

พฤติกรรมของการหล่อลื่นของจาระบีในลูกปืนทรงกระบอกแบบกลิ้งด้วยโมเดลซีเอฟดี

Characteristics of a Lubricating Grease in a Cylindrical Roller Bearing using a CFD Model

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้นำเสนอผลการจำลองพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ที่มีจาระบีเป็นสารหล่อลื่นในตลับลูกปืนแบบทรงกระบอกโดยใช้โมเดลซีเอฟดี ทั้งนี้เพื่อศึกษาถึงการกระจายแรงดัน ความหนาฟิล์มของจาระบี ความเร็วในการไหลของจาระบีที่เกิดขึ้น ณ บริเวณจุดสัมผัส

โปรแกรม ICEM CFD 13.0 จะถูกนำมาใช้ในการสร้างแบบจำลองการหล่อลื่น ณ จุดสัมผัสระหว่างเม็ดลูกปืนทรงกระบอกและรางนอก โดยกำหนดให้ผิวของเม็ดลูกปืนมีผิวหยาบ ขณะที่รางนอกจะสมมติให้มีผิวเรียบ ส่วนโปรแกรม ANSYS FLUENT 13.0 จะถูกนำมาใช้ในการแก้สมการนาเวียร์-สโตกส์ นอกจากนั้นแล้วฟังก์ชันต่างๆ ได้ถูกสร้างขึ้นเพื่อให้โมเดลซีเอฟดีสามารถจำลองปัญหาการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ได้ เช่น ความหนาแน่นของสารหล่อลื่น ความหนืดของสารหล่อลื่น และการเสียรูปแบบยืดหยุ่นของผิวสัมผัสทั้งสอง

ผลที่ได้จากการจำลองแสดงให้เห็นว่าผิวหยาบจะมีอิทธิพลต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์มาก เมื่อฟิล์มของสารหล่อลื่นบางมาก นอกจากนั้นแล้วยังพบว่าแรงดันที่เกิดขึ้นที่ผิวของทรงกระบอกและผิวของรางนอกมีค่าแตกต่างกันมาก

คำหลัก: พลศาสตร์ของไหล; ผิวหยาบ; อีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์; จาระบี

Abstract

The characteristic of an elastohydrodynamic lubrication (EHL) problem with a lubricating grease in a cylindrical roller bearing using the computational fluid dynamic (CFD) technique is presented in this paper. The pressure distribution, the film thickness of the grease and the velocity of lubricant are investigated.

The commercial software packages ICEM CFD 13.0 and ANSYS FLUENT 13.0 are employed for creating the CFD model and solving the Navier-Stokes equation, respectively. The surface of the roller is considered to be a rough while the outer ring is assumed to be a smooth surface. Furthermore, a number of user define functions (UDFs) are provided for the CFD model such as the density and viscosity of the lubricant and the deformation of solids.

The simulation results show the significance of the surface roughness on the characteristics of EHL problem when the film thickness is very thin. In addition, it is found that the pressure distributions on the roller and the outer ring surfaces are totally different profile.

Keywords: CFD; Surface roughness; EHL; Grease.

1. บทนำ

การหล่อลื่นมีบทบาทสำคัญต่อเครื่องจักรอย่างมาก โดยมีวัตถุประสงค์หลักคือเพื่อลดแรงเสียดทานที่เกิดขึ้นระหว่างผิวของชิ้นส่วนที่มีการสัมผัสกัน ซึ่งจะส่งผลให้ช่วยลดพลังงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนเครื่องจักรนั้นๆ ด้วย นอกจากนั้นแล้วฟิล์มของสารหล่อลื่นยังทำหน้าที่เป็น

เกราะป้องกันและช่วยลดการสึกหรอของชิ้นส่วนต่างๆ ที่สัมผัสกันให้มีอายุการใช้งานที่นานขึ้น

สารหล่อลื่นที่ใช้ในปัจจุบันมีหลายชนิดด้วยกัน ขึ้นอยู่กับการนำไปใช้งาน เช่น จาระบีสามารถนำมาใช้เป็นสารหล่อลื่นในตลับลูกปืน น้ำมันหล่อลื่นสูตรสังเคราะห์จะถูกนำมาใช้สำหรับหล่อลื่นระบบต่างๆ ในเครื่องยนต์ของรถ

AMM-20

ซึ่งมีความร้อนและรอบการทำงานที่สูง ส่วนน้ำมันเกียร์จะถูกนำมาใช้ในการหล่อลื่นชุดเฟืองที่ส่งถ่ายกำลังที่ค่อนข้างจะสูง เป็นต้น

ทั้งนี้การหล่อลื่นโดยจาระบีจะมีลักษณะพฤติกรรมในการหล่อลื่นที่ซับซ้อน การเข้าใจถึงกลไกในการหล่อลื่นโดยจาระบีซึ่งขึ้นอยู่กับหลายๆ ปัจจัยเช่น สภาพแวดล้อม อุณหภูมิการใช้งาน ภาระที่กระทำ และรอบการทำงาน ของเครื่องจักร จะช่วยให้การพัฒนาและปรับปรุงการหล่อลื่นสามารถทำให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น ดังนั้นพฤติกรรมของการหล่อลื่นที่มีจาระบีเป็นสารหล่อลื่นในการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางจะถูกศึกษาในงานวิจัยนี้

2. งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ปัญหาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางได้รับความสนใจมากขึ้นตั้งแต่ปี 1886 เมื่อเรย์โนลด์ [1] ได้เผยแพร่งานวิจัยที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับพฤติกรรมการไหลของของไหลในปัญหาการหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกส์ โดยใช้สมการเรย์โนลด์ (Reynolds equation) ที่กำหนดให้ของไหลเป็นชนิดนิวทอนเนียน และการไหลเป็นแบบราบเรียบ เพื่อใช้ศึกษาถึงพฤติกรรมการไหล เช่น แรงดัน และความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นดังแสดงในรูปที่ 1 หลังจากนั้นงานวิจัยทางด้านการหล่อลื่นก็เป็นที่รู้จักและยอมรับอย่างกว้างขวาง

ในปี 1916 มาร์ติน [2] ได้ประยุกต์สมการเรย์โนลด์กับการหล่อลื่นในเกียร์ เพื่อให้ปัญหามีความซับซ้อนน้อยลง สารหล่อลื่นที่ใช้จึงถูกสมมุติให้มีความหนาแน่นและความหนืดคงที่ นอกจากนั้นแล้วผิวสัมผัสของเกียร์ก็ถูกสมมุติให้เป็นผิวเรียบและเป็นวัตถุแข็งเกรง จากการสมมุติดังกล่าว มาร์ตินสามารถแก้สมการเรย์โนลด์และค่าความหนาฟิล์มน้อยที่สุดได้ อย่างไรก็ตามค่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นที่บางสุด ณ จุดกึ่งกลางของการสัมผัสที่คำนวณได้นั้นมีค่าน้อยมาก ซึ่งไม่สามารถนำมาใช้อธิบายว่าเหตุใดเกียร์จึงไม่มีการสึกหรอหรือเกิดความเสียหาย ทั้งๆ ที่ความหนาฟิล์มที่คำนวณได้มีค่าบางกว่าความสูงของความหยابของผิว ซึ่งเกียร์ทั่วไปมีการสึกหรอน้อยมาก

ตั้งแต่ปี 1939 การเสียรูปแบบยืดหยุ่นของของแข็งและผลของแรงดันที่มีต่อความหนืดได้ถูกนำมาประยุกต์ในสมการเรย์โนลด์โดยเออร์เทล [3] และกรูบิน [4] ด้วยการใช้วิธีวิเคราะห์ จากผลที่ได้ ค่าความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นที่บางที่สุดมีค่าหนากว่าค่าความหยابเฉลี่ยของผิว

หยาบของเกียร์ จะเห็นได้ว่าการเสียรูปแบบยืดหยุ่นของวัตถุและค่าแรงดันที่มีผลต่อความหนืดของสารหล่อลื่นมีความสำคัญอย่างมากต่อการศึกษาพฤติกรรมของการหล่อลื่น จากการศึกษาดังกล่าวทำให้รู้จักการหล่อลื่นแบบฟิล์มบางดังกล่าวว่า “การหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์”

สมการเรย์โนลด์เป็นสมการเชิงอนุพันธ์แบบไม่เชิงเส้น ซึ่งยากแก่การแก้ปัญหาโดยใช้วิธีวิเคราะห์ หลังจากนั้นวิธีการแก้สมการเรย์โนลด์โดยหลายๆ วิธีได้ถูกพัฒนาขึ้นโดยนักวิจัยหลายๆ ท่าน เช่น ในปี 1959 อิกกินสัน และ ดอร์สัน [5] ได้เสนอแนะให้แก้สมการเรย์โนลด์สำหรับปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ด้วยวิธี Inverse ต่อมา ดอร์สัน [6] ได้เสนอแนะวิธีวิเคราะห์สมการเรย์โนลด์เพื่อใช้ในการศึกษาปัญหาการหล่อลื่นที่ความดันและความหนาแน่นของสารหล่อลื่นเป็นฟังก์ชันของความดัน ซึ่งรู้จักกันในชื่อ “Generalized Reynolds Equation” ทั้งนี้การวิเคราะห์ดังกล่าวได้ปรับปรุงสมการเรย์โนลด์หลายๆ ด้านเช่น ในโมเดลดังกล่าวพิจารณาถึงผลของอุณหภูมิที่มีต่อคุณสมบัติของสารหล่อลื่น ซึ่งส่งผลให้พฤติกรรมที่ได้จากการทำนายให้ความแม่นยำมากกว่าโมเดลก่อนหน้านี้ที่ได้สมมุติให้อุณหภูมิคงที่ตลอดช่วงของการสัมผัส

