cui è applicata la condizione.

Queste condizioni non impediscono il movimento nella direzione opposta a quella teorica, cioè consentono al fluido di uscire attraverso la superficie con condizione *Inlet* e di entrare attraverso la superficie con condizione *Outlet*. Questo è molto importante perché questo fenomeno si può teoricamente verificare se la velocità di rotazione è bassa, come riportato in [4, pp. 14-15]. La condizione di ingresso del fluido è applicata alla superficie di colore verde, mentre la condizione di uscita del fluido è applicata alla superficie di colore azzurro (figura 3.21).

Pareti dell'anello del cuscinetto:

la condizione di aderenza stabilisce che un fluido a diretto contatto con una parete solida vi aderisce a causa degli effetti viscosi senza dar luogo ad uno scorrimento relativo [12]. Il volume del fluido considerato nel modello numerico è delimitato dal rotore e dal corpo del cuscinetto; di conseguenza le superficie orizzontale inferiore e verticale esterna evidenziate con il colo blu in figura 3.21, rappresentano delle pareti solide alle quali aderisce il fluido. Dato che queste pareti non si muovono nello spazio, la velocità del fluido a contatto con esse è nulla. La condizione *Wall/No slip* rappresenta proprio la condizione di aderenza ad una parete solida fissa nello spazio:

$$\begin{cases} u_2 = 0 \\ v_2 = 0 \\ w_2 = 0 \end{cases} \quad (3.16)$$

dove u_2, v_2, w_2 sono le componenti del campo di velocità del fluido [m/s]. La condizione di aderenza è applicata su tutte le superfici del pattino (colore grigio), del rivestimento (colore viola) e dell'anello del cuscinetto (colore blu) riportate in figura 3.21.

Movimento delle superfici del rotore:

le superfici evidenziate dal colore rosso in figura 3.21, che delimitano il volume del modello numerico, corrispondono alle superfici del rotore e di conseguenza si muovono con una velocità di rotazione costante. La condizione di aderenza è sempre valida e quindi il fluido si muove con velocità pari a quella del rotore. La condizione *Moving/Perforated Wall* consente di fissare la velocità del fluido in corrispondenza della superficie su cui è imposta, senza imporre il movimento della mesh. Il campo di moto del fluido definito dall'equazione (3.17) e le sue componenti sono riportate in figura 3.22:

$$\begin{cases} u_2 = \omega r \cos(\vartheta) \\ v_2 = -\omega r \sin(\vartheta) \\ w_2 = 0 \end{cases} \quad (3.17)$$

dove:

- ω è la velocità di rotazione dell'albero [rad/s];
- r, θ sono le coordinate cilindriche del punto considerato:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad \theta = \arctan\left(\frac{x}{y}\right) \quad (3.18)$$

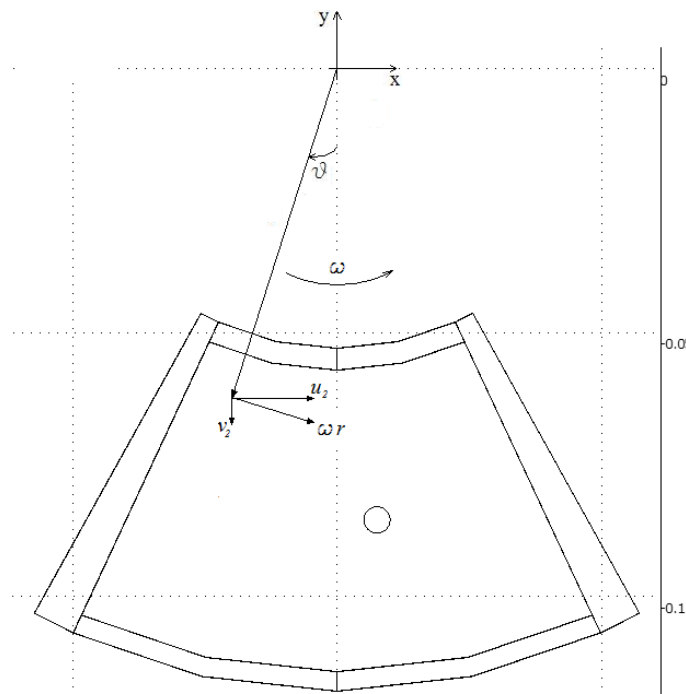


Figura 3.22. Geometria del modello numerico realizzato vista nel piano x-y, con velocità di rotazione della superficie del rotore (le dimensioni sono espresse in metri).

3.4.2 Scambio termico

In figura 3.23 sono evidenziate, con colorazione differente, le superfici della geometria del modello alle quali sono applicate le condizioni al contorno per definire correttamente il fenomeno dello scambio termico che si verifica all'interno del cuscinetto. In questo caso è necessario stabilire su quali superfici si verifica questo fenomeno fisico e quale meccanismo di scambio termico interviene.

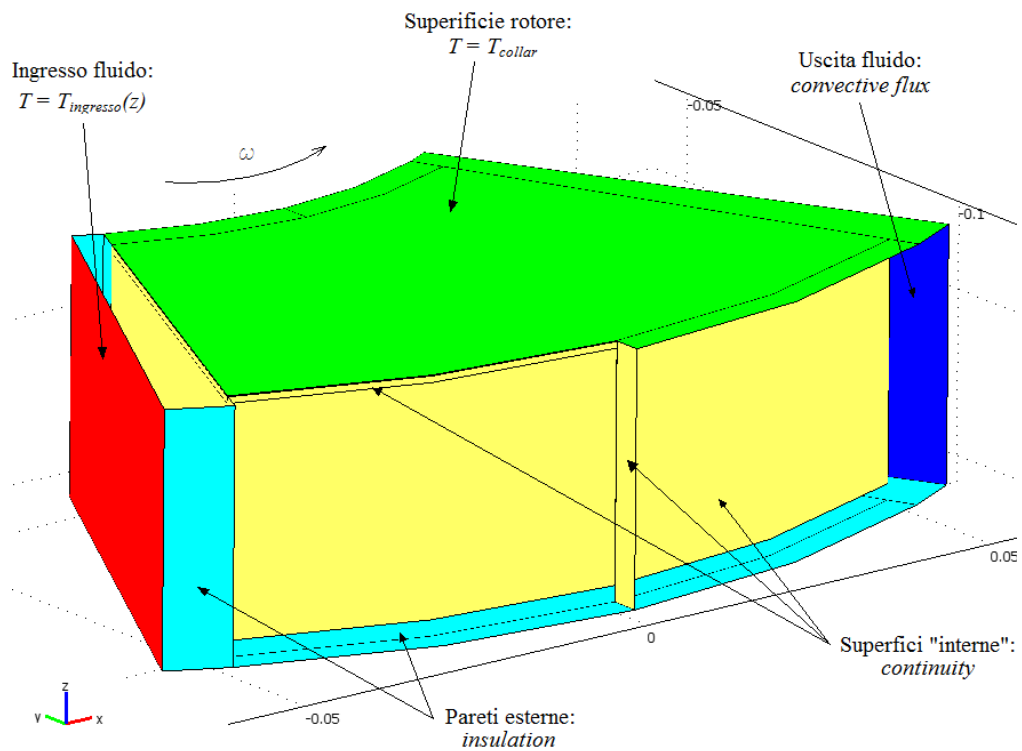


Figura 3.23. Definizione delle condizioni al contorno per il fenomeno dello scambio termico.

Uscita del fluido:

nella realtà se si considerasse una superficie verticale posta fra un pattino e l'altro si registrerebbe una situazione di continuità dello scambio termico, poiché la temperatura registrata da un lato della superficie sarebbe uguale a quella registrata dall'altro lato. Nel modello numerico invece, non è possibile imporre la condizione di continuità dello scambio termico sulla superficie laterale che delimita la geometria dove si verifica la fuoriuscita del fluido.

COMSOL consente però di approssimare questa condizione imponendo la condizione *Convective flux*. Questa considera che sulle superfici attraversate dal fluido lo scambio termico avvenga solo per convezione, considerando quindi che il flusso del fluido prosegua anche all'esterno della geometria considerata. La condizione al contorno appena descritta è applicata alla superficie di colore blu riportata in figura 3.23.

In un modello in cui non si considera l'irraggiamento, questa condizione si traduce nell'annullamento dello scambio termico conduttivo:

$$\mathbf{n} \cdot (-k \nabla T) = 0 \quad (3.19)$$

dove:

- \mathbf{n} è il versore normale alla superficie considerata;
- T è la temperatura del fluido [K];
- k è la conducibilità termica del fluido [W/(m·K)].

Temperatura superficie rotore:

una parte dell'energia termica che sviluppa nel film fluido a causa delle perdite viscosive, si trasmette alla superficie del rotore per convezione e a sua volta si trasmette per conduzione all'interno del rotore stesso.

Per semplificare il modello numerico non si considera la geometria del rotore e quindi non si tiene conto dello scambio termico che avviene con il fluido, ma si impone la condizione di temperatura costante sulla superficie orizzontale del rotore.

Il rotore ruota a velocità costante quindi un punto qualsiasi su questa superficie, durante una rotazione, si troverà a contatto con zone del fluido a temperature diverse. Quindi è ragionevole pensare che questa superficie si trovi ad una temperatura pari alla temperatura media del film fluido.

In [30] vengono riportati i valori di temperatura misurati in due punti distinti della superficie del rotore: questi dati confermano l'ipotesi di temperatura uniforme sulla superficie poiché la differenza di temperatura rilevata non supera mai i 3°C. Di conseguenza si è deciso di imporre una temperatura costante pari ai valori sperimentali rilevati in queste prove, applicando la condizione *Temperature* alla superficie orizzontale del rotore, evidenziata con il colore verde in figura 3.23.

Temperatura del fluido all'ingresso del pattino:

l'energia termica che si sviluppa nel film fluido, a causa delle perdite viscosse, non influisce solo sulla distribuzione di temperatura del singolo pattino ma influisce anche sul comportamento dei pattini adiacenti. Questo accade perché una parte del fluido ad alta temperatura, che esce da un pattino, viene trascinato dal movimento del rotore ed entra nel pattino successivo. Questo causa un aumento della temperatura con conseguente riduzione della viscosità e della capacità di carico.

Questo fenomeno, conosciuto come *Hot oil carry over*, si verifica perché fra un pattino ed il successivo non c'è abbastanza spazio per far sì che il fluido a temperatura maggiore venga correttamente sostituito da quello a temperatura minore.

Le prove sperimentali effettuate da Neal e riportate in [36] mostrano che maggiore è lo spazio tra i pattini, minore è la temperatura all'ingresso.

Il disegno in figura 3.24 mostra una rappresentazione schematica di questo fenomeno.

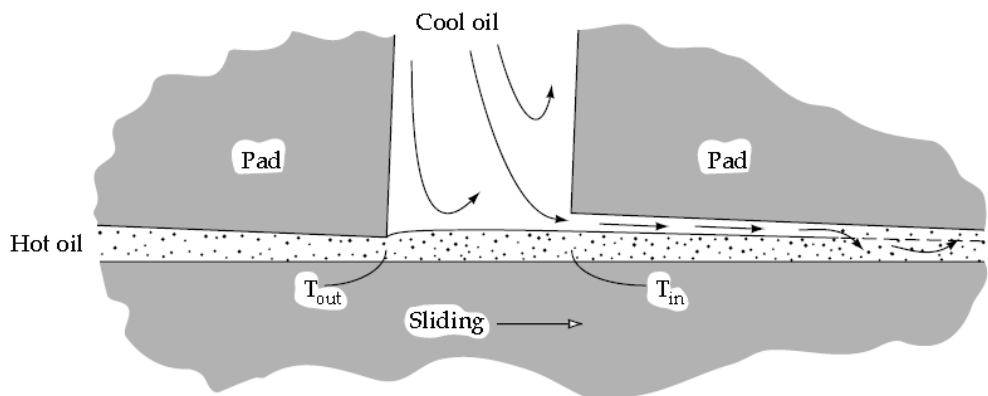


Figura 3.24. Rappresentazione del fenomeno del Hot oil carry over [9].

Basandosi sulla teoria della lubrificazione idrodinamica, Ettles ha determinato una equazione (3.20) per approssimare il valore della temperatura all'ingresso del pattino [20]:

$$T_{in} = \frac{T_{bath}(1 - m) + \frac{1}{2}T_{out}m}{1 - \frac{1}{2}m} \quad (3.20)$$

dove:

- T_{in} è la temperatura all'ingresso del pattino [°C];

- T_{bath} è la temperatura dell'olio immesso nel cuscinetto [°C];
- T_{out} è la temperatura all'uscita del pattino [°C];
- m è il coefficiente Hot oil carry over fraction.

I valori di questo coefficiente sono estrapolati dai dati disponibili in [20] e dipendono della distanza fra i pattini e dalla velocità tangenziale media del rotore.

Tabella 3.3. Valori del coefficiente Hot oil carry over fraction per alcuni valori della velocità tangenziale media e di distanza fra i pattini.

Distanza fra i pattini [mm]	Velocità tangenziale media [m/s]	
	20	40
5	0.8	0.7
50	0.55	0.5

Le simulazioni verranno condotte a velocità tangenziali differenti rispetto a quelle riportate in letteratura, per cui si renderà necessaria una interpolazione dei dati riportati in tabella 3.3 per ottenere il valore del coefficiente di Hot oil carry over fraction adeguato alla velocità tangenziale considerata.

Lo spazio presente fra i pattini del cuscinetto permette la miscelazione dell'olio uscente dal pattino con l'olio immesso nel cuscinetto. Per tener conto di questo effetto si ipotizza una distribuzione di temperatura in funzione dell'altezza della superficie attraversata dal fluido in ingresso.

Questa è una approssimazione, ma è coerente con il fatto che la temperatura massima del fluido in ingresso si trova a contatto con il rotore e causa della condizione di aderenza.

L'equazione utilizzata (3.21) determina una distribuzione di temperatura che dipende dalla terza potenza della coordinata verticale (figura 3.25).

$$T_{ingresso}(z) = T_{bath} + (T_{in} - T_{bath}) \left(\frac{z - z_{min}}{z_{max} - z_{min}} \right)^3 \quad (3.21)$$

dove:

- z_{min}, z_{max} è il valore minimo e massimo della coordinata z [m];
- T_{in}, T_{bath} sono i valori della temperatura del fluido [K];

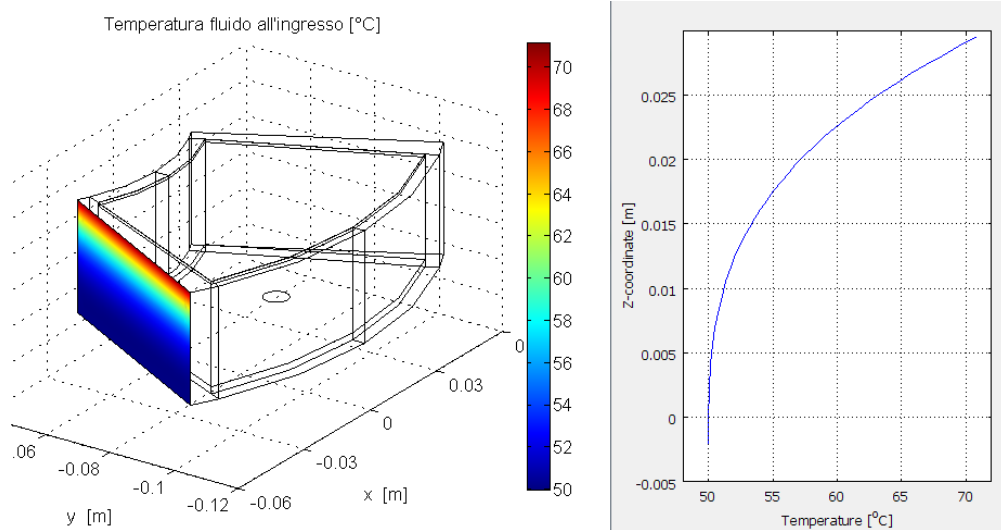


Figura 3.25. Distribuzione di temperatura all'ingresso del pattino. Andamento della temperatura in funzione della coordinata z.

Pareti del cuscinetto:

nella realtà queste superfici costituiscono l'anello esterno del cuscinetto e di conseguenza scambiano energia termica con l'ambiente circostante. Per semplificare il modello numerico e ridurre l'onere computazionale si applica una condizione di isolamento (*Insulation/Simmetry*) alle superfici esterne della geometria, evidenziate con il colore azzurro in figura 3.23. Questa condizione è espressa dall'equazione (3.19) già usata per descrivere lo scambio termico che avviene all'uscita del fluido; in questo caso non c'è un fluido che attraversa la superficie, di conseguenza l'equazione annulla completamente lo scambio termico.

3.4.3 Deformazione del pattino

Un problema statico di meccanica dei solidi si basa sullo studio dell'equilibrio di una struttura soggetta a carichi esterni e vincolata in modo opportuno, quindi le condizioni al contorno per una problema di meccanica dei solidi riguardano i carichi esterni ed i vincoli applicati alla struttura da analizzare. Occorre perciò definire su che superfici agiscono i carichi esterni e che natura hanno, inoltre si devono definire i tipi di vincoli e su quali superfici sono applicati (figura 3.26).

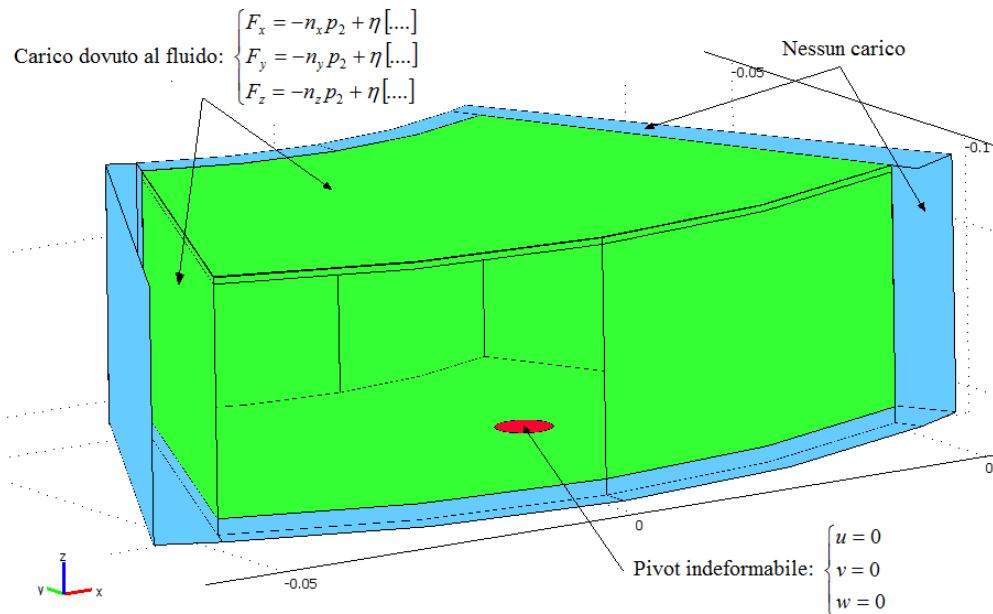


Figura 3.26. Definizione delle condizioni al contorno per la deformazione del pattino.

Area del pivot:

su questa superficie è imposta la condizione di spostamento nullo, in questo modo il pattino può deformarsi attorno al pivot ma non può oscillare attorno ad esso.

$$\begin{cases} u = 0 \\ v = 0 \\ w = 0 \end{cases} \quad (3.22)$$

u, v, w sono gli spostamenti del pattino [mm].

Questa condizione è necessaria per impedire che le oscillazioni del pattino lo portino in contatto con la superficie che rappresenta il rotore, poiché in questo caso il solutore non sarebbe in grado di determinare la soluzione del problema.

Il movimento del pattino attorno al pivot viene considerato modificando iterativamente la geometria del modello fino a raggiungere la condizione d'equilibrio. La descrizione dettagliata di questo procedimento sarà riportata nel paragrafo 3.6.

Carico dovuto al fluido:

tutte le superfici del pattino a contatto con il fluido sono soggette alle forze dovute alla pressione ed agli sforzi viscosi generati all'interno del fluido. Il valore di queste forze viene determinato risolvendo le equazioni del moto del fluido [33]:

$$\begin{aligned}
 F_x &= -n_x p_2 + \eta \left[2n_x \frac{\partial u_2}{\partial x} + n_y \left(\frac{\partial u_2}{\partial y} + \frac{\partial v_2}{\partial x} \right) + n_z \left(\frac{\partial u_2}{\partial z} + \frac{\partial w_2}{\partial x} \right) \right] \\
 F_y &= -n_y p_2 + \eta \left[n_x \left(\frac{\partial v_2}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial y} \right) + 2n_y \frac{\partial v_2}{\partial y} + n_z \left(\frac{\partial v_2}{\partial z} + \frac{\partial w_2}{\partial y} \right) \right] \\
 F_z &= -n_z p_2 + \eta \left[n_x \left(\frac{\partial w_2}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial z} \right) + n_y \left(\frac{\partial w_2}{\partial y} + \frac{\partial v_2}{\partial z} \right) + 2n_z \frac{\partial w_2}{\partial z} \right]
 \end{aligned} \tag{3.23}$$

dove:

- F_x, F_y, F_z sono le forze per unità di superficie [N/m^2];
- u_2, v_2, w_2 sono le componenti del campo di velocità [m/s];
- p_2 è la pressione [Pa];
- η è la viscosità dinamica del fluido [$\text{Pa}\cdot\text{s}$];
- n_x, n_y, n_z sono le componenti del versore normale alla superficie.

3.4.4 Deformazione della mesh

Nel paragrafo 3.3.4 sono stati assegnati i metodi di deformazione della mesh ai vari domini della geometria del modello, attraverso questi metodi viene imposto il movimento dei nodi che si trovano all'interno di questi domini. Il movimento dei nodi della mesh che si trovano sulle superfici che delimitano i vari domini è imposto, invece assegnando le condizioni al contorno a queste superfici. Le superfici sulle quali sono applicate le diverse condizioni al contorno sono evidenziate in figura 3.27 con colori differenti.

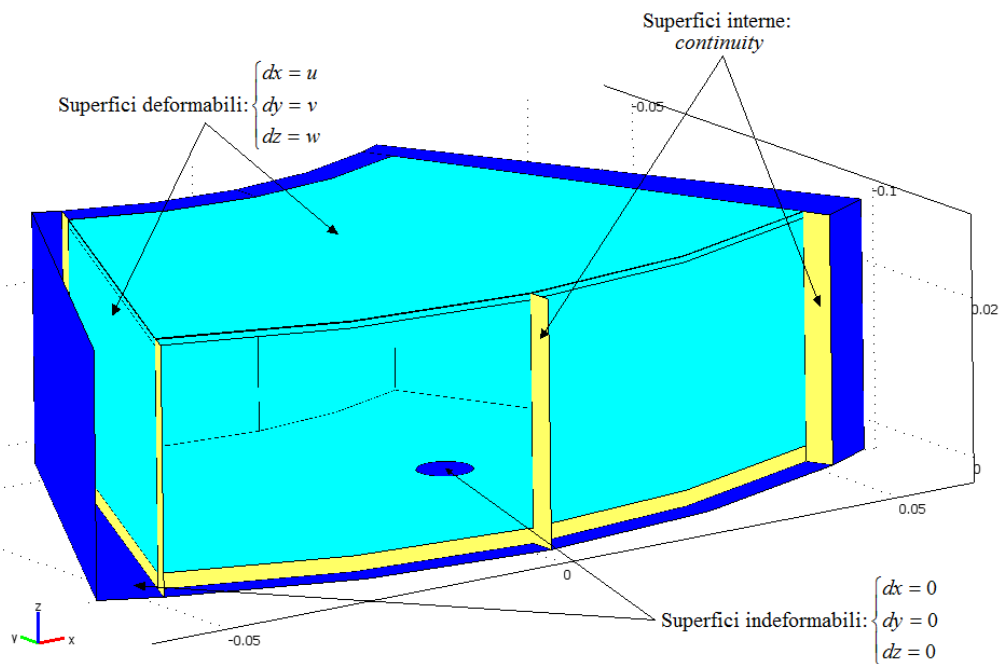


Figura 3.27. Definizione condizioni al contorno per il movimento della mesh.

Superfici del pattino:

il pattino si deforma sotto l'azione dei carichi determinati dal movimento del fluido, di conseguenza i nodi della mesh devono seguire queste deformazioni. La condizione *Physics induced displacements* impone il movimento dei nodi della mesh disposti sulle superfici che delimitano il pattino, in funzione degli spostamenti determinati dalla risoluzione del problema elastico per il pattino.

$$\begin{cases} dx = u \\ dy = v \\ dz = w \end{cases} \quad (3.24)$$

Superfici esterne:

su tutte le superfici esterne (compresa l'area del pivot) si impone la condizione di spostamenti nulli, poiché le superfici dell'anello esterno del cuscinetto non sono soggette a carichi esterni, quindi non si deformano ed inoltre anche le superfici del rotore sono considerate indeformabili.

$$\begin{cases} dx = 0 \\ dy = 0 \\ dz = 0 \end{cases} \quad (3.25)$$

Su tutte le superfici *interne* della geometria è applicata automaticamente la condizione *continuity*, questa garantisce la continuità della soluzione tra i vari domini che costituiscono il modello.

Le superfici interne sono le superfici in comune a più parti della geometria, ad esempio l'interfaccia tra il rivestimento ed il corpo del pattino è una superficie interna del modello. In questo caso la condizione di continuità fa sì che la temperatura rilevata nel rivestimento, in corrispondenza di questa superficie, coincida con la temperatura nel pattino. La stessa condizione garantisce inoltre la continuità degli sforzi, cioè si considera che il rivestimento aderisca perfettamente al pattino e non si verifichino scorrimenti relativi.

3.5 Proprietà dei lubrificanti

Le proprietà dei lubrificanti utilizzati nei cuscinetti idrodinamici sono fondamentali perché influiscono notevolmente sul funzionamento di questi componenti. Nelle equazioni di Navier-Stokes che descrivono il moto del fluido compaiono infatti: la viscosità dinamica e la densità del fluido, ed in figura 2.1 si può notare come la prima influisca notevolmente sulla distribuzione di pressione che si crea nel film fluido. Di conseguenza, per realizzare un modello numerico in grado di simulare il comportamento di un cuscinetto idrodinamico in modo accurato è necessario implementare correttamente le proprietà dei lubrificanti utilizzati tenendo conto del fatto che queste sono influenzate dalla temperatura del lubrificante stesso.

La viscosità dinamica determina la forza che è necessaria applicare ad una superficie separata da un film fluido da una superficie immobile, per far sì che la prima si muova con una determinata velocità (figura 3.28):

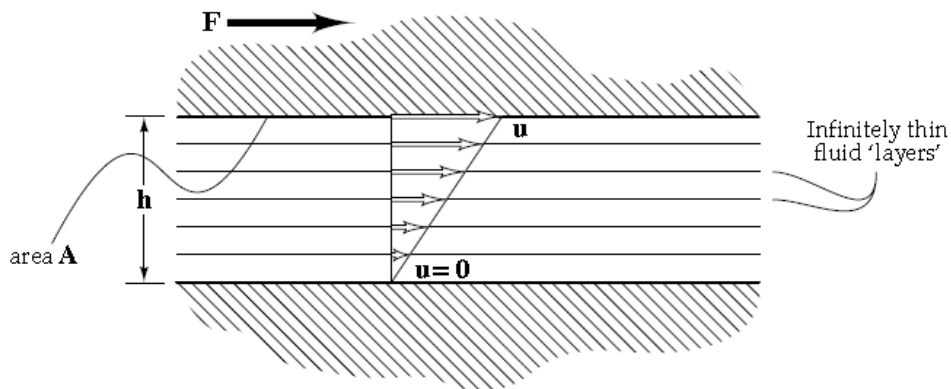


Figura 3.28. Rappresentazione schematica del film fluido che separa le due superfici [9].

$$\eta = \frac{F h}{A u} \quad (3.26)$$

dove:

- η è la viscosità dinamica [Pa·s];
- F è la forza applicata alla superficie in movimento [N];
- A è l'area della superficie in movimento [m²];
- h è lo spessore del film che separa le due superfici [m];
- u è la velocità della superficie in movimento [m/s].

Questa proprietà è direttamente proporzionale allo spessore del film fluido, di conseguenza è lecito assumere che maggiore è la viscosità di un olio, migliori sono le sue prestazioni dal momento che si ha uno spessore maggiore del film fluido, quindi una migliore separazione delle due superfici. In realtà bisogna tener conto del fatto che, a parità di spessore del film e di velocità della superficie, maggiore è la viscosità maggiore è lo sforzo da applicare alla superficie. Infatti, una maggiore viscosità determina una maggiore quantità di energia meccanica dissipata in energia termica e questa trasformazione comporta un aumento della temperatura del lubrificante.

La viscosità è fortemente legata alla temperatura, un leggero aumento della temperatura comporta una grande diminuzione della viscosità. Nelle applicazioni ingegneristiche è quindi molto importante tenere sotto controllo la temperatura del lubrificante, poiché se questa raggiunge un valore elevato la viscosità può diminuire a tal punto che lo spessore del film fluido diventa talmente sottile da non garantire la separazione delle due superfici. In questo caso si ha attrito radente che causa un aumento notevole delle perdite di energia meccanica e può portare a gravi problemi di usura delle due superfici.

In letteratura esistono varie equazioni empiriche che descrivono il legame viscosità-temperatura, fra queste la più accurata è quella di Vogel che esprime la viscosità dinamica in funzione della temperatura assoluta:

$$\eta = ae^{\frac{b}{T-c}} \quad (3.27)$$

I valori delle costanti a, b, c differiscono per ogni tipo di olio e per determinarle è necessario conoscere tre valori della viscosità dinamica a temperature diverse. La normativa ISO-3448 fornisce tre valori della viscosità cinematica a differenti temperature per vari tipi di oli, tuttavia questi dati non possono essere utilizzati per determinare le costanti dell'equazione di Vogel, perché per convertire la viscosità cinematica in dinamica è necessario conoscere la densità del fluido a queste temperature. Per far fronte a questa mancanza si è deciso di utilizzare i valori della viscosità dinamica riportati negli articoli [24], [30] e [37] (tabella 3.4) sebbene non sono riportati i riferimenti dai quali sono stati ottenuti questi valori. Le prove sperimentali riportate in [17] sono state effettuate con quattro tipi di lubrificante: due oli minerali l'ISO VG46 e l'ISO VG68 e due oli sintetici l'ISO VG46 PAO (poly-alpha-olefins) e l'ISO VG46 Ester. Nel modello numerico realizzato in questo lavoro verranno implementate solo le caratteristiche dei due tipi di oli a base minerale (ISO VG46 ed ISO VG68), perché questi due sono i più utilizzati nei cuscinetti idrodinamici [9, pp. 52-53].

Tabella 3.4. Valori della viscosità dinamica di due differenti tipi di olio determinati sperimentalmente a tre temperature diverse.

	Viscosità dinamica [Pa·s]		
	a 15°C	a 40°C	a 100°C
ISO VG46	0.1297	0.039	0.0054
ISO VG68	0.1928	0.0607	0.00736

In [9] viene fornito il testo di un programma che permette di ricavare i valori delle costanti dell'equazione di Vogel inserendo i tre valori della viscosità dinamica. I valori delle tre costanti dell'equazione di Vogel così calcolati sono riportati in tabella 3.5:

Tabella 3.5. Valori delle costanti dell'equazione di Vogel, per due tipi di olio.

	a	b	c
ISO VG46	8.9966e-5	754.4958	188.8894
ISO VG68	3.8969e-5	1083.913	166.2304

Analizzando il grafico riportato in figura 3.29 si può notare come l'aumento della temperatura comporta una drastica riduzione della viscosità del lubrificante.

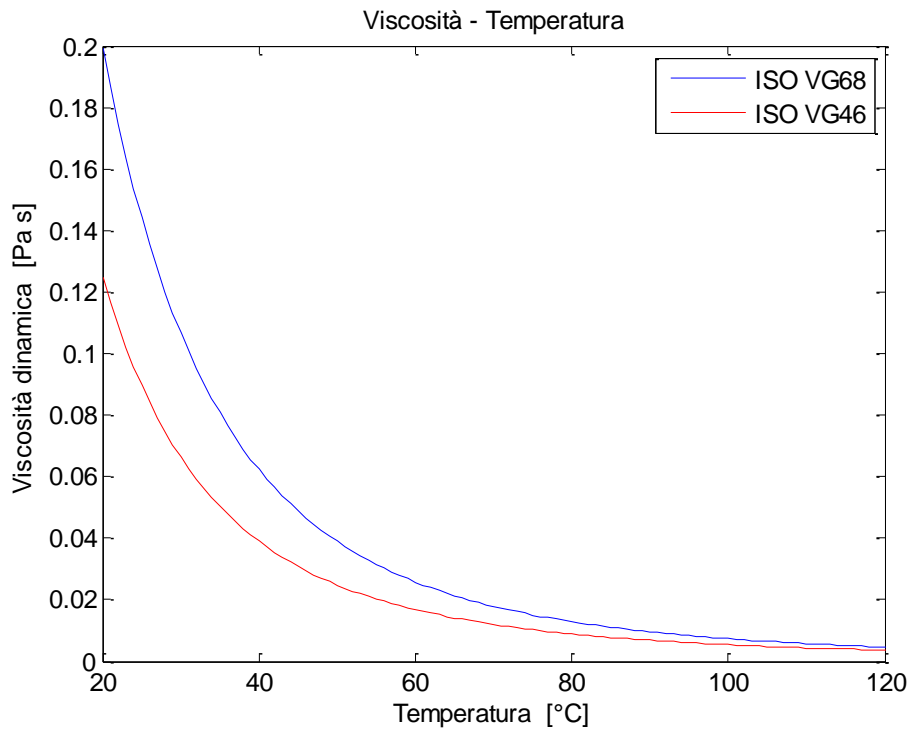


Figura 3.29. Andamento della viscosità dinamica in funzione della temperatura, per i due tipi di lubrificante utilizzati nel modello numerico.

Come la viscosità, anche la densità dell'olio diminuisce con l'aumentare della temperatura. Una formulazione empirica di questo legame è riportata in [24] ed è espressa dall'equazione:

$$\rho = \rho_0[1 - \varepsilon(T - T_0)] \quad (3.28)$$

dove:

- ρ_0 è la densità [kg/m^3] alla temperatura di riferimento T_0 [$^{\circ}\text{C}$];
- ε è il coefficiente di espansione volumetrica pari a 0.0007.

In figura 3.30 è riportato l'andamento della densità dei lubrificanti utilizzati nel modello numerico in funzione della temperatura del lubrificante stesso.

Nel modello numerico realizzato si considera che il calore specifico a pressione costante e la conducibilità termica siano costanti e pari ai valori sperimentali riportati in [30] e [37].

Tabella 3.6. Proprietà dei due lubrificanti rilevate a 40°C.

	ISO VG46	ISO VG68
Densità [kg/m ³]	855	861
Viscosità dinamica [Pa·s]	39.5	60.7
Conducibilità termica [W/mK]	0.13	0.13
Calore specifico a pressione costante [J/(kg·K)]	2035	2021

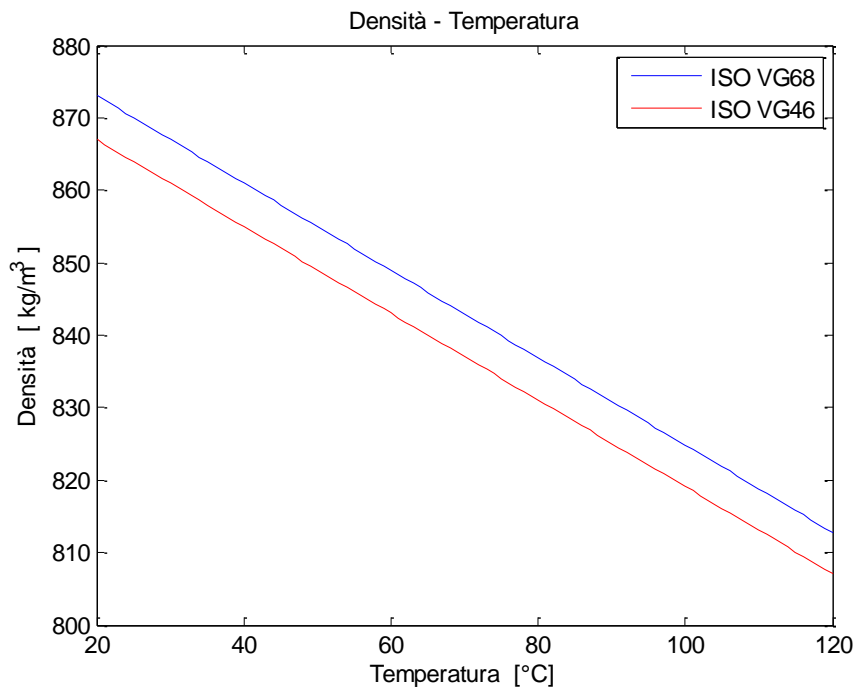


Figura 3.30. Andamento della densità in funzione della temperatura per i due tipi di lubrificante utilizzati nel modello numerico.

3.6 Soluzione del problema

Il modello numerico proposto in questo lavoro, permette di studiare il comportamento a regime di cuscinetto idrodinamico assiale, concentrandosi sulla simulazione di un singolo pattino.

Un cuscinetto assiale a pattini oscillanti raggiunge la condizione di regime solo dopo che è trascorso un certo periodo di tempo, necessario per far sì che si esauriscano tutti i transitori. Questo perché, all'avviamento, la velocità di rotazione del rotore aumenta gradualmente fino a raggiungere il valore desiderato. Analogamente, la temperatura del fluido raggiunge una distribuzione

stazionaria nel tempo solo dopo un certo periodo, necessario a fare in modo che l'energia termica che si sviluppa a causa delle perdite viscosse si distribuisca in tutto il volume del fluido. Di conseguenza anche i pattini cambiano la loro inclinazione fino al raggiungimento della condizione di regime.

Una volta raggiunta questa posizione di equilibrio, si ipotizza che i pattini la mantengano nel tempo e quindi non oscillino più attorno al pivot. Per modellare questa condizione a seguito del raggiungimento della condizione di regime si è deciso di vincolare l'area del pivot, cioè si è deciso di imporre a quest'area il vincolo di spostamenti nulli (figura 3.26). In questo modo il pattino può ancora deformarsi sotto l'azione della pressione e della differenza di temperatura, ma non può più oscillare. Questo significa che la risoluzione del problema avviene per una geometria che rappresenta una ipotetica posizione di equilibrio del pattino. Una volta ottenuti tutti i risultati al termine della simulazione, è possibile verificare se quella ipotizzata inizialmente è effettivamente la posizione di equilibrio del pattino. Se questa condizione non è verificata, si esegue una nuova simulazione con una nuova geometria ottenuta modificando l'inclinazione del pattino rispetto alla geometria utilizzata nella simulazione precedente. La modifica della geometria è effettuata semplicemente cambiando il valore dei parametri α , β e z_f (figura 3.3).

Il procedimento appena descritto è riportato schematicamente in figura 3.31. Per realizzare questo procedimento iterativo si è sfruttata la possibilità di far interagire tra loro i software COMSOL 3.5a e MATLAB-2007b. Grazie a questa opportunità è possibile realizzare un file *script* contenente tutte le informazioni necessarie per ricreare il modello numerico precedentemente realizzato. Questo file contiene le istruzioni: per creare la geometria del modello, applicare le equazioni e le condizioni al contorno, realizzare la mesh ed impostare il solutore che provvederà alla risoluzione del problema. Di conseguenza per modificare la geometria del modello è sufficiente modificare il valore dei tre parametri α , β e z_f , inseriti nel file *script* senza dover ricreare da zero il modello con il programma COMSOL 3.5a, utilizzando questa procedura è quindi possibile ridurre notevolmente il tempo necessario per ottenere la soluzione del problema completo.

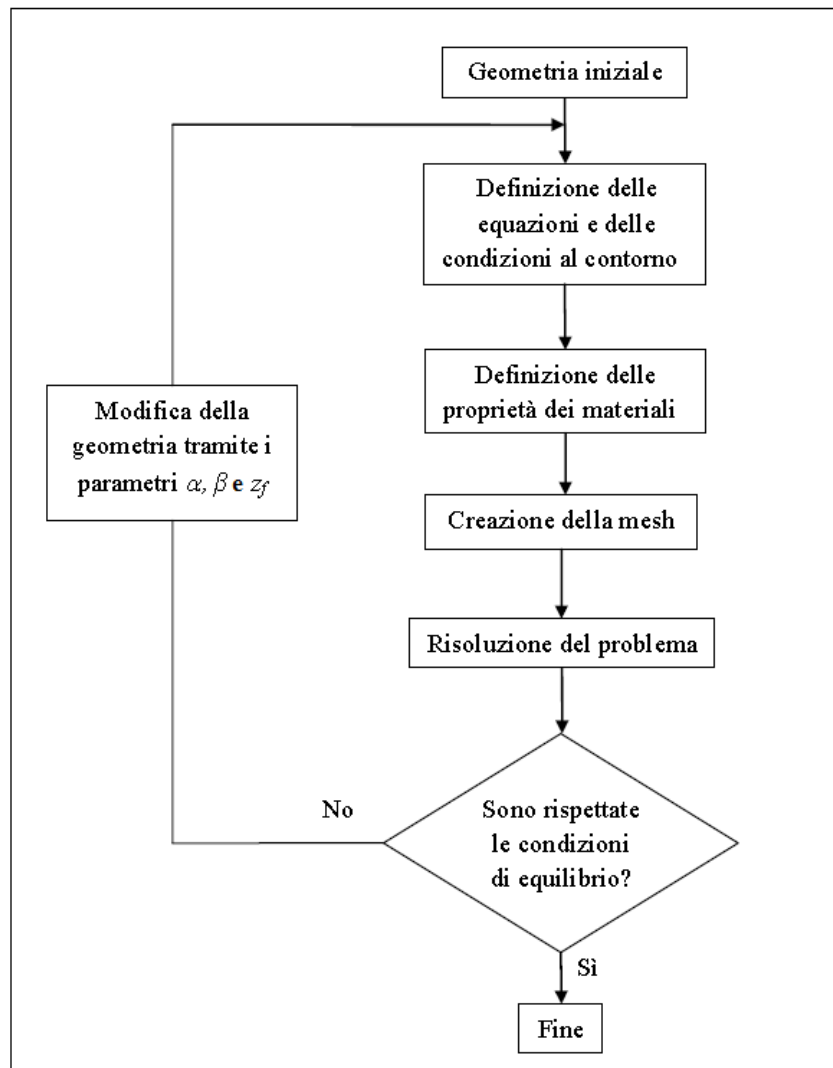


Figura 3.31. Schema del procedimento di risoluzione del modello numerico.