ปี 1978 แฮมร็อคและดอร์สัน [7] แสดงให้เห็นถึงการนำเทคนิค Gauss-Seidel relaxation สามารถที่จะนำมาประยุกต์ใช้กับวิธีการทำซ้ำเพื่อแก้ปัญหาลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ที่มีการสัมผัสแบบจุด ซึ่งส่งผลให้การแก้สมการเสถียรขึ้นกว่าเดิม ต่อมาในปี 1983 โอการูระ [8] เสนอแนะให้ใช้วิธีนิวตัน-ราฟสัน เพื่อช่วยแก้สมการเรย์โนลด์ ซึ่งจากเดิมทำการแก้ไขโดยวิธีการทำซ้ำ พบว่าการแก้สมการเรย์โนลด์ด้วยระเบียบวิธีนิวตัน-ราฟสันส่งผลให้การแก้สมการลู่เข้าสู่คำตอบได้เร็วขึ้นมากกว่าวิธีอื่นๆ ที่ได้นำมาใช้ในการแก้สมการเรย์โนลด์ก่อนหน้านี้อย่างมาก อย่างไรก็ตามระเบียบวิธีนิวตันราฟสัน เหมาะแก่การแก้สมการเรย์โนลด์ที่นำมาประยุกต์ใช้กับปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ที่มีการสัมผัสแบบเส้นเท่านั้น ซึ่งจะมีความยุ่งยากมากขึ้น เมื่อนำเทคนิคการแก้สมการเรย์โนลด์แบบนิวตัน-ราฟสันมาแก้ปัญหาการหล่อลื่นที่มีการสัมผัสเป็นแบบจุด ต่อมาในปี 1987 ลูเบรคท์ [9] ได้เสนอแนะการใช้ระเบียบวิธีแก้สมการเรย์โนลด์ด้วย

AMM-20

การใช้วิธีมีลติกริด-มัลติเลเวล เทคนิค เพื่อช่วยลดเวลาในการแก้สมการเรย์โนลด์ด้วยคอมพิวเตอร์

เนื่องจากการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์เป็นการหล่อลื่นที่ฟิล์มบางมาก ดังนั้นเพื่อให้ผลการจำลองพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์โดยสมการเรย์โนลด์มีความสอดคล้องกับลักษณะทางกายภาพมากขึ้น นักวิจัยหลายๆ ท่านจึงได้พิจารณาถึงผลกระทบจากผิวหยาบในการจำลองพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ด้วย เช่น ในปี 1969 คริสเตนเซน [10] ได้เสนอแนะให้ใช้วิธีการสุ่มเพื่อจำลองโมเดลของผิวหยาบ เพื่อใช้ในการศึกษาถึงผลกระทบของผิวหยาบที่มีต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ จากผลการศึกษาพบว่าอิทธิพลของผิวหยาบที่มีต่อการหล่อลื่น จะขึ้นอยู่กับลักษณะของผิวหยาบ จะส่งผลต่อการไหลของสารหล่อลื่นที่แตกต่างกันไป ต่อมาในปี 1978 แพเทอร์และเชงค์ [11] ได้ศึกษาถึงผลของผิวหยาบต่อปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์โดยการสร้างโมเดลผิวหยาบแบบทั่วไป ซึ่งโมเดลดังกล่าวมีประโยชน์ต่อการศึกษาปัญหาการหล่อลื่นมาก แต่ไม่สามารถนำมาใช้อธิบายแทนผิวหยาบจริงได้ เนื่องจากผิวหยาบจริงจะมีลักษณะไม่สมมาตร (non-isotropic)

ในปี 1992 เวเนเนอร์และเทน [12] ได้ศึกษาถึงผลของผิวหยาบที่มีต่อพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ ด้วยการใส่โปรไฟล์หยาบที่ได้จากการวัดพื้นผิวของวัสดุมาแทนที่การจำลองผิวหยาบด้วยคณิตศาสตร์ ต่อมาในปี 2001 ซูและฮู [13] ได้ศึกษาผลของผิวหยาบต่อปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ และปัญหาการหล่อลื่นแบบมีกส์ที่มีการสัมผัสแบบวงกลม ผลจากการศึกษาดังกล่าวแสดงให้เห็นว่าค่าความหนาฟิล์มเฉลี่ยในกรณีที่พิจารณาถึงผิวหยาบจะมีค่าที่หนากว่ากรณีที่มีผิวเรียบเล็กน้อย

จะเห็นว่าสมการเรย์โนลด์ได้ถูกนำมาใช้ในการศึกษาปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์เป็นเวลานานและได้รับการยอมรับเป็นอย่างดี ถึงอย่างไรก็ตามสมการเรย์โนลด์ก็ยังคงมีจุดที่ต้องทำการพัฒนาอีกหลายๆ ด้าน เช่น ความดันที่เกิดขึ้นในแนวความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นจะพิจารณาให้มีค่าคงที่ และปัญหาการเกิดควิเดชั่น ณ บริเวณทางออกของการสัมผัสก็ยังคงต้องทำการพัฒนาต่อไป จนกระทั่งปี 2002 อัลวิสซ์และลาร์สัน [14] ได้ศึกษาถึงการนำระเบียบวิธีการ

คำนวณของไหลพลศาสตร์มาใช้กับปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ โดยมีพื้นฐานมาจากสมการโมเมนต์ สมการต่อเนื่อง และสมการพลังงาน จากผลการศึกษาแสดงให้เห็นว่าผลการทำนายที่ได้จากสมการเรย์โนลด์และระเบียบวิธี CFD ให้ผลที่ใกล้เคียงกันมาก มีส่วนที่แตกต่างเพียงเล็กน้อยในกรณีที่ฟิล์มบางมาก ๆ