La condizione di equilibrio del pattino è raggiunta quando il centro di pressione si trova in corrispondenza del pivot. Il centro di pressione è il baricentro della distribuzione di pressione, cioè è il punto in cui si può considerare applicata la risultante del campo di pressione.

In figura 3.32 è riportata la distribuzione di pressione teorica per un pattino monodimensionale. In questo caso per calcolare la forza esercitata ed il centro di pressione basta calcolare l'integrale lungo l'asse x:

$$P = \int_0^L p \, dx \quad (3.29)$$

$$P \cdot x_c = \int_0^L p x dx \quad (3.30)$$

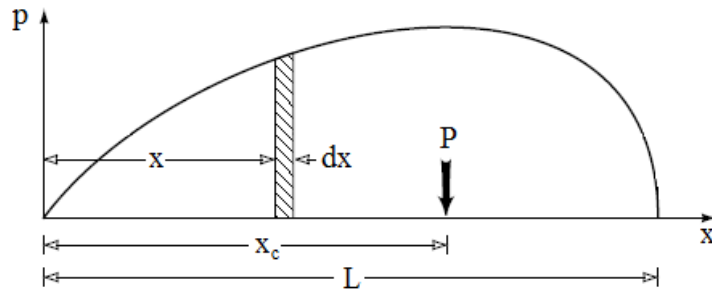


Figura 3.32. Posizione del centro di pressione, per una distribuzione di pressione 1D.

Lo stesso procedimento viene applicato per calcolare queste grandezze nel modello numerico realizzato, l'unica differenza risiede nel fatto che gli integrali non sono più calcolati su una linea ma sulla superficie del pattino. Inoltre non si usano le coordinate cartesiane ma quelle polari perché la superficie del pattino è un settore circolare (figura 3.22).

I cuscinetti idrodinamici, nella maggior parte dei casi, lavorano in condizioni di carico applicato costante, questi infatti sono progettati in funzione di un valore ipotetico del carico. Di conseguenza per ottenere la soluzione corretta del modello numerico non è sufficiente determinare la posizione di equilibrio del pattino, ma è necessario inoltre verificare che la forza generata dal campo di pressione sia pari al carico applicato considerato.

Una volta che il solutore ha calcolato la soluzione del problema, è possibile calcolare queste grandezze poiché è nota la distribuzione di pressione. Il valore del carico applicato al singolo pattino si ottiene integrando il valore della pressione sulla superficie del pattino:

$$P = \int_A p dA \quad (3.31)$$

La pressione media è calcolata semplicemente dividendo il carico applicato al singolo cuscinetto per l'area del cuscinetto:

$$p_m = \frac{P}{A} \quad (3.32)$$

dove:

- p è la pressione che agisce sulla superficie del pattino [MPa];
- P è il carico applicato al singolo pattino [N];
- A è l'area della superficie del singolo pattino [mm²].

In realtà, in letteratura, quando si parla di carico applicato si considera il valore della pressione media (o carico specifico) e non il valore complessivo del carico agente sul rotore perché questa grandezza dipende dalle dimensioni del cuscinetto. A titolo di esempio, in tabella 3.7 sono riportate le caratteristiche di due cuscinetti assiali impiegati in due impianti idroelettrici. Il cuscinetto 1 ha dimensioni maggiori rispetto al cuscinetto 2 ed è infatti in grado di sostenere un carico cinque volte superiore. Quindi confrontando solamente il valore del carico complessivo applicato si è portati a pensare che il cuscinetto di grandi dimensioni sia soggetto alle condizioni più gravose. Mentre, se si valuta il valore della pressione media si nota che è esattamente il contrario, perché nel cuscinetto 2 si registra una pressione media 1.6 volte superiore a quella del cuscinetto 1. Questo esempio mostra come sia più importante tener conto del valore della pressione media rispetto al carico complessivo, perché questa permette di confrontare fra loro cuscinetti di dimensioni diverse e consente di determinare qual'è sottoposto alle condizioni di funzionamento più gravose.

Tabella 3.7. Specifiche dei cuscinetti assiali utilizzati in due impianti idroelettrici [2].

	Cuscinetto n°1	Cuscinetto n°2
Carico applicato [kN]	8007	1589
Numero pattini	18	9
Superficie totale dei pattini [m ²]	2.66	0.333
Pressione media [MPa]	3.01	4.8

Il valore dei momenti della pressione, è calcolato utilizzando le equazioni:

$$M_x = \int_A p r \sin(\vartheta) dA \quad (3.33)$$

$$M_y = \int_A p r \cos(\vartheta) dA \quad (3.34)$$

Il rapporto fra queste due grandezze ed il carico applicato permette di determinare le coordinate del centro di pressione:

$$x_c = \frac{M_x}{P} \quad (3.35)$$

$$y_c = \frac{M_y}{P} \quad (3.36)$$

dove:

- M_x è il momento flettente calcolato rispetto all'asse x [Nm];

- M_y è il momento flettente calcolato rispetto all'asse y [Nm];
- x_c è la distanza del centro di pressione dall'asse x [m];
- y_c è la distanza del centro di pressione dall'asse y [m].

Le condizioni di equilibrio si traducono quindi in un sistema di tre equazioni:

$$\begin{cases} p_m = p_{m0} \\ x_c = x_p \\ y_c = y_p \end{cases} \quad (3.37)$$

dove:

- p_{m0} è il carico specifico che si considera applicato al singolo cuscinetto [MPa];
- x_p, y_p sono le coordinate del centro del pivot [m].

La modifica dei parametri della geometria viene effettuata manualmente, perché la variazione di un solo parametro influisce sullo spessore del film fluido e di conseguenza cambia la distribuzione di pressione.

Dalla distribuzione di pressione dipendono sia il valore della pressione media che le coordinate del centro di pressione, quindi modificando un solo parametro si va ad influire su entrambe le condizioni di equilibrio. Questo significa che non è possibile raggiungere prima una condizione di equilibrio modificando un solo parametro e poi raggiungere l'altra condizione modificando un secondo parametro perché in questo caso, cambiando la distribuzione di pressione, automaticamente non sarà più rispettata la prima condizione di equilibrio.

La risoluzione del problema richiede quindi un procedimento iterativo dove, ad ogni iterazione, viene modificata la geometria del modello attraverso i parametri α , β e z_f fino a che non sono soddisfatte contemporaneamente le tre condizioni di equilibrio. Le condizioni di equilibrio si considerano rispettate quando la differenza fra le coordinate del centro di pressione e quelle del pivot (Δx_c e Δy_c) è inferiore a 0.01 mm, la differenza fra la pressione media ottenuta ed il carico teoricamente applicato (Δp_m) è inferiore a 0.01 MPa.

In figura 3.33 è riportato l'andamento degli errori commessi nella verifica delle condizioni di equilibrio, si può notare come questi diminuiscano con l'avanzare del procedimento iterativo fino a raggiungere un valore inferiore alle tolleranze imposte.

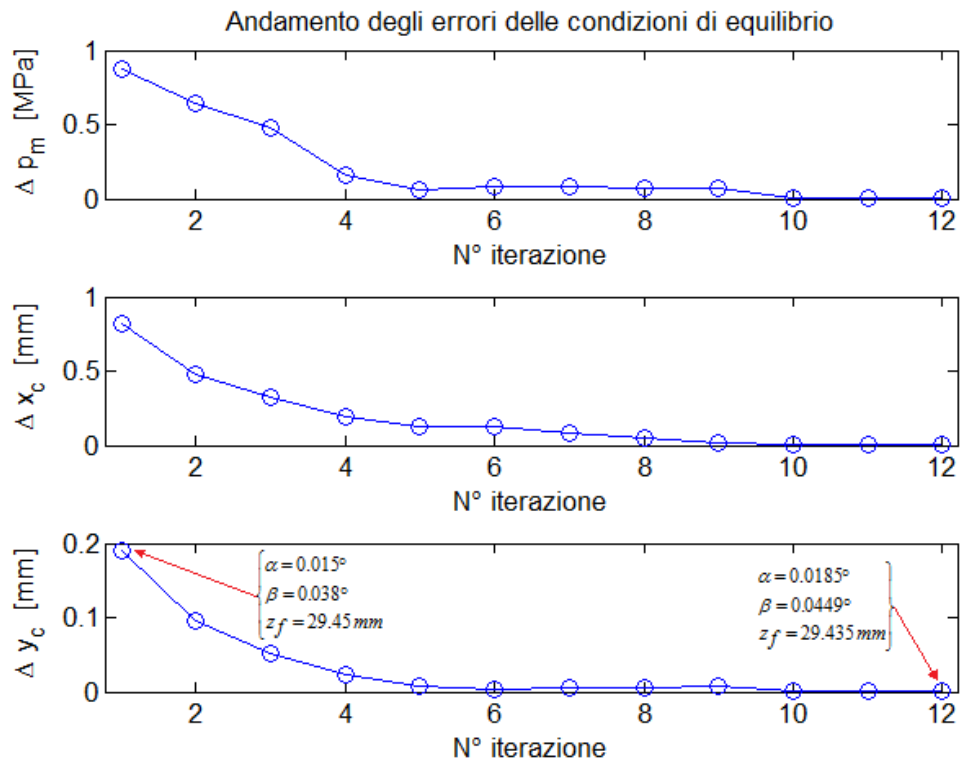


Figura 3.33. Andamento degli errori commessi nella verifica della condizioni di equilibrio per la simulazione effettuata con velocità di rotazione di 3000 rpm, carico applicato di 2 MPa ed olio ISO VG68.

In tabella 3.8 sono riportati il valore della pressione media e le coordinate del centro di pressione, ottenuti modificando singolarmente i parametri che determinano la geometria dal modello numerico. Questi risultati sono ottenuti dalla simulazione effettuata con velocità di rotazione pari a 3000 rpm.

Tabella 3.8. Influenza dei parametri geometrici α , β , z_f sulla distribuzione di pressione.

	p_m [MPa]	Δp_m [MPa]	x_c [mm]	Δx_c [mm]	y_c [mm]	Δy_c [mm]
$\alpha_0, \beta_0, z_{f0}$	2.1123		7.3014		-85.3987	
$\alpha_0 + 0.01^\circ$	2.1152	0.0029	7.3019	0.0005	-85.1208	0.2779
$\beta_0 + 0.01^\circ$	2.1858	0.0735	7.6233	0.3219	-85.4145	-0.0158
$z_{f0} + 2 \mu m$	1.9618	-0.1505	7.2451	-0.0563	-85.4181	-0.0194
con: $\alpha_0 = 0.05^\circ$ $\beta_0 = 0.02^\circ$ $z_{f0} = 29.435$ mm						

Dai risultati riportati in tabella 3.8 si nota che:

- l'aumento dell'inclinazione del pattino rispetto all'asse y (parametro α) determina uno spostamento del centro di pressione verso il rotore ($\Delta y_c > 0$) ed in maniera minore verso l'uscita del pattino ($\Delta x_c > 0$), produce inoltre un piccolo aumento della pressione media;
- l'aumento dell'inclinazione del pattino rispetto all'asse x (parametro β) determina un grande spostamento del centro di pressione verso l'uscita del pattino ($\Delta x_c > 0$) ed in maniera minore lo allontana dal rotore ($\Delta y_c < 0$). Produce inoltre un aumento della pressione media maggiore rispetto alla variazione del parametro β ;
- l'aumento della quota del rotore (z_f) determina una grande riduzione della pressione media, contemporaneamente comporta un piccolo spostamento del centro di pressione verso l'ingresso del pattino ($\Delta x_c < 0$) e lo allontana dal rotore ($\Delta y_c < 0$).

I dati riportati in tabella 3.8 dimostrano che la modifica di un solo parametro geometrico influisce su tutte e tre le condizioni di equilibrio. Quindi la modifica dei parametri geometrici, ad ogni iterazione necessaria per la determinazione della posizione di equilibrio, deve essere fatta tenendo conto del legame presente fra questi e le condizioni di equilibrio.

Nei modelli numerici riportati in letteratura, la risoluzione del problema avviene in varie fasi, cioè si risolvono separatamente le equazioni che descrivono i vari fenomeni fisici. In [19], ad esempio, vengono prima risolte le equazioni di Reynolds per il moto del fluido, poi quella di conservazione dell'energia e dello scambio termico ed infine si calcolano le deformazioni del pattino. Una volta calcolate le deformazioni del pattino viene valutata la convergenza fra i valori ottenuti ed i valori iniziali, se la differenza è minore della tolleranza imposta allora la soluzione è accettabile. COMSOL 3.5a invece, permette di risolvere questo tipo di problemi risolvendo contemporaneamente le equazioni che descrivono i fenomeni fisici che interagiscono fra loro. Questo è possibile grazie

ai solutori *Segregated solvers* presenti nel software. Ogni problema numerico realizzato, lineare o non-lineare, viene trattato dal software come un sistema di equazioni lineari, poiché il software è realizzato per determinare la soluzione approssimata del problema linearizzato. La matrice di questo sistema di equazioni è chiamata matrice di rigidezza (o Jacobiana). Il segregated solver permette di raggruppare le variabili del problema in diversi gruppi, cioè permette di suddividere il problema completo in un set di problemi con meno variabili e quindi più facilmente risolvibili. Ad ogni passo della soluzione, il solutore provvede ad implementare la matrice di rigidezza del relativo gruppo di variabili ed applica il metodo di Newton per risolvere questo sistema di equazioni. In questo modo viene costruita solo la matrice del sistema di equazioni in cui compaiono le variabili di quel gruppo e non la matrice di rigidezza del problema completo. Questo permette di ridurre la dimensione del problema e quindi di ridurre la dimensione della memoria occupata ed il tempo di calcolo del computer. Per una trattazione più completa del metodo di risoluzione dei problemi alle derivate parziali implementato in COMSOL 3.5a si rimanda al testo [32]. In figura 3.34 è riportata la schermata di COMSOL 3.5a dove vengono definiti i gruppi di variabili che compongono il problema. Ogni passo della risoluzione del problema completo corrisponde ad un passo della loro risoluzione, secondo la sequenza riportata in figura 3.34:

- gruppo 1, contenente le variabili delle equazioni utilizzate per descrivere il moto del fluido;
- gruppo 2, contenente la variabile dell'equazione di conservazione della energia e delle equazioni di scambio termico;
- gruppo 3, contenente le variabili del problema elastico del pattino in cui sono calcolate le deformazioni dovute alla pressione e le deformazioni termiche;
- gruppo 4, contenente le variabili del problema di deformazione della mesh, queste rappresentano gli spostamenti dei vari nodi della mesh calcolati in funzione della deformazione del pattino.

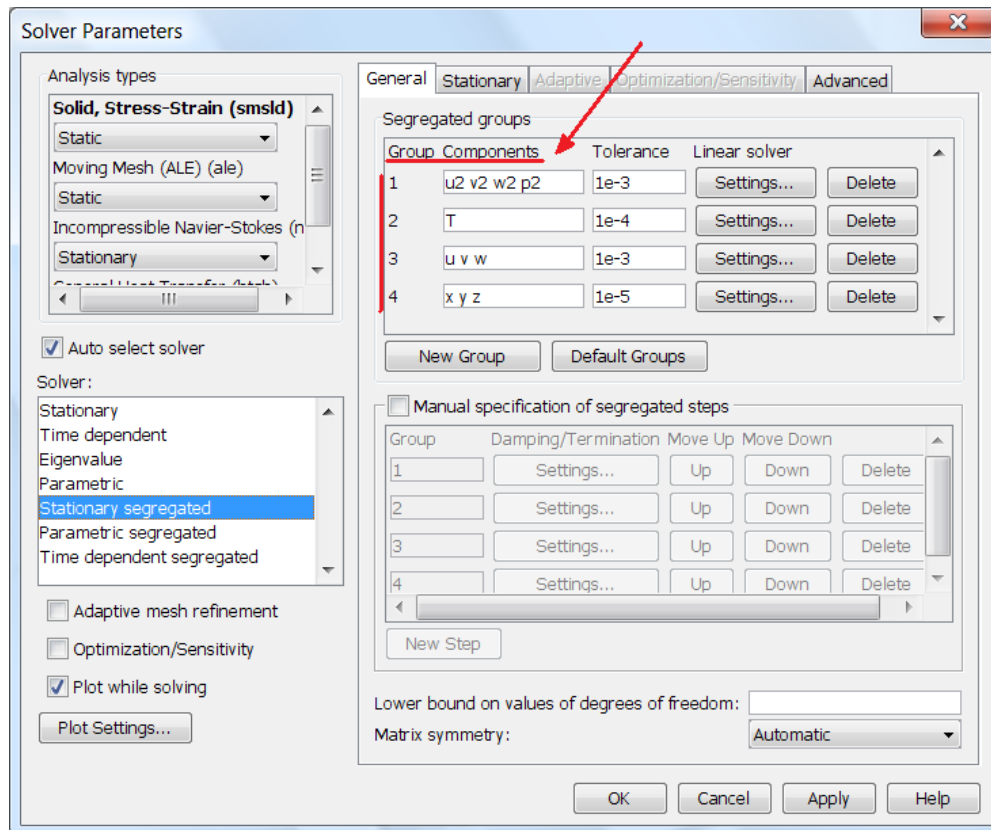


Figura 3.34. Schermata di COMSOL 3.5a per la definizione delle impostazioni del solutore.

Il solutore itera fino a che l'errore stimato per quel gruppo di variabili non è inferiore al valore di tolleranza imposto; la soluzione del problema completo si ha quando la condizione relativa ad ogni gruppo di variabili è rispettata. I valori della tolleranza non rappresentano la tolleranza assoluta sul valore assunto dalla variabile, ma rappresenta il valore accettabile dell'errore stimato per i risultati. In altre parole, la tolleranza di un millesimo imposta sul terzo gruppo di variabili, rappresentante gli spostamenti del pattino, non significa che queste variabili sono determinate con un errore più o meno di un millesimo. Se così fosse si avrebbe un errore di un millimetro su spostamenti che non superano le decine di micron e si otterrebbe una soluzione con un errore di un ordine di grandezza superiore rispetto al valore della variabile.

COMSOL 3.5a consente di visualizzare i risultati ottenuti in tempo reale, cioè mentre il solutore sta svolgendo i calcoli per determinare la soluzione del problema. Questo significa che è possibile visualizzare, ad esempio, la distribuzione della pressione ad ogni passo del solutore. Sfruttando questa possibilità si sono eseguite alcune prove preventive per valutare la sensibilità del problema e per capire inoltre come impostare i parametri del solutore.

A titolo di esempio, nelle figure 3.35, 3.36 e 3.37 è riportata la distribuzione di temperatura calcolata durante la risoluzione del problema. Confrontando queste si nota che dopo la prima iterazione (figura 3.35) il valore massimo della temperatura è di poco superiore alla temperatura iniziale (pari a 50°C) e la distribuzione di temperatura sulla superficie del pattino è pressoché uniforme. Con l'avanzare della risoluzione del problema si ha una diminuzione dell'errore stimato dal solutore e si nota una variazione della distribuzione temperatura: questa non è più uniforme ma si ha un aumento della temperatura nella zona centrale della superficie del pattino (figura 3.36).

Al termine della risoluzione del problema si nota che la distribuzione di temperatura è ulteriormente cambiata, la zona a temperatura maggiore è ora concentrata in corrispondenza dell'uscita del pattino (figura 3.37).

Queste tre immagini mostrano come, ad ogni iterazione del solutore, il valore della variabile temperatura cambia lentamente fino a raggiungere il valore coerente con il valore di tolleranza imposto. La stessa cosa accade per le altre variabili del problema come pressione, campo di velocità del fluido e spostamenti del pattino, per le quali si ha un'evoluzione continua fino al raggiungimento della soluzione del problema.

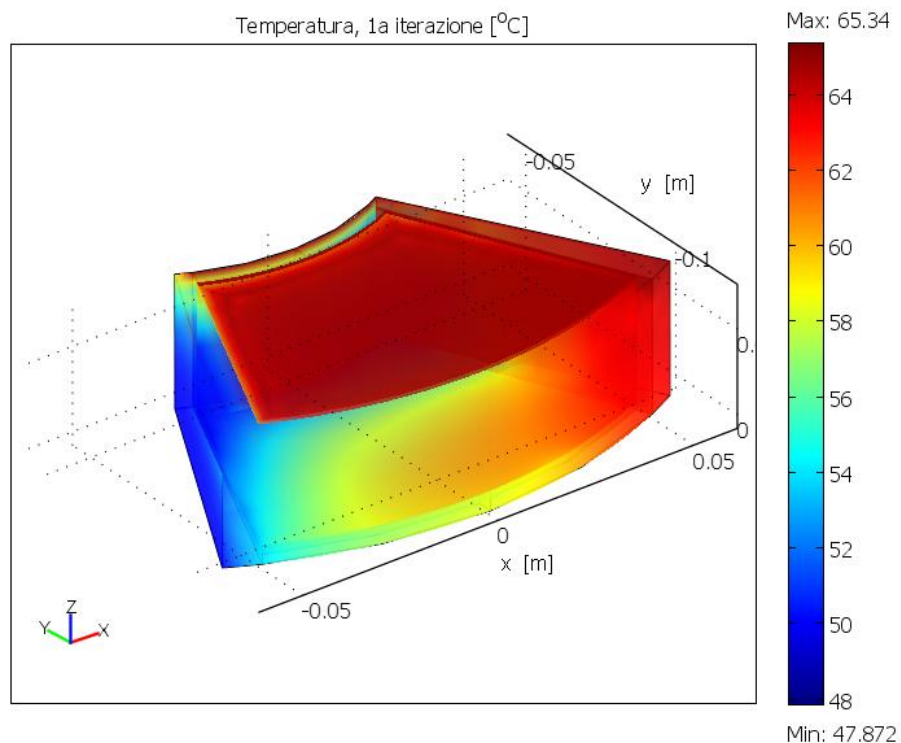


Figura 3.35. Temperatura calcolata dopo la 1^a iterazione del solutore.

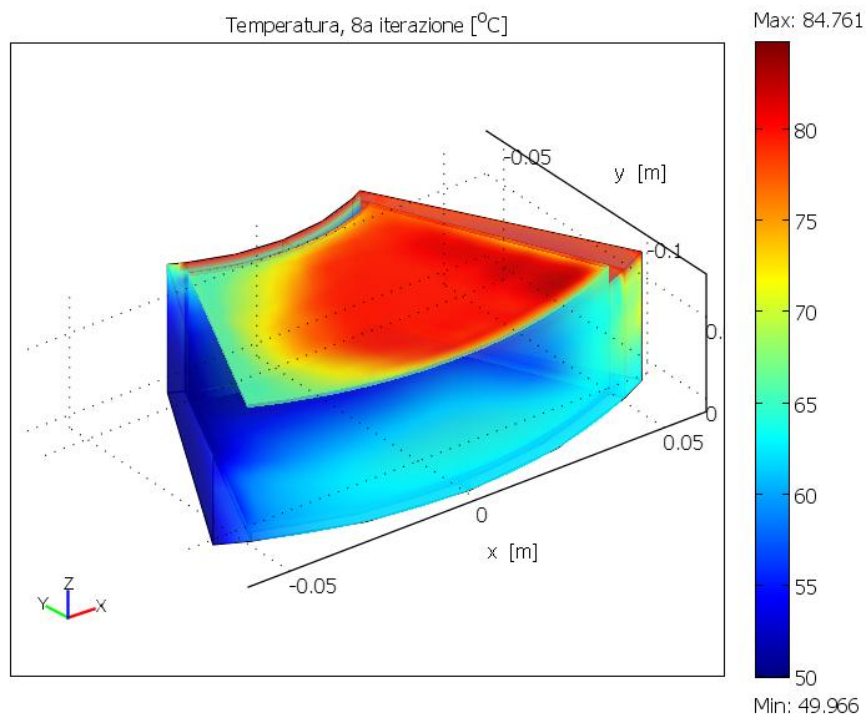


Figura 3.36. Temperatura calcolata dopo la 8^a iterazione del solutore.

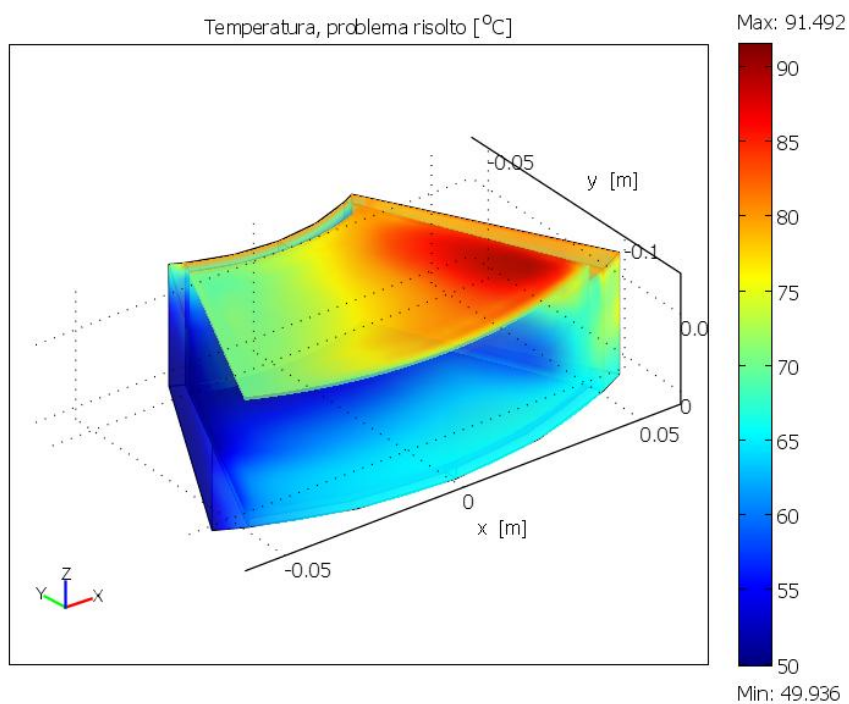


Figura 3.37. Temperatura calcolata al termine della risoluzione.

Il grafico in figura 3.38 mostra l'andamento dell'errore stimato dal solutore per ogni gruppo di variabili, durante la risoluzione del problema. Si può notare come per l'equazioni del moto del fluido e dello scambio termico (gruppo 1 e 2) si ha un andamento regolare che converge lentamente. Questo significa che, ad ogni iterazione, l'errore stimato per la distribuzione di pressione e temperatura diminuisce lentamente ma in maniera costante. Questo andamento regolare, per i primi due gruppi di variabili, è dovuto ai metodi di stabilizzazione numerica presenti nel software come riportato nel paragrafo 3.3.

Per la risoluzione del problema elastico del pattino invece, non esistono metodi di stabilizzazione numerica ed infatti si può notare come la soluzione converga lentamente ma presenti alcune oscillazioni; queste sono dovute al fatto che la distribuzione di temperatura e di pressione cambiano ad ogni iterazione, di conseguenza il pattino tenta di adeguarsi a queste variazioni.

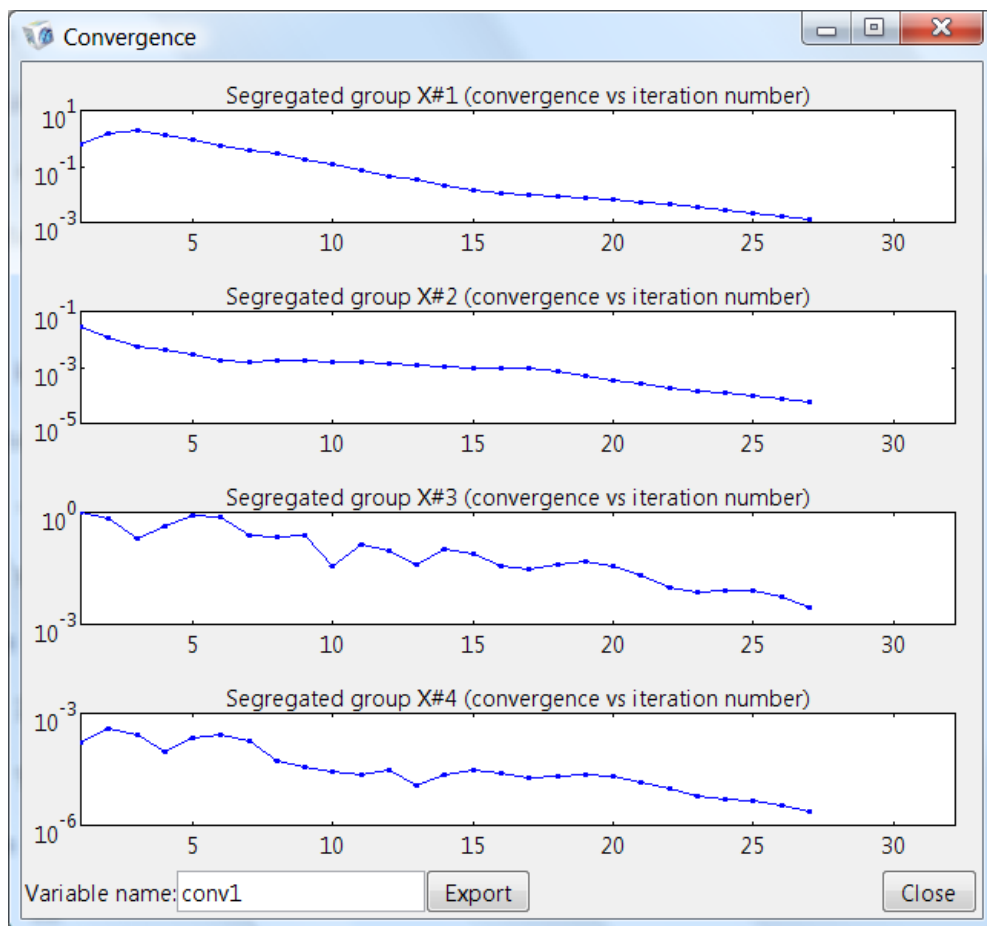


Figura 3.38. Grafico della convergenza degli errori stimati per i quattro gruppi di variabili.

3.7 Calcolo della potenza dissipata (Power Loss)

Il calcolo della potenza dissipata è molto importante perché questa è un indice delle prestazioni del cuscinetto come la temperatura massima e lo spessore minimo del film fluido. I cuscinetti idrodinamici sono infatti progettati cercando di minimizzare questa perdita di potenza, di conseguenza si è deciso di calcolare questa grandezza per poter stabilire quale tipo di lubrificante e quale rivestimento conviene utilizzare per garantire la migliori prestazioni.

In un cuscinetto idrodinamico le due superfici in moto relativo fra loro sono separate da un film fluido, di conseguenza si può pensare che, non essendoci contatto fra queste, l'attrito sia nullo e quindi non si hanno dissipazioni di energia meccanica. In realtà non è così perché il fluido ha una sua viscosità e quindi si generano degli sforzi viscosi che agiscono sul pattino ed il rotore (figura 3.28).

Nel software COMSOL 3.5a le forze viscosi generate dal movimento del fluido sono calcolate mediante l'equazioni, queste rappresentano la formulazione generale per il calcolo degli sforzi viscosi:

$$F_x^{visc} = \eta \left[2n_x \frac{\partial u_2}{\partial x} + n_y \left(\frac{\partial u_2}{\partial y} + \frac{\partial v_2}{\partial x} \right) + n_z \left(\frac{\partial u_2}{\partial z} + \frac{\partial w_2}{\partial x} \right) \right] \quad (3.38)$$

$$F_y^{visc} = \eta \left[n_x \left(\frac{\partial v_2}{\partial x} + \frac{\partial u_2}{\partial y} \right) + 2n_y \frac{\partial v_2}{\partial y} + n_z \left(\frac{\partial v_2}{\partial z} + \frac{\partial w_2}{\partial y} \right) \right] \quad (3.39)$$

dove:

- F_x^{visc} , F_y^{visc} sono gli sforzi viscosi agenti in direzione x e y [Pa];
- η è la viscosità dinamica del fluido [Pa·s];
- u_2 , v_2 , w_2 sono le componenti del campo di velocità [m/s];
- n_x , n_y , n_z sono le componenti del versore normale alla superficie considerata.

Gli sforzi viscosi agenti sulla superficie del rotore determinano una coppia che agisce in direzione opposta alla velocità di rotazione. Per calcolare la coppia resistente si deve integrare su tutta la superficie del rotore il prodotto fra il raggio e la componente delle forze viscosi che agisce in direzione perpendicolare ad esso (figura 3.39).

$$C_R = \int_A r F^{visc} \cos(|\gamma| - |\vartheta|) dA \quad (3.40)$$

dove:

- C_R è la coppia resistente [Nm];
- F^{visc} è il modulo della risultante degli sforzi [Pa]:

$$F^{visc} = \sqrt{(F_x^{visc})^2 + (F_y^{visc})^2} \quad (3.41)$$

- γ è l'angolo di inclinazione della risultante degli sforzi rispetto all'asse x [rad]:

$$\gamma = \arctan\left(\frac{F_y^{visc}}{F_x^{visc}}\right) \quad (3.42)$$

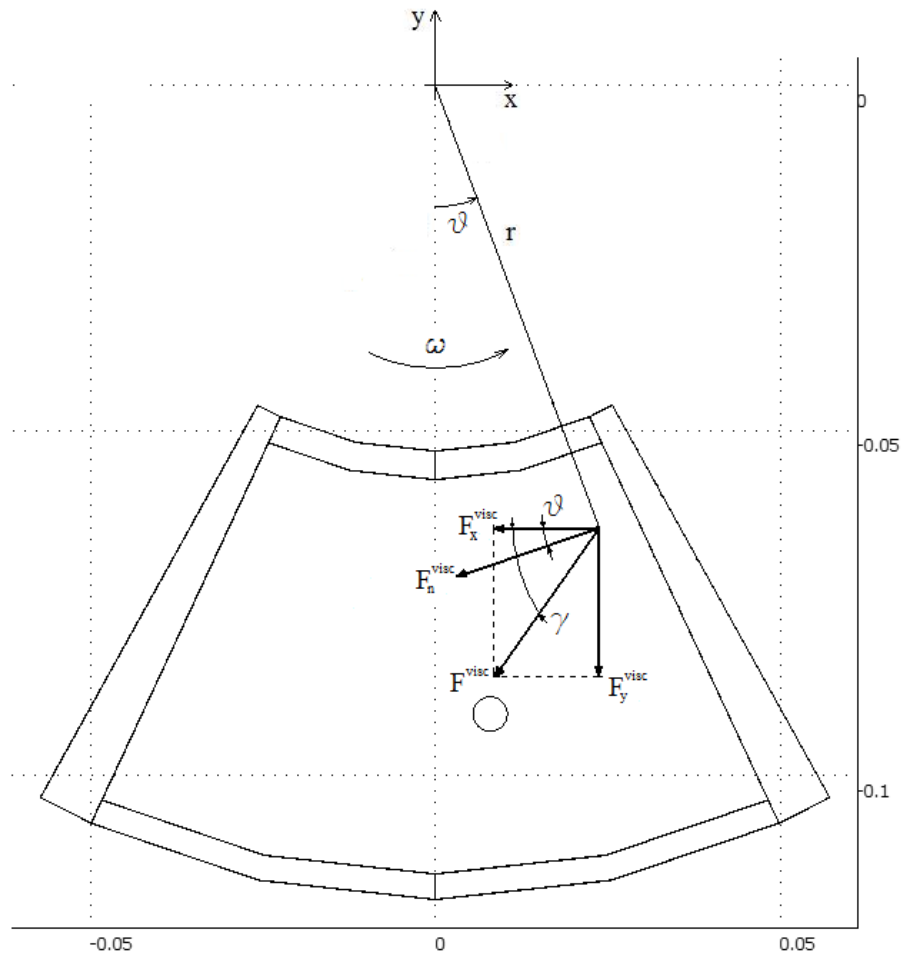


Figura 3.39. Schema delle forze viscose agenti sulla superficie del rotore (le dimensioni sono espresse in metri).

Dal momento che il modello numerico realizzato simula il comportamento di un singolo pattino mentre un cuscinetto idrodinamico è composto da più pattini, per determinare la potenza dissipata, bisognerà considerare i contributi di tutti i pattini. Per questo si ipotizza che tutti i pattini che compongono il cuscinetto si comportino allo stesso modo del pattino analizzato.

Quindi la potenza dissipata complessivamente dal cuscinetto è calcolata mediante la formula:

$$P_L = n_p \omega C_R \quad (3.43)$$

dove:

- P_L è la potenza dissipata all'interno del cuscinetto [W];
- n_p è il numero di pattini che compongono il cuscinetto;
- ω è la velocità di rotazione del rotore [rad/s].

In figura 3.40 a titolo di esempio è riportata la distribuzione tipica degli sforzi viscosi agenti sul rotore, si nota come il valore massimo si trovi in corrispondenza dell'uscita del pattino, verso il diametro esterno. Questo è dovuto al fatto che gli sforzi viscosi sono inversamente proporzionali allo spessore del film fluido e direttamente proporzionali alla velocità tangenziale del rotore.

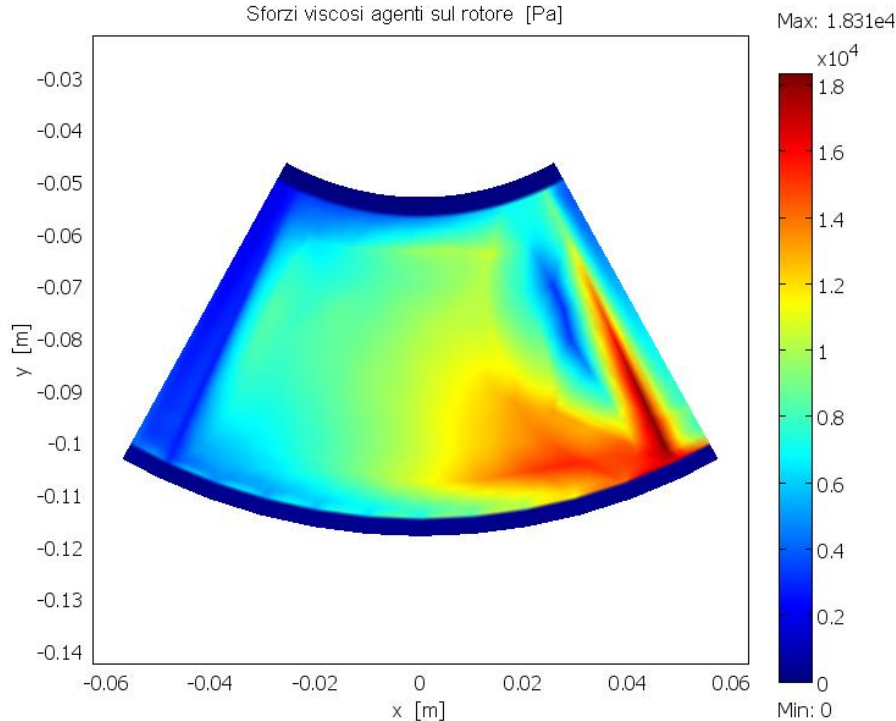


Figura 3.40. Modulo degli sforzi viscosi agenti sul rotore. Risultati ottenuti con velocità di rotazione 3000 rpm e carico applicato di 2 MPa.

4. Implementazione del modello e sua validazione

Nel capitolo precedente viene descritta in maniera dettagliata la realizzazione del modello numerico, mentre in questo capitolo sono riportati i risultati calcolati mediante il modello ad elementi finiti effettuando varie simulazioni del comportamento del cuscinetto in condizioni di funzionamento differenti. Queste ultime sono definite da due diverse velocità di rotazione e da quattro diversi valori del carico applicato.

I risultati ottenuti con il modello numerico sono confrontati con i risultati sperimentali riportati negli articoli [17], [19] e [30], in modo da poter effettuare la validazione del modello numerico realizzato e verificarne così l'accuratezza.

I risultati sperimentali sono stati ottenuti con quattro tipi diversi di lubrificante mentre nel modello numerico realizzato in questo lavoro sono considerati solo i due lubrificanti a base minerale ISO VG68 ed ISO VG46 perché, come descritto nel paragrafo 3.5, questi sono utilizzati nella maggior parte dei cuscinetti idrodinamici. Di conseguenza i risultati ottenuti con il modello numerico devono essere confrontati solo con i valori sperimentali rispettivamente indicati con le sigle: *exp/mineral 68* ed *exp/mineral 46*.

Sulla base di quanto riportato in letteratura ed in uso comune, nel proseguimento di questo lavoro si farà riferimento ad alcune grandezze specifiche dei cuscinetti idrodinamici:

- il parametro $T_{75/75}$ identifica la termocoppia posizionata sulla circonferenza di raggio pari 1.75 volte il raggio interno del pattino, ad una distanza dall'ingresso del pattino pari al 75% della corda (figura 4.1). Per tutte le simulazioni viene calcolata questa temperatura poiché questa viene spesso utilizzata nel monitoraggio dei cuscinetti idrodinamici. Questa grandezza viene continuamente monitorata per controllare lo stato del cuscinetto, perché i costruttori di questi componenti stabiliscono una temperatura limite raggiungibile durante il funzionamento;
- i parametri p_{25} e p_{75} identificano il profilo della pressione generata all'interno del film fluido, rilevati lungo le circonferenze con raggio rispettivamente pari al 25% e al 75% dell'ampiezza radiale del pattino. Questi sensori sono disposti sul rotore in modo tale che durante il funzionamento questi possano rilevare il valore della pressione su tutti i pattini che compongono il cuscinetto. Oltre a quelli montati sul rotore, vi sono poi altri cinque sensori di pressione installati in un pattino ed identificati dalle sigle p_1 , p_2 , p_3 , p_4 , p_5 ;

- i parametri $h1$, $h2$, $h3$ sono utilizzate per identificare i sensori utilizzati per il rilevamento dello spessore del film fluido in tre punti specifici del pattino.

La disposizione dei sensori per il rilevamento della temperatura, della pressione e dello spessore del film fluido è riportata in figura 4.1.