ต่อมาในปี 2008 อัลวิสซ์และลาร์สัน [15] ได้พัฒนาโมเดล CFD ด้วยซอฟต์แวร์สำเร็จ CFX4 เพื่อใช้ในการทำนายพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ที่พิจารณาถึงผลจากความร้อนที่มีต่อการหล่อลื่นดังกล่าว นอกจากนั้นยังได้ศึกษาถึงผลของร่องนูนที่สมมุติให้เคลื่อนที่ผ่านจุดสัมผัส เพื่อสังเกตถึงผลที่มีต่อแรงดันและความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น เมื่อเวลาเปลี่ยนไป ในโมเดลดังกล่าวจะพิจารณาสารหล่อลื่นเป็นนอนนิวโทเนียน ผลจากการจำลองด้วยโมเดล CFD แสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิและความหยาบของผิวสัมผัสมีอิทธิพลต่อแรงดันและความหนาฟิล์มเป็นอย่างมาก อย่างไรก็ตามโมเดลดังกล่าวได้สมมุติลักษณะของผิวหยาบเป็นฟังก์ชันของไซน์ ซึ่งยังไม่สอดคล้องกับลักษณะของผิวหยาบที่แท้จริงนัก

ในปี 2008 ฮาร์ตติงเกอร์และคณะ [16] ได้ศึกษาโมเดล CFD โดยใช้ซอฟต์แวร์ OPENFOAM ในการสร้างแบบจำลองปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ ในโมเดลดังกล่าวกำหนดให้สารหล่อลื่นเป็นแบบนอนนิวทอเนียน และคำนึงถึงผลของอุณหภูมิที่มีต่อความหนืดและความหนาแน่นของสารหล่อลื่น ผลที่ได้จากการจำลองแสดงให้เห็นว่า ผลจากทั้งสองโมเดลคือ จากสมการเรย์โนลด์และจากโมเดล CFD ให้ค่าแรงดันและความหนาฟิล์มที่สอดคล้องกัน มีความแตกต่างเพียงเล็กน้อยในกรณีที่ความหนืดสูงๆ เท่านั้น

จากผลการศึกษาข้างต้นจะเห็นว่า ปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ได้รับความสนใจจากนักวิจัยอย่างมากและมีการพัฒนาการจำลองอย่างต่อเนื่อง เพื่อให้ผลที่ได้จากการทำนายมีความถูกต้องมากที่สุด ซึ่งผู้วิจัยจึงเล็งเห็นว่า การสร้างโมเดลสำหรับปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ด้วยระเบียบวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคณนา (Computational Fluid Dynamics) จะสามารถพัฒนาต่อไปได้อีกมากโดยเฉพาะการนำมาศึกษาถึงผลของการไหลที่มากกว่าหนึ่งเฟส และอิทธิพลของผิวหยาบ ดังนั้นผู้วิจัยจึงมีความสนใจที่จะสร้างโมเดลสำหรับ

AMM-20

ศึกษาถึงผลกระทบของสิ่งที่ปนเปื้อนในน้ำมันหล่อลื่น เช่น น้ำ และเศษโลหะที่เกิดจากการสึกหรอของชิ้นส่วนต่างๆ ในเครื่องจักร ที่ปลอมปนมากับน้ำมันหล่อลื่นจึงเป็นสิ่งที่มีความสำคัญอย่างยิ่ง

3. สมการนาเวียร์-สโตกส์

โดยทั่วไปแล้วพฤติกรรมการไหลของของไหลสามารถอธิบายได้ด้วยการใช้กฎของการอนุรักษ์มวล โมเมนตัม และพลังงาน แนวคิดดังกล่าวได้ถูกพัฒนาโดย Claude-Louis Navier (1785-1836) และ George Gabriel Stokes (1819-1903) ด้วยการประยุกต์กฎข้อที่สองของนิวตันทำให้สมการดังกล่าวรู้จักกันในชื่อของ “สมการนาเวียร์-สโตกส์” ซึ่งประกอบไปด้วยสมการต่อเนื่อง (Continuity equation) และสมการโมเมนตัม (Momentum equation)

กำหนดให้ $\mathbf{u} = u_1\mathbf{e}_1 + u_2\mathbf{e}_2 + u_3\mathbf{e}_3$ และเทอมเกรเดียนคือ $\nabla = \frac{\partial}{\partial x_1}\mathbf{e}_1 + \frac{\partial}{\partial x_2}\mathbf{e}_2 + \frac{\partial}{\partial x_3}\mathbf{e}_3$

3.1 สมการต่อเนื่อง

เนื่องจากของไหลในปัญหาการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไฮโดรไดนามิกส์มีสองสถานะคือเป็นของเหลวและไอน์ ดังนั้นสมการต่อเนื่องที่มีโมเดลแบบผสมจึงถูกนำมาใช้ในการศึกษา ดังแสดงต่อไปนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} \sum_{i=1}^n (\alpha_i \rho_i) + \nabla \cdot \sum_{i=1}^n (\alpha_i \rho_i \mathbf{u}_i) = 0 \quad (1)$$

เมื่อ α_i เป็นสัดส่วนปริมาตรของเฟส i และ n คือจำนวนเฟส ในขณะที่ความเร็วและความหนาแน่นของของไหลแต่ละเฟสสามารถคำนวณได้จาก

$$\rho_m = \sum_{i=1}^n (\alpha_i \rho_i) \quad (2)$$

$$\mathbf{u}_m = \frac{1}{\rho_m} \sum_{i=1}^n (\alpha_i \rho_i \mathbf{u}_i) \quad (3)$$

เมื่อ $\mathbf{u}_m$ คือความเร็วเฉลี่ยโดยมวล

3.2 สมการโมเมนตัม

จากกฎการอนุรักษ์โมเมนตัมของของไหลในปริมาตรควบคุมที่ประกอบไปด้วย 4 เทอม คือ เทอมความเร่ง เทอมการพา เทอมเกรเดียนแรงดัน และเทอมความหนืด ส่วนเทอมแรงโน้มถ่วงจะพิจารณาว่ามีค่าน้อยมากสำหรับ

ปัญหาการหล่อลื่นแบบฟิล์มบาง ซึ่งเทอมดังกล่าวสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m \mathbf{u}_m) + \nabla \cdot \rho_m \mathbf{u}_m \mathbf{u}_m = -\nabla p_m + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau}_m + \nabla \cdot \sum_{i=1}^n (\alpha_i \rho_i \mathbf{u}_{dr,i} \mathbf{u}_{dr,i}) \quad (4)$$

เมื่อ

$$\boldsymbol{\tau}_m = \sum_{i=1}^n (\alpha_i \mu_i) \left[\left(\nabla \mathbf{u}_m + (\nabla \mathbf{u}_m)^T \right) - \frac{2}{3} \mathbf{I} \nabla \cdot \mathbf{u}_m \right]$$

4. คาวิตีเซชัน

ปรากฏการณ์คาวิตีเซชันสามารถเกิดขึ้นได้เมื่อแรงดันของของไหลลดลงอย่างรวดเร็วและต่ำกว่าแรงดันของการกลายเป็นไอ ของเหลวบางส่วนจะกลายเป็นไอเพื่อรักษาสมดุลของแรงดัน ในทางกลับกันไอของของไหลบางส่วนจะควบแน่นกลายเป็นของเหลวเมื่อแรงดันมีค่าสูงกว่าแรงดันไอ ทั้งนี้ในปัญหาการหล่อลื่นแบบฮิสเทรีติกไฮโดรไดนามิกส์ก็สามารถเกิดขึ้นได้เช่นกัน เช่น กรณีที่ของไหลไหลผ่านจุดศูนย์กลางของการสัมผัสซึ่งมีแรงดันที่สูงมากและจะลดแรงดันอย่างรวดเร็วเมื่อสารหล่อลื่นเคลื่อนที่ผ่านไปยังบริเวณทางออก ทำให้เกิดคาวิตีเซชัน ณ บริเวณทางออกของจุดสัมผัส [17] ในงานวิจัยนี้จะเลือกใช้โมเดลคาวิตีเซชันแบบเต็ม ซึ่งมีพื้นฐานมาจากสมการ Rayleigh-Plesset [18, 19]

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_m f) + \nabla \cdot (\rho_m \mathbf{u}_v f) = \nabla \cdot (\zeta \nabla f) + R_v - R_c \quad (5)$$

เมื่อ R_v และ R_c คือ เทอมการเกิดไอและการรวมตัวตามลำดับ ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$R_v = C_v \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{3\rho_l}} (1 - f) \quad (6)$$

$$R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{3\rho_l}} (f) \quad (7)$$

เมื่อ

p_{sat} คือแรงดันของการกลายเป็นไอ

f คือสัดส่วนมวล

σ คือแรงตึงผิวของของเหลว

V_{ch} คือความเร็วของของไหล (ของไหลผสม)

ζ คือค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนเฟส

C_v, C_c คือค่าคงที่ ที่กำหนดให้ 0.2 และ 0.1 ตามลำดับ

AMM-20

สำหรับความหนาแน่นของของไหลสามารถที่จะคำนวณได้จากความสัมพันธ์ระหว่างเฟสของเหลวและเฟสไอของของไหล ดังต่อไปนี้

$$\frac{1}{\rho_m} \equiv \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_l} \quad (8)$$

ในกรณีที่สัดส่วนโดยปริมาตร (α_i) สามารถหาได้จาก

$$\alpha_i = f_i \frac{\rho_m}{\rho_i} \quad (9)$$

5. ความหนาแน่นของสารหล่อลื่น

ในปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ ค่าแรงดันภายในฟิล์มของสารหล่อลื่นจะมีผลต่อความหนาแน่นของสารหล่อลื่นอย่างมาก ดังนั้นความหนาแน่นของของเหลวจะพิจารณาให้เป็นฟังก์ชันของแรงดัน [20-22] ดังแสดงในสมการที่ (10)

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.59 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (10)$$

ค่าความหนาแน่นรวมของสารหล่อลื่นที่มีหลายเฟสสามารถคำนวณได้จากความสัมพันธ์ ดังนี้

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l \quad (11)$$

6. ความหนืดของสารหล่อลื่น

นอกจากแรงดันจะมีผลต่อความหนาแน่นของสารหล่อลื่นแล้ว ยังมีผลต่อค่าความหนืดของสารหล่อลื่นด้วย ทั้งนี้โมเดลของความหนืดแบบนอนนิวโทเนียนที่นิยมใช้ในปัญหาการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ที่มีจารบีเป็นสารหล่อลื่นมีด้วยกันหลายๆ โมเดล เช่น Herschel-Bulkley model, Carreau-Yasuda model และ Ree-Eyring model แต่ในกรณีศึกษานี้จะเลือกใช้โมเดลของ Carreau-Yasuda เนื่องจากมีความเสถียรมากกว่าโมเดลอื่นๆ เมื่อใช้กับโมเดลซีเอฟดี