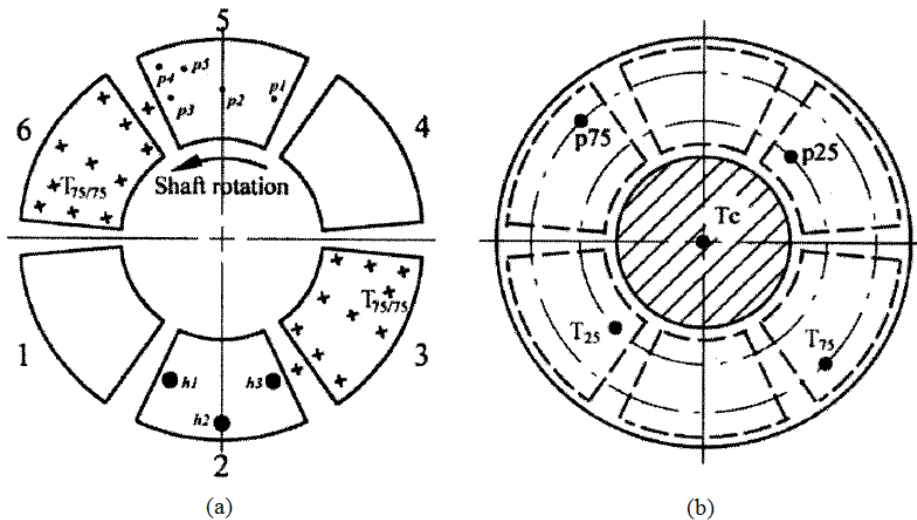


Figura 4.1 Strumentazione del cuscinetto: (a) sensori montati sui pattini, (b) sensori montati sull'albero [17].

Purtroppo gli articoli non riportano le quote della posizione dei sensori, tranne che per il sensore $T_{75/75}$ ed i sensori p_{25} e p_{75} . Quindi valutando lo schema riportato in figura 4.1, si è deciso di ricavare i valori da confrontare con questi dati sperimentali, interpolando i risultati del modello numerico nei punti disposti a 5° dai bordi del pattino e sulle circonferenze di raggio 68.58 mm e 102.87 mm: queste corrispondono al 20 % e 80% dell'ampiezza radiale del pattino.

In figura 4.2-a sono riportati i valori della temperatura $T_{75/75}$ ottenuti tramite il modello numerico effettuando le simulazioni con quattro differenti valori del carico applicato ed una velocità di rotazione pari 1500 rpm. I relativi dati sperimentali sono riportati in figura 4.2-b.

In figura 4.3 sono invece riportati i valori numerici e sperimentali della temperatura $T_{75/75}$ determinati con una velocità di rotazione di 3000 rpm.

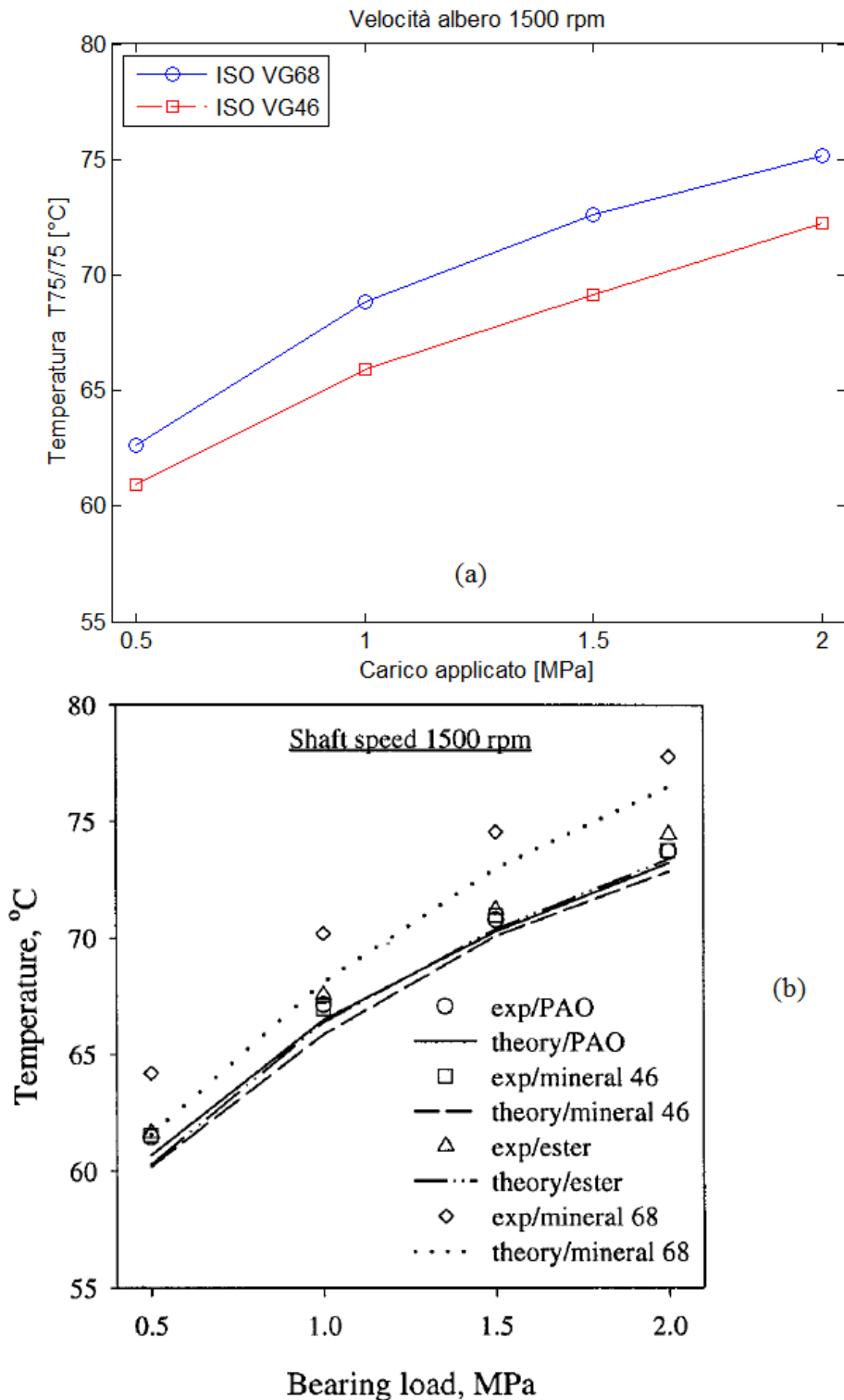


Figura 4.2. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura T75/75 al variare del carico applicato con velocità di rotazione costante a 1500 rpm.

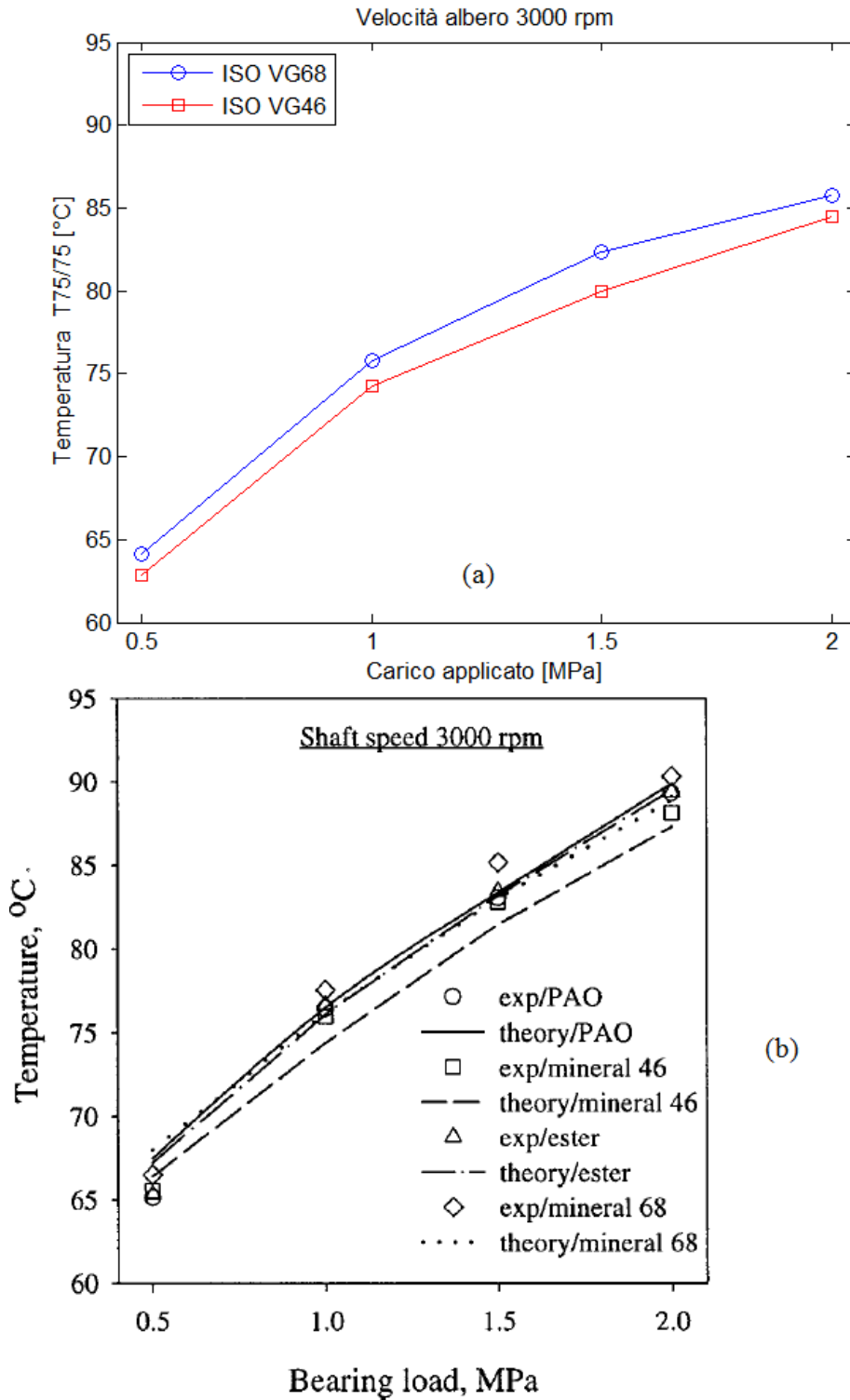


Figura 4.3. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura T75/75 al variare del carico applicato con velocità di rotazione costante a 3000 rpm.

Confrontando i grafici della temperatura $T_{75/75}$, si nota che i risultati ottenuti con il modello numerico riportati in figura 4.2-a figura 4.3-a mostrano una buona convergenza con i valori sperimentali riportati in figura 4.2-b figura 4.3-b. Il modello numerico produce dei risultati che rispecchiano l'andamento dei dati sperimentali, però tende a sottostimare i valori della temperatura $T_{75/75}$, infatti, per entrambe le velocità di rotazione la temperatura ottenuta è inferiore al valore sperimentale.

Purtroppo gli unici dati sperimentali a disposizione sono riportati in questi grafici, di conseguenza non è possibile stabilire con certezza l'errore commesso dal modello numerico. Tuttavia confrontando questi grafici si può stimare una differenza massima di circa $3-4^{\circ}\text{C}$ fra i risultati numerici ed i valori sperimentali.

I risultati riportati in questi due grafici mostrano chiaramente che il valore della temperatura $T_{75/75}$, a parità di velocità di rotazione, è direttamente proporzionale al valore del carico applicato. Si nota inoltre che, a parità del carico applicato, la temperatura è direttamente proporzionale alla velocità di rotazione.

In entrambi i casi l'aumento della temperatura è dovuto all'aumento dell'energia termica del fluido a causa delle perdite viscosive, determinate dagli sforzi viscosi che si generano all'interno del film fluido. Infatti, questi sforzi sono direttamente proporzionali alla velocità della superficie in movimento ed inversamente proporzionali allo spessore del film fluido (equazione 3.26).

La teoria della lubrificazione dinamica dimostra che per equilibrare un carico maggiore applicato al cuscinetto la pressione che si instaura nel film fluido aumenta dal momento che questa è inversamente proporzionale allo spessore del film fluido mentre quest'ultimo diminuisce all'aumentare del carico applicato.

La viscosità del fluido diminuisce all'aumentare della temperatura del fluido (figura 3.29) e porta ad una riduzione degli sforzi viscosi, che non è tuttavia sufficiente a compensare l'aumento di quest'ultimi dovuto alla riduzione dello spessore del film fluido o all'aumento della velocità di rotazione.

I grafici nelle figura 4.4 e figura 4.5 mostrano l'andamento della temperatura della superficie del pattino rilevata sul raggio medio in funzione dell'angolo del pattino. In altre parole mostrano l'aumento di temperatura registrato lungo il raggio medio del pattino partendo dalla zona di ingresso del fluido; anche in questo caso i risultati ottenuti con il modello numerico seguono correttamente l'andamento valori sperimentali. In questo caso il modello numerico sottostima la temperatura nella seconda metà del pattino mentre all'ingresso restituisce un valore di poco superiore al valore sperimentale.

L'errore maggiore lo si registra in corrispondenza della mezzeria del pattino, dove la differenza fra i due valori è di circa $5-6^{\circ}\text{C}$, mentre all'uscita del pattino la differenza si riduce a $1-2^{\circ}\text{C}$.

La differenza fra la temperatura all'ingresso calcolata dal modello numerico ed il valore sperimentale è di soli $2-3^{\circ}\text{C}$, di conseguenza si può affermare che

l'utilizzo del Hot oil carry over fraction, pur essendo un metodo empirico, garantisce una buona approssimazione per la stima della temperatura all'ingresso del pattino.

Una maggiore accuratezza dei risultati si potrebbe ottenere realizzando un modello numerico che simuli anche il comportamento del lubrificante tra un pattino ed il successivo. In questo modo si potrebbe evitare l'utilizzo del metodo empirico per stimare la temperatura all'ingresso del pattino. Purtroppo lo studio questo fenomeno richiede un tempo di calcolo elevato, come riportato in [21], poiché si deve simulare il moto turbolento del fluido e tener conto della *miscelazione* che avviene fra il fluido in uscita dal pattino e quello immesso nel cuscinetto. Di conseguenza la realizzazione di un modello TEHD che simuli anche il comportamento del fluido fra i pattini potrà essere eseguita in futuro solo usando calcolatori con prestazioni migliori.

In figura 4.6-a è riportata la distribuzione di temperatura calcolata in diversi punti della superficie del pattino; la figura 4.6-b riporta i valori sperimentali (contrassegnati dalla croce nera) e la distribuzione della temperatura ottenuta con il modello numerico proposto in [17]. Quindi per la validazione del modello numerico realizzato in questa tesi, si considerano solo i valori sperimentali rilevati.

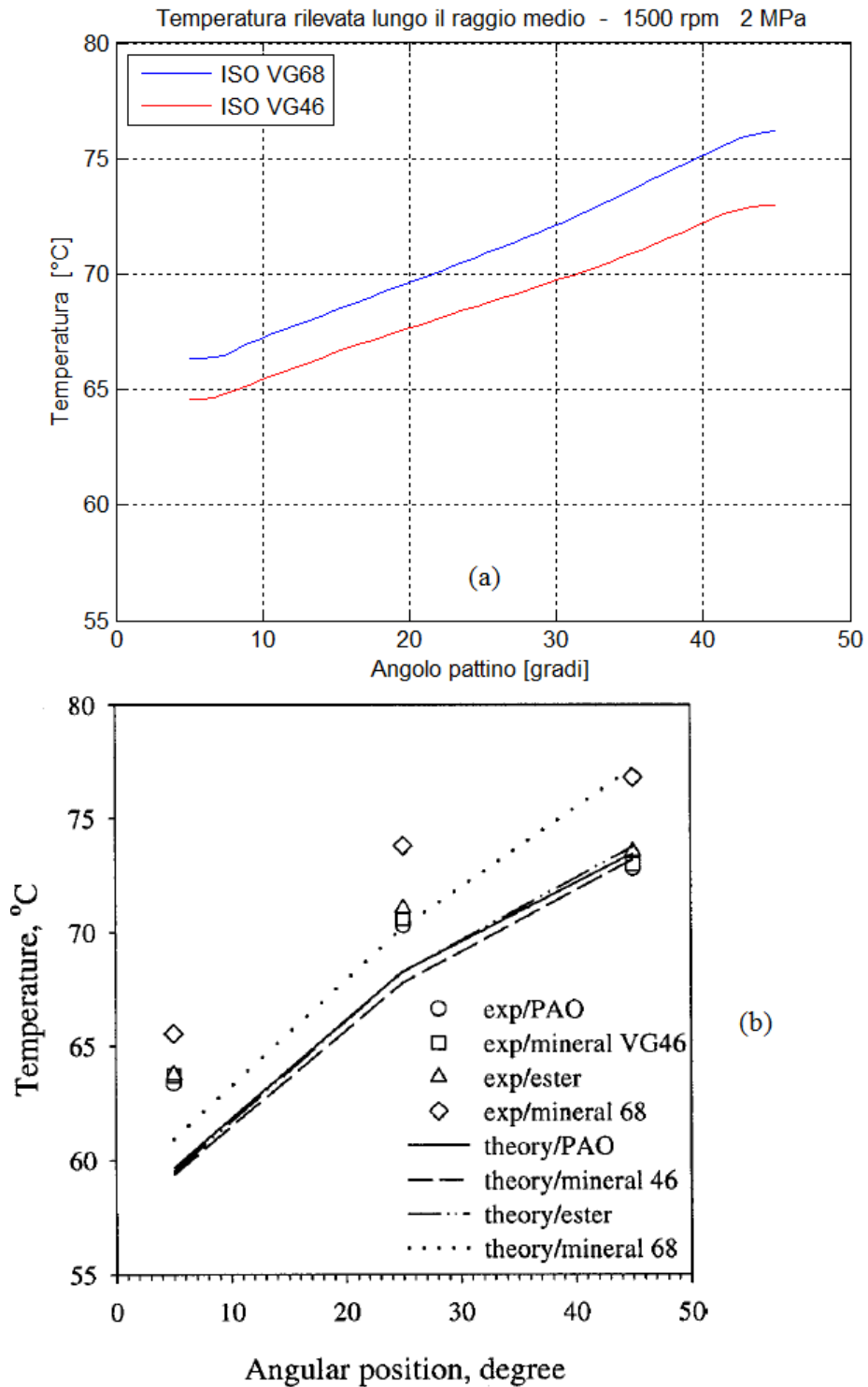


Figura 4.4. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura, rilevata in corrispondenza del raggio medio del pattino. Simulazione effettuata con velocità di rotazione 1500 rpm e carico applicato di 2 MPa.

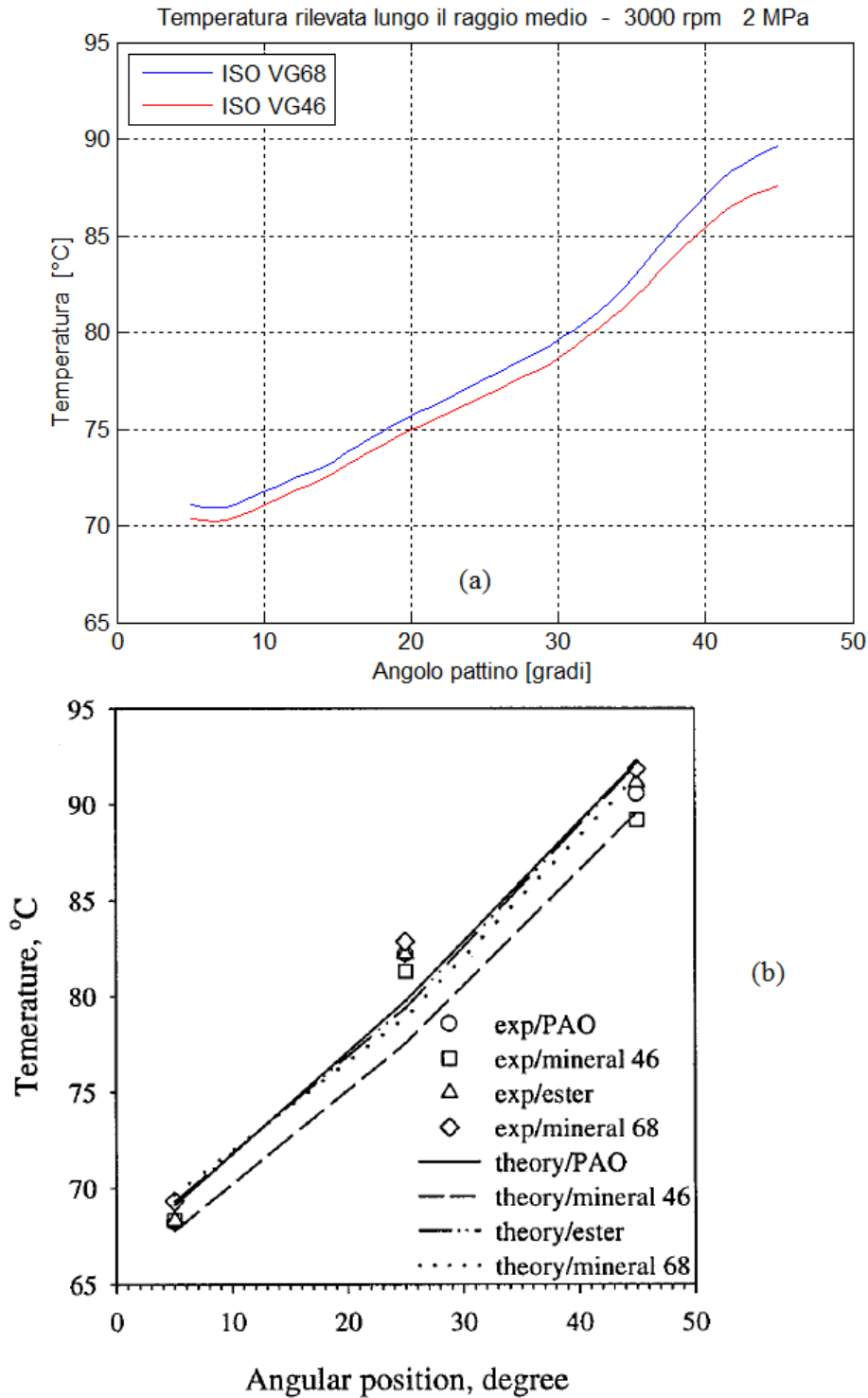


Figura 4.5. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura, rilevata in corrispondenza del raggio medio del pattino. Simulazione effettuata con velocità di rotazione 3000 rpm e carico applicato di 2 MPa.

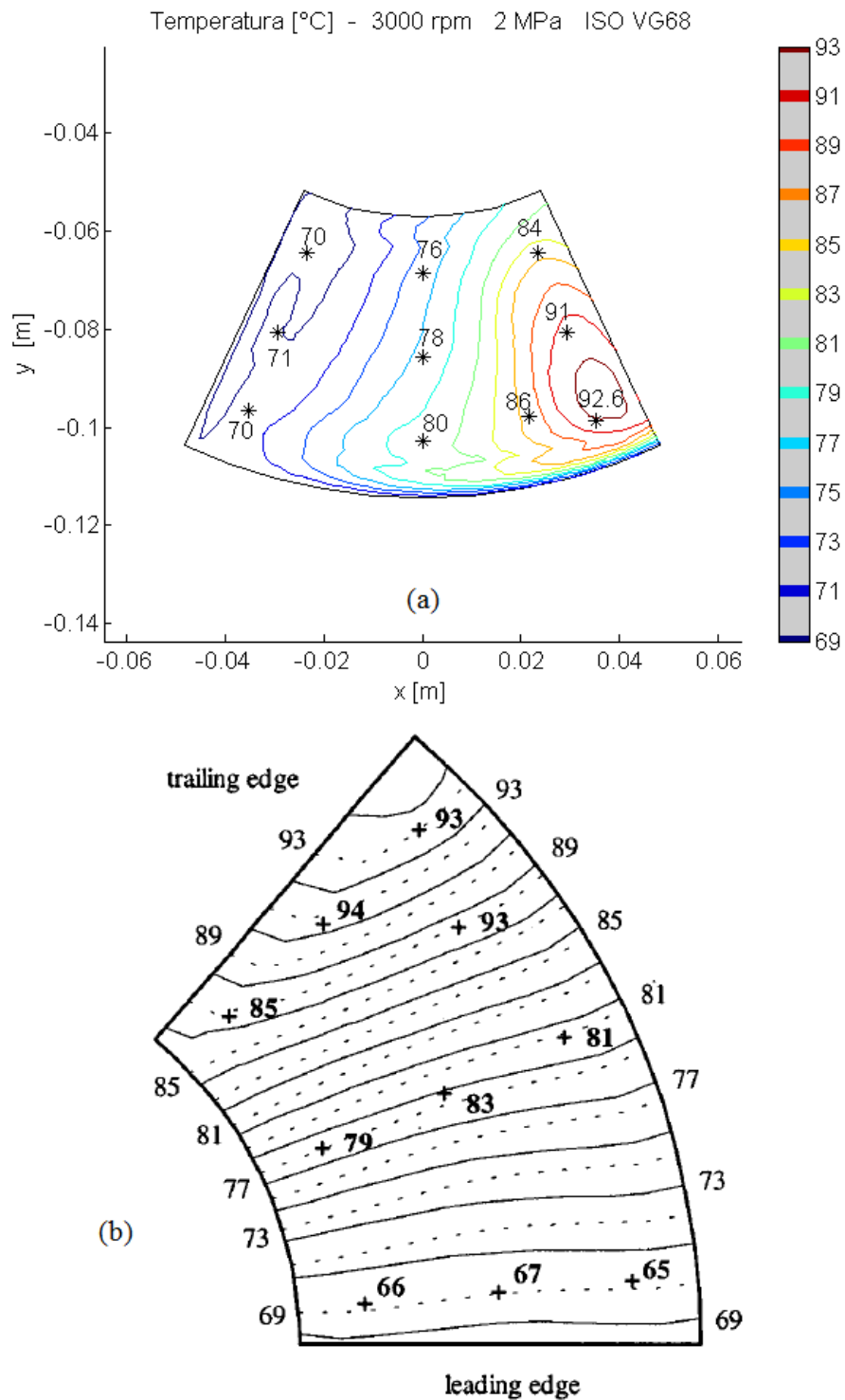


Figura 4.6. Distribuzione di temperatura sulla superficie del pattino a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa (olio ISO VG68). Con valori numerici (a) e valori sperimentali (b) rilevati in corrispondenza delle termocoppie.

In tabella 4.1 sono riportati i valori sperimentali e numerici con l'errore commesso dal modello numerico implementato nel calcolo della temperatura (figura 4.6). Complessivamente si può affermare che i risultati ottenuti dal modello numerico mostrano una buona convergenza con i valori sperimentali. Gli errori maggiori sono concentrati all'ingresso del pattino, questo è dovuto al fatto che la temperatura dell'olio in ingresso al pattino è stimata con il metodo empirico del Hot oil carry over fraction. Inoltre bisogna ricordare che non si conosce l'esatta posizione delle termocoppie utilizzate.

Tabella 4.1. Confronto fra i valori di temperatura sperimentali e quelli calcolati dal modello numerico per una simulazione effettuata esclusivamente con olio ISO VG68, con velocità di rotazione di 3000 rpm ed un carico applicato di 2 MPa.

Risultati sperimentali [°C]	Risultati numerici [°C]	errore assoluto [°C]	errore relativo [%]
66	70	4	6.06
67	71	4	5.97
65	70	5	7.69
79	76	-3	3.79
83	78	-5	6.02
81	80	-1	1.23
85	84	-1	1.17
94	91	-3	3.19
93	92.6	-1	0.43
93	86	-7	7.53

L'unica posizione che si conosce correttamente è quella della termocoppia T75/75, in corrispondenza della quale si registra l'errore massimo.

Rimangono però dei dubbi sulla correttezza del valore sperimentale riportato, perché nello stesso articolo [17] sono riportati due valori differenti, probabilmente dovuti ad un errore grafico. Nel grafico in figura 4.6-b viene infatti riportata una temperatura di 93°C mentre nel grafico in figura 4.3-b, che riporta i valori della T75/75 in funzione del carico applicato, viene riportata una temperatura appena superiore ai 90°C. Di conseguenza il valore dell'errore relativo può passare dal 7.5% al 4.4%.

Nei grafici riportati in figura 4.4 e figura 4.5 si nota che l'utilizzo dell'olio ISO VG46 comporta una riduzione della temperatura rispetto ai valori ottenuti con l'olio ISO VG68. Questo è dovuto alla minore viscosità dell'olio ISO VG46 (figura 3.29), che determina una riduzione degli sforzi viscosi e quindi una minore quantità di energia meccanica dissipata in energia termica.

Inoltre l'olio ISO VG46 ha un valore del calore specifico a pressione costante minore rispetto all'olio ISO VG68 (tabella 3.6). Il calore specifico di una sostanza rappresenta la quantità di energia termica necessaria per innalzare di 1°C la temperatura di 1 kg di questa sostanza. Di conseguenza, a parità di energia termica introdotta, l'olio con un minore calore specifico si trova ad una temperatura minore (in questo l'ISO VG46 appunto).

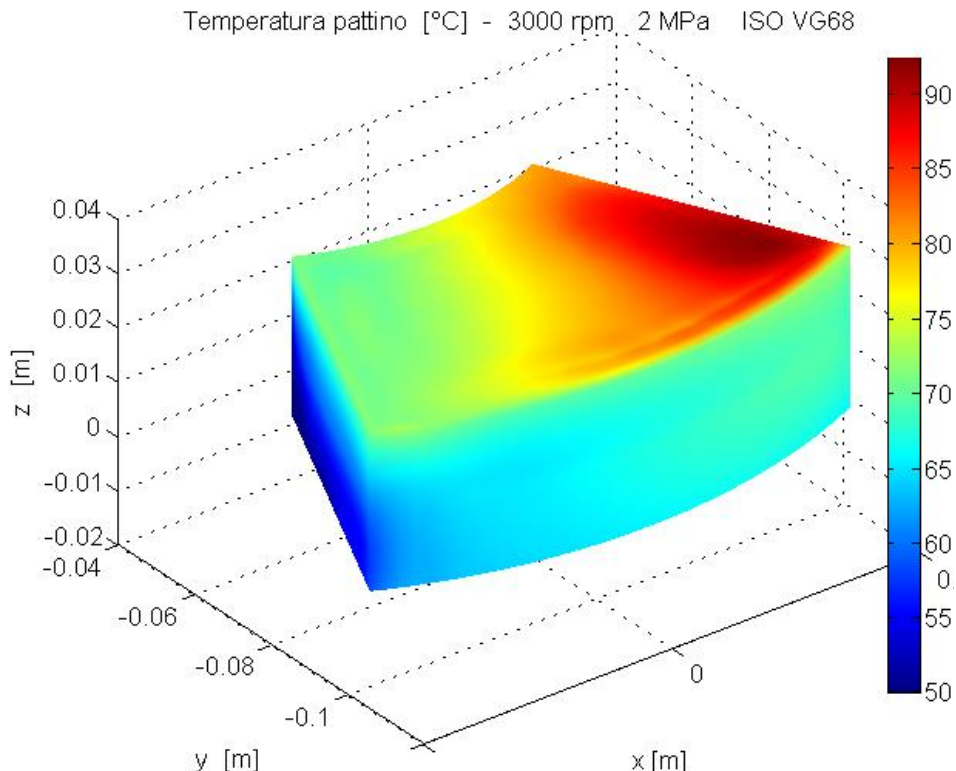


Figura 4.7. Distribuzione di temperatura nel pattino per una velocità di rotazione di 3000 rpm, un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG68.

I grafici in figura 4.8 e figura 4.9 riportano i valori dello spessore del film fluido all'ingresso ed all'uscita del pattino in funzione del carico applicato e per due differenti velocità di rotazione.

I valori ottenuti con il modello numerico rispettano l'andamento dei dati sperimentali per entrambe le velocità di rotazione. Dal momento che in [17] non vengono riportati in modo dettagliato i valori dello spessore del fluido non è possibile determinare il valore esatto dell'errore commesso dal modello numerico realizzato in questa tesi.

Confrontando i grafici dei valori numerici con quelli dei valori sperimentali si può notare che i valori dello spessore del film fluido all'ingresso del pattino (h_1) sono sovrastimati dal modello numerico, soprattutto con velocità 3000 rpm. Inoltre, l'errore stimato per questi valori mostra un andamento proporzionale al

valore dello spessore del film fluido, quindi si può stimare che l'errore relativo sia costante.

I valori dello spessore del film fluido all'uscita del pattino (h_3), determinati tramite il modello numerico, si discostano dai dati sperimentali in modo minore rispetto ai valori rilevati all'ingresso del pattino. Basandosi solo sul confronto grafico si nota che anche l'errore commesso dal modello numerico, nella stima dello spessore del film fluido all'uscita del pattino, è proporzionale allo spessore stesso; infatti all'aumentare del carico applicato si ha una riduzione dell'errore e quindi anche in questo caso si può stimare un errore relativo costante al variare dello spessore.

I grafici mostrano che all'aumentare del carico applicato si ha una riduzione dello spessore del film fluido. La teoria della lubrificazione idrodinamica dimostra che la pressione è inversamente proporzionale allo spessore del film fluido. Di conseguenza all'aumentare del carico applicato segue un aumento della pressione per equilibrare il carico e questo determina una riduzione dello spessore del film fluido. Si nota inoltre che a parità del carico applicato, lo spessore del film fluido risulta proporzionale alla velocità di rotazione.

I risultati delle simulazioni effettuate con l'olio ISO VG46 mostrano che questo determina un film fluido più sottile rispetto a quello ottenuto con l'olio ISO VG68 (figura 4.8 e figura 4.9). Si può affermare quindi che la viscosità del lubrificante è direttamente proporzionale allo spessore del film fluido. La scelta del lubrificante da utilizzare in cuscinetto idrodinamico assiale deve essere fatta tenendo conto dell'influenza che questa esercita sullo spessore del film fluido, poiché questo è un parametro fondamentale per il corretto funzionamento del cuscinetto. Infatti, la lubrificazione idrodinamica può avvenire solo in presenza di un film fluido di certo spessore perché diversamente le due superfici, in moto relativo fra loro, entrano in contatto e si ha quindi attrito radente come descritto in modo più approfondito nel capitolo 1.

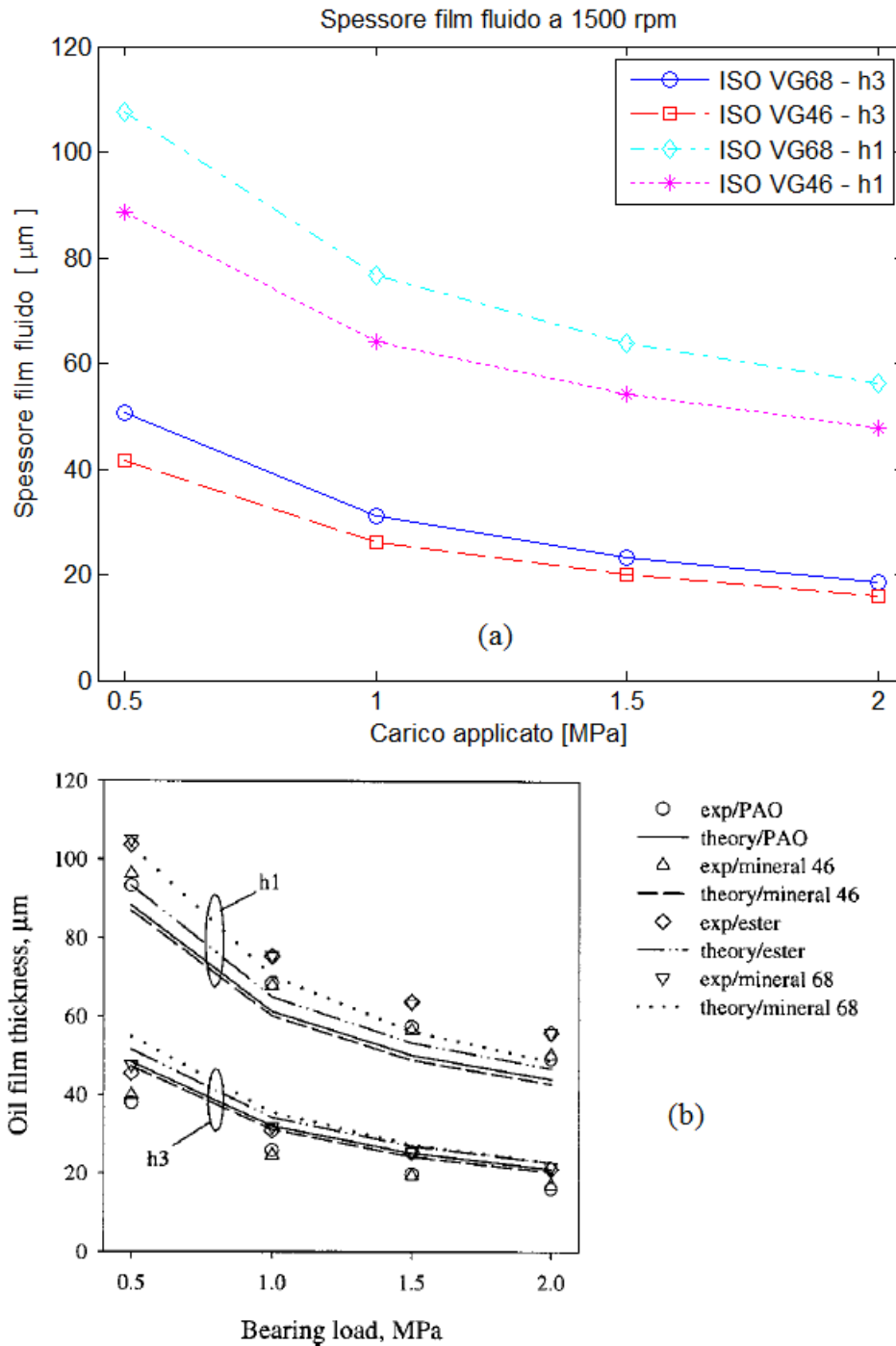


Figura 4.8. Valori numerici (a) e sperimentali (b) dello spessore del film fluido all'ingresso e all'uscita del pattino in funzione del carico applicato con velocità di rotazione 1500rpm.

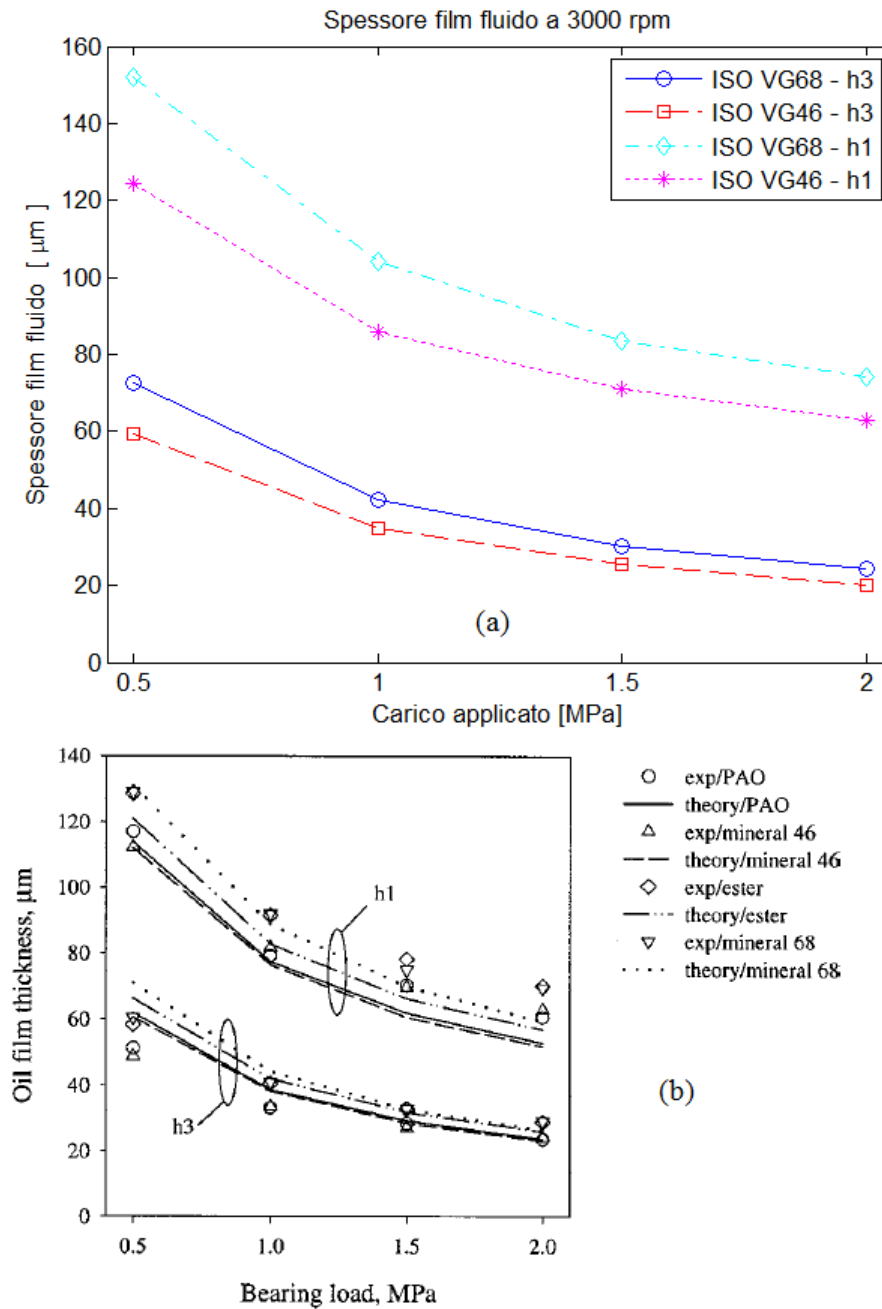


Figura 4.9. Valori numerici (a) e sperimentali (b) dello spessore del film fluido all'ingresso e all'uscita del pattino in funzione del carico applicato con velocità di rotazione 3000rpm.

In figura 4.10-a sono riportati i valori dello spessore del film fluido ottenuti dalla risoluzione del modello numerico. I valori sperimentali di questa grandezza sono riportati in figura 4.10-b e contrassegnati dalle croci nere. Le linee continue e tratteggiate invece rappresentano i risultati ottenuti dal modello numerico proposto nell'articolo [17], è opportuno notare però che tali risultati

sono ottenuti con un modello numerico diverso e quindi non sono utili ai fini della validazione del modello implementato in questo lavoro.