โมเดลความหนืด Carreau-Yasuda [23, 24] สามารถใช้ทำนายพฤติกรรมการไหลของของไหลได้คล้ายๆ กับ โมเดล Power law สำหรับของไหลชนิด Pseudoplastic จะมีอัตราแรงเฉือนเกิดขึ้นซึ่งไม่สามารถคำนวณด้วยโมเดล Power law ในทางกลับกันโมเดล Carreau-Yasuda สามารถที่จะคำนวณหาความหนืดที่สภาวะนั้นได้ด้วยการรวมเทอมความหนืดที่อัตราแรงเฉือนเป็นศูนย์และที่ไม่สามารถหาได้ดังแสดงในสมการที่ (12)

$$\mu_{\text{Carreau}} = \mu_\infty + (\mu_c - \mu_\infty) \left[1 + (\lambda \cdot \dot{\gamma}_{eq})^2 \right]^{(n-1)/2} \quad (12)$$

เมื่อ

μ_c คือค่าความหนืดที่แรงเฉือนเป็นศูนย์

μ_∞ คือค่าความหนืดที่แรงเฉือนคงที่

λ คือค่าคงที่เวลา

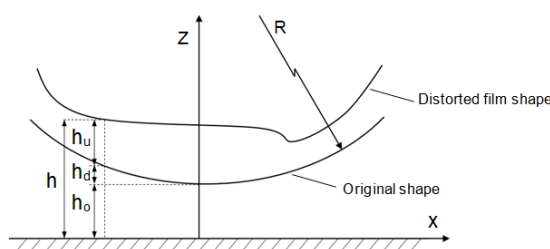
n คือค่ากำลัง

$\dot{\gamma}_{eq}$ คืออัตราแรงเฉือน

โดยที่ค่าความหนืดของเฟสผสมสามารถคำนวณหาได้จากความหนืดของของไหลของแต่ละสถานะในลักษณะเช่นเดียวกันกับสมการ (11)

$$\mu_m = \alpha_v \mu_v + (1 - \alpha_v) \mu_l \quad (13)$$

7. ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น



รูปที่ 1 ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น [25, 26].

กรณีการหล่อลื่นแบบอิลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ จะพิจารณาความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นที่ประกอบไปด้วยสามส่วนหลักๆ คือ ช่องว่างของส่วนที่ไม่เกิดการเสียรูประหว่างทรงกระบอกและผิวของรางบรรจุด้านนอก (h_o) หรือที่เรียกอีกอย่างว่าความหนาฟิล์มน้อยที่สุด ส่วนที่สอง h_u คือพาราโบลาที่ใช้ในการประมาณสำหรับส่วนที่เสียรูปของทรงกระบอกตามทฤษฎีของเอิร์ท และส่วนสุดท้ายคือเทอม h_d คือส่วนที่เสียรูปแบบยืดหยุ่นของวัสดุที่เกิดจากแรงดันของของไหล $p(x)$ ตามแนวพิกัด x ตามที่งานวิจัยของ Timoshenko and Goodier [27-29] ได้อธิบายไว้ดังแสดงในภาพที่ 1 ซึ่งแสดงความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่น ณ ตำแหน่งใดๆ คือ

$$h(x) = h_o + h_u(x) + h_d(x) \quad (14)$$

AMM-20

กรณีที่พิจารณาถึงผิวหยาบ สามารถรวมพิกัดของผิวหยาบในสมการ (14) ดังนั้นสมการความหนาฟิล์มสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$h = h_o + R(x, t) + \frac{x^2}{2R'} - \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} p(\xi) \ln|x - \xi|^2 d\xi \quad (15)$$

8. สมการสมดุลภาระที่กระทำ

เพื่อควบคุมสมดุลระหว่างแรงดันที่เกิดขึ้นภายในของไหล ณ จุดสัมผัสที่กระทำต่อผิวของทรงกระบอกโดยรวมให้มีค่าเท่ากับภาระที่กระทำ จำเป็นต้องกำหนดความสัมพันธ์ดังกล่าว เพื่อควบคุมความหนาฟิล์มและแรงดันที่เกิดขึ้นสามารถคำนวณได้ดังนี้