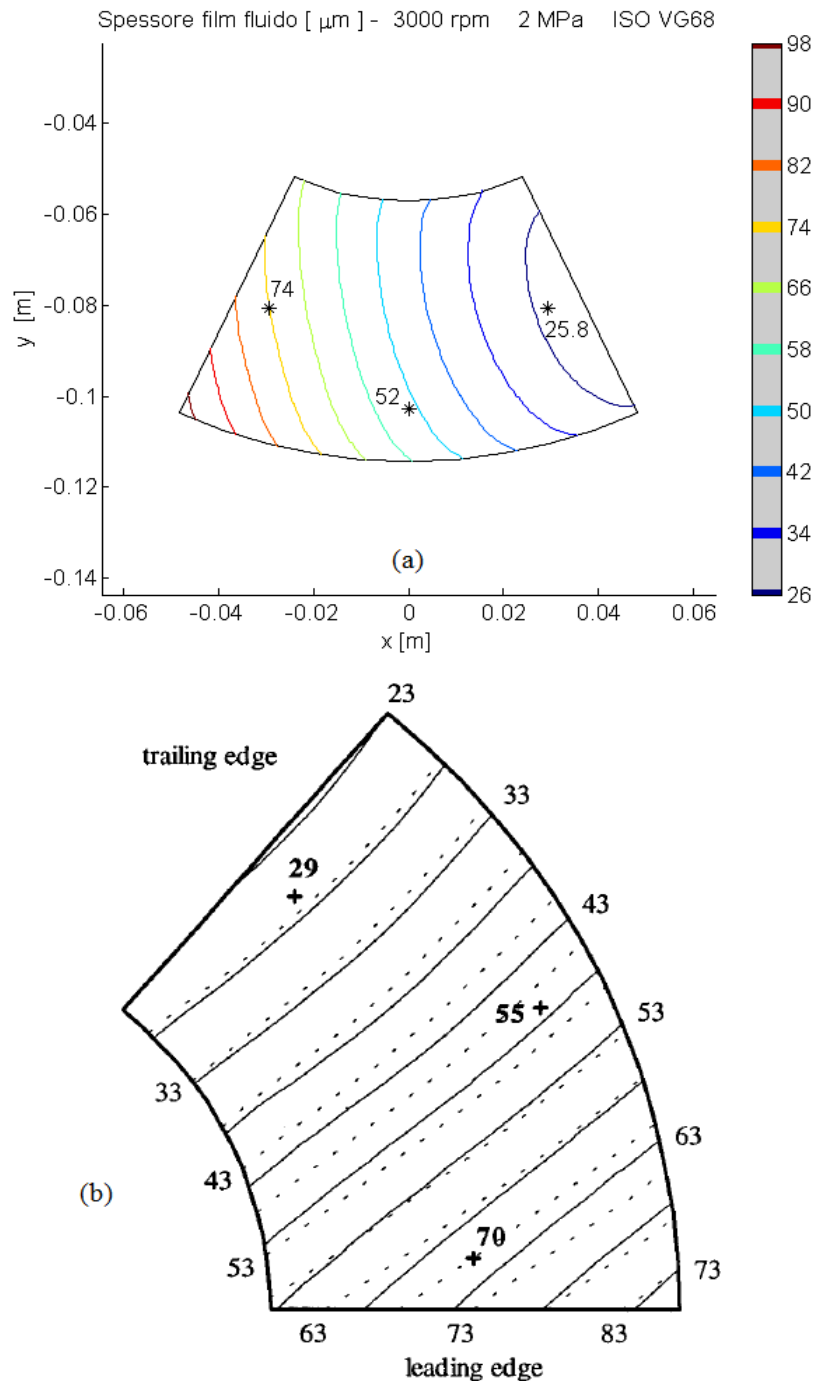


Figura 4.10. Spessore del film fluido a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa (olio ISO VG68), con valori numerici (a) e valori sperimentali (b) rilevati in corrispondenza dei sensori.

I dati riportati in figura 4.10 mostrano che il modello numerico realizzato sovrastima il valore all'ingresso del pattino mentre all'uscita ed in mezzzeria fornisce un valore inferiore al dato sperimentale. Questo significa che il pattino del modello numerico risulta avere una inclinazione rispetto all'asse x maggiore di quella del pattino reale, infatti lo spessore rilevato all'ingresso è maggiore mentre quello rilevato all'uscita è minore del valore sperimentale. Questo errore è dovuto al fatto che la dimensione del pivot non è nota ed è stata impostata manualmente, come riportato nel paragrafo 3.2. La dimensione è stata scelta in modo tale da impedire che il pattino si deformi eccessivamente perché altrimenti il solutore non è in grado di risolvere il problema. Viceversa un pivot di dimensioni superiori alla dimensione reale porterebbe ad avere un modello numerico di un pattino eccessivamente rigido, allontanandosi così dal comportamento reale.

In tabella 4.2 sono riportati i valori numerici, sperimentali e l'errore relativo commesso dal modello numerico nella stima dello spessore del film fluido. Analizzando questi dati si nota che il modello numerico stima correttamente il valore dello spessore del film fluido all'ingresso ed in corrispondenza della mezzzeria del pattino perché l'errore relativo è di poco superiore al 5%, mentre il valore all'uscita del pattino presentano un errore relativo circa pari al 11%.

Tabella 4.2. Confronto fra spessore del film fluido sperimentale e numerico calcolato per una velocità di 3000 rpm, un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG68.

Risultati sperimentali [μm]	Risultati numerici [μm]	errore assoluto [μm]	errore relativo [%]
70	74	4	5.71
55	52	-3	5.45
29	25.8	-3.2	11.03

Questo errore può essere imputabile al fatto che il pivot ha un diametro inferiore a quello reale e perciò il pattino presenta una maggiore deformazione all'ingresso aumentando lo spessore del fluido. L'aumento dello spessore del fluido determina una riduzione della pressione, quindi per raggiungere il valore del carico applicato, il pattino deve assumere una inclinazione maggiore in modo da ridurre lo spessore del film fluido all'uscita ed aumentare così la pressione. Si deve inoltre tener conto del fatto che la posizione dei punti in cui vengono rilevate questi tre valori non sono riportate nell'articolo [17] e sono quindi stimate. Di conseguenza una parte dell'errore commesso dal modello numerico è dovuta al fatto i valori numerici non sono calcolati nella posizione corretta.

Il grafico in figura 4.11-a mostra la distribuzione di pressione agente sulla superficie del pattino ottenuta dalla risoluzione del modello numerico. Il grafico

in figura 4.11-b mostra la distribuzione di pressione ottenuta con il modello numerico proposto in [17], inoltre riporta i valori rilevati dai sensori durante la prova sperimentale (contrassegnati dalla croce nera).

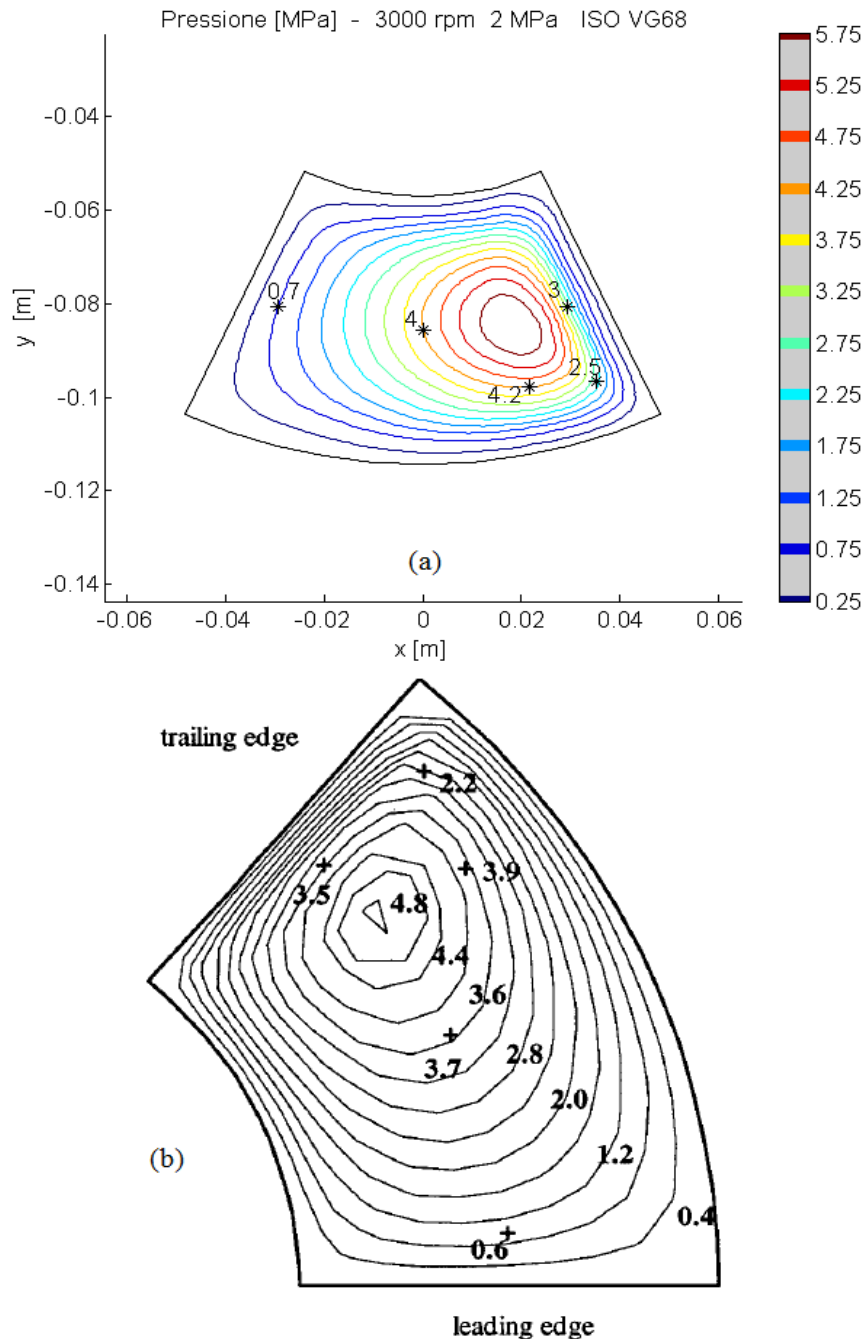


Figura 4.11. Distribuzione di pressione (con linee di livello) agente sulla superficie del pattino a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa (olio ISO VG68), con valori numerici (a) e valori sperimentali (b) rilevati in corrispondenza dei sensori.

Osservando la distribuzione di pressione riportata in figura 4.11-a si nota come la pressione aumenta partendo dall'ingresso del pattino fino alla zona vicina al bordo d'uscita, questo è dovuto al fatto che il pattino è inclinato verso l'ingresso e quindi lo spessore del film fluido diminuisce verso l'uscita del pattino.

La distanza fra le linee di livello indicano la rapidità con cui la pressione aumenta partendo dai bordi del pattino. Nel grafico si nota che queste linee sono più ravvicinate nella zona d'uscita del pattino, questo è dovuto al fatto che il valore massimo della pressione non si trova al centro del pattino ma è spostato verso l'uscita.

Tabella 4.3. Confronto fra i valori sperimentali della pressione e quelli calcolati dal modello numerico a 3000 rpm con carico applicato di 2 MPa ed olio ISO VG68.

Risultati sperimentali [MPa]	Risultati numerici [MPa]	errore assoluto [MPa]	errore relativo [%]
0.6	0.7	0.1	16.6
3.7	4	0.3	8.11
3.5	3	-0.5	14.3
2.2	2.5	0.3	13.6
3.9	4.2	0.3	7.69

In tabella 4.3 sono riportati i valori numerici e sperimentali rilevati in corrispondenza dei sensori. Il valore della pressione rilevato al centro del pattino ed il valore rilevato nella posizione 75/75 presentano un errore minore rispetto agli altri tre valori stimati. Questa differenza è dovuta al fatto che le coordinate di questi due punti sono note, mentre le coordinate degli altri tre punti non sono riportate nell'articolo [17] e sono quindi approssimate.

Come si può vedere dal grafico in figura 4.12 la pressione varia rapidamente lungo gli assi x e y, di conseguenza se le coordinate del punto in cui si rileva questa grandezza non coincidono perfettamente con la posizione corretta del sensore il valore rilevato sarà notevolmente diverso da quello sperimentale. La differenza fra questi due valori è quindi proporzionale alla distanza fra i due punti di rilevazione della pressione.

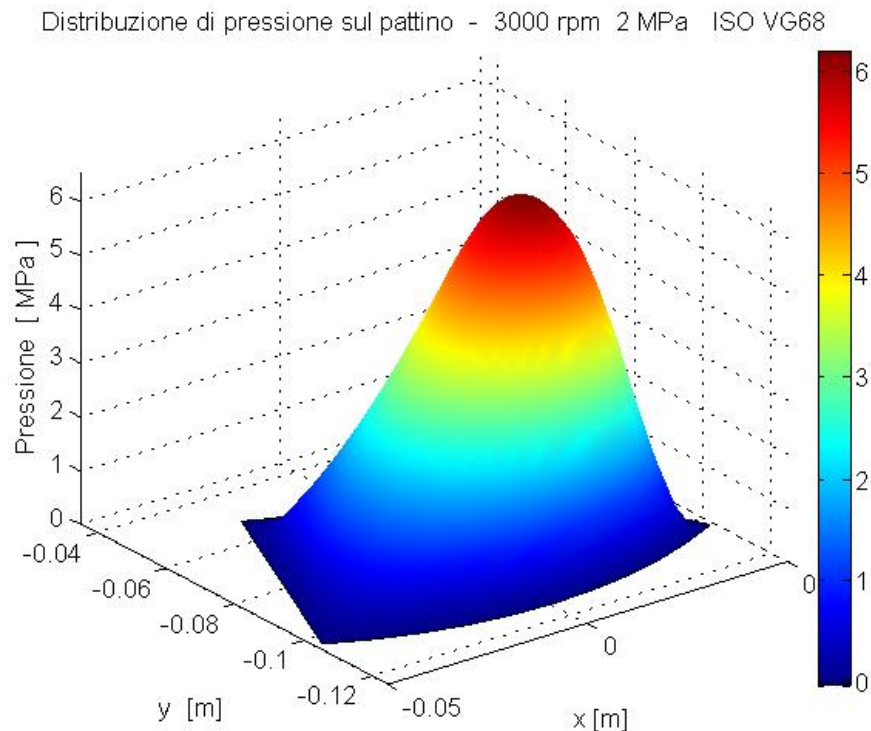


Figura 4.12. Distribuzione di pressione agente sulla superficie del pattino calcolata tramite il modello numerico con olio ISO VG68 ad una velocità di 3000 rpm e con un carico applicato di 2 MPa.

I due valori rilevati nella posizione corretta sono comunque affetti da un errore relativo del 7-8%, questo è dovuto al fatto che la posizione di equilibrio del pattino del modello numerico non coincide perfettamente con quella sperimentale. Questa differenza determina una differente geometria del film fluido ed infatti i valori numerici dello spessore del film fluido non coincidono perfettamente con quelli sperimentali (tabella 4.3).

Come noto dalla teoria della lubrificazione idrodinamica, la pressione è legata allo spessore del film fluido e quindi l'errore commesso nella stima dello spessore del film fluido si ripercuote sulla stima della pressione. Questo errore può quindi essere ridotto realizzando un modello numerico che modelli in maniera più accurata la geometria del film fluido utilizzando una mesh più fine, ovviamente questo comporta un aumento dell'onere computazionale e richiede quindi l'utilizzo di calcolatori con elevate prestazioni.

Il grafico in figura 4.13 riporta il profilo della distribuzione di pressione agente sul pattino, rilevato lungo le due circonferenze indicate in figura 4.1. Questi risultati sono ottenuti con una simulazione in condizioni differenti, il carico applicato è ancora 2 MPa ma la velocità di rotazione è 1500 rpm e l'olio utilizzato è l'ISO VG46.

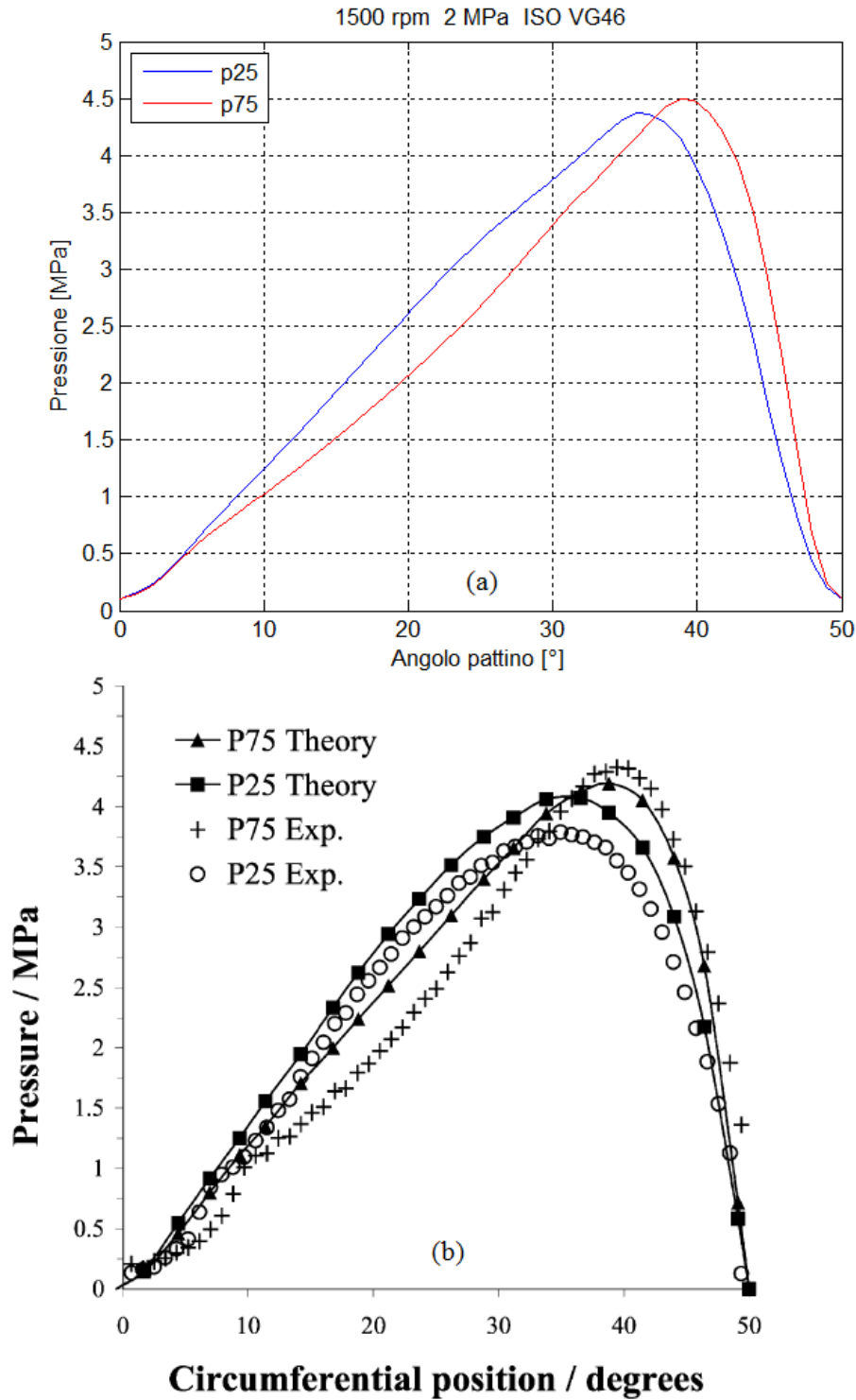


Figura 4.13. Profilo del campo di pressione agente sulla superficie del pattino, valori numerici (a) e sperimentali (b) rilevati, per una velocità di 1500 rpm un carico applicato di 2 MPa ed un olio ISO VG46.

Confrontando l'andamento dei risultati ottenuti mediante il modello numerico con l'andamento dei valori sperimentali (contrassegnati dalle sigle $P75_{exp}$ e $P25_{exp}$) si può affermare che il modello approssima correttamente il profilo della pressione reale. Si noti che i valori numerici non coincidono perfettamente con i valori sperimentali ma tuttavia rispecchiano l'andamento dei dati sperimentali.

Analizzando nel dettaglio il grafico in figura 4.13 si nota che il modello numerico sovrastima il valore della pressione $p25$, mentre il valore della pressione $p75$ è pressoché uguale al valore sperimentale.

I risultati ottenuti per la simulazione con velocità di rotazione pari a 3000 rpm mostravano un errore del 7% sulla pressione $p75/75$, mentre in questo caso con velocità di rotazione pari a 1500 rpm i risultati numerici della pressione $p75$ sono pressoché uguali ai valori sperimentali. Il valore della pressione $p75/75$ è prossimo a quello ricavato nell'analisi precedente (4.39 MPa rispetto a 4.25 MPa). Di conseguenza si può affermare che l'errore relativo commesso dal modello numerico è minore rispetto all'analisi effettuata a 3000 rpm, perché la differenza fra valori numerici e sperimentali è minore mentre il valore della pressione è di poco superiore.

Questa migliore approssimazione può essere dovuta al fatto che la velocità di rotazione è inferiore e di conseguenza il moto del fluido si avvicina alle condizioni di moto laminare. Le equazioni di Navier-Stokes, utilizzate nel modello numerico, descrivono infatti il moto laminare di un fluido viscoso ed incomprimibile.

Purtroppo in [17], [19] e [30] non vengono riportati ulteriori dati sperimentali relativi alla pressione, di conseguenza non è possibile stabilire con certezza se questo errore è effettivamente dovuto al regime di moto del fluido o è imputabile ad altri fattori. I grafici in figura 4.14 mostrano i valori numerici e sperimentali della potenza dissipata dal cuscinetto durante il suo funzionamento. I valori sperimentali, in figura 4.14-b, sono contrassegnati dai simboli mentre le linee rappresentano i risultati del modello numerico proposto in [17].

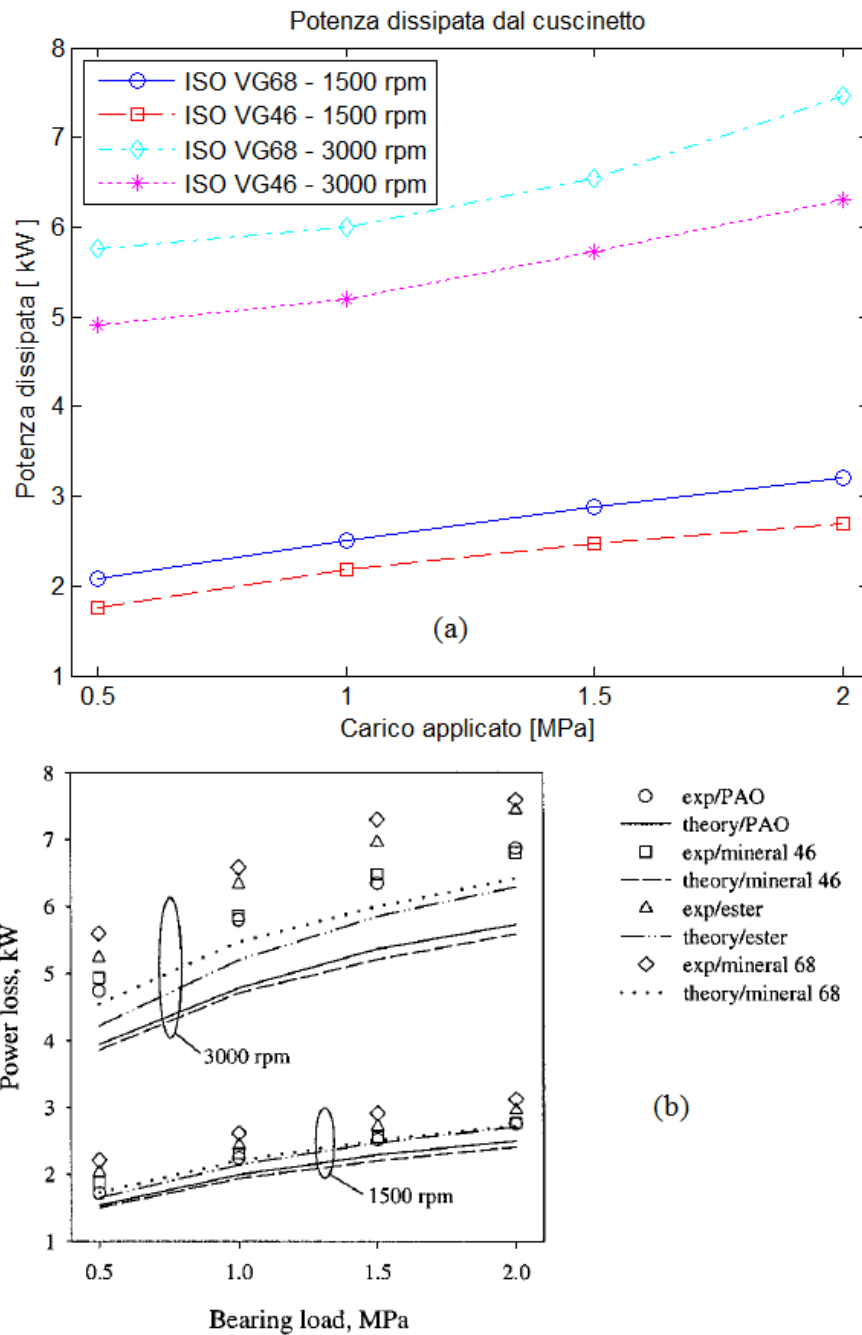


Figura 4.14. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della potenza dissipata dal cuscinetto in funzione del carico applicato e per due diverse velocità di rotazione.

Confrontando i due grafici si nota immediatamente che i valori numerici seguono correttamente l'andamento dei dati sperimentali al variare del carico applicato. I risultati numerici calcolati con velocità di rotazione di 1500 rpm mostrano un'ottima convergenza con i valori sperimentali mentre i risultati

ottenuti con una velocità di rotazione di 3000 rpm risultano inferiori ai valori sperimentali soprattutto con un carico applicato di 1 e 1.5 MPa. Questa differenza può essere dovuta al fatto che aumentando la velocità di rotazione aumenta la velocità del fluido trascinato dal rotore e di conseguenza il fluido si discosta dal moto in regime laminare e si avvicina al moto turbolento. Nel moto laminare una particella presente nel fluido si sposta in maniera regolare lungo la sua traiettoria, mentre il moto turbolento è caratterizzato dalla presenza di vortici che contribuiscono allo scambio di quantità di moto ed energia tra le varie zone del fluido. Il profilo di velocità del moto turbolento presenta un maggiore gradiente, in prossimità delle pareti, rispetto al moto laminare (figura 4.15). Gli sforzi viscosi sono proporzionali alla variazione di velocità, come dimostra l'equazione della viscosità dinamica (3.26), quindi il passaggio da moto laminare a turbolento comporta un aumento degli sforzi viscosi agenti sulle pareti [12].

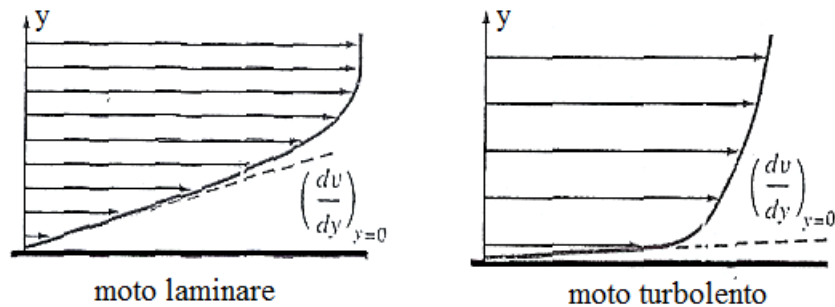


Figura 4.15. Profilo di velocità per il moto laminare e turbolento [12].

La viscosità del lubrificante influisce notevolmente sulla potenza dissipata, infatti si nota che l'olio ISO VG46 determina una minor perdita di potenza rispetto all'olio ISO VG68. Questo è ovviamente dovuto al fatto che gli sforzi viscosi, responsabili della perdita di potenza, sono proporzionali alla viscosità del fluido. Oltre a questo vantaggio, l'utilizzo di un olio con minor viscosità determina anche una riduzione della temperatura del fluido e di conseguenza una riduzione della temperatura del pattino (figura 4.4 e figura 4.5). Allo stesso tempo però, la riduzione della viscosità comporta una riduzione dello spessore del film fluido (figura 4.8 e figura 4.9). In conclusione si può affermare che la sostituzione dell'olio ISO VG68 con l'ISO VG46 permette di migliorare le prestazioni del cuscinetto idrodinamico: è necessario però prestare attenzione alle condizioni operative perché lo spessore del fluido si riduce aumentando così il rischio di collisioni a causa di eventuali sovraccarichi del rotore.

5. Calcolo dei coefficienti dinamici

Lo studio del comportamento dinamico di una macchina rotante è di fondamentale importanza, perché durante il suo funzionamento la presenza di vibrazioni può portare a problemi di malfunzionamento o addirittura causarne il cedimento.

Il rotore è vincolato alla fondazione tramite i cuscinetti di conseguenza, per poter realizzare un'analisi che approssimi il più possibile il comportamento reale si deve tener conto anche dell'influenza di questi componenti sulla dinamica della macchina rotante. Un cuscinetto può essere considerato come un sistema molla-smorzatore ed è quindi definito da un coefficiente di rigidità ed un coefficiente di smorzamento. Per modellare il comportamento dinamico di una macchina rotante è quindi necessario determinare i coefficienti dinamici dei cuscinetti montati sul rotore.

La teoria della lubrificazione idrodinamica dimostra che il campo di pressione che si genera all'interno del film fluido dipende dalla geometria di quest'ultimo, quindi uno spostamento del rotore determina una variazione nella geometria del film fluido che a sua volta comporta una variazione nella distribuzione di pressione. Questo fa sì che la rigidità e lo smorzamento di un cuscinetto idrodinamico siano non-lineari, cioè dipendano dallo spostamento del rotore stesso. La presenza di coefficienti dinamici non-lineari va a complicare il problema dinamico poiché le equazioni del moto diventano non-lineari e richiedono quindi un maggior onere computazionale per la risoluzione.

Per semplificare il problema si effettua la *linearizzazione* dei coefficienti dinamici, cioè si ipotizza che per piccoli spostamenti la variazione dei coefficienti dinamici sia lineare.

In figura 5.1-a è riportato l'andamento della forza di una molla in funzione dello spostamento di un'estremità. Il grafico mostra un andamento non-lineare ed infatti si può notare come il valore della forza aumenti rapidamente all'aumentare dello spostamento.

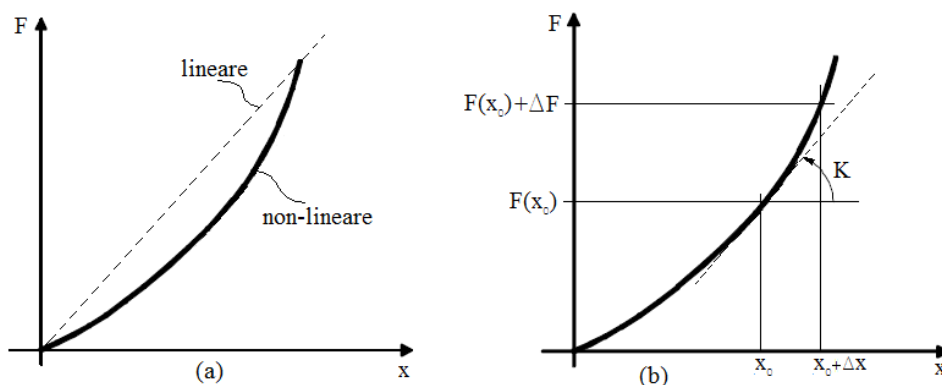


Figura 5.1. Linearizzazione della rigidità di una molla.

La rigidezza di una molla K è definita come il rapporto tra la variazione della forza ΔF e la deformazione della molla Δz , di conseguenza la rigidezza è rappresentata dall'inclinazione della retta tangente alla curva (figura 5.1-b):

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta x} \quad (5.1)$$

Applicando l'equazione (5.1) è possibile determinare la rigidezza della molla linearizzata in corrispondenza dello spostamento x_0 , cioè in corrispondenza della posizione d'equilibrio della molla. Per determinare la rigidezza linearizzata di una molla, si applica quindi una perturbazione alla posizione di equilibrio e si rileva la variazione della forza, oppure si applica una variazione alla forza e si rileva lo scostamento dalla posizione di equilibrio. Per calcolare i coefficienti dinamici del cuscinetto si utilizza lo stesso procedimento: determinata la posizione di equilibrio del pattino si applica una variazione alla posizione del rotore e si ricava la variazione del carico applicato.

Lo smorzamento viscoso di un componente permette di dissipare parte dell'energia meccanica riducendo così l'ampiezza delle vibrazioni. Quando un sistema meccanico si muove all'interno di un fluido, gli sforzi viscosi generati da quest'ultimo determinano la dissipazione di una certa quantità di energia meccanica in energia termica, riducendo l'ampiezza delle vibrazioni.

$$C = \frac{\Delta F}{\Delta V} \quad (5.2)$$

La forza generata F da uno smorzatore di tipo viscoso è proporzionale alla velocità V con la quale si muove il corpo ad esso collegato, infatti gli sforzi viscosi generati dal fluido sono proporzionali al gradiente di velocità come dimostrato dall'equazione (3.26). Per determinare coefficiente di smorzamento C si deve quindi simulare il comportamento del cuscinetto nel tempo, poiché si deve valutare la risposta al variare della velocità assiale del rotore.

Purtroppo non è possibile realizzare questo tipo di analisi con un modello TEHD se non utilizzando calcolatori con elevate capacità di calcolo. Il grande problema per questo tipo di analisi risiede proprio nel fatto che il solutore deve risolvere il problema del modello numerico TEHD per ogni istante temporale considerato e questo è possibile solo utilizzando calcolatori con prestazioni superiori. Per questo motivo il calcolo del coefficiente di smorzamento non è stato realizzato nel presente lavoro.

Il modello numerico realizzato in questa tesi, permette di simulare il comportamento a regime di un solo pattino del cuscinetto idrodinamico assiale ipotizzando che i restanti pattini si comportino allo stesso modo.

La rigidità assiale del cuscinetto K_z è quindi calcolata moltiplicando per il numero di pattini n_p il valore ottenuto simulando il comportamento del singolo pattino:

$$K_z = \frac{\Delta P}{\Delta z_f} \cdot n_p \quad (5.3)$$

La geometria del modello numerico è realizzata in funzione di tre parametri: i due angoli di inclinazione del pattino (α e β), la distanza fra il rotore ed il pivot del pattino (z_f). Per applicare una *perturbazione* alla posizione di equilibrio del pattino basta quindi modificare il valore del parametro z_f applicando una variazione Δz_f (figura 5.2).

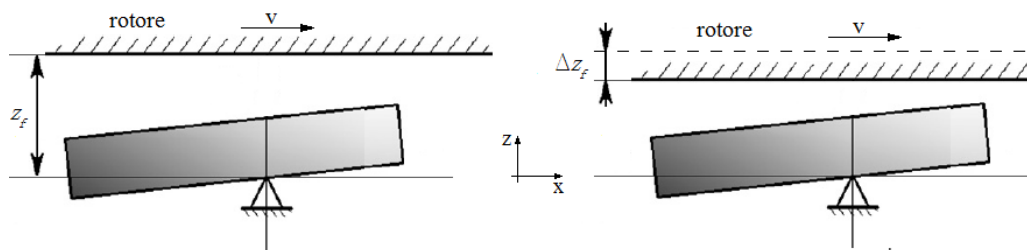


Figura 5.2. Posizione di equilibrio del pattino (a sinistra), con variazione della geometria per la determinazione dei coefficienti di rigidità assiale (a destra).

Si è deciso di imporre una variazione di $0.2 \mu\text{m}$ in modo da rispettare la condizione di piccoli spostamenti, necessaria per la linearizzazione della rigidità.

In [27] e [28] vengono determinati anche i coefficienti di rigidità e smorzamento trasversali perché, oltre all'oscillazione assiale, si considera anche il disallineamento del rotore rispetto all'asse del cuscinetto. Una eventuale inclinazione del rotore comporta una variazione alla geometria del film fluido dei singoli pattini (figura 2.3). Di conseguenza, per stabilire correttamente i coefficienti dinamici del cuscinetto, si dovrebbe simulare il comportamento di tutti e sei i pattini, poiché ognuno di questi sarebbe contraddistinto da una sua geometria del film fluido diversa da quella degli altri pattini. Non è quindi possibile determinare i coefficienti dinamici nelle direzioni ortogonali all'asse del rotore, perché la modellazione numerica di un cuscinetto idrodinamico completo richiede un'elevata capacità di calcolo del computer.

Il grafico in figura 5.3 mostra i valori della rigidità assiale del cuscinetto, ottenuti tramite il modello numerico, si nota che la rigidità è proporzionale al carico applicato poiché aumenta all'aumentare di quest'ultimo. A parità di carico applicato, si nota invece che quest'ultima diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione.

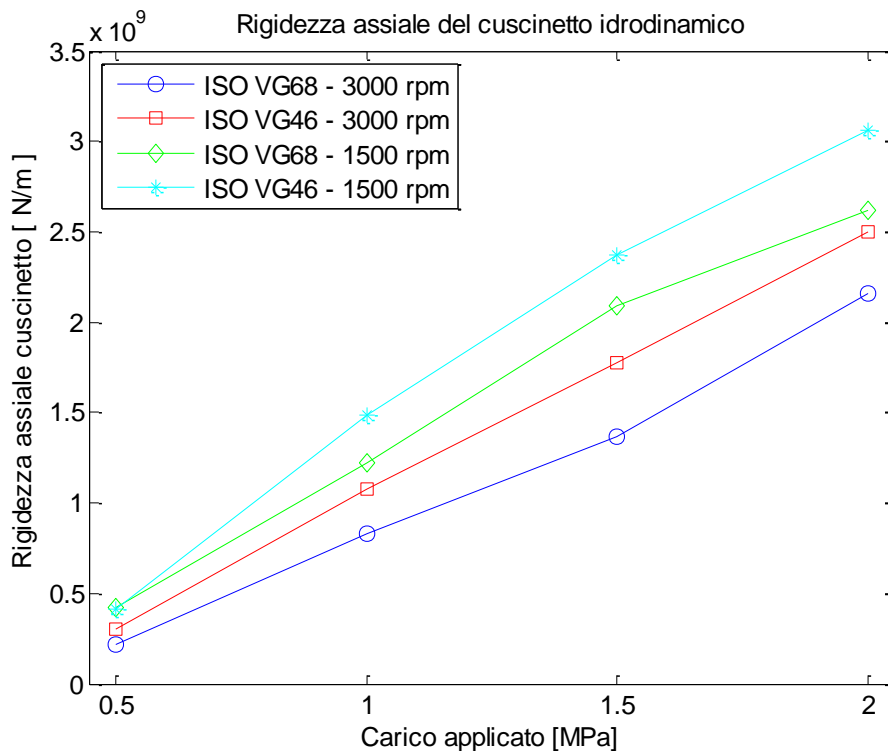


Figura 5.3. Rigidezza del cuscinetto assiale in funzione del carico applicato, per due differenti velocità di rotazione.

La viscosità del lubrificante influisce anch'essa sulla rigidezza: a parità di altre condizioni, l'utilizzo di un lubrificante con viscosità minore determina una rigidezza maggiore.

Tutti e tre i fattori influiscono sullo spessore del film fluido e quindi sulla distribuzione di pressione, infatti la teoria della lubrificazione idrodinamica dimostra che la pressione è inversamente proporzionale allo spessore del film fluido. In figura 5.4 è riportato l'andamento della pressione media del fluido in funzione dello spessore minimo del film fluido, si nota che il legame è non-lineare ed infatti la pressione aumenta più rapidamente quando lo spessore del film fluido è piccolo. Per questo motivo lo stesso spostamento del rotore determina una variazione del carico applicato maggiore se lo spessore del film fluido è minore.

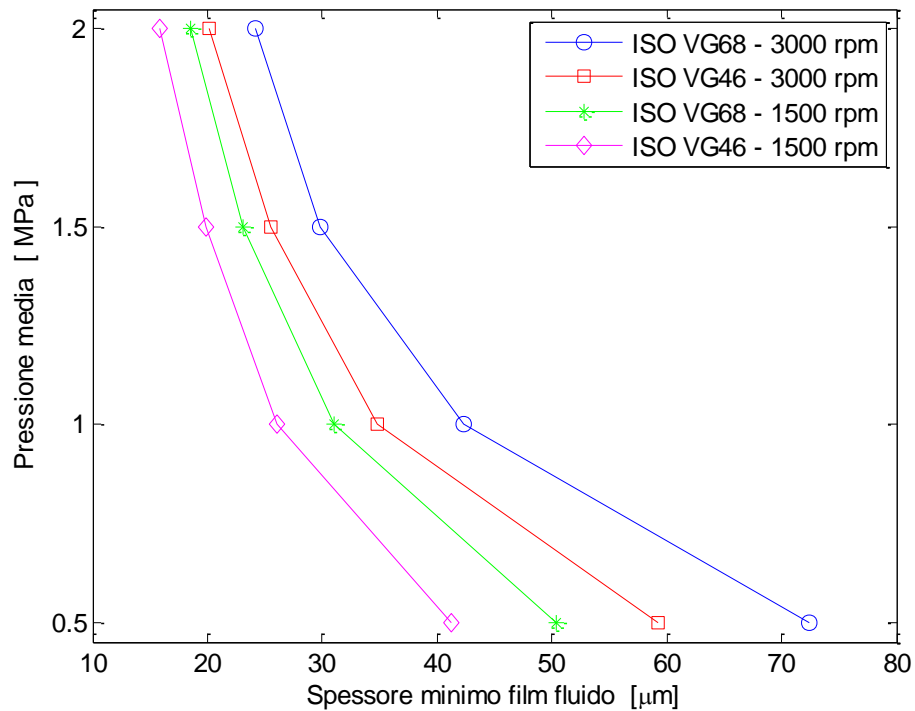


Figura 5.4. Andamento della pressione media (carico applicato) in funzione dello spessore minimo del film fluido (h_3).

Le condizioni operative: carico applicato, velocità di rotazione e lubrificante utilizzato influiscono sullo spessore del film fluido e più precisamente (a parità di condizioni):

- l'aumento del carico applicato determina una riduzione dello spessore del film fluido;
- l'aumento della velocità di rotazione determina un aumento dello spessore del film fluido;
- la diminuzione della viscosità del lubrificante determina una riduzione dello spessore del film fluido.

Tabella 5.1. Valori della rigidità assiale del cuscinetto ottenuti con il modello numerico

	ΔW [N] singolo pattino	ΔW [N] cuscinetto	$K_z \cdot 10^6$ [N/m]
3000 rpm 0.5 MPa ISO VG68	7.356	44.14	220.68
3000 rpm 0.5 MPa ISO VG46	10.712	64.27	321.36
3000 rpm 1 MPa ISO VG68	27.686	166.12	830.58
3000 rpm 1 MPa ISO VG46	36.043	216.26	1081.29
3000 rpm 1,5 MPa ISO VG68	45.688	274.13	1370.64
3000 rpm 1,5 MPa ISO VG46	59.102	354.61	1773.06
3000 rpm 2 MPa ISO VG68	72.097	432.58	2162.91
3000 rpm 2 MPa ISO VG46	83.219	499.31	2496.57
1500 rpm 0,5 MPa ISO VG68	14.051	84.31	421.53
1500 rpm 0,5 MPa ISO VG46	14.324	85.94	429.72
1500 rpm 1 MPa ISO VG68	40.557	243.34	1216.71
1500 rpm 1 MPa ISO VG46	49.544	297.26	1486.32
1500 rpm 1,5 MPa ISO VG68	69.579	417.47	2087.37
1500 rpm 1,5 MPa ISO VG46	78.875	473.25	2366.25
1500 rpm 2 MPa ISO VG68	87.368	524.21	2621.04
1500 rpm 2 MPa ISO VG46	101.971	611.83	3059.13

Il grafico in figura 5.5 mostra l'andamento della rigidità assiale del cuscinetto al variare della posizione, si nota come fra queste due grandezze vi è un legame non-lineare così come rilevato per la pressione.

Si nota inoltre come la rigidità assiale del cuscinetto aumenti con la riduzione della distanza fra rotore e pattini, cioè la prima aumenta in base alla riduzione dello spessore del film fluido.

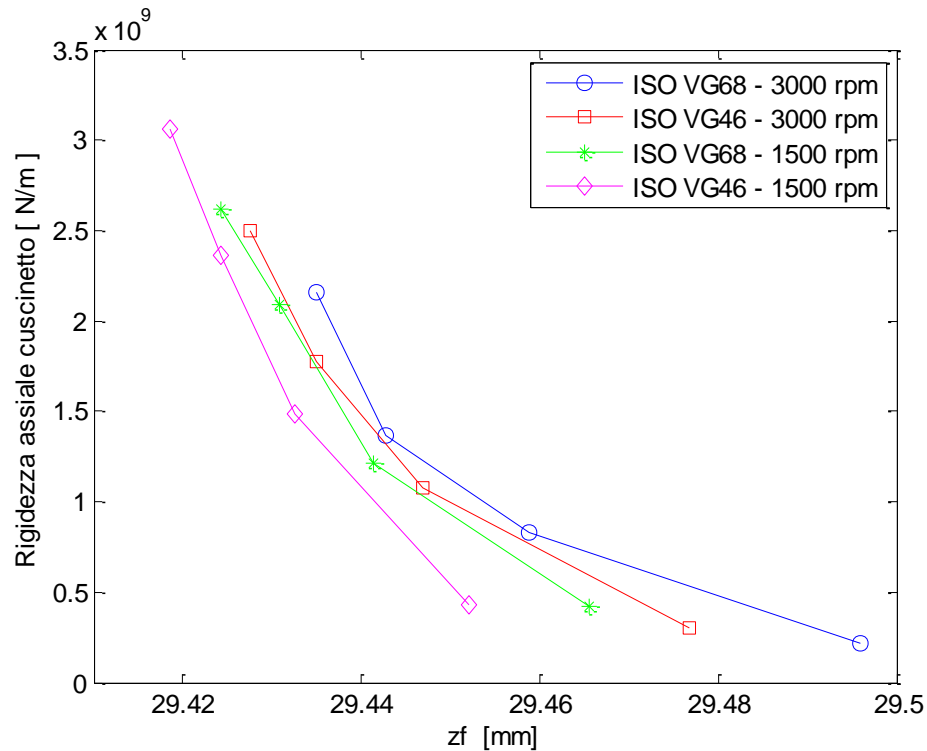


Figura 5.5. Andamento della rigidezza assiale del cuscinetto in funzione della posizione del rotore (z_f).

In conclusione si può affermare che l'utilizzo di un lubrificante con viscosità minore determina un miglioramento del comportamento dinamico perché comporta un aumento della rigidezza assiale del cuscinetto (figura 5.3). Questo incremento, a parità di condizioni, porta infatti ad un innalzamento delle frequenze proprie assiali della macchina rotante sulla quale sono applicati i cuscinetti idrodinamici modellati in questo lavoro, di conseguenza si ottiene un miglioramento della stabilità dinamica assiale della macchina rotante.

L'analisi effettuata è innovativa e costituisce un contributo originale allo studio del comportamento dinamico dei cuscinetti idrodinamici assiali a pattini oscillanti, poiché nei documenti reperibili in letteratura non viene studiata l'influenza delle condizioni operative (velocità di rotazione, carico applicato e lubrificante utilizzato) sulla rigidezza assiale di questi componenti.

6. Rivestimento in PTFE

I pattini dei cuscinetti idrodinamici sono generalmente rivestiti con un sottile strato di materiale soffice ed avente un basso coefficiente d'attrito con l'acciaio. Questo materiale conosciuto come metallo bianco, è una lega a base di stagno (Sn), antimonio (Sb) e rame (Cu), largamente utilizzata perché dotata di un modulo di Young quattro volte inferiore di quello dell'acciaio come descritto nel paragrafo 3.2. Questa caratteristica permette di evitare il danneggiamento del rotore nel caso in cui questo entrasse in contatto con i pattini del cuscinetto. Inoltre, questo materiale permette di ridurre l'usura della superficie del rotore causata dalle particelle metalliche che contaminano il lubrificante. Tali particelle vengono infatti inglobate nel rivestimento grazie al campo di pressione che si sviluppa nel film fluido e non rimangono più in sospensione nel fluido evitando così il contatto con le superfici del rotore. Inoltre, il basso coefficiente d'attrito evita il surriscaldamento del rotore nel caso in cui questo entri in contatto con i pattini del cuscinetto.

Purtroppo questo materiale presenta anche delle caratteristiche che limitano le prestazioni dei cuscinetti nei quali viene impiegato. La sua composizione chimica richiede infatti una bassa temperatura di funzionamento, quindi la temperatura del fluido non deve superare questa soglia perché diversamente il rivestimento inizierebbe a danneggiarsi compromettendo il funzionamento del cuscinetto.

Un altro problema è dovuto alla buona conducibilità termica che caratterizza questo materiale; questa proprietà fa in modo che gran parte dell'energia termica prodotta dagli sforzi viscosi nel film fluido, si trasmetta per conduzione all'interno del rivestimento ed arrivi al corpo in acciaio del pattino. Questo determina un aumento della temperatura dell'acciaio con conseguente aumento delle deformazioni termiche. Quest'ultime producono il fenomeno detto *crowning*, ossia il pattino assume una forma convessa che determina la modifica della geometria del film fluido e causa una riduzione delle prestazioni del cuscinetto, come descritto nel paragrafo 3.2. Purtroppo in letteratura non sono reperibili articoli che riportino dei valori sperimentali relativi a questa deformazione utili per la validazione del modello. Si può comunque affermare che il modello numerico realizzato simuli correttamente il comportamento del pattino con rivestimento in metallo bianco, perché la deformazione calcolata e riportata in figura 6.1 risulta coerente con la descrizione del fenomeno del *crowning* riportata in [9, p.231].

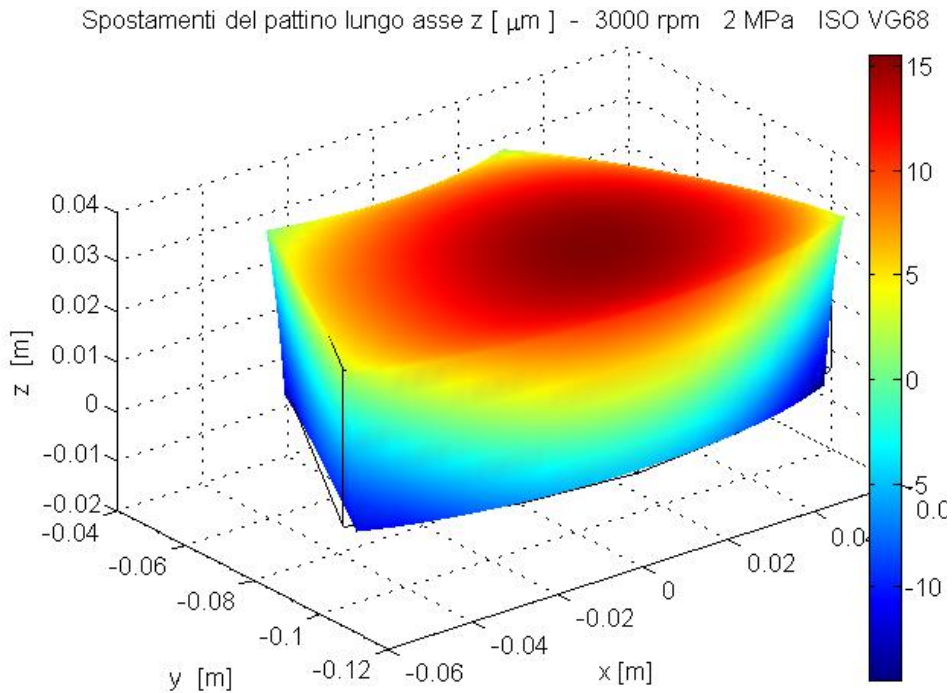


Figura 6.1. Deformazione del pattino con rivestimento in metallo bianco (fattore di scala 250) calcolata con velocità di rotazione di 3000 rpm, carico applicato di 2 MPa ed olio ISO VG68.

Negli ultimi anni per far fronte ai limiti di questo materiale, si è diffuso l'utilizzo di materiali polimerici, fra i quali il più utilizzato è il PTFE (politetrafluoroetilene) chiamato comunemente teflon (figura 6.2).



Figura 6.2. Cuscinetto assiale a pattini oscillanti con rivestimento in metallo bianco (a sinistra) e con rivestimento in PTFE (a destra). [38].

Questo materiale non solo rispetta le due caratteristiche fondamentali per il rivestimento, cioè basso coefficiente d'attrito e modulo di Young, ma possiede valori migliori di questi due parametri come riportato in tabella 6.1.

Tabella 6.1 Proprietà dei materiali impiegati nel modello nuovo numerico.

	Metallo bianco	PTFE
Modulo di Young [MPa]	50000	110
coefficiente di Poisson	0.3	0.46
Conducibilità termica [W/mK]	55	0.24
Densità [kg/m ³]	7350	2200
Coefficiente di dilatazione termica [1/K]	23e-6	170e-6
Coefficiente d'attrito dinamico	0.21	0.04

Il PTFE, è inoltre un ottimo materiale isolante perché è dotato di una bassa conducibilità termica che risulta notevolmente inferiore a quella del metallo bianco. Questa proprietà permette di eliminare il problema delle deformazioni termiche del pattino che danno origine al fenomeno del crowning, perché solo una piccola parte dell'energia termica prodotta dagli sforzi viscosi presenti nel film fluido si trasmette al pattino. La parte rimanente di energia termica rimane nel fluido causandone l'aumento di temperatura. Rispetto a questa ipotesi in letteratura sono espresse diverse teorie al riguardo: in [39] viene ipotizzato che l'introduzione del PTFE determini una riduzione degli sforzi viscosi nel fluido a causa del minor coefficiente d'attrito. In realtà la meccanica dei fluidi dimostra che lo strato di fluido a contatto con una superficie assume la stessa velocità (condizione di aderenza), di conseguenza gli sforzi viscosi non dipendono dall'attrito fra fluido e parete. La definizione di viscosità dinamica infatti, mostra che questi sforzi si verificano all'interno del fluido e dipendono esclusivamente dalla viscosità del fluido e dal gradiente di velocità (equazione 3.26).

In [40] invece viene indicato che la temperatura del fluido rimane pressoché invariata sostituendo il rivestimento in metallo bianco con il PTFE. In realtà i dati sperimentali riportati in [41] dimostrano che la temperatura del rotore resta invariata per i due tipi di rivestimento (figura 6.3), questo significa che la parte di energia termica trasmessa dal fluido al rotore rimane la stessa. Di conseguenza per la legge di conservazione dell'energia, la temperatura del fluido deve aumentare perché la parte d'energia termica trasmessa al pattino si riduce mentre quella trasmessa al rotore rimane costante e quindi la maggior parte di questa energia termica rimane nel fluido.

La temperatura rilevata sul rotore è indicata in figura 6.3 con le sigle: *T75-babbitt* per il cuscinetto con pattini rivestiti in metallo bianco e *T75-PTFE* per i cuscinetti con pattini rivestiti in PTFE.

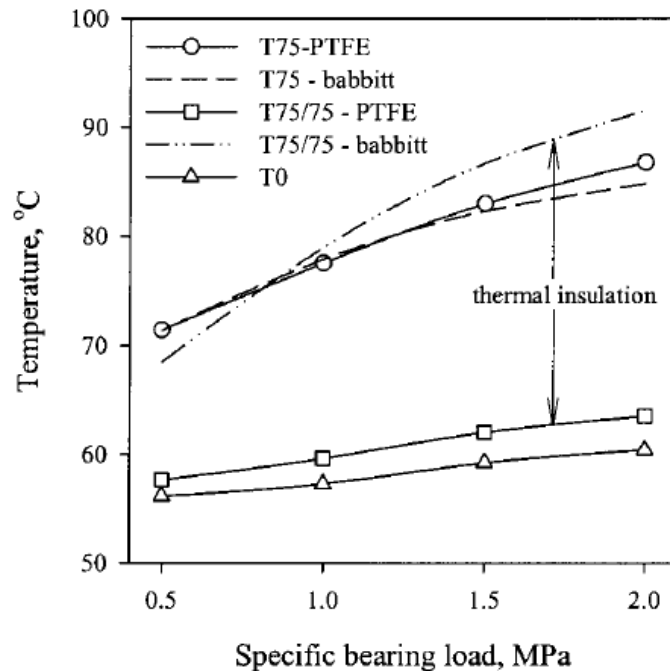


Figura 6.3. Valori sperimentali della temperatura rilevata sul pattino (T75/75) e sul rotore (T75) per entrambi i materiali di rivestimento con velocità di rotazione di 3000 rpm e olio ISO VG68 [41].

In [42] l'autore stabilisce che la temperatura del fluido all'ingresso del pattino diminuisca passando dal metallo bianco al PTFE, perché quest'ultimo è un buon isolante e quindi blocca il flusso di energia termica dal pattino verso il fluido. In realtà sorgono dei dubbi al riguardo poiché se la temperatura del fluido all'uscita del pattino aumenta allora, a parità di temperatura dell'olio immesso nel cuscinetto, anche la temperatura all'ingresso dovrebbe aumentare. Bisogna comunque tener conto del fenomeno del Hot oil carry over fraction: infatti anche cambiando il rivestimento del pattino resta il problema dovuto alla quantità di lubrificante a temperatura elevata che esce dal pattino e che viene trascinato dal rotore all'ingresso del pattino successivo.

L'introduzione del PTFE modifica notevolmente il comportamento del pattino, perché riduce drasticamente le deformazioni termiche del pattino grazie alla bassa conducibilità termica. Questo determina una riduzione dello spessore del film fluido all'ingresso del pattino perché quest'ultimo risulta meno deformato. Quindi, a parità di carico applicato e velocità di rotazione, il pattino con rivestimento in PTFE assume una posizione di equilibrio con una minor inclinazione rispetto all'asse x.

Il PTFE ha un modulo di Young 454 volte inferiore a quello del metallo bianco (tabella 6.1), questo si traduce in una maggiore deformabilità a parità di carico applicato. Questa maggiore deformabilità produce una variazione significativa

della geometria del film fluido, poiché nella zona in cui si registra la pressione maggiore si ha la formazione di una cavità. In [37] e [41] viene confermata la presenza di questo avvallamento che determina una distribuzione di pressione migliore; purtroppo non vengono però riportati i valori sperimentali dello spessore del film fluido e non è quindi possibile quantificare con esattezza la variazione della geometria del film fluido. Questa deformazione del rivestimento determina una migliore distribuzione di pressione e permette al pattino con rivestimento in PTFE di lavorare, a parità di carico, con una pressione massima inferiore. I risultati sperimentali riportati in [42] confermano questa evoluzione delle prestazioni dei cuscinetti idrodinamici assiali con pattini rivestiti in PTFE.

6.1 Validazione modello numerico con rivestimento in PTFE

Il modello realizzato per studiare il comportamento a regime di un pattino con rivestimento in metallo bianco ha dimostrato una buona convergenza con i risultati sperimentali. La realizzazione del modello con rivestimento in PTFE necessita anch'essa di una validazione sperimentale poiché, come descritto precedentemente, questo nuovo materiale ha un comportamento completamente differente dal metallo bianco. Per questo motivo si utilizzano i dati sperimentali riportati in [37], ottenuti con un cuscinetto a pattini oscillanti con le stesse dimensioni del precedente ma con uno spessore inferiore del pattino (tabella 6.2). Per questo modello si conosce con esattezza lo spessore del rivestimento ma, non ci conosce la dimensione del pivot ed anche in questo caso è stata stimata come descritto nel paragrafo 3.2.

Tabella 6.2. Specifiche tecniche del cuscinetto con rivestimento in PTFE utilizzato nelle prove sperimentali riportate in [37]. (*) La dimensione del pivot è stata stimata poiché questa non è riportata in [37].

Diametro esterno [mm]	228.6
Diametro interno [mm]	114.3
Numero pattini	6
Area dei pattini [mm ²]	26130
Angolo pattini [gradi]	50
Offset pivot	60 %
Spessore rivestimento [mm]	1.4
Spessore pattino [mm]	24.1
Materiale rivestimento	PTFE
Materiale pattino	Acciaio
Diametro pivot* [mm]	7

Questo nuovo modello numerico realizzato mantiene la stessa struttura del precedente, vengono modificate solamente la geometria e le proprietà del materiale.

I grafici in figura 6.4 riportano i valori numerici ottenuti utilizzando il modello implementato ed i valori sperimentali della temperatura del lubrificante rilevati sulla superficie del pattino. I valori sperimentali sono contrassegnati dai simboli a forma triangolare, mentre gli altri valori riportati sono i risultati ottenuti dai modelli numerici realizzati dall'autore dell'articolo.

I valori sperimentali T6 e T16 sono rilevati da due termocoppie installate nella stessa posizione, sul raggio medio nella zona di uscita del fluido, su due pattini diversi del cuscinetto. Teoricamente dovrebbero fornire lo stesso valore della temperatura perché la prova è stata eseguita a regime e quindi tutti i pattini del cuscinetto dovrebbero comportarsi allo stesso modo, in realtà non è così (figura 6.4-b). Questa differenza di temperatura è imputabile all'attrito presente nel sistema di livellamento dei pattini che ne impedisce il corretto posizionamento.

I risultati numerici seguono correttamente l'andamento dei valori sperimentali T16 ma risultano leggermente inferiori, tuttavia la differenza di temperatura non supera i 2-3°C. Quindi il modello numerico con rivestimento in PTFE, realizzato in questa tesi, fornisce dei valori di temperatura vicini ai valori sperimentali e si può quindi ritenere affidabile la distribuzione di temperatura ottenuta. Purtroppo i dati sperimentali a disposizione mostrano una certa differenza, di conseguenza per valutare effettivamente l'accuratezza del modello numerico realizzato sarebbe necessario svolgere in futuro ulteriori prove sperimentali per avere una maggiore quantità di dati con cui confrontare i risultati numerici.

I valori numerici dello spessore del film fluido all'ingresso del pattino (h_1) ed all'uscita (h_3) sono riportati in figura 6.5-a.

Confrontando questi con i valori sperimentali riportati in figura 6.5-b, si nota che lo spessore del film fluido all'uscita è sottostimato per la velocità di rotazione minima (1500 rpm), mentre per le altre velocità i risultati forniti dal modello numerico coincidono con i valori sperimentali. Il valore dello spessore del film fluido all'ingresso risulta sovrastimato dal modello e l'errore aumenta all'aumentare della velocità di rotazione. Questo errore può essere legato al fatto che la dimensione del pivot non è nota ma è stata ipotizzata, è quindi possibile che questa determini una maggiore deformazione del pattino dovuta alla distribuzione di pressione.

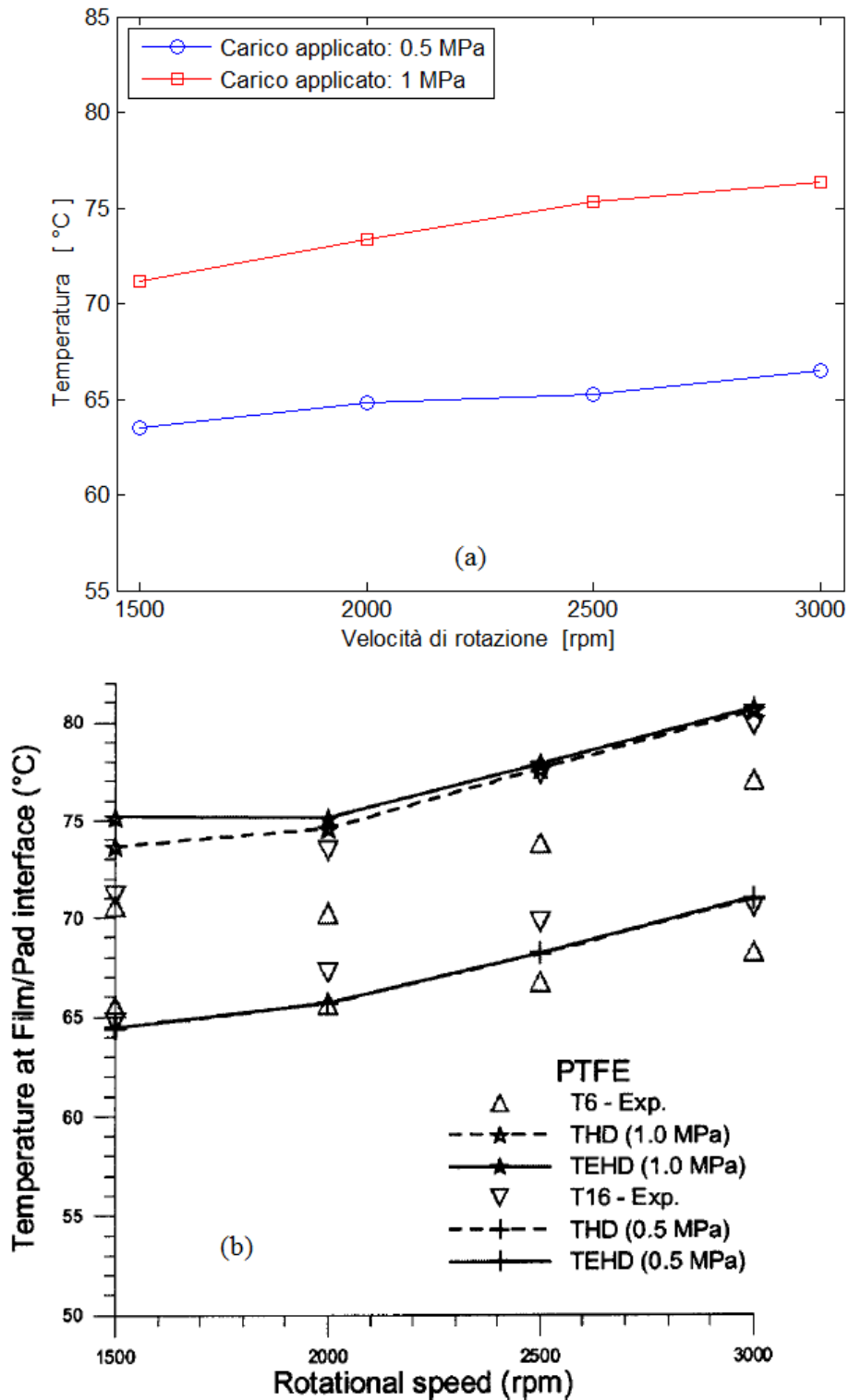


Figura 6.4. Valori numerici (a) e sperimentali (b) della temperatura rilevata sul raggio medio in corrispondenza dell'uscita del pattino.

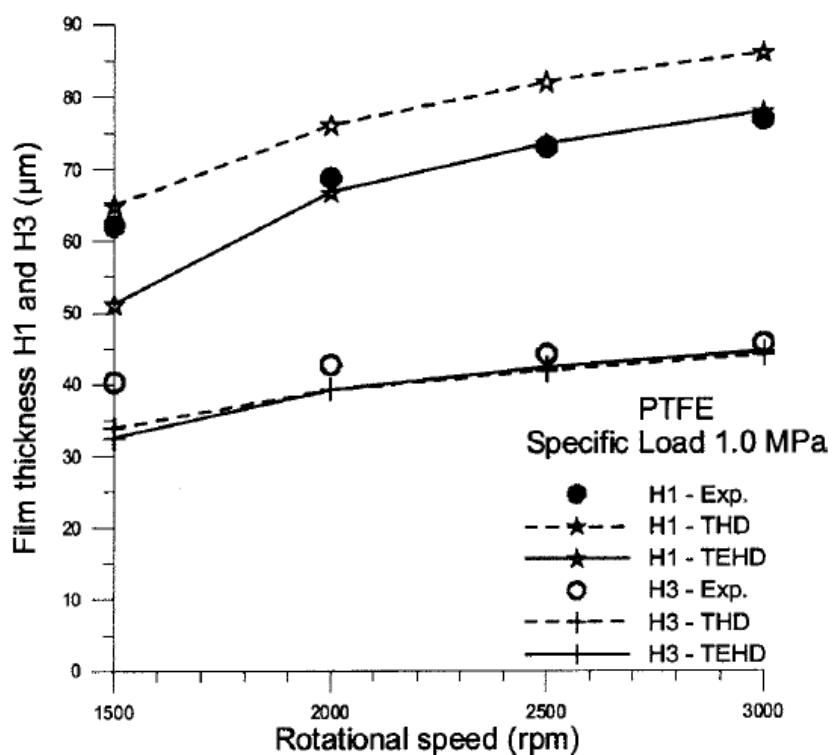
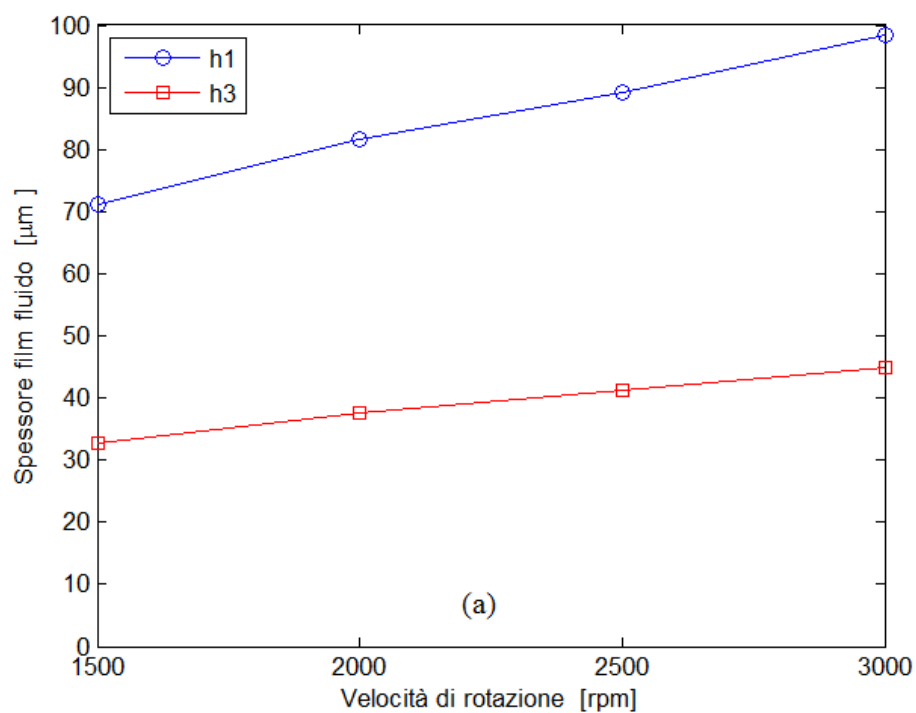


Figura 6.5. Spessore del film fluido in funzione della velocità di rotazione, valori numerici (a) e sperimentali (b) rilevati con un carico applicato di 1 MPa ed olio ISO VG68.

I grafici in figura 6.6 mostrano invece i profili della distribuzione di pressione ottenuti tramite il modello numerico (figura 6.6-a) e quelli sperimentali (figura 6.6-b). I valori della pressione p_{25} coincidono perfettamente con i valori sperimentali, mentre i valori della pressione p_{50} e p_{75} sono sovrastimati dal modello numerico. La differenza fra questi due profili e quelli sperimentali è di circa 0.2-0.3 MPa, un valore non elevato in termini assoluti ma che porta comunque ad un errore relativo pari al 10% circa.

Gli errori rilevati per lo spessore del film fluido e per la pressione possono essere dovuti al fatto che le proprietà fisiche del PTFE introdotte nel modello numerico non coincidano con le caratteristiche del materiale reale.

Il PTFE ha un modulo di Young notevolmente inferiore al metallo bianco e allo stesso tempo ha un elevato coefficiente di dilatazione termica, tutto questo comporta una grande deformabilità del materiale. Quindi l'elevata deformabilità del materiale, unita al fatto che non si conoscono con esattezza queste caratteristiche, può portare ad una geometria del film fluido differente da quella reale.

Complessivamente i risultati ottenuti dal modello numerico rispecchiano l'andamento dei valori sperimentali. La temperatura e lo spessore minimo del film fluido sono stimati correttamente e presentano un errore minore rispetto a quello registrato nel profilo della pressione. L'errore maggiore è invece quello relativo allo spessore del film fluido all'ingresso del pattino.

Nonostante queste piccole differenze si può affermare che il modello numerico fornisce una buona approssimazione dei valori di queste grandezze fondamentali per il corretto funzionamento del cuscinetto idrodinamico e ciò fa ritenere il modello implementato sufficientemente accurato per la simulazione del funzionamento dei pattini con rivestimento in PTFE.

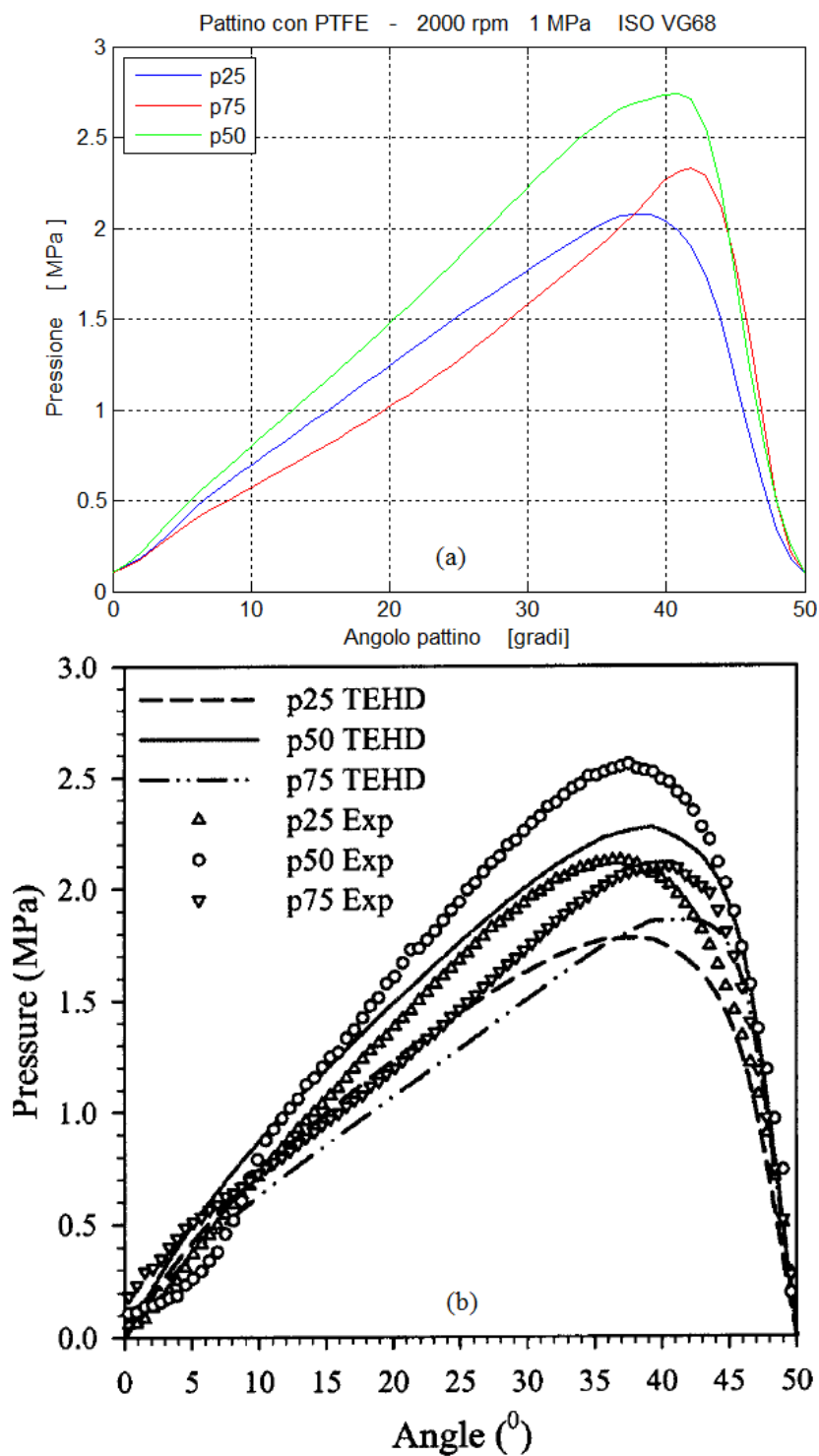


Figura 6.6. Profilo del campo di pressione del nuovo modello con PTFE, valori numerici (a) e sperimentali (b) rilevati con una velocità di rotazione di 2000 rpm ed un carico applicato di 1 MPa con olio ISO VG68.

6.2 Confronto fra rivestimento in metallo bianco ed in PTFE

Il confronto fra i risultati numerici ottenuti mediante il modello ad elementi finiti con rivestimento in PTFE ed i dati sperimentali, effettuato nel paragrafo 6.1, ha dimostrato che il modello realizzato è in grado di simulare in modo sufficientemente accurato il comportamento di un cuscinetto idrodinamico assiale con pattini oscillanti con rivestimento in PTFE.

Per valutare l'influenza del materiale del rivestimento sulle prestazioni del cuscinetto idrodinamico è necessario effettuare una serie di simulazioni con le stesse condizioni operative quali: geometria del pattino, velocità di rotazione, carico applicato e lubrificante utilizzato. Purtroppo la geometria del pattino utilizzato per la validazione del modello con rivestimento in PTFE presenta uno spessore del pattino e del rivestimento differenti rispetto al modello con rivestimento in metallo bianco (tabella 3.1 e tabella 6.2). Per far fronte a questo problema si è deciso di modificare la geometria del modello con rivestimento in PTFE per fare in modo che questa coincida con la geometria del modello con rivestimento in metallo bianco.

I risultati riportati in questo paragrafo sono quindi ottenuti mediante due modelli numerici aventi le stesse dimensioni riportate in tabella 3.1 ma con materiale del rivestimento differente. Le simulazioni sono state effettuate considerando due velocità di rotazione, quattro differenti valori del carico applicato e con il lubrificante ISO VG46.

Il PTFE ha una conducibilità termica molto più bassa del metallo bianco e questo determina un minor flusso di energia termica dal fluido al pattino con la conseguente riduzione di temperatura del corpo del pattino.

La quantità di energia termica che non si trasmette nel pattino rimane nel fluido e ne causa l'aumento della temperatura, di conseguenza aumenta anche la temperatura della superficie del rivestimento a contatto con esso.

Le distribuzioni di temperatura nel pattino, riportate in figura 6.7 mostrano una leggera differenza, con il rivestimento in PTFE si ha una zona ad alta temperatura di minore ampiezza e spostata verso l'uscita del pattino. La grande differenza sta invece nel valore della temperatura, confrontando le due scale riportate a fianco delle due figure si nota che la temperatura massima calcolata con il rivestimento in PTFE è ben superiore a quella calcolata con il metallo bianco. Per queste condizioni di funzionamento la differenza fra i due valori massimi è di 12.1°C.

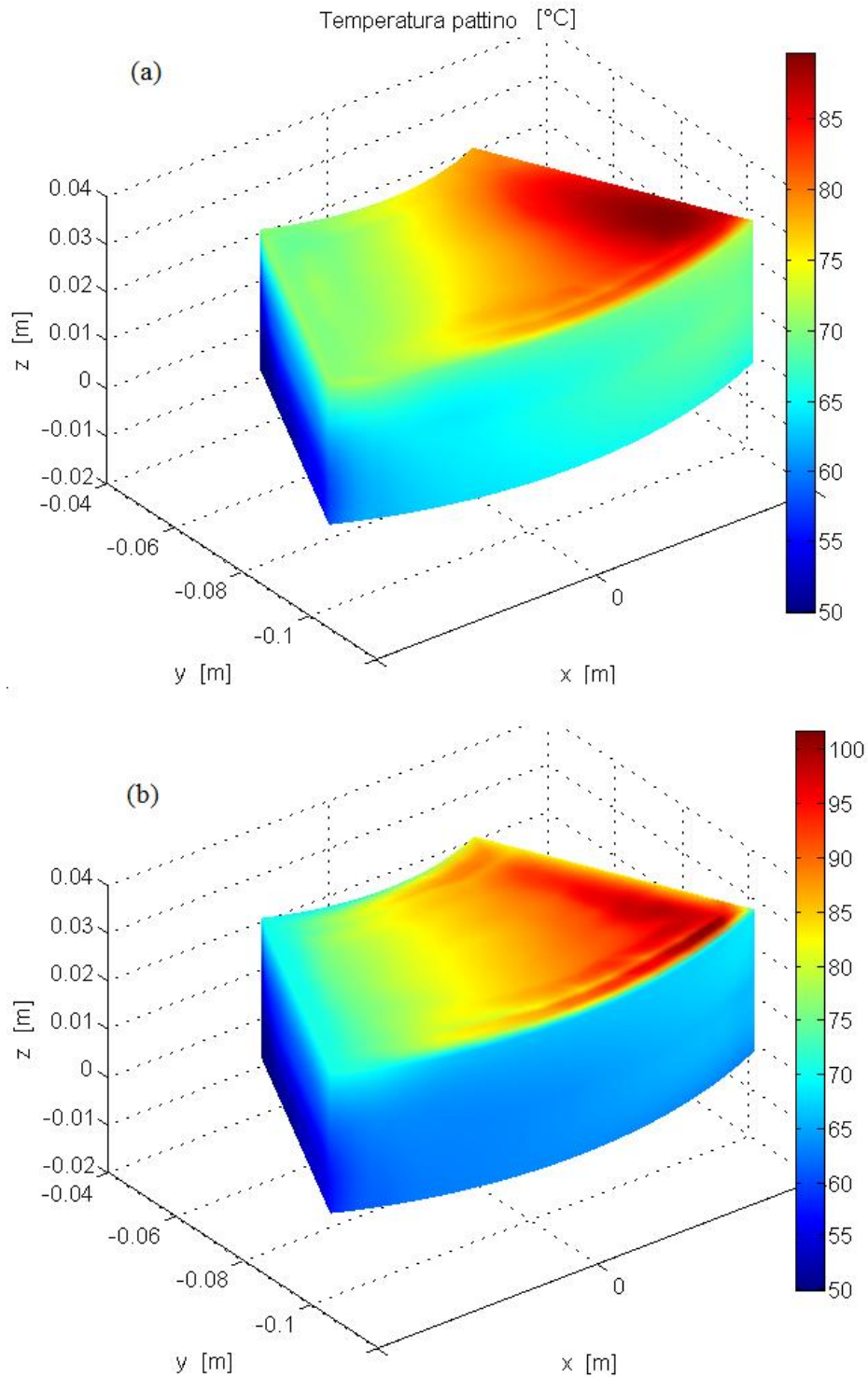


Figura 6.7. Temperatura calcolata sul pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.

L'isolamento termico garantito dal PTFE è mostrato in figura 6.8 dove è riportata la temperatura calcolata all'interfaccia tra rivestimento e corpo del pattino in acciaio. Si nota immediatamente che la temperatura calcolata con il rivestimento in metallo bianco è notevolmente superiore a quella calcolata con il PTFE, questo è dovuto al fatto che la conducibilità termica del metallo bianco è 230 volte più alta di quella del PTFE (tabella 6.1). Si può quindi affermare che il PTFE permette di ridurre notevolmente la temperatura del pattino e di conseguenza diminuiscono le relative deformazioni termiche. D'altro canto, l'isolamento termico garantito da questo materiale porta ad un inevitabile innalzamento della temperatura del lubrificante.

I grafici in figura 6.9 mostrano infatti come la temperatura calcolata con il rivestimento in PTFE risulti sempre superiore a quella calcolata con il metallo bianco, indipendentemente dalle condizioni di funzionamento. Si nota inoltre che la differenza fra le due temperature aumenta all'aumentare del carico, mentre la velocità di rotazione non influisce significativamente.

In conclusione si può stabilire che la sostituzione del metallo bianco con il PTFE permette di ridurre le deformazioni termiche ma contemporaneamente fa sì che la temperatura del lubrificante si avvicini al suo valore limite oltre il quale si ha verifica la drastica riduzione delle sue proprietà. Durante la fase di progettazione del cuscinetto si deve quindi prestare particolare attenzione alle condizioni di funzionamento ipotizzate per evitare un eccessivo riscaldamento del lubrificante.