$$w = \int_{-\infty}^{\infty} p dx \quad (16)$$

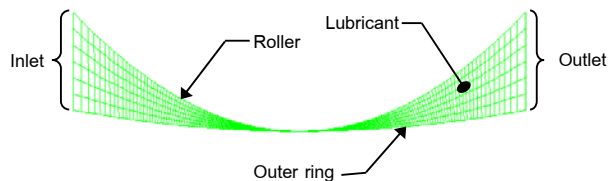
9. แบบจำลองในการศึกษา

ตารางที่ 1 ค่าตัวแปรที่ใช้ในโมเดลซีเอฟดี

Parameters	Value	Unit
Input data		
An applied load, W	25	kN/m
Average velocity, u_m	0.11	m/s
Roller and outer ring radius, R_c, R_o	5.5, 31	mm
Surface roughness, R_o	0.0210	μm
Ambient temperature, T_0	298.15	K
Solid properties (roller and outer ring)		
Elastic modulus, E	210	GPa
Poisson's ratio, ν	0.3	-
Density, ρ	7,850	kg/m ³
Lubricant properties (ORLEN oil SN-400) [30]		
Viscosity parameter of grease, μ_o	1,852.01	Pa·s
Vapour dynamic viscosity, μ_v	8.97×10^{-6}	Pa·s
Flow index, n	0.20073	-
Liquid density, ρ_l	890.0	kg/m ³
Vapour density, ρ_v	0.0288	kg/m ³
Viscosity at shear rate constant, μ_∞	0.38843	Pa·s

กรณีศึกษาของการหล่อลื่นตลับลูกปืนแบบทรงกระบอก (Cylindrical roller bearing, NJ306E) ถูกนำมาเป็นแบบจำลอง เพื่อทำนายพฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกส์ที่มีจาระบีเป็นสารหล่อลื่น

โดยสมมุติให้เป็นการหล่อลื่นที่มีสารหล่อลื่นเดิมเต็มอยู่ตลอดเวลาและมีพฤติกรรมเป็นแบบนอนนิวโทเนียน โดยมีเงื่อนไขขอบ $p_{inlet} = p_{outlet} = 0$ โดยมีค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการจำลองดังแสดงในตารางที่ 1

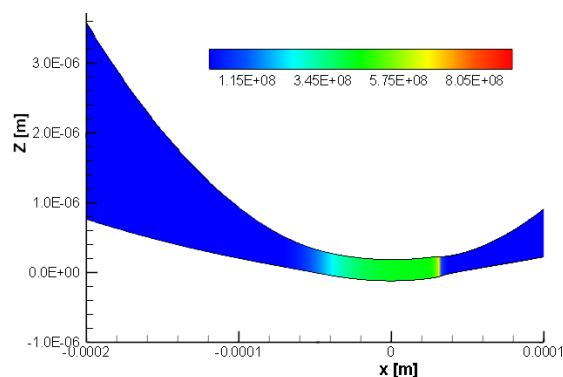


รูปที่ 2 โมเดลซีเอฟดี

10. ผลจากการจำลอง

ผลที่ได้จากการจำลองพฤติกรรมของการหล่อลื่นในตลับลูกปืนแบบทรงกระบอกด้วยจาระบีแสดงให้เห็นว่ามีความแตกต่างจากกรณีที่มีน้ำมันหล่อลื่นอย่างมาก เนื่องจากจาระบีมีความหนืดที่สูงกว่าน้ำมันหล่อลื่นทั่วไปมาก [31]

รูปที่ 3 และ 4 แสดงการกระจายแรงดันในฟิล์มของสารหล่อลื่น ณ บริเวณจุดสัมผัสซึ่งมีค่าที่สูงมากสำหรับกรณีผิวเรียบและผิวหยาบตามลำดับ จากการสังเกตจะเห็นว่าแรงดันที่เกิดขึ้นบริเวณผิวของทรงกระบอกและผิวของรางนอกมีค่าที่ใกล้เคียงกันมาก ในกรณีผิวเรียบจะเห็นว่าแรงดันสูงที่สุดจะเกิดขึ้นบริเวณใกล้ทางออก ทั้งนี้เกิดจากการที่แรงดันลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อถึงจุดทางออกที่มีค่าแรงดันเท่ากับแรงดันบรรยากาศดังแสดงในรูปที่ 5

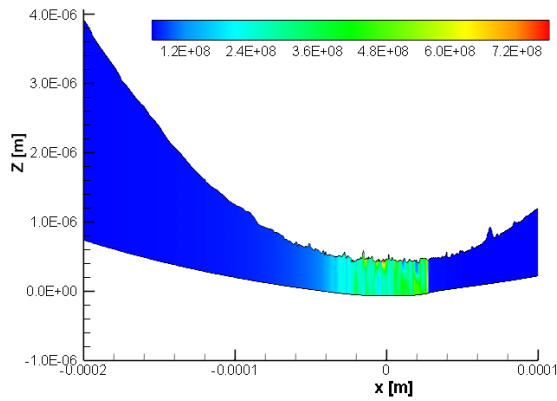


รูปที่ 3 การกระจายแรงดัน [Pa] กรณีผิวเรียบ

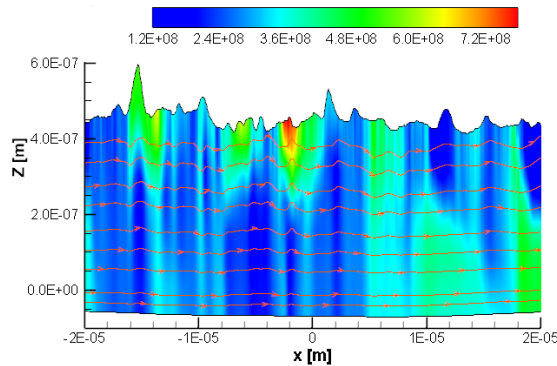
ส่วนกรณีผิวหยาบจะมีค่าแรงดันที่แกว่งตามลักษณะของผิวหยาบคือจะมีค่าแรงดันสูงบริเวณที่มีหนามแหลมและจะมีแรงดันที่ต่ำบริเวณที่มีร่องลึกดังแสดงในรูปที่ 5 ซึ่งเป็นผลมาจากแรงเฉือนที่เกิดขึ้นในจาระบีที่มีค่าสูงมาก นอกจากนั้นแล้วจะเห็นว่าแรงดันที่กระทำต่อผิวสัมผัสของ