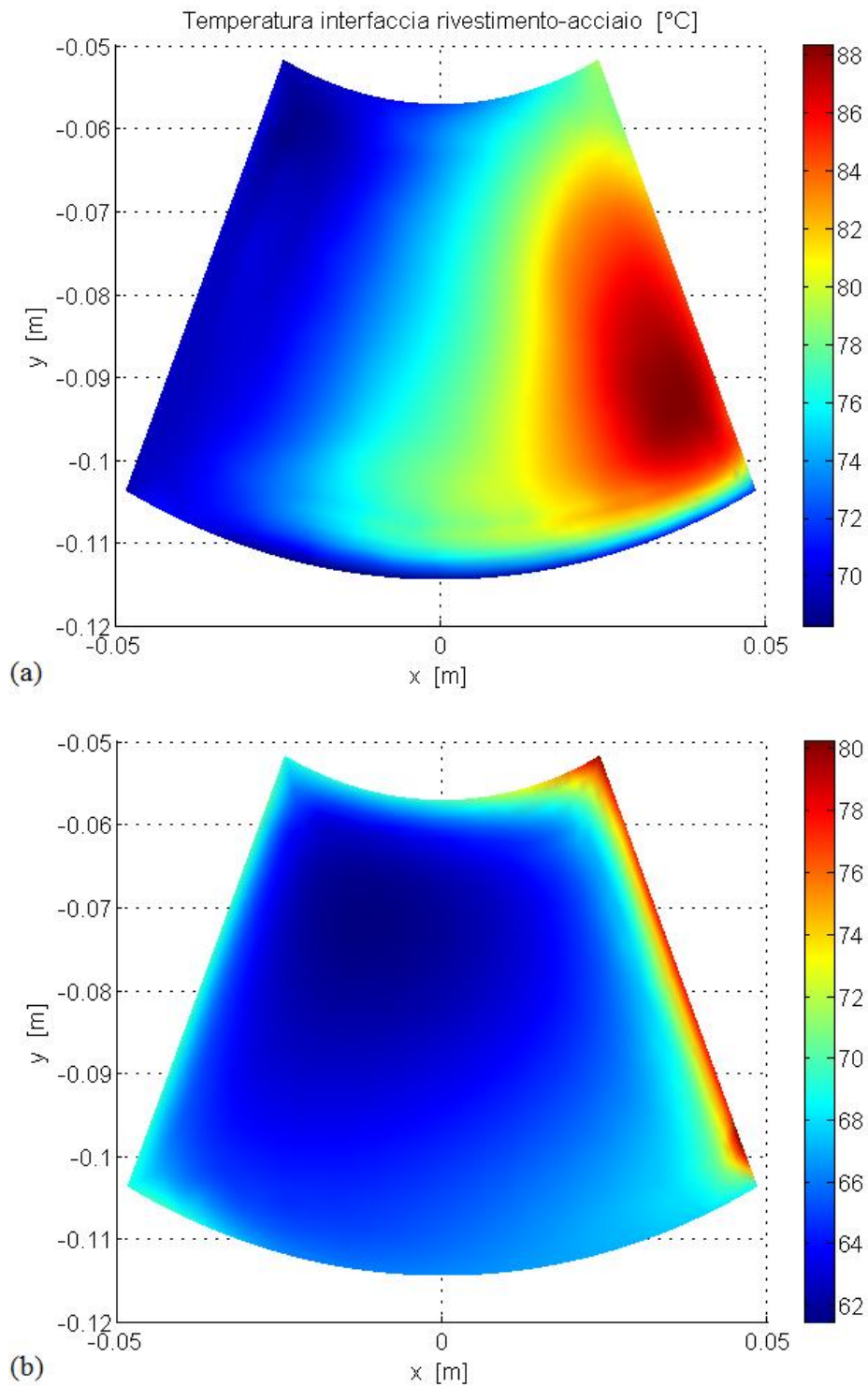


Figura 6.8. Temperatura calcolata all'interfaccia tra il rivestimento in metallo bianco ed il corpo del pattino (a) e tra rivestimento in PTFE e corpo del pattino (b), con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.

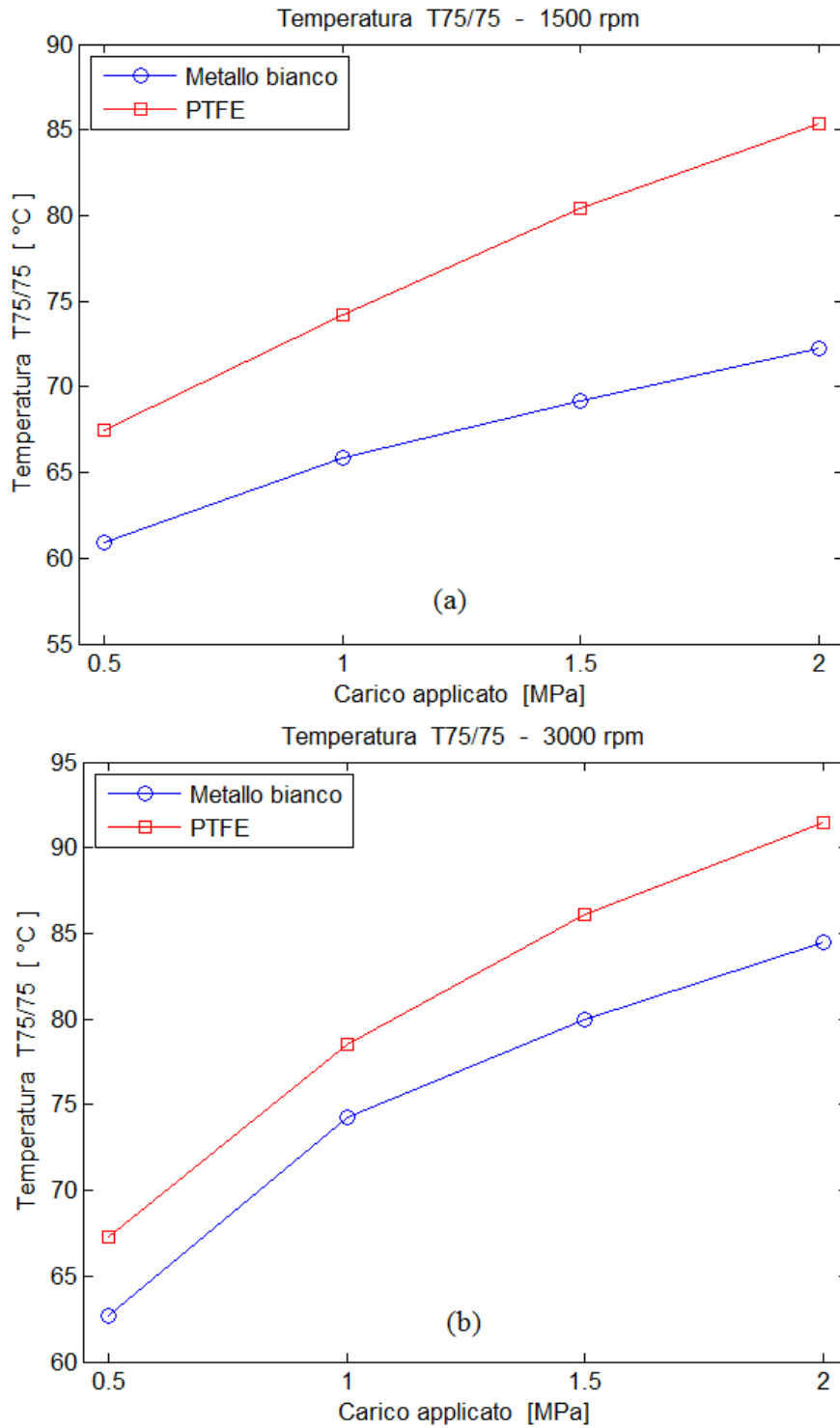


Figura 6.9. Confronta fra la temperatura T75/75 calcolata con rivestimento in metallo bianco ed in PTFE.

I pattini con rivestimento in metallo bianco sono soggetti al fenomeno del crowning, cioè il pattino assume una forma convessa a causa delle deformazioni termiche ed elastiche (dovute alla distribuzione di pressione).

Questo fenomeno è utile per i pattini con pivot centrale perché favorisce l'ingresso del lubrificante fra rotore e pattini. Nei cuscinetti di grandi dimensioni invece, queste deformazioni possono risultare particolarmente dannose, perché vanno ad aumentare lo spessore del film fluido ai bordi del pattino e di conseguenza portano ad una diminuzione della pressione [2]. Per questo motivo, a parità di carico applicato, si ha un aumento della pressione nella zona centrale del pattino ed è quindi possibile che questa superi il valore limite del materiale causandone una rapida usura.

Il rivestimento in PTFE permette di eliminare questo tipo di problemi perché determina una deformazione del pattino completamente opposta. Nella zona in cui la distribuzione di pressione raggiunge il valore massimo si ha una deformazione che fa sì che il pattino assuma una forma concava. Questo è dovuto al fatto che il PTFE ha un modulo di Young molto più basso del metallo bianco (454 volte più piccolo) e quindi a parità di sforzo si ha una deformazione maggiore.

La deformazione del rivestimento determina una variazione della geometria del film fluido, come si può vedere dai grafici in figura 6.10.

Lo spessore minimo del film fluido con rivestimento in PTFE risulta leggermente inferiore al valore calcolato con il rivestimento in metallo bianco (figura 6.11). Questo è dovuto alla maggiore dilatazione termica del PTFE che porta ad una espansione del rivestimento all'interno del film fluido. Lo spessore massimo risulta invece notevolmente inferiore e di conseguenza il pattino risulta avere una minore inclinazione rispetto a quanto rilevato con il rivestimento in metallo bianco. Questo fa sì che, con rivestimento in PTFE, la geometria del film fluido risulti più uniforme nella zona centrale del pattino.

I risultati numerici ottenuti sono coerenti con quanto riportato in letteratura, infatti negli articoli [37] e [40] viene descritta la formazione di una cavità in corrispondenza del valore massimo della pressione.

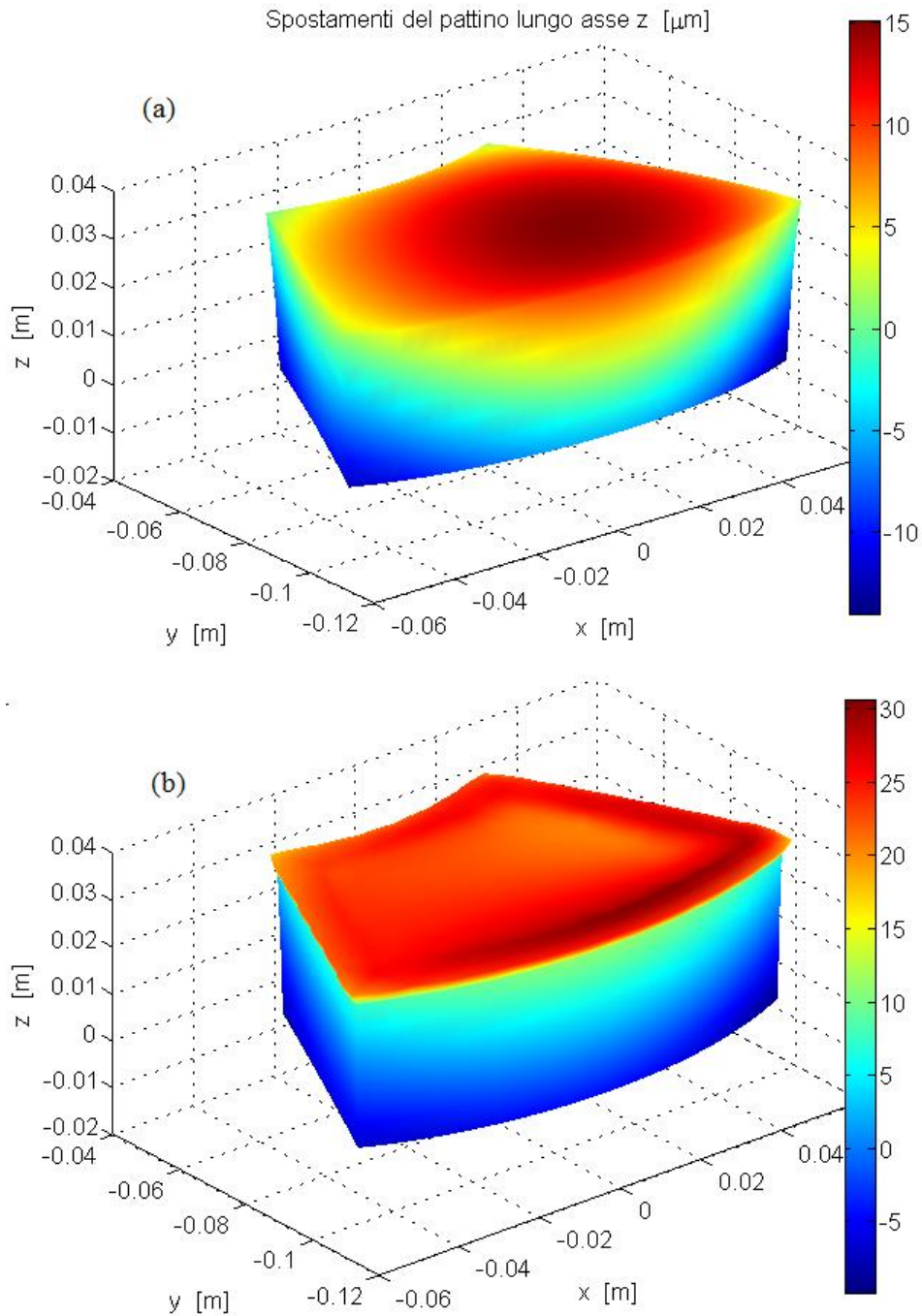


Figura 6.10. Spostamenti del pattino in direzione z, con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.

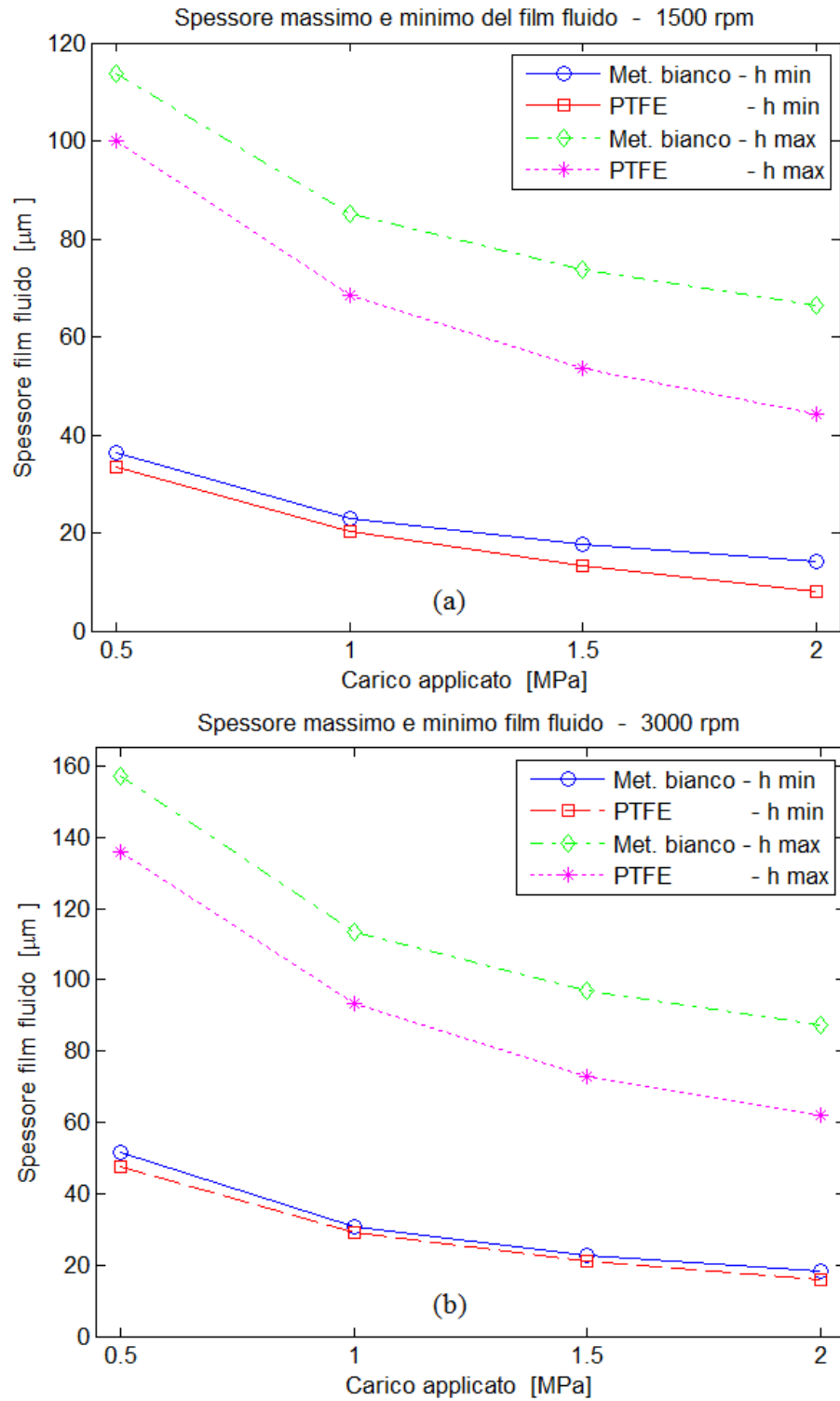


Figura 6.11. Spessore massimo e minimo del film fluido calcolato con rivestimento in metallo bianco e PTFE.

La sostituzione del metallo bianco con il PTFE causa una modifica alla geometria del film fluido e di conseguenza si ha una variazione nella distribuzione di pressione. Dai grafici in figura 6.12 si nota infatti che il valore massimo della pressione, con il rivestimento in PTFE, risulta spostato verso l'uscita del pattino. Inoltre la distanza fra le isobare è maggiore nella parte centrale del pattino, questo indica che nella zona centrale si ha una distribuzione di pressione più uniforme. Questo è dovuto al fatto che il pattino ha una inclinazione minore, quindi il profilo del film fluido tende ad essere parallelo alla superficie del rotore; questa geometria del film fluido determina un valore minore della pressione massima a parità di carico. Il grande vantaggio del rivestimento in PTFE è proprio dovuto al minor valore della pressione massima e quindi il materiale è soggetto ad una sollecitazione minore. Questo permette di aumentare la capacità di carico del cuscinetto perché, a parità di pressione massima, il rivestimento in PTFE determina una pressione media maggiore.

Confrontando la scala dei grafici in figura 6.13 si nota che il valore massimo calcolato con il rivestimento in metallo bianco risulta superiore a quello calcolato con il rivestimento in PTFE.

In figura 6.14 sono riportati i valori della pressione massima calcolata per i due diversi materiali in condizioni di funzionamento differenti. Questi grafici mostrano chiaramente come la pressione massima, calcolata con il rivestimento in PTFE, risulti inferiore a quella calcolata con il rivestimento in metallo bianco. I risultati ottenuti dimostrano inoltre che la differenza fra i valori massimi della pressione aumenta all'aumentare del carico applicato.

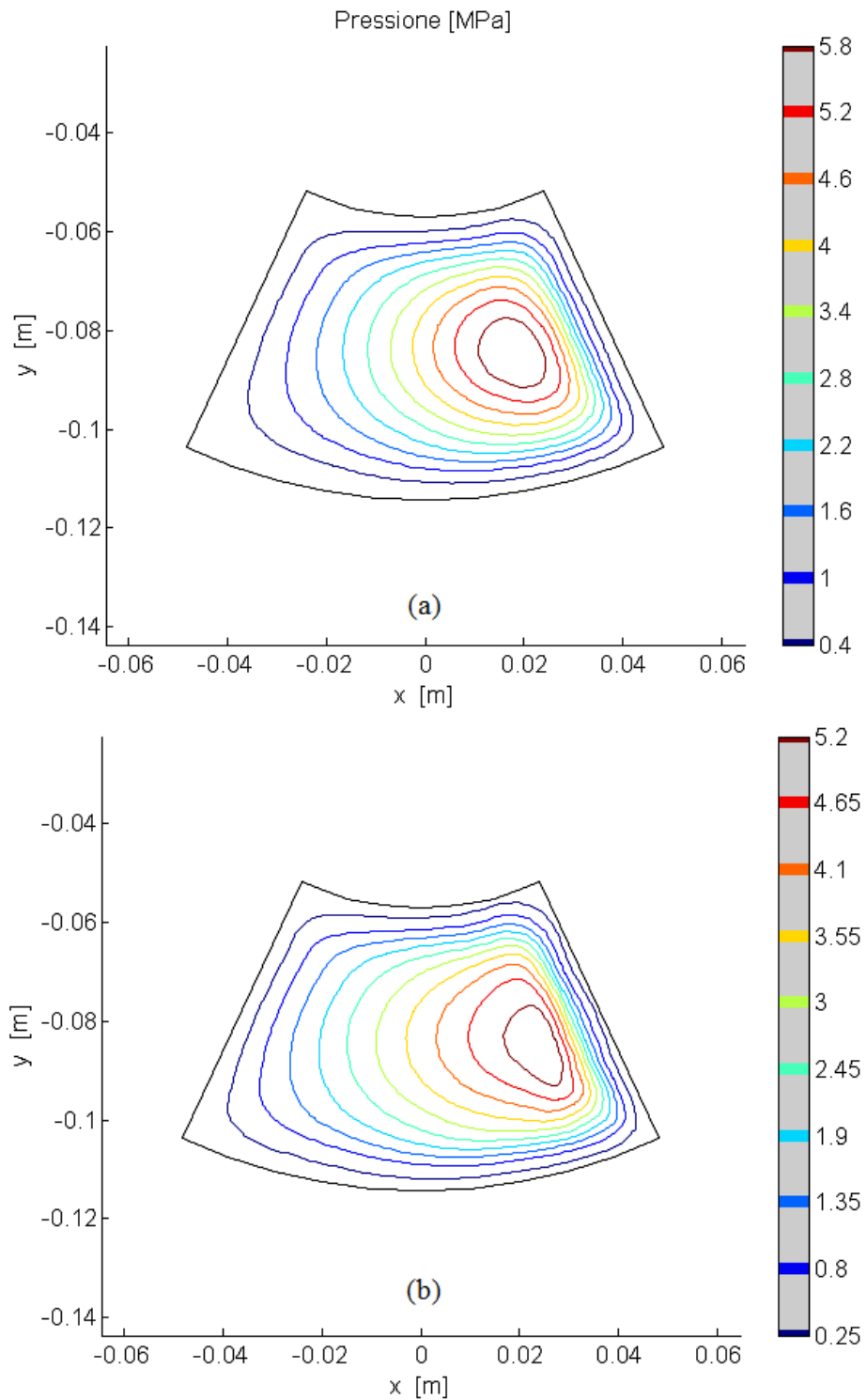


Figura 6.12. Distribuzione di pressione calcolata sulla superficie del pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46 con linee di livello.

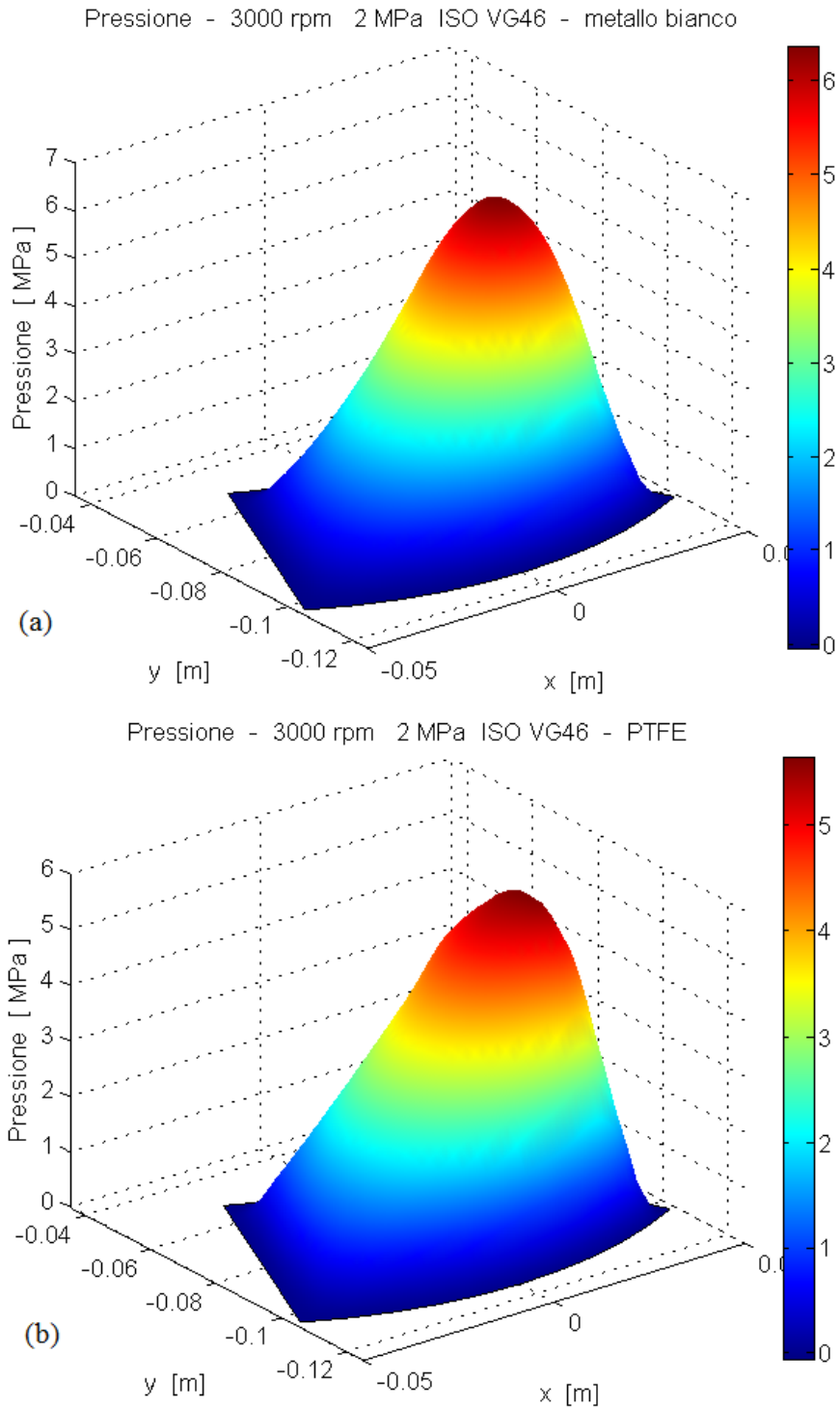


Figura 6.13. Distribuzione di pressione agente sulla superficie del pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) calcolata tramite il modello numerico con olio ISO VG46 ad una velocità di 3000 rpm e con una carico applicato di 2 MPa.

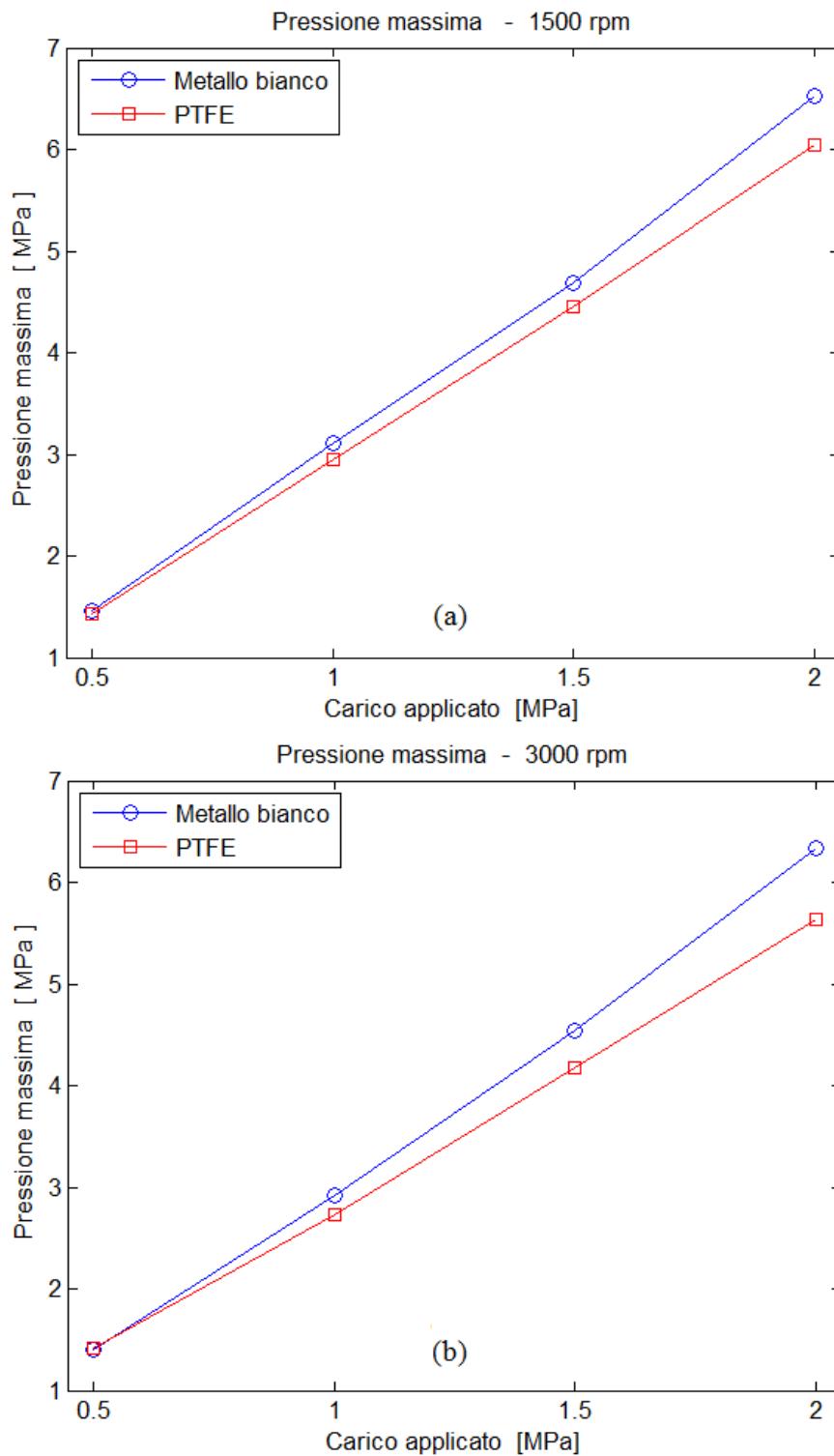


Figura 6.14. Pressione massima calcolata con rivestimento in metallo bianco e PTFE.

Gli sforzi calcolati all'interfaccia fra rivestimento e corpo del pattino sono dovuti alle deformazioni termiche dei due materiali, mentre gli sforzi viscosi dovuti al movimento del fluido sono trascurabili. In figura 6.15 sono riportati i valori di questi ultimi rilevati sulla superficie del pattino, ed in entrambi i casi si nota che il valore massimo risulta notevolmente inferiore agli sforzi complessivamente rilevati all'interfaccia riportati in figura 6.16 (0.016 MPa rispetto a 12.5 MPa e 3 MPa).

Gli sforzi mostrati in figura 6.16 sono generati dalle deformazioni termiche differenti fra rivestimento e corpo del pattino, infatti entrambi i materiali utilizzati per il rivestimento hanno un coefficiente di dilatazione termica superiore all'acciaio. Questo significa che, a causa della distribuzione di temperatura nel pattino, il rivestimento tende ad espandersi in modo maggiore rispetto al corpo in acciaio del pattino. Il rivestimento aderisce al corpo del pattino e deve quindi essere garantito l'equilibrio degli sforzi e la congruenza delle deformazioni, questo fa sì che il rivestimento non possa espandersi liberamente. Questa limitazione alle deformazioni del rivestimento genera gli sforzi mostrati in figura 6.16 e si nota che gli sforzi sono concentrati in corrispondenza del bordo esterno del pattino.

Il legame tra sforzi e deformazioni è espresso dall'equazione (6.1):

$$\sigma = E \varepsilon \quad (6.1)$$

dove:

- σ sono gli sforzi [MPa];
- E è il modulo di Young [MPa];
- ε sono le deformazioni [mm/mm];

Il PTFE ha un coefficiente di dilatazione termica notevolmente superiore rispetto al metallo bianco (tabella 6.1) quindi, a parità di temperatura questo materiale dà luogo a deformazioni maggiori. Inoltre, la bassa conducibilità termica, incrementa il gradiente di temperatura del rivestimento determinando un aumento delle deformazioni termiche rispetto al metallo bianco. Nonostante questo, gli sforzi dovuti alle deformazioni termiche calcolati con rivestimento in PTFE risultano inferiori; questa differenza è dovuta alle differenti caratteristiche fisiche dei due materiali. Il modulo di Young del PTFE risulta infatti 454 volte più piccolo rispetto al metallo bianco, di conseguenza sebbene le deformazioni sono maggiori gli sforzi generati sono inferiori a quelli calcolati con il metallo bianco.

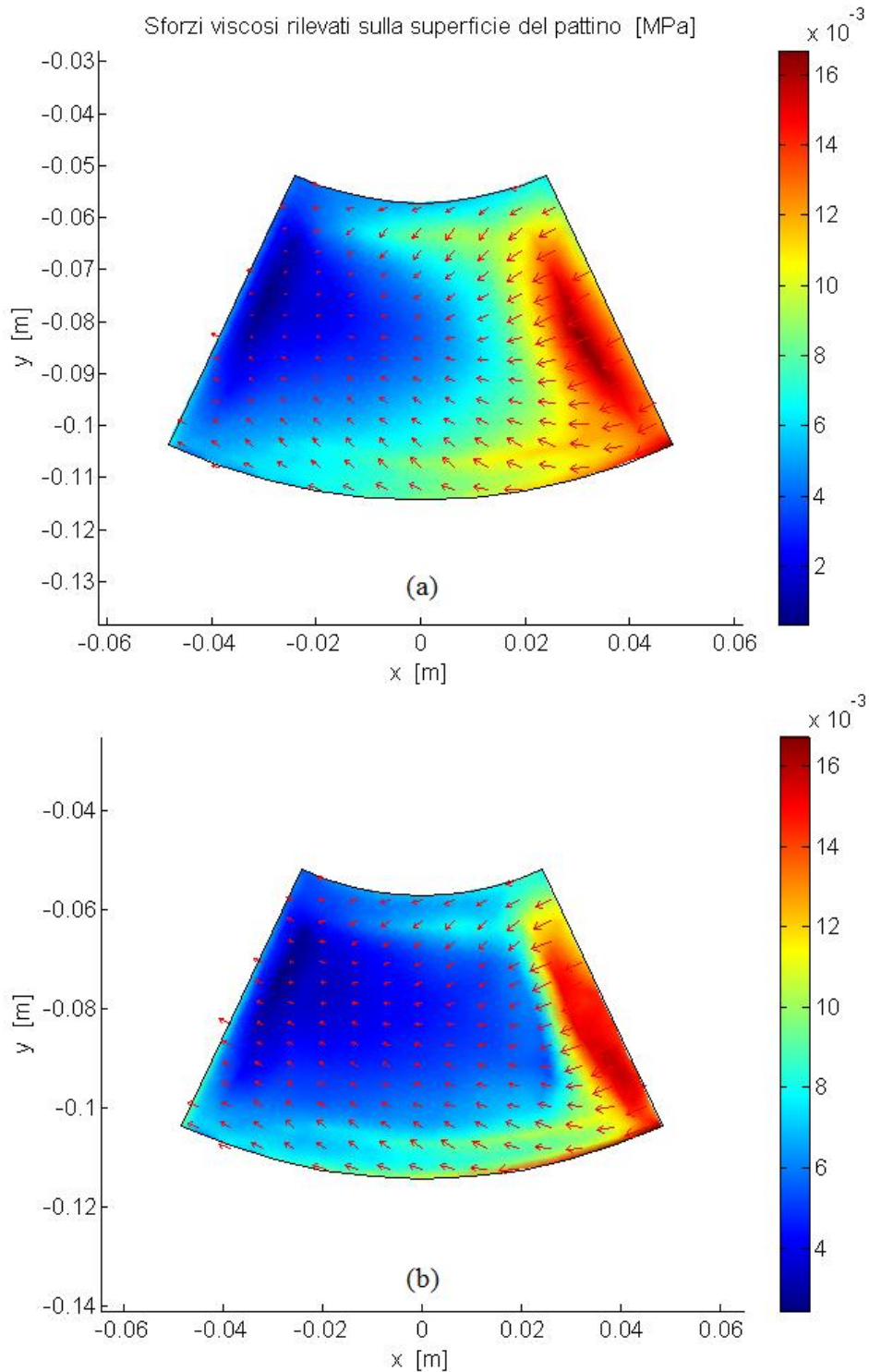


Figura 6.15. Sforzi viscosi rilevati sulla superficie del pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.

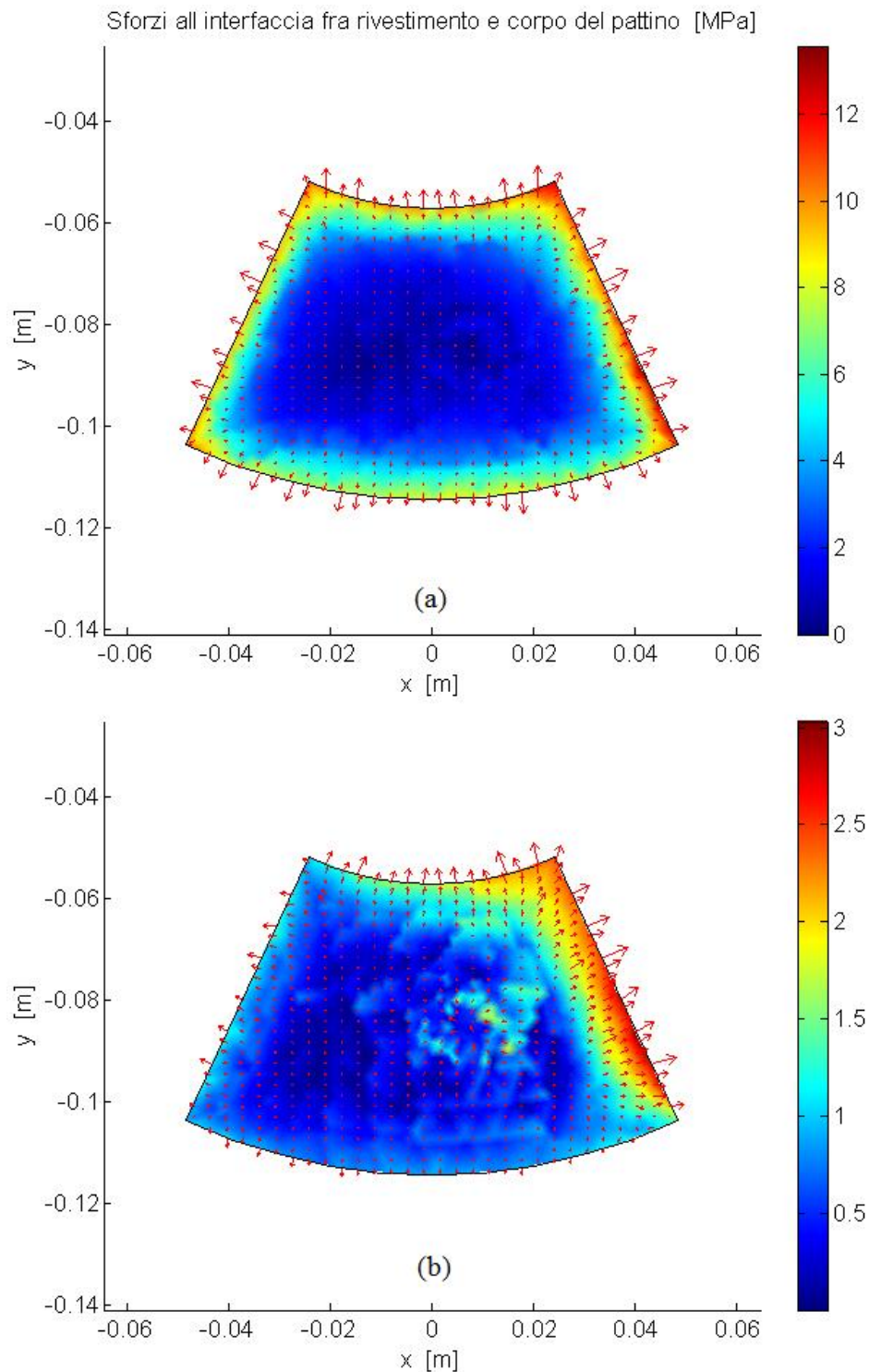


Figura 6.16. Sforzi agenti all'interfaccia fra rivestimento e corpo del pattino [MPa]. (a) Rivestimento in metallo bianco, (b) rivestimento in PTFE calcolati con velocità di rotazione di 3000 rpm un carico applicato di 2 MPa e l'olio ISO VG46.

6.3 Influenza dello spessore del rivestimento

Negli ultimi anni, per far fronte alla domanda di energia elettrica in continua crescita, sono stati attivati in tutto il mondo programmi per il potenziamento degli impianti di produzione di energia elettrica.

Poiché nella gran parte di questi impianti sono installati cuscinetti idrodinamici, vi è una continua richiesta di cuscinetti in grado di sostenere carichi sempre maggiori ma, allo stesso tempo in grado di minimizzare la quantità di potenza dissipata. Recentemente si è registrato un grande interesse verso l'utilizzo di materiali polimerici quali PTFE e PFA (perfluoroalcoxi) per il rivestimento dei pattini dei cuscinetti. Il rivestimento in PTFE è già impiegato negli impianti idroelettrici russi da oltre trenta anni [40], nonostante questo in letteratura vi è scarsità di dati al riguardo. Gli unici dati reperibili in letteratura riguardanti l'influenza dello spessore del rivestimento in PTFE sulle prestazioni di un cuscinetto idrodinamico assiale sono riportati [37]. Questi sono però ottenuti mediante un modello TEHD e non sono corredati da dati sperimentali utili per la validazione del modello stesso, inoltre questo modello numerico è stato realizzato effettuando due importanti semplificazioni:

- non sono considerate le deformazioni termiche del rivestimento ma solo quelle elastiche causate dalla distribuzione di pressione;
- è ipotizzato uno stato di sforzo piano e gli spostamenti del rivestimento sono calcolati mediante il modello analitico di Winkler:

$$w = \frac{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}{(1 - \nu)} \frac{s}{E} p \quad (6.2)$$

dove:

- w è lo spostamento del rivestimento in direzione z [mm];
- ν è il coefficiente di poisson del PTFE;
- E è il modulo di Young del PTFE [MPa];
- s è lo spessore del rivestimento [mm];
- p è la pressione esercitata dal fluido [MPa].

Per sopperire a questa mancanza di dati si è quindi deciso di utilizzare il modello numerico realizzato in questo lavoro per effettuare un'analisi di sensibilità sul rivestimento in PTFE di un pattino di un cuscinetto idrodinamico assiale a pattini oscillanti. Per studiare l'influenza dello spessore del rivestimento sul comportamento del cuscinetto idrodinamico, si sono effettuate varie simulazioni mantenendo le stesse condizioni di funzionamento:

- velocità di rotazione 3000 rpm;
- carico applicato 2 MPa;
- lubrificante ISO VG46.

Si sono scelte queste condizioni perché rappresentano le condizioni standard per un cuscinetto di piccole dimensioni ed il lubrificante ISO VG46 è uno dei più utilizzati in questi componenti.

In figura 6.17 è riportato l'andamento della temperatura massima calcolata sullo strato in acciaio del pattino e sul rivestimento in funzione dello spessore di quest'ultimo.

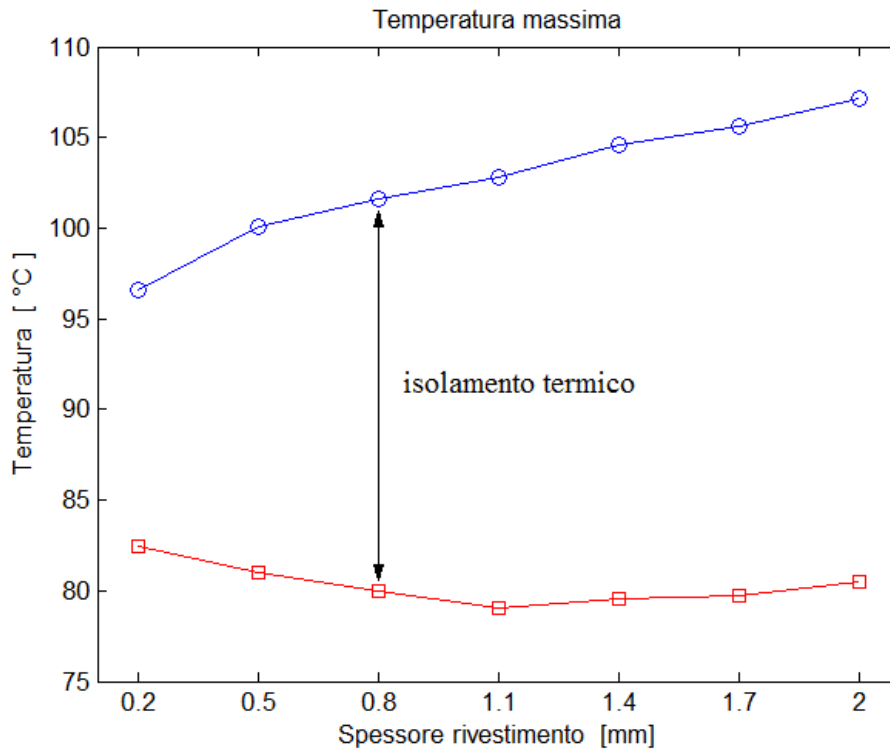


Figura 6.17. Andamento della temperatura del rivestimento e del corpo in acciaio del pattino in funzione dello spessore del rivestimento in PTFE.

Il flusso di energia termica trasmesso per conduzione può essere espresso come rapporto fra la differenza di temperatura e la resistenza termica in analogia con la definizione di flusso di corrente elettrica:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} \quad (6.3)$$

$$R = \frac{s}{k A} \quad (6.4)$$

dove:

- \dot{Q} è la potenza termica scambiata [W];

- R è la resistenza termica [K/W];
- A è l'area della superficie attraverso cui si ha il flusso di energia termica [m^2];
- s è lo spessore della superficie [m];
- k è la conducibilità termica [W/(m·K)].

L'aumento dello spessore del rivestimento determina quindi un aumento della resistenza termica (equazione 6.4), di conseguenza si ha una riduzione della potenza termica scambiata a parità di condizioni. Questo fa sì che una quantità di energia termica sempre maggiore rimanga nel fluido causandone l'aumento di temperatura. Infatti, nel grafico in figura 6.17 si nota che la temperatura del rivestimento e quindi del fluido a contatto con esso, è proporzionale allo spessore del rivestimento. La temperatura del corpo del pattino invece diminuisce all'aumentare dello spessore del rivestimento ma solo fino a che questo non raggiunge uno spessore di circa 1.1 mm, oltre questo valore si registra un leggero aumento della temperatura. Questo è dovuto al fatto che l'aumento della temperatura del fluido è superiore all'aumento della resistenza termica e quindi si ha un leggero aumento della potenza termica trasmessa.

La variazione di temperatura del rivestimento è superiore a quella ottenuta nel corpo del pattino (10 °C rispetto a 2°C), si può quindi affermare che lo spessore del rivestimento influisce maggiormente sulla temperatura del rivestimento. I risultati numerici ottenuti sono coerenti con la teoria dello scambio termico conduttivo, perché si nota che all'aumentare dello spessore del rivestimento aumenta la differenza di temperatura fra questo ed il corpo del pattino.

In figura 6.18 è invece riportata la geometria tridimensionale del film fluido che separa la superficie del rotore da quella del pattino, calcolata per due differenti valori dello spessore del rivestimento. La superficie del pattino con il rivestimento di spessore maggiore presenta una deformazione maggiore soprattutto in corrispondenza del bordo esterno del pattino. Questo incremento è dovuto alle deformazioni termiche del rivestimento, perché queste aumentano con l'aumentare dello spessore e questo determina un aumento della differenza di temperatura nel rivestimento (figura 6.17).

La dilatazione termica è inoltre proporzionale alla dimensione del componente stesso (equazione 3.14), quindi l'aumento dello spessore del rivestimento determina un ulteriore aumento della deformazione del pattino.

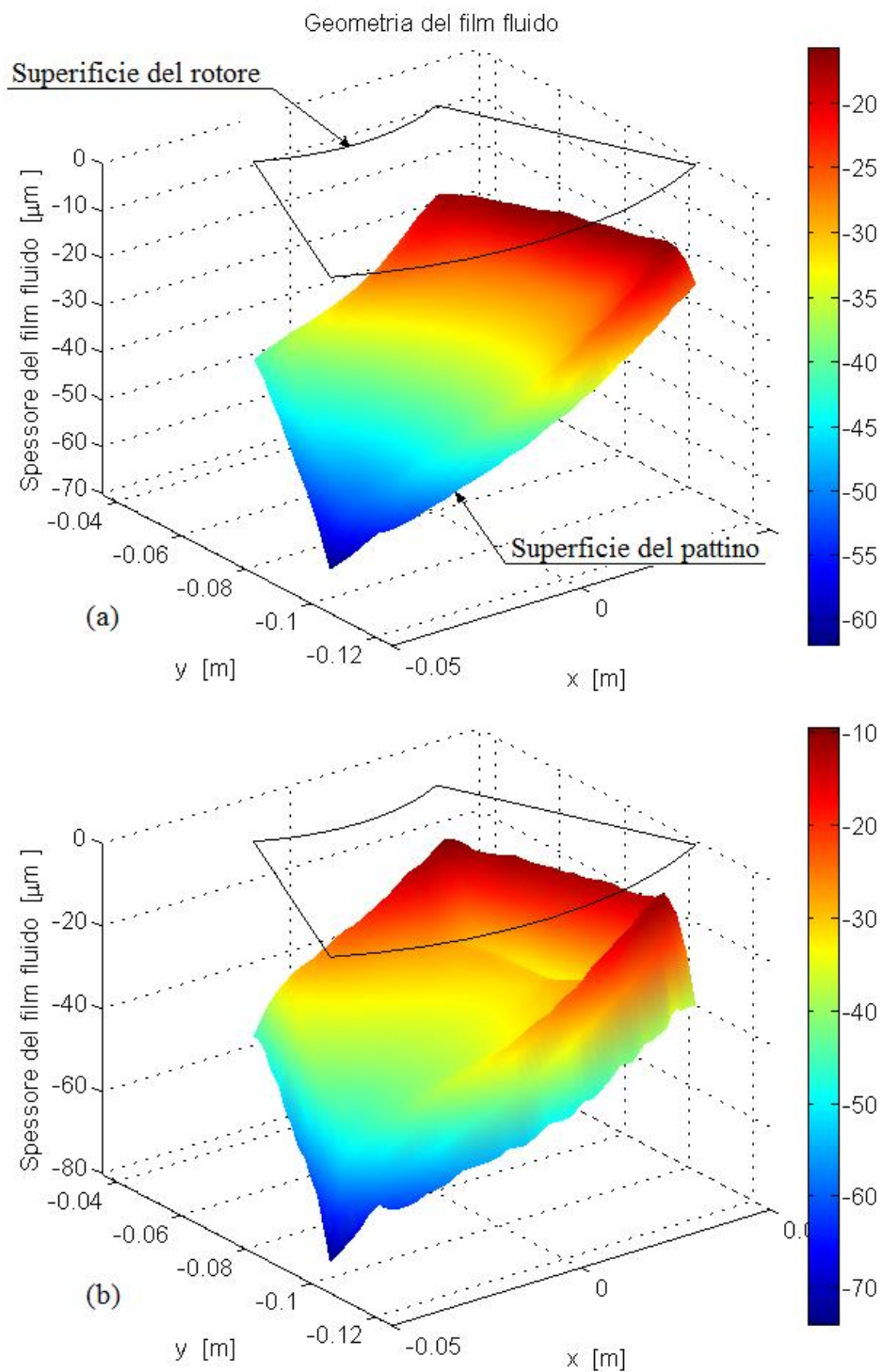


Figura 6.18. Geometria del film fluido con rivestimento in PTFE di spessore 0.8 mm (a) e 2 mm (b).

All'aumentare dello spessore del rivestimento si ha una zona centrale del pattino sempre più parallela alla superficie del rotore, come mostrato in figura 6.19. Nella zona di uscita invece, all'aumentare dello spessore del rivestimento, si ha un aumento della deformazione che porta ad un incremento dello spessore del film fluido seguito da una rapida riduzione.

Questa maggiore deformazione è dovuta al fatto che l'aumento dello spessore determina una riduzione della rigidità assiale del rivestimento (K_R):

$$K_R = \frac{EA}{s} \quad (6.5)$$

dove:

- E è il modulo di Young del materiale del rivestimento [Pa];
- A è la superficie del pattino [m²];
- s è lo spessore del rivestimento [m].

L'aumento dello spessore del film fluido determina una riduzione della pressione del fluido, tuttavia questa non è sufficiente a compensare la diminuzione della rigidità del rivestimento, quindi si ha un aumento della deformazione nella zona di uscita del fluido.

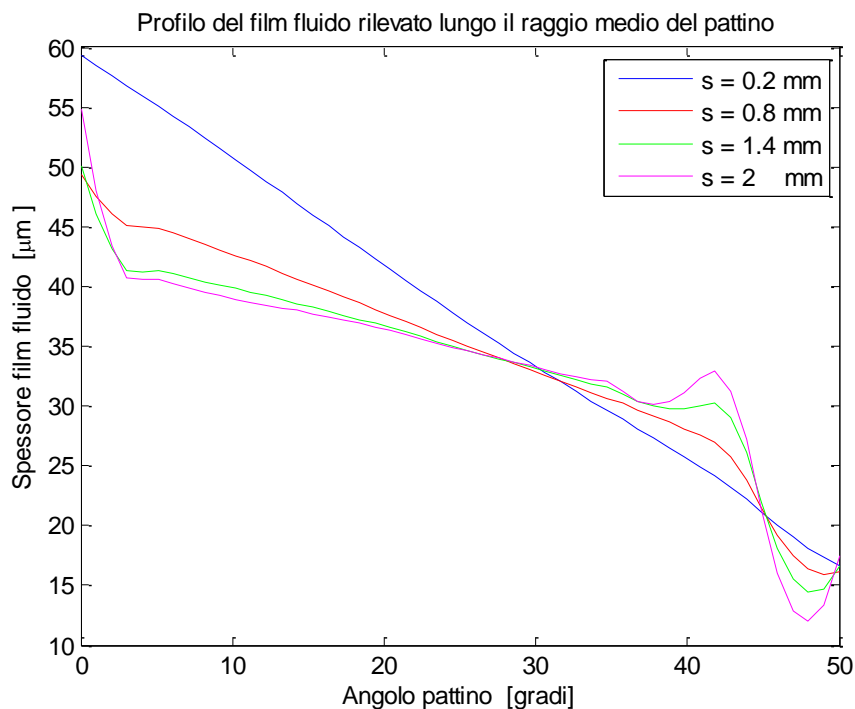


Figura 6.19. Spessore del film fluido rilevato lungo il raggio medio del pattino, al variare dello spessore del rivestimento.

La deformazione del rivestimento altera la geometria del film fluido e di conseguenza si ottiene una diversa distribuzione di pressione, come mostrato in figura 6.20. Si nota inoltre che la pressione massima rilevata lungo il raggio medio è pressoché costante, solo per lo spessore di 0.8 mm si registra un valore leggermente inferiore.

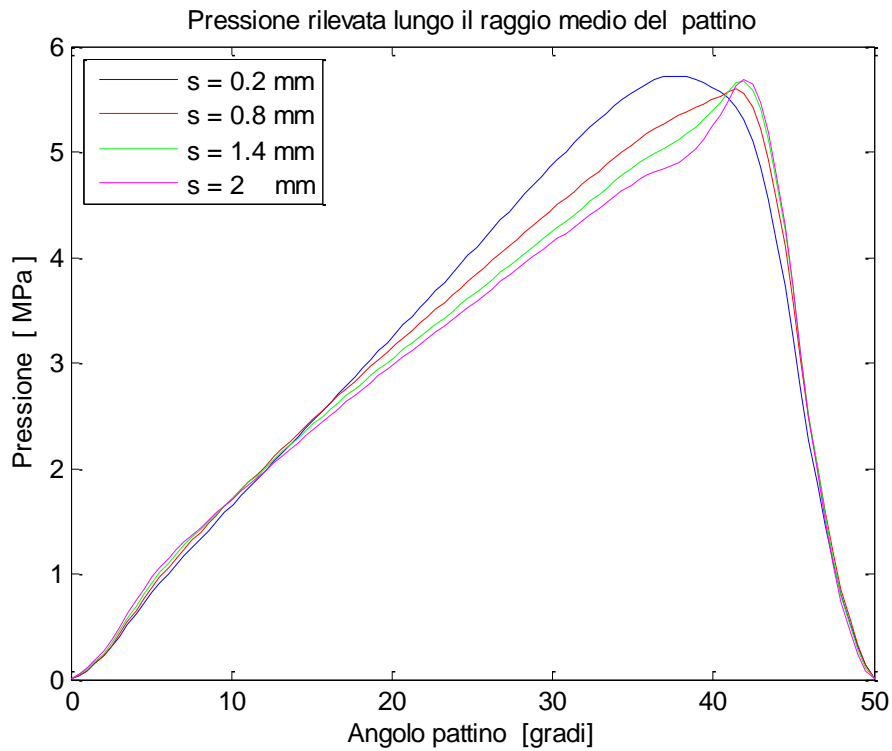


Figura 6.20. Profilo del campo di pressione rilevato lungo il raggio medio del pattino, al variare dello spessore del rivestimento.

In figura 6.21 è invece riportato l'andamento della pressione massima calcolata nel film fluido al variare dello spessore del rivestimento.

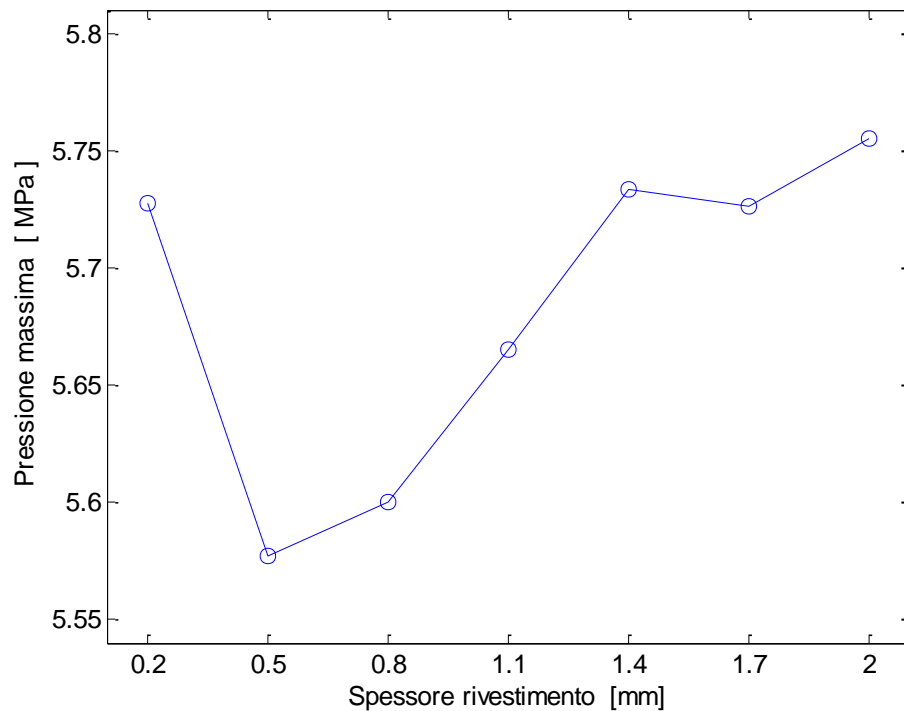


Figura 6.21. Pressione massima calcolata per diversi valori dello spessore del rivestimento.

L'incremento dello spessore del rivestimento provoca inizialmente una riduzione della pressione massima, dopodiché questa aumenta nuovamente e raggiunge il valore rilevato con lo spessore iniziale. Si può ritenere che oltre lo spessore di 1.4 mm la pressione massima rimane pressoché costante intorno al valore di 5.73 MPa.

Il valore minimo è ottenuto con uno spessore di 0.5 mm e risulta inferiore di 0.16 MPa al valore inizialmente rilevato, pari ad una riduzione del 2.8%.

I risultati ottenuti con il modello numerico indicano che, con una opportuna scelta dello spessore del rivestimento, è possibile ridurre il valore della pressione massima ed è quindi possibile aumentare ulteriormente la capacità di carico del cuscinetto. Questa ipotesi si basa esclusivamente sui risultati numerici ottenuti, di conseguenza sarebbe opportuno svolgere in futuro una serie di prove sperimentali per vedere se i risultati sperimentali confermano questa ipotesi.

La potenza dissipata dal cuscinetto risulta proporzionale allo spessore del rivestimento, come riportato in figura 6.22. Questo indica che all'aumentare dello spessore del rivestimento si ha un aumento degli sforzi viscosi agenti sulla superficie del rotore. La potenza dissipata dal cuscinetto infatti, è dovuta agli sforzi viscosi che si generano all'interno del film fluido come riportato nel paragrafo 3.7.

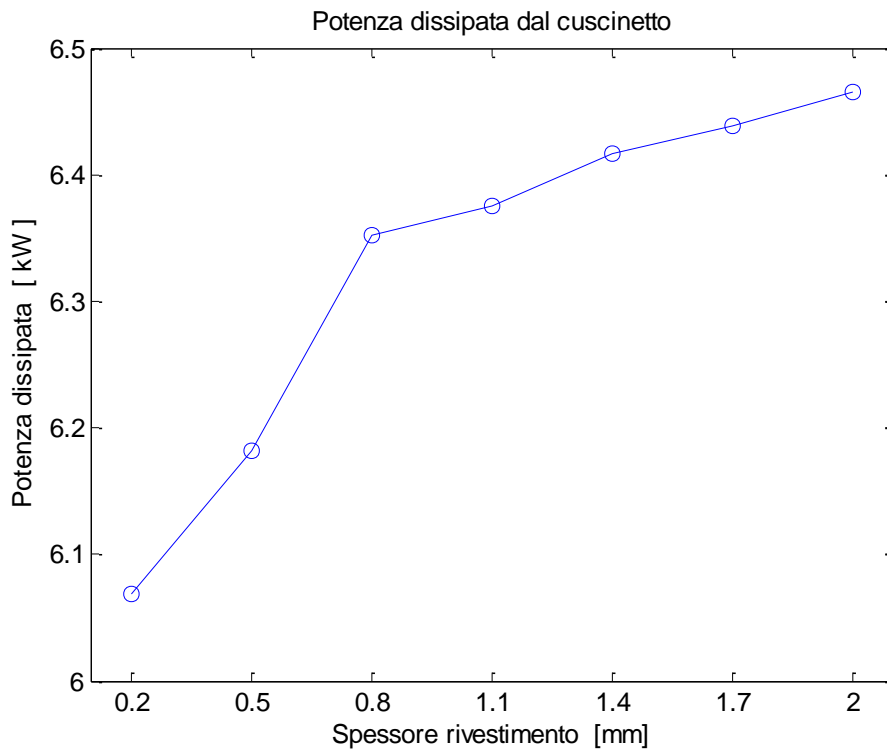


Figura 6.22. Potenza dissipata dal cuscinetto al variare dello spessore del rivestimento in PTFE.

Gli sforzi viscosi dipendono dalla viscosità del fluido e dal gradiente di velocità in direzione z (equazione 3.26). L'incremento dello spessore del rivestimento comporta un aumento della temperatura del fluido (figura 6.17) e questo determina una diminuzione della viscosità e quindi degli sforzi.

L'aumento dello spessore del rivestimento determina però una riduzione dello spessore del film fluido (figura 6.18), soprattutto in corrispondenza del bordo esterno del pattino dove si ha la velocità massima tangenziale. Questo determina un incremento del gradiente di velocità in direzione z e degli sforzi viscosi poiché essi sono proporzionali a quest'ultimo.

L'aumento della potenza dissipata, è quindi dovuto al fatto che la riduzione della viscosità del fluido non è sufficientemente elevata da compensare l'aumento del gradiente di velocità.

I risultati numerici ottenuti mostrano un aumento di 0.3 kW passando da 0.2 mm a 0.8 mm di spessore del rivestimento, mentre per uno spessore maggiore la potenza dissipata cresce solamente di 0.1 kW a fronte di un aumento dello spessore di 1.2 mm.

6.4 Considerazioni finali sul rivestimento in PTFE

I risultati ottenuti con i due modelli numerici mostrano che il rivestimento in PTFE, a parità di condizioni, determina una pressione massima inferiore a quella rilevata con il rivestimento in metallo bianco. Questo è dovuto alla maggiore deformabilità del PTFE che garantisce una migliore distribuzione di pressione, di conseguenza è logico pensare che con questo nuovo tipo di rivestimento sia possibile incrementare la capacità di carico del cuscinetto.

Tabella 6.3. Valori del carico di rottura a compressione a diverse temperature, per i due materiali del rivestimento.

	Carico di rottura a compressione [MPa]	
	a 23°C	a 100°C
Metallo bianco	100	60
PTFE	26	15

Confrontando i valori riportati in tabella 6.3 si nota che il metallo bianco presenta un carico di rottura a compressione maggiore rispetto al PTFE, sia temperatura ambiente che a 100°C. Questo porta a pensare che un pattino con rivestimento in metallo bianco possa funzionare con carichi superiori rispetto ad un pattino con rivestimento in PTFE.

In realtà, lo stesso manuale dal quale sono rilevate le proprietà del metallo bianco [43], indica chiaramente che questo tipo di materiale ha una bassa resistenza a fatica ed perciò utilizzato esclusivamente nelle applicazioni con carichi bassi (*low-load applications*).

In [39] sono riportati tutti i passaggi che hanno portato alla sostituzione dei pattini con rivestimento in metallo bianco con pattini con rivestimento in PTFE, in una centrale idroelettrica sul fiume Volta in Ghana. Il potenziamento della centrale ha portato ad un aumento del carico applicato al cuscinetto idrodinamico, questo incremento ha poi causato il cedimento del rivestimento in metallo bianco. Il cedimento si è verificato poiché il carico specifico sui pattini ha raggiunto i 3.8 MPa mentre il valore limite usato in progettazione è di soli 2.9 MPa. I pattini sono poi stati sostituiti da altri con rivestimento in PTFE ed in questo modo si è risolto il problema, perché il valore limite del carico specifico usato in progettazione è di 6.5 MPa. Questo articolo fornisce quindi la conferma sperimentale che, sostituendo il rivestimento in metallo bianco con uno in PTFE, è possibile raddoppiare la capacità di carico del cuscinetto.

Un'ulteriore conferma a questa ipotesi è fornita in [37], dove viene riportato l'esempio dei cuscinetti idrodinamici assiali utilizzati negli impianti idroelettrici russi a partire dal 1974. Questi sono stati realizzati con un rivestimento in PTFE in sostituzione al metallo bianco e dopo trent'anni funzionano ancora senza

problemi. Purtroppo in letteratura non sono disponibili dati sperimentali a riguardo ma viene riportato solamente il carico specifico applicato: 10 MPa. Questo elevato valore del carico specifico applicato è riconducibile alla struttura del rivestimento poiché questo è composto da uno strato di PTFE puro estruso su una matrice metallica (*wire mesh*) in questo modo, una volta raffreddato, il PTFE risulta saldamente legato alla matrice (figura 6.23). Questa matrice è composta da una struttura reticolare di rame nella quale viene inserita la polvere di PTFE, dopodiché viene riscaldata ad una temperatura superiore a quella di transizione del PTFE (327°C) ed infine viene saldata al corpo del pattino.

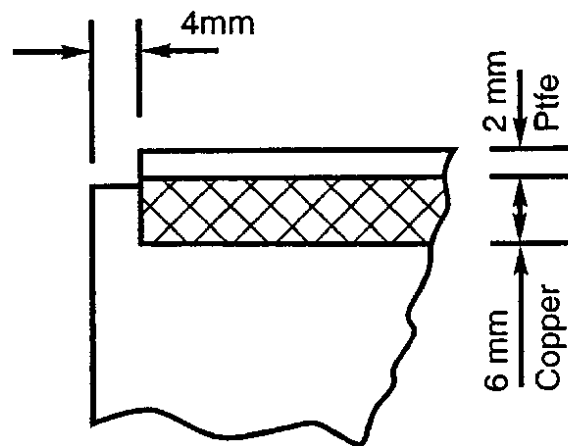


Figura 6.23. Struttura del rivestimento simile a quello utilizzato nei pattini dei cuscinetti installati negli impianti idroelettrici in Russia.

I risultati numerici ottenuti e gli articoli presenti in letteratura dimostrano che il rivestimento in PTFE permette di aumentare la capacità di carico del cuscinetto rispetto al metallo bianco. Questa sostituzione comporta però l'aumento della temperatura del fluido e quindi il rivestimento stesso si trova ad una temperatura maggiore, queste due condizioni determinano l'insorgere dello scorrimento viscoso (*creep*) nel rivestimento del pattino in PTFE.

Lo scorrimento viscoso è un fenomeno che si verifica in quei componenti che sono soggetti ad un carico costante e lavorano in condizioni di temperatura costante. Questo fenomeno provoca un aumento delle deformazioni con l'avanzare del tempo, in altre parole se la temperatura ed il carico rimangono costanti si verifica un aumento delle deformazioni del componente.

Lo scorrimento viscoso è molto importante ad esempio per la palettatura delle turbine, poiché le palette lavorano a temperature molto elevate e sono soggette a degli sforzi di trazione a causa della forza centrifuga. Quando le deformazioni causate da questo fenomeno superano il valore limite, vi è il rischio che le palette entrino in contatto con la cassa della turbina causando un danno irreparabile alla macchina.

Nei cuscinetti idrodinamici assiali invece, il rivestimento dei pattini è soggetto a degli sforzi di compressione determinati dalla pressione che si sviluppa all'interno del film fluido. Inoltre gli sforzi viscosi agenti sulla superficie del rivestimento sono trascurabili rispetto alla sollecitazione di compressione (figura 6.15). Di conseguenza non si hanno problemi di distacco del rivestimento dal pattino però, le deformazioni dovute al creep modificano la geometria del rivestimento e perciò causano una variazione dello spessore del film fluido con conseguente variazione delle prestazioni del cuscinetto. Lo scorrimento viscoso che si verifica nel rivestimento in PTFE non porta alla rottura del componente ma, è comunque necessario studiare questo fenomeno per capire la reale influenza sul comportamento del cuscinetto.

In figura 6.24 sono riportate le curve del creep in compressione, con temperatura pari a 100°C per il PTFE, si nota come all'aumentare dello sforzo aumenta la deformazione del componente. Di conseguenza le deformazioni dovute allo scorrimento viscoso sono maggiori nei cuscinetti con un elevato carico specifico.

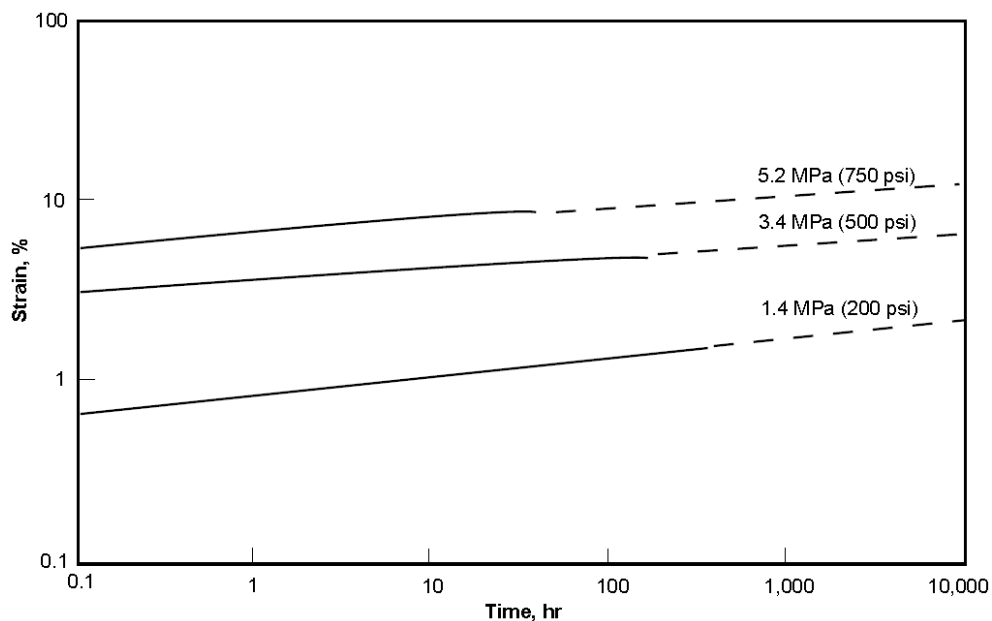


Figura 6.24. Curva del creep del PTFE a 100°C con sforzi di compressione [44].

Dal grafico in figura 6.24 si può ricavare un valore di deformazione del 10% dopo 200 ore di funzionamento con uno sforzo costante di 5.2 MPa, questo indica che il rivestimento continua a deformarsi nel tempo e quindi la geometria del film fluido si adegua continuamente a queste deformazioni.

Lo studio del creep nel rivestimento richiede un'analisi dinamica, perché occorre simulare la deformazione del materiale con l'avanzare del tempo, purtroppo non è possibile effettuare questa analisi nel modello numerico

realizzato in questa tesi perché questo tipo di analisi richiede un elevato onere computazionale.

In [40] viene proposto un modello numerico per la simulazione del creep nel rivestimento in PTFE, questo materiale viene modellato considerandolo come un fluido molto viscoso introducendo, in maniera empirica, questa viscosità *apparente* del PTFE. In questo modo è possibile determinare le deformazioni del rivestimento simulando il movimento di questo *fluido* in funzione della pressione agente su di esso. I risultati numerici ottenuti mostrano che gli spostamenti del PTFE hanno direzione ortogonale alle isobare del film fluido. In figura 6.25 è riportato lo schema del movimento del PTFE, simulato dal modello numerico, il materiale si sposta dalla zona con la pressione maggiore (a) verso la zona con pressione minore (b) creando una diminuzione dello spessore del film fluido (c). Purtroppo non vengono forniti dei dati sperimentali che confermino questi risultati, però l'autore descrive una continua oscillazione dei valori della temperatura rilevata dalle termocoppie nei minuti iniziali della prova sperimentale. Questo dimostra che effettivamente si verifica una variazione della geometria del film fluido causata dalla deformazione del rivestimento.

In [40] è inoltre riportato che durante alcune prove sperimentali in cui si è controllato, ad intervalli regolari, lo strato del rivestimento di un pattino si sono riscontrate variazioni del profilo del rivestimento. Non vengono però forniti dati sperimentali a riguardo.

In conclusione afferma quindi che il creep può avere un effetto benefico sul rivestimento, perché si ha un continuo movimento del materiale dalle zone ad alta pressione alle zone con pressione minore. Questo porta ad un continuo movimento della zona ad alta pressione garantendo un'usura uniforme del rivestimento. Ovviamente questi spostamenti di materiale hanno ordini di grandezza inferiori rispetto allo spessore del film fluido e non ne stravolgono la geometria quindi, non creano problemi di instabilità al rotore.

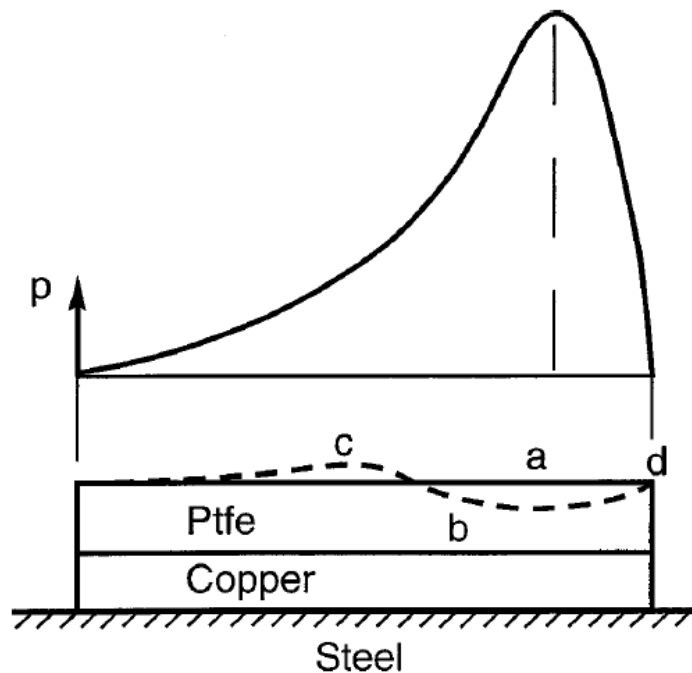


Figura 6.25. Movimento ipotizzato del rivestimento, dovuto al fenomeno del creep [40].

La deformazione del rivestimento ipotizzata da Ettles in [40] è coerente con la teoria della lubrificazione idrodinamica, perché il materiale si sposta dalla zona in cui si ha la pressione massima (a) e di conseguenza aumenta lo spessore del film fluido in questa zona causando una diminuzione della pressione. Contemporaneamente, il materiale si sposta verso una zona con minor pressione (b) e va a ridurre lo spessore del film fluido causando l'aumento della pressione in quella zona (b). A questo punto i ruoli sono invertiti, cioè la zona (b) è quella con la pressione massima e quindi il movimento del materiale seguirà il percorso inverso. In conclusione si può affermare che nei pattini con rivestimento in PTFE si verifica il fenomeno della scorrimento viscoso (creep), i dati sperimentali citati in [40] indicano però che questo non influisce negativamente sul funzionamento del cuscinetto.

La lubrificazione idrodinamica si verifica solo quando la velocità del rotore è sufficientemente elevata da far sì che la pressione, generata all'interno del film fluido, determini una forza uguale e contraria al carico applicato al rotore. Nella fase di avviamento e arresto di una macchina rotante questa condizione non è rispettata, quindi non si ha una perfetta lubrificazione idrodinamica e le due superfici in moto relativo possono entrare in contatto. Per far fronte a questo problema si utilizza la lubrificazione idrostatica, questa consiste nell'immissione di lubrificante fra le due superfici con una pressione tale da bilanciare il carico applicato (figura 6.26). In questo modo le due superfici non sono più in contatto fra loro ma sono separate da un film fluido eliminando così l'attrito radente. Questo determina una notevole riduzione della potenza necessaria per avviare la

macchina, elimina il problema del surriscaldamento e dell'usura delle due superfici.

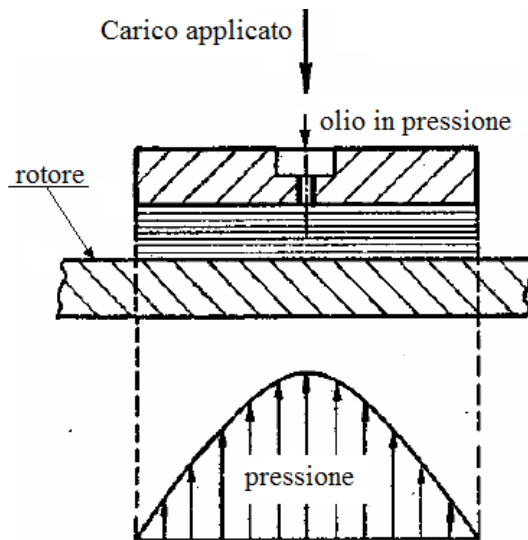


Figura 6.26. Schema della lubrificazione idrostatica.

La realizzazione della lubrificazione idrostatica richiede l'impiego di un impianto idraulico esterno al cuscinetto che, tramite delle pompe, invia il lubrificante a pressione elevata nel cuscinetto. All'avvio della macchina, il rotore poggia sui pattini del cuscinetto, quindi per inviare il fluido in pressione fra le due superfici si utilizzano dei fori opportunamente realizzati su ciascun pattino (figura 6.27). Una volta raggiunta la velocità di regime, viene interrotto il flusso di lubrificante in pressione poiché la lubrificazione idrodinamica risulta completamente sviluppata.

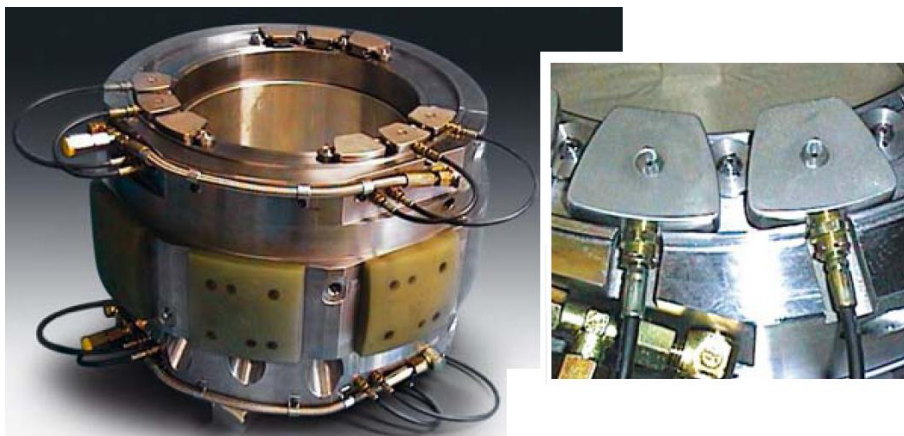


Figura 6.27. Cuscinetto assiale a pattini oscillanti con impianto per la lubrificazione idrostatica (a sinistra), particolare dei pattini con foro d'uscita del lubrificante ad alta pressione (a destra) [45].

I fori realizzati per la lubrificazione idrostatica creano una discontinuità nella geometria del pattino e di conseguenza anche nella geometria del film fluido. Infatti, in corrispondenza di questi fori si ha un forte aumento dello spessore del film fluido che causa una rapida diminuzione della pressione.

La tendenza attuale è quella di realizzare cuscinetti in grado di lavorare con carichi sempre maggiori, questo si traduce in una diminuzione dello spessore del film fluido ed un conseguente aumento della pressione. Questo determina un aumento della variazione di pressione in corrispondenza dei fori, se questa raggiunge valori elevati può dare origine alla cavitazione. Questo è un fenomeno fisico che si verifica all'interno dei fluidi quando la pressione scende al di sotto della tensione di vapore, si originano così delle bolle di vapore instabili che implodono quando raggiungono una zona con pressione superiore. L'implosione delle bolle provoca delle onde di pressione così intense da causare il distacco di piccole porzioni del materiale di rivestimento, questo fenomeno viene comunemente chiamato *pitting*.

In figura 6.28 si può notare il danno causato dalla cavitazione sul rivestimento in metallo bianco, questo danneggiamento è localizzato a valle del foro utilizzato per la lubrificazione idrostatica.

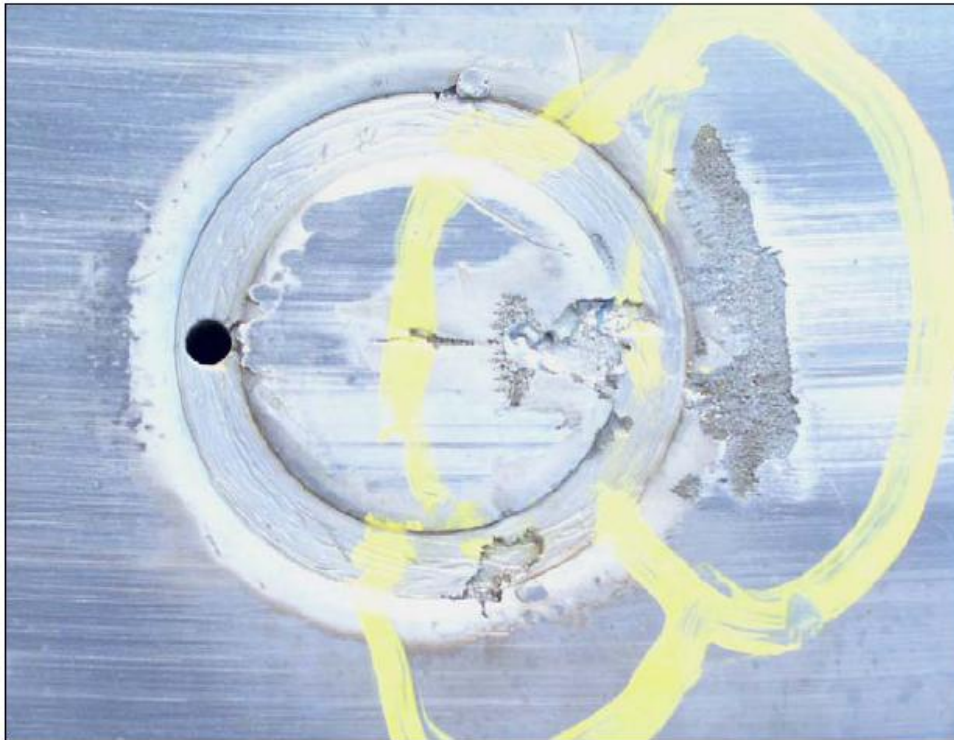


Figura 6.28. Danneggiamento del rivestimento in metallo bianco causato dalla cavitazione [39].

La sostituzione del PTFE al metallo bianco permette di eliminare il sistema della lubrificazione idrostatica poiché il PTFE ha un coefficiente d'attrito dinamico cinque volte inferiore a quello del metallo bianco (tabella 6.1). Di conseguenza, nelle fasi di avvio e arresto della macchina si ha un minor attrito fra rotore e pattini.

L'eliminazione del sistema di lubrificazione idrostatica permette di semplificare la struttura del cuscinetto eliminando l'impianto idraulico esterno necessario per l'immissione del fluido in pressione. Inoltre eliminando i fori dai pattini si evita il problema della cavitazione che può danneggiare i pattini del cuscinetto riducendo le prestazioni dello stesso.

In [39] si ha la conferma sperimentale che la sostituzione del metallo bianco con il PTFE permette di eliminare la lubrificazione idrostatica.

7. Applicazione industriale

In questo capitolo modello numerico ad elementi finiti viene utilizzato per la simulazione del comportamento di cuscinetto idrodinamico assiale, a pattini oscillanti, di medie-grandi dimensioni. La struttura del modello è la stessa descritta nel capitolo 3, quindi le equazioni, le condizioni al contorno ed il procedimento risolutivo impiegato sono invariati. L'unica grande differenza riguarda la geometria del pattino poiché questo ha dimensioni maggiori rispetto a quelle del pattino considerato nei capitoli precedenti.

Questo studio è stato effettuato per fornire ad una ditta italiana operante nel settore dei cuscinetti idrodinamici una prima stima delle prestazioni raggiungibili da un cuscinetto con le seguenti caratteristiche:

- diametro interno: 720 mm;
- dimensioni pattino: 100x100 mm;
- pressione massima: 10 MPa;

Le grandezze mancanti quali, angolo, numero e spessore dei pattini, sono state stimate rispettando le prime due condizioni e basandosi sulle specifiche tecniche del cuscinetto utilizzato per creare il modello numerico descritto nel capitolo 3.

Tabella 7.1. Specifiche tecniche del cuscinetto modellato. Le dimensioni contrassegnate dal simbolo (*) sono le uniche fornite dalla azienda.

Diametro interno* [mm]	720
Diametro esterno* [mm]	920
Angolo pattino [gradi]	15
Area singolo pattino [mm ²]	10734
Area totale pattini [mm ²]	171740
Numero pattini	16
Diametro pivot [mm]	14
Offset pivot	60%
Spessore rivestimento [mm]	0.8
Spessore totale pattino [mm]	28.58

Le simulazioni sono state effettuate ad una velocità di rotazione di 1000 rpm, in modo da avere una velocità tangenziale media di 42.93 m/s. Si è scelto questo valore perché nella maggior parte dei cuscinetti idrodinamici assiali questa velocità non supera i 45 m/s. Il lubrificante utilizzato è l'ISO VG46 perché risulta essere quello più comunemente impiegato. Si è deciso di effettuare le simulazioni sia con il rivestimento in metallo bianco che quello in PTFE, mantenendo lo stesso spessore, in modo da poter effettuare un confronto sulle

prestazioni fornite da questi due materiali impiegati su di un cuscinetto di medie-grandi dimensioni.

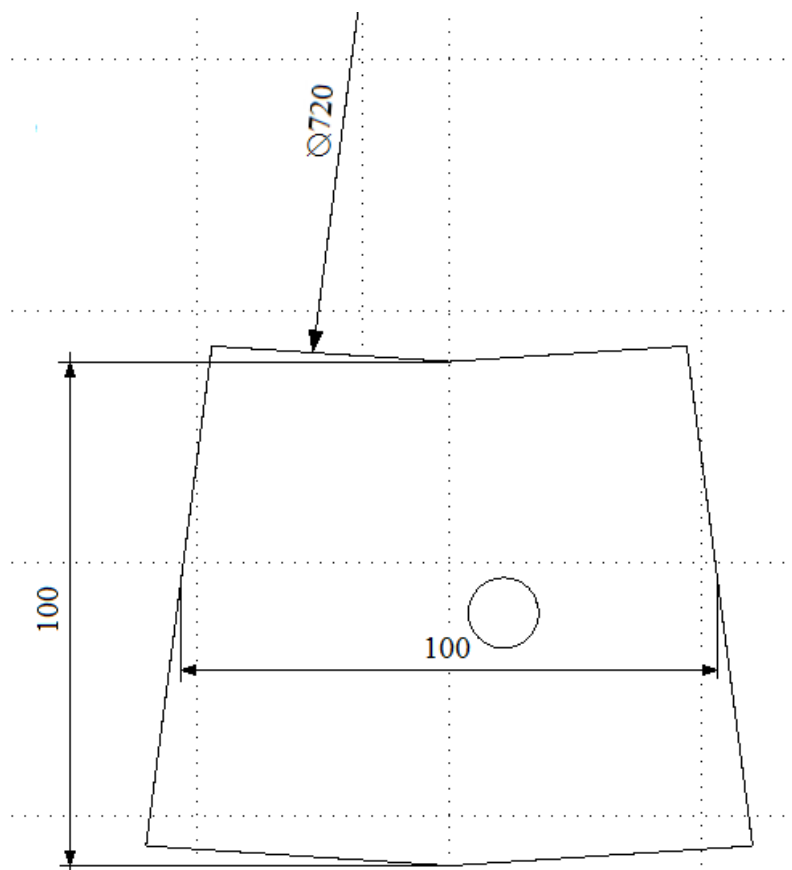


Figura 7.1. Vista del pattino nel piano x-y, le quote sono espresse in millimetri.

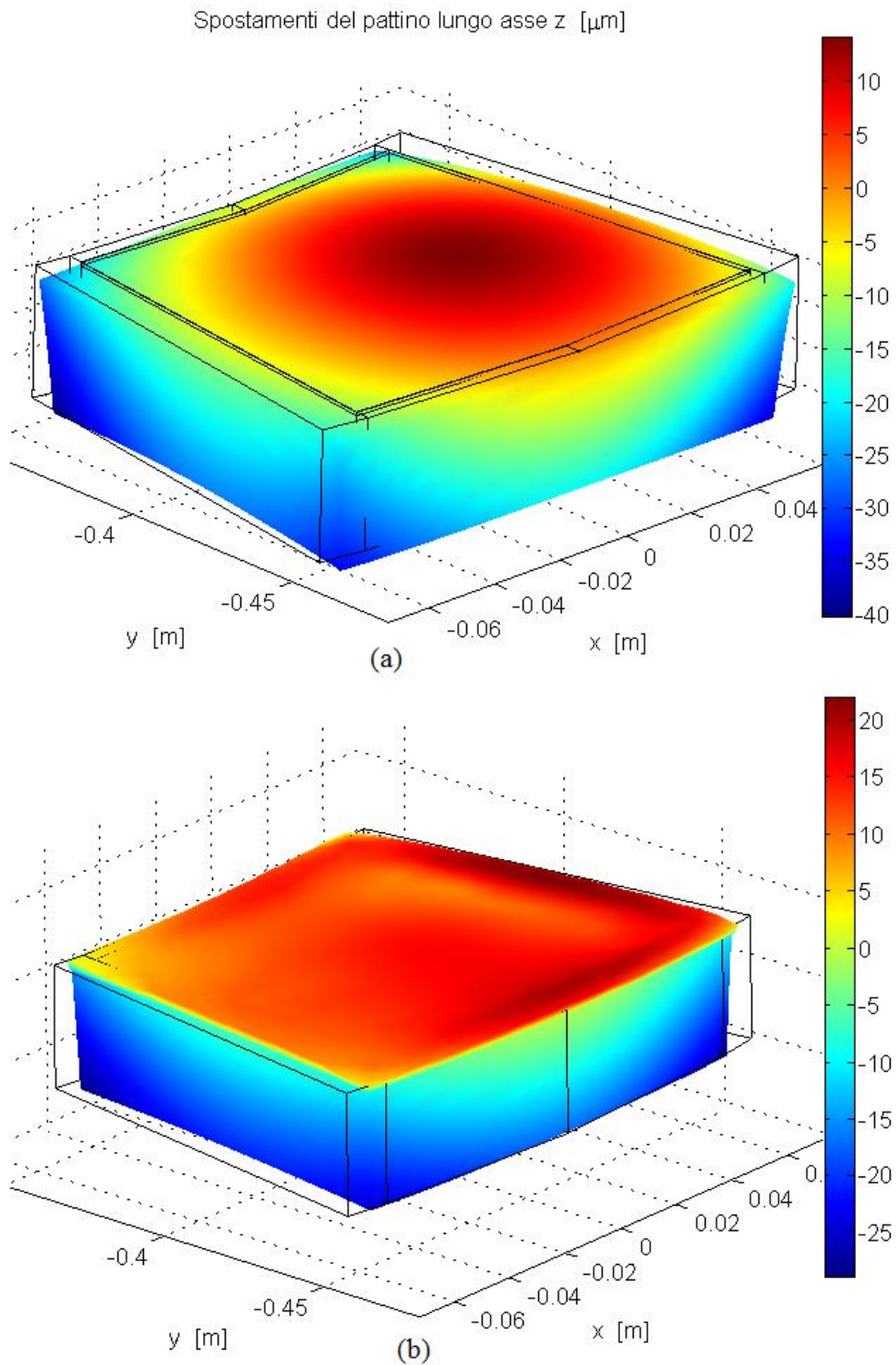


Figura 7.2. Spostamenti del pattino in direzione z calcolati con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b).

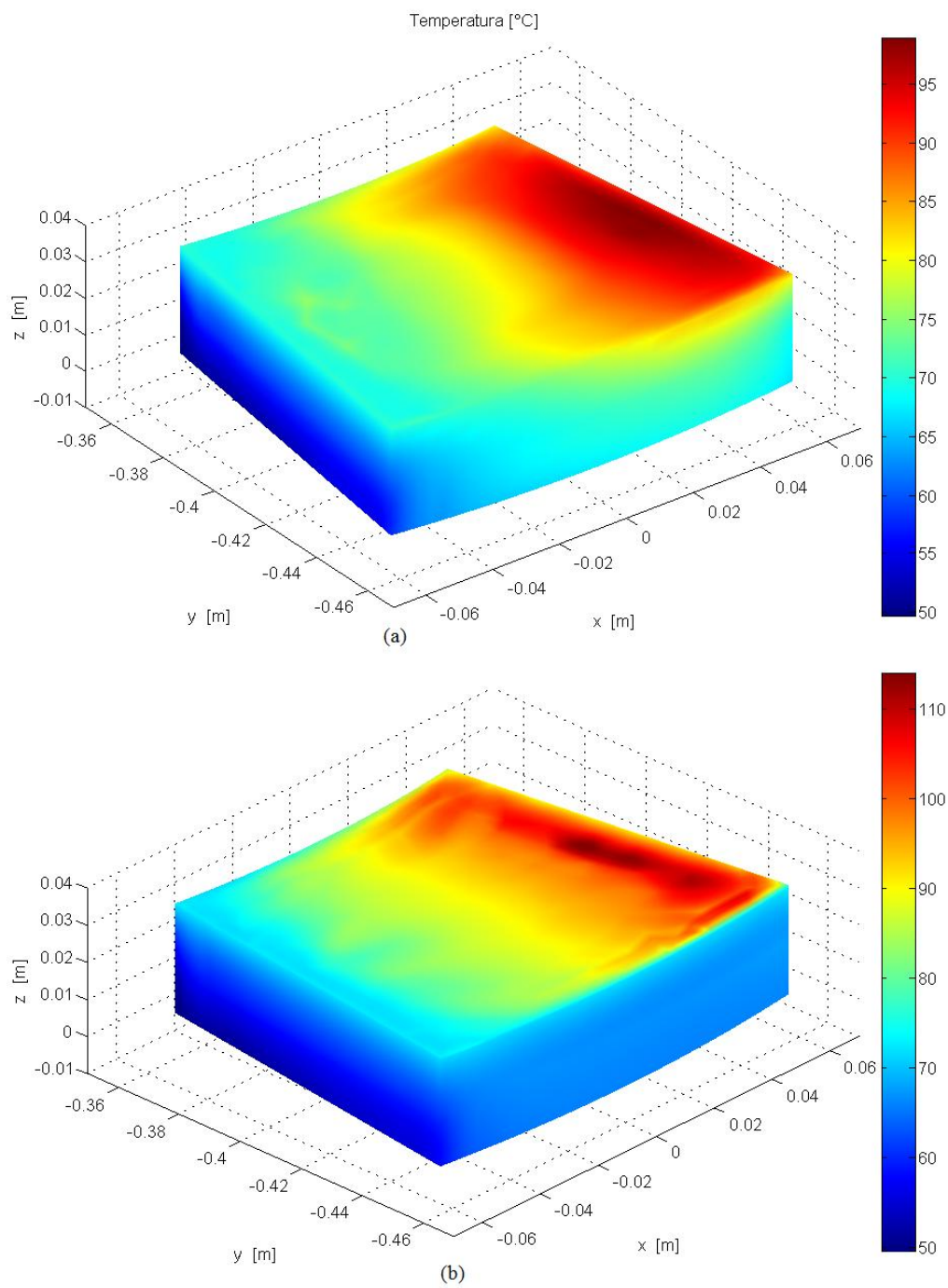


Figura 7.3. Temperatura calcolata sul pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b).

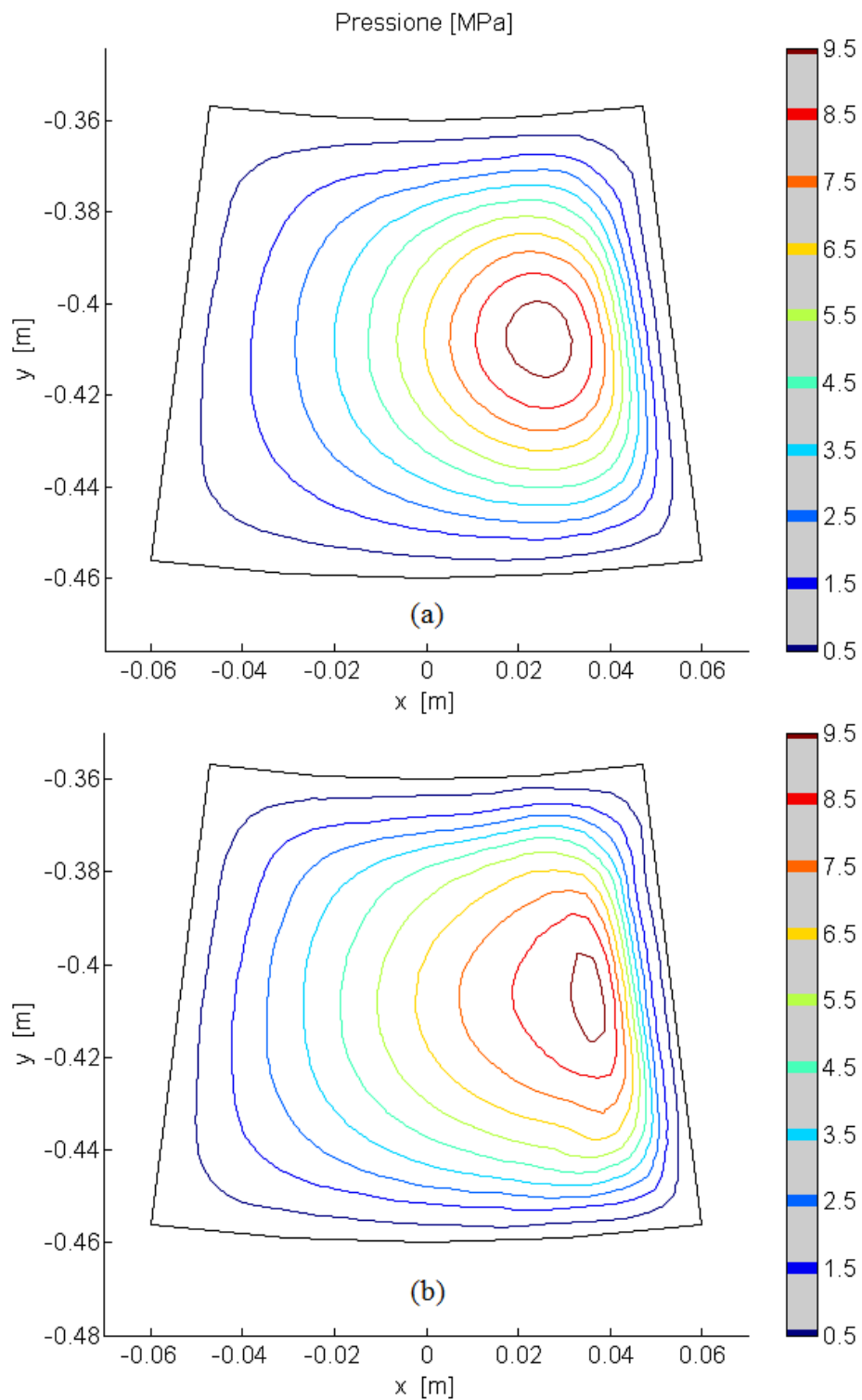


Figura 7.4. Distribuzione di pressione calcolata sul pattino con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b) con linee di livello.

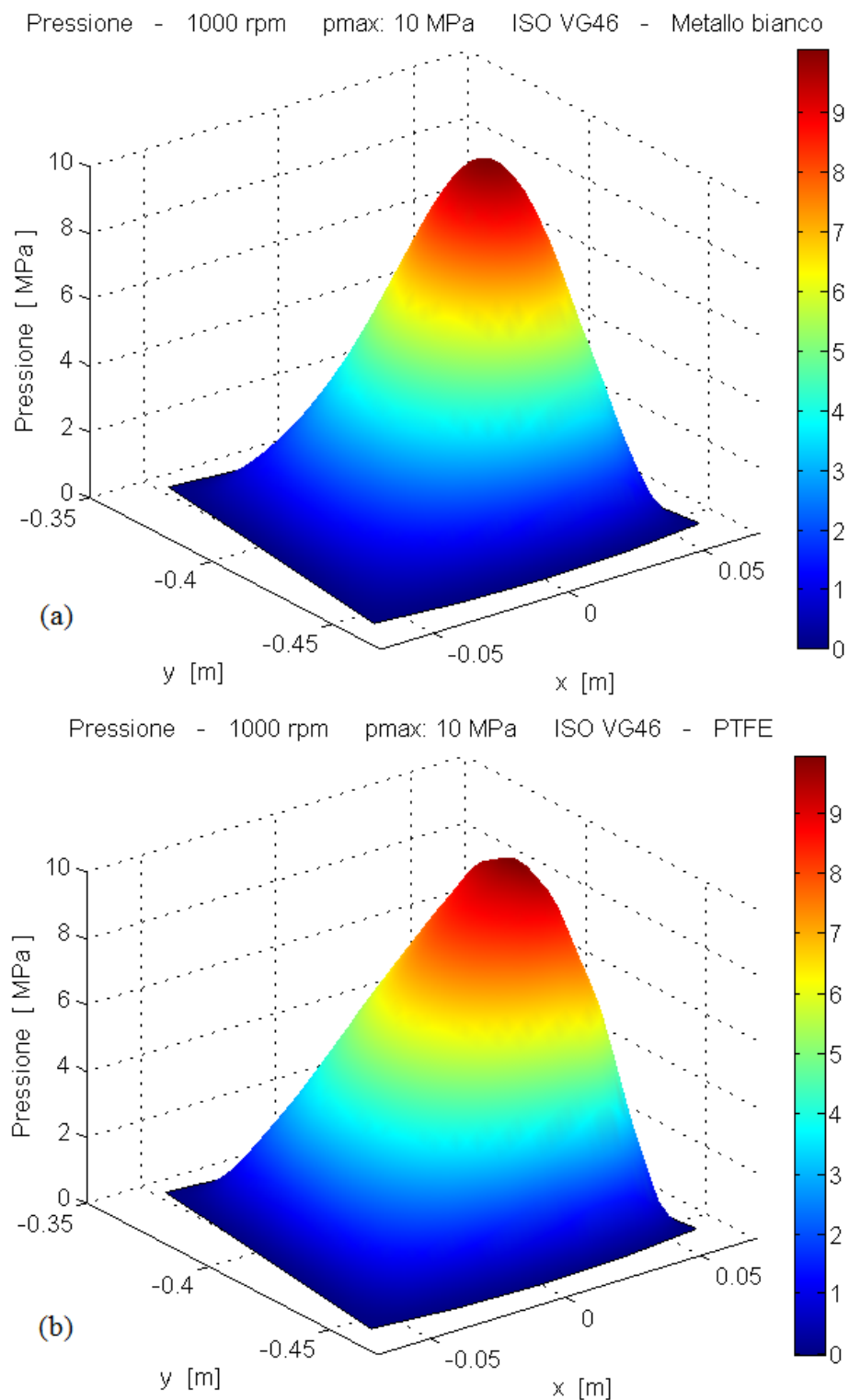


Figura 7.5. Distribuzione di pressione agente sulla superficie del pattino calcolata con rivestimento in metallo bianco (a) ed in PTFE (b).

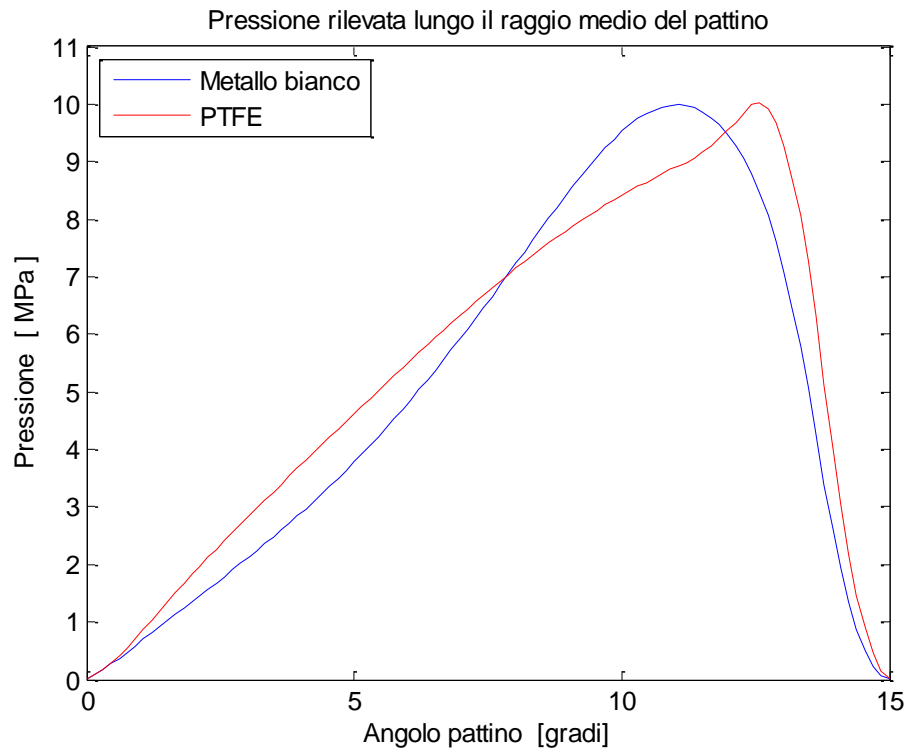


Figura 7.6. Profilo della distribuzione di pressione rilevato lungo il raggio medio del pattino.

I risultati ottenuti risultano coerenti con quanto riportato in letteratura e compatibilmente con i valori ottenuti con il modello numerico del cuscinetto di piccole-medie dimensioni riportati nel capitolo 4.

In figura 7.2 si nota infatti come il pattino con rivestimento in metallo bianco assuma la caratteristica forma convessa (*crowning*), mentre il rivestimento in PTFE determini una forma concava, come descritto in [40].

La distribuzione di temperatura riportata in figura 7.3 evidenzia l'isolamento termico garantito dal PTFE che determina una maggiore temperatura del rivestimento. I valori ottenuti risultano superiori a quelli riportati nel capitolo 4, ma questo è dovuto al fatto che il carico applicato è maggiore.

La distribuzione di pressione riportata in figura 7.4 e figura 7.5 mostrano come con il rivestimento in PTFE il valore massimo della pressione sia spostato verso l'uscita del pattino.

Il profilo della distribuzione di pressione rilevato con il rivestimento in PTFE risulta differente rispetto a quello rilevato con il metallo bianco, questo è dovuto alla maggiore deformabilità del materiale che da origine alla forma *concava* del pattino.

Tabella 7.2. Risultati numerici ottenuti dalle simulazioni effettuate.

	Metallo bianco	PTFE
Pressione massima [MPa]	10.01	10.01
Pressione media [MPa]	2.99	3.53
Carico singolo pattino [N]	32093	37846
Carico cuscinetto [N]	513488	605536
Temperatura massima [°C]	98.71	113.55
Potenza dissipata [kW]	72.6	73.21
Spessore minimo film fluido [μm]	22.21	14.99

In tabella 7.2 sono riportate le grandezze caratteristiche del cuscinetto calcolate mediante il modello numerico, si nota chiaramente come il rivestimento in PTFE consenta una maggior capacità di carico a parità di pressione massima. A causa della bassa conducibilità termica del PTFE la temperatura massima risulta di 15°C superiore al valore ottenuto con il metallo bianco.

La sostituzione del metallo bianco con il PTFE permette quindi di aumentare la capacità di carico del cuscinetto del 18% mantenendo pressoché invariata la potenza dissipata.

8. Conclusioni e sviluppi futuri

L'obiettivo di questa tesi era la realizzazione di un modello ad elementi finiti per la simulazione del comportamento a regime di un cuscinetto idrodinamico assiale a pattini oscillanti. A tal proposito è stata considerata la bibliografia di settore per ricavare le informazioni necessarie per la corretta modellazione dei fenomeni fisici che intervengono nel funzionamento di questi componenti e valutare lo stato dell'arte dei modelli numerici realizzati. Successivamente, sfruttando le capacità del software COMSOL Multiphysics 3.5a, si è potuto realizzare un modello TEHD in grado di risolvere il problema completo senza le approssimazioni considerate nei modelli reperibili in letteratura e descritti nel capitolo 2.

Il confronto fra i risultati numerici ottenuti ed i risultati sperimentali riportati in letteratura (capitolo 4) volto alla validazione del modello implementato, ha dimostrato che quest'ultimo è in grado di fornire risultati accurati. Si può quindi affermare che il modello numerico realizzato permetta di simulare con sufficiente accuratezza il funzionamento di questi componenti. Questo dimostra inoltre come, un software di questo tipo, possa rivelarsi un utile strumento per lo studio e la progettazione di quei componenti in cui il funzionamento è determinato dall'interazione di più fenomeni fisici.

Nello studio della dinamica dei rotori le forze trasmesse dai cuscinetti idrodinamici sono linearizzate attraverso coefficienti di rigidità e smorzamento espressi in funzione della velocità di rotazione. Valutata l'affidabilità del modello numerico si è successivamente utilizzato lo stesso modello per determinare il coefficiente di rigidità assiale del cuscinetto, in diverse condizioni di funzionamento. I risultati ottenuti attraverso il modello ad elementi finiti mostrano come il coefficiente di rigidità del cuscinetto idrodinamico assiale dipenda, non solo dalla velocità di rotazione del rotore, ma sia anche dal carico applicato allo stesso. Il tipo di lubrificante influisce anch'esso sulla rigidità del cuscinetto.

I risultati ottenuti mostrano che la rigidità del cuscinetto:

- aumenta all'aumentare del carico applicato;
- diminuisce all'aumentare della velocità di rotazione;
- aumenta utilizzando lubrificanti con viscosità sempre minore.

Si ha inoltre la conferma del legame non-lineare fra la rigidità del cuscinetto e lo spostamento assiale del rotore.

I pattini con rivestimento in PTFE sono impiegati negli impianti idroelettrici russi sin dagli anni '70 nonostante questo, in letteratura vi sono pochissimi testi che documentano l'effettiva influenza di questo materiale sul comportamento dei cuscinetti idrodinamici assiali. Per sopperire a questa mancanza si è deciso di utilizzare il modello numerico realizzato in questa tesi, per confrontare le

prestazioni di un cuscinetto assiale a pattini oscillanti con rivestimento in metallo bianco ed in PTFE.

La struttura del modello numerico è la stessa, si sono solamente modificate le proprietà del rivestimento inserendo le caratteristiche del PTFE. Come per il modello precedente si è effettuata la validazione basandosi su dati sperimentali riportati in letteratura, anche in questo caso il risultati numerici ottenuti mostrano una buona convergenza con i valori sperimentali.

Confrontando i risultati ottenuti con il rivestimento in metallo bianco e quelli ottenuti con il rivestimento in PTFE, si nota che a parità di condizioni:

- il rivestimento in PTFE permette di ridurre il valore della pressione massima;
- la sostituzione del metallo bianco con il PTFE non influisce sulla potenza dissipata;
- il PTFE permette di ridurre la temperatura del corpo del pattino ma determina un aumento della temperatura del fluido;
- lo spessore minimo del film fluido risulta leggermente inferiore rispetto a quanto calcolato con il metallo bianco.

Per valutare più nel dettaglio l'influenza di questo materiale polimerico sulle prestazioni del cuscinetto, si sono effettuate varie simulazioni con le stesse condizioni e variando lo spessore del rivestimento.

I risultati così ottenuti dimostrano che:

- aumentando lo spessore del rivestimento si ha un aumento della temperatura del fluido mentre la temperatura del corpo del pattino rimane pressoché costante;
- la pressione massima presenta un valore minimo per un opportuno valore dello spessore del rivestimento;
- aumentando lo spessore del rivestimento la superficie del pattino risulta sempre meno inclinata rispetto alla superficie del rotore;
- lo spessore minimo del film fluido diminuisce all'aumentare dello spessore del rivestimento;
- la potenza dissipata risulta proporzionale allo spessore del rivestimento.

La pressione massima diminuisce all'aumentare dello spessore del rivestimento ma solo fino ad un certo valore, dopodiché torna ad aumentare (figura 6.21). Si può quindi ipotizzare che, scegliendo opportunamente lo spessore del rivestimento in PTFE è possibile aumentare ulteriormente la capacità di carico del cuscinetto a parità della pressione massima.

Grazie al minor coefficiente d'attrito, il PTFE permette di eliminare il sistema di lubrificazione idrostatica utilizzato nelle fasi di avviamento e arresto. Questo permette di semplificare la struttura del cuscinetto e quindi di ridurre i costi di realizzazione.

Le capacità e l'accuratezza di un modello numerico dipendono dalle prestazioni del calcolatore, aumentando quest'ultime è possibile realizzare modelli numerici più complessi che approssimano meglio il comportamento reale dei cuscinetti idrodinamici.

Utilizzando calcolatori con prestazioni elevate sarebbe utile introdurre nel modello le equazioni di Reynolds per il moto turbolento del fluido, verificare se i risultati numerici ottenuti presentano un errore minore di quelli ottenuti con le equazioni di Navier-Stokes. Quest'ultime, infatti, descrivono esclusivamente il moto del fluido in regime laminare e questa ipotesi può non essere accettabile nei cuscinetti che operano con velocità elevate, come descritto nel capitolo 4.

Si potrebbe inoltre modellare la geometria completa del cuscinetto, così da poter studiare anche il comportamento del fluido fra i pattini, in questo modo si otterrebbe una stima più accurata della temperatura all'ingresso dei pattini senza ricorrere all'utilizzo di coefficienti empirici quali l'Hot oil carry over fraction.

Mediante il modello numerico realizzato si è potuto calcolare solamente il coefficiente di rigidità assiale, poiché per determinare il coefficiente di smorzamento è necessario effettuare un'analisi dinamica del problema che comporta un elevato onere computazionale come descritto nel capitolo 5. L'utilizzo di calcolatori con elevate capacità di calcolo, consentirebbe quindi la realizzazione dell'analisi dinamica con la quale poter calcolare il coefficiente di smorzamento ed analizzare, inoltre, il comportamento del cuscinetto nelle fasi di avviamento ed arresto in cui la velocità di rotazione non è costante e non sono raggiunte le condizioni di regime.

Per il calcolo dei coefficienti dinamici nelle due direzioni ortogonali all'asse del rotore sarebbe necessario modellare l'intera struttura del cuscinetto, perché l'inclinazione del rotore comporterebbe una modifica della geometria del film fluido diversa per ogni singolo pattino (figura 2.3). Una volta calcolati questi coefficienti dinamici si potrebbe studiare l'influenza dei cuscinetti idrodinamici assiali sulle vibrazioni trasversali del rotore ed ottenere quindi un'analisi della stabilità della macchina rotante più accurata.

Infine il metodo utilizzato per la realizzazione del modello TEHD di un cuscinetto assiale potrebbe essere applicato anche per la realizzazione di un modello TEHD di un cuscinetto radiale. Ovviamente la geometria è diversa, ma le equazioni implementate sono le stesse poiché i fenomeni fisici considerati in questo modello si verificano anche nei cuscinetti radiali.

Per la modellazione dei cuscinetti idrodinamici assiali è possibile sfruttare la simmetria della geometria e modellare quindi un singolo pattino riducendo la complessità del problema. Nei cuscinetti radiali invece, non è possibile realizzare questa semplificazione perché l'applicazione del carico determina un disallineamento fra l'asse di rotazione dell'albero ed il centro del cuscinetto, di conseguenza non è possibile simulare il comportamento di un singolo pattino ma si deve necessariamente modellare la geometria completa del cuscinetto radiale. Questo comporta un aumento della complessità della geometria con conseguente

aumento del numero di gradi di libertà. Questo determina un notevole aumento dell'onere computazionale, di conseguenza per la realizzazione di un modello numerico TEHD di un cuscinetto radiale è necessario utilizzare calcolatori con elevate prestazioni.

Bibliografia

- [1] “Modular tilting pad thrust bearings”, *Waukesha bearings brochure*, www.waukbearings.com.
- [2] A. Fuerst, T. Kunz, “Behaviour of big bearings: polymer coated bearings in comparison to babbitt bearings”, Alstom, *HYDRO 2005*, 17-20 October.
- [3] B. Tower, “First report on friction experiments”, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Nov. 1883, pp. 632-659.
- [4] Y. Hori, “Hydrodynamic lubrication”, *Springer-Verlag*, Tokio 2006.
- [5] O. Reynolds, “On the theory of lubrication and its application to Mr. B. Tower’s experiments”, *Philosophical Transactions of Royal Society of London*, Vol 177, Pt. 1, 1886, pp. 157 – 234.
- [6] A. Cameron, “Principles of Lubrication”, *Longmans Green and Co. Ltd.*, London, 1966.
- [7] A.G.M. Michell, “Improvements in thrust and like bearings”, *British Patent* No. 875, (1905).
- [8] A. Kingsbury, “Thrust bearings”, *US Patent* No. 947242 (1910).
- [9] G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor, “Engineering tribology book”, *Butterworth-Heineman*.
- [10] M. Mikami, M. Kumagai, S. Uno, H. Hashimoto, “Static and dynamic characteristics of rolling-pad journal bearings in super-laminar flow regime”, *Transactions ASME, Journal of Tribology*, Vol. 110, 1988, pp. 73-79.
- [11] H. Fukayama, M. Tanaka and Y. Hori, “Friction reduction in turbulent journal bearings by highpolymers”, *Transactions ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 102, 1980, pp. 439-444.
- [12] Y. Çengel, J. Cimbala, “Meccanica dei fluidi”, *McGraw-Hill*.
- [13] T. Kato, Y. Hori, “Taylor vortices in a journal bearing” , *Trans. JSME*, Vol. 49, No. 445, September 1983, pp. 1510 - 1520.

- [14] F. Bouyahia, "Three-dimensional non-Newtonian lubricants flows in sector-shaped, tilting-pads thrust bearings", *Proceedings Institution of Mechanical Engineers Vol. 220 Part J*.
- [15] A.J. Colynuck, J.B. Medley, "Comparison of two finite difference methods for the numerical analysis of thermohydrodynamic lubrication", *Tribology Transactions*, Vol. 32, 1989, pp. 346-356.
- [16] Y. Çengel, "Termodinamica e trasmissione del calore", *McGraw-Hill*.
- [17] S.B. Glavatskih, M. Fillon, R. Larsson, "The significance of oil thermal properties on the performance of a tilting-pad thrust bearing", *Journal of Tribology*, Vol. 124, 2002, pp. 377-385.
- [18] B. Sternlicht, E.B. Arwas, "Adiabatic analysis of elastic, centrally pivoted, sector, thrust-bearing pads", *Trans ASME – Journal of Applied Mechanics*. Vol. 28, 1961.
- [19] D. Markin, D.M.C. McCarthy, S.B. Glavatskih, "A FEM approach to simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies", *Tribology International*, Vol. 36, 2002, pp.807-814.
- [20] C.M.McC. Ettles, S. Advani, "The Control of Thermal and Elastic effects in Thrust Bearings", *Proc. 6th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, Thermal Effects in Tribology, Sept. 1979, editors, D. Dowson, C.M. Taylor, M.Godet and D. Berthe, Inst. Mech. Engrs. Publ., London, 1980, pp. 105-116*.
- [21] M. Wasilczuk, G. Rotta, "Modelling lubricant flow between thrust bearing pads", *Tribology International*, Vol. 41, 2008, pp.908-913.
- [22] T.S. Brockett, L.E. Barrett, "Thermoelastohydrodynamic analysis of fixed geometry thrust bearings including runner deformation", *Tribology Transactions* 1996;39:555–62.
- [23] T.Almqvist, S.B.Glavatskih, R.Larsson, "THD analysis of tilting pad thrust bearing. Comparison between theory and experiments", *Journal of Tribology*, Vol. 122, 2000.
- [24] D. Knežević, V. Savić, "Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity, as a function of temperature and pressure, of mineral oils for hydraulic systems", *Mechanical Engineering* Vol. 4, N°1, 2006, pp. 27 – 34.

-
- [25] E. Storteig, M. White, “Dynamic characteristics of hydrodynamically lubricated fixed-pad thrust bearings”, *Wear*, Vol. 232, pp. 250-255, 1999.
- [26] T.N. Shiau, W.C. Hsu, J.R. Chang, “Dynamic response of a hydrodynamic thrust bearing-mounted rotor”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 126, April 2004.
- [27] P.L. Jiang, L. Yu, “Rotordynamic modelling of a hydrodynamic pivoted thrust bearing”, *Tribology International*, Vol. 31, No. 4, pp. 175-181, 1998.
- [28] P. L. Jiang, L. Yu, “Dynamics of rotor-bearing system equipped with hydrodynamic thrust bearing”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 227, 1999.
- [29] D.V. Srikanth, K.K. Chaturvedi, A.c.K. Reddy, “Modelling of large tilting pad thrust bearing stiffness and damping coefficients”, *Tribology in Industry*, Vol. 31, No. 3&4, 2009.
- [30] S. Glavatskih, “Steady State Performance Characteristics of a tilting pad thrust bearing”, *Journal of Tribology*, Vol. 123, 2001.
- [31] M. Wodtke, A. Schubert, M. Fillon, M. Wasilczuk, P. Pajączkowski, “Large hydrodynamic thrust bearing - comparison of the theoretical prediction and measurements”, *9th EDF/Pprime (LMS) Poitiers Workshop, FUTUROSCOPE – October 7 & 8, 2010*.
- [32] COMSOL Multiphysics 3.5a, “Reference guide”.
- [33] COMSOL Multiphysics 3.5a, “Modeling Guide”.
- [34] COMSOL Multiphysics 3.5a, “Heat transfer module user’s guide”.
- [35] Willis W. Gardner, “Pad construction for tilting pad thrust bearing”, *U.S. Patent No. 3,829,180*, 1974.
- [36] P.B. Neal, “Some Factors Influencing the Operating Temperature of Pad Thrust Bearings”, *Proc. 6th Leeds-Lyon Symp. on Tribology, Thermal Effects in Tribology, Sept. 1979, editors, D. Dowson, C.M. Taylor, M. Godet and D. Berthe, Inst. Mech. Engrs. Publ., London, 1980, pp. 137-142*.

- [37] S.B. Glavatskih, M. Fillon, “TEHD analysis of thrust bearings with PTFE faced pads”, *Journal of Tribology*, Vol. 128, 2006.
- [38] www.waukbearing.com/File/Knowledgebase/prospectus_english.pdf.
- [39] K. Arthur, M. Dupuis, “Akosombo hydro-eletric power station generator thrust bearing upgrade case study”, *Hydro Review*, October 2010. www.hydrotech-inc.ca.
- [40] C.M. Ettles, R.T. Knox, J. H. Ferguson , D. Horner, “Test results for PTFE faced thrust pads, with direct comparison against babbit-faced pads and correlation with analysis”, *Journal of Tribology*, Vol. 125, 2003.
- [41] S.B. Glavatskih, “Evaluating thermal performance of a PTFE-faced tilting pad thrust bearing”, *Journal of Tribology*, Vol. 125, 2003.
- [42] C.A. Mahieux, “Experimental characterization of the influence of coating materials on the hydrodynamic behavior of thrust bearings: a comparison of babbitt, PTFE, and PFA.”, *Journal of Tribology*, Vol. 127, July 2005.
- [43] W.B. Hampshire, “Tin and Tin alloys”, *Properties and selection: nonferrous alloy and special-purpose materials*, Vol. 2, ASM Handbook, ASM international, pp.517-526, 1990.
- [44] “Teflon PTFE properties handbook”, *Dupont*.
- [45] “Tilting pad thrust bearing”, *Sartorius bearing technology GmbH* , May 2007.