AMM-20

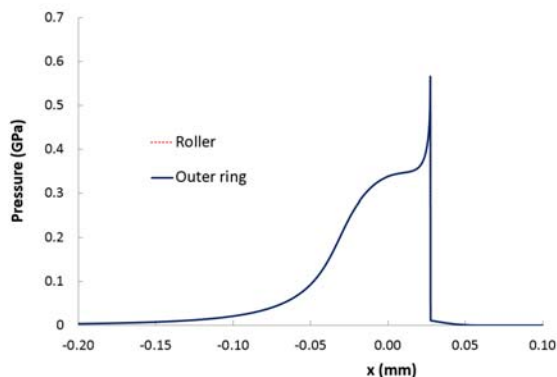
ทรงกระบอกและรางลูกปืนด้านนอกมีค่าที่แตกต่างกันมาก
ในกรณีของผิวเป็นผิวหยาบดังที่เปรียบเทียบในรูปที่ 7



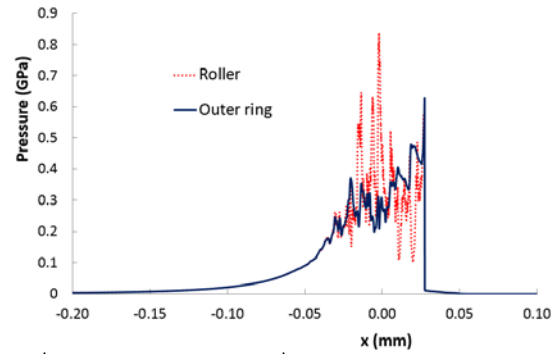
รูปที่ 4 การกระจายแรงดัน [Pa] กรณีผิวหยาบ



รูปที่ 5 แรงดัน [Pa] บริเวณใกล้ผิวสัมผัส (ผิวหยาบ)



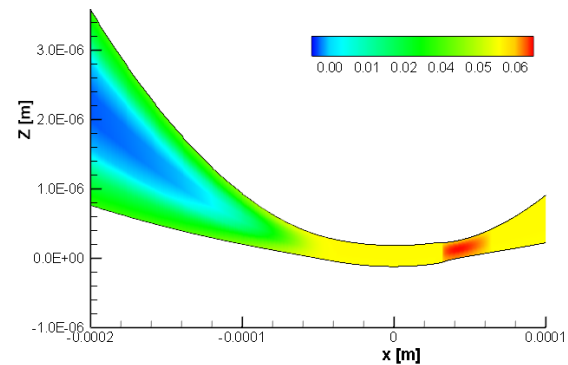
รูปที่ 6 เปรียบเทียบแรงดันที่ผิวของทรงกระบอกและราง
นอกของลูกปืน (ผิวเรียบ)



รูปที่ 7 เปรียบเทียบแรงดันที่ผิวของทรงกระบอกและราง
นอกของลูกปืน (ผิวหยาบ)

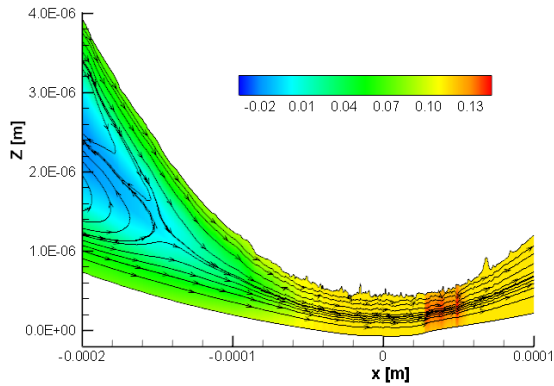
รูปที่ 8 และ 9 แสดงให้เห็นถึงความเร็วของสารหล่อ
ลื่นเมื่อผิวของทรงกระบอกและรางนอกเป็นผิวเรียบและ
ผิวหยาบตามลำดับ จากการพิจารณาเส้นแนวการไหลของ
สารหล่อลื่นจะเห็นว่าความเร็วของสารหล่อลื่นจะไหลแบบ
หยักๆ คล้ายกับลักษณะของผิวหยาบบนผิวของ
ทรงกระบอก ส่วนด้านล่างที่มีผิวเรียบจะมีเส้นการไหลที่
เรียบซึ่งแตกต่างจากกรณีที่มีน้ำมันเป็นสารหล่อลื่น

รูปที่ 10 แสดงการเปลี่ยนแปลงของสารหล่อลื่นจาก
ของเหลวเป็นไอเมื่อความดันลดต่ำกว่าสิ่งแวดล้อมและ
จากไอเป็นของเหลวเมื่อความดันเท่ากับสิ่งแวดล้อม ณ
บริเวณทางออก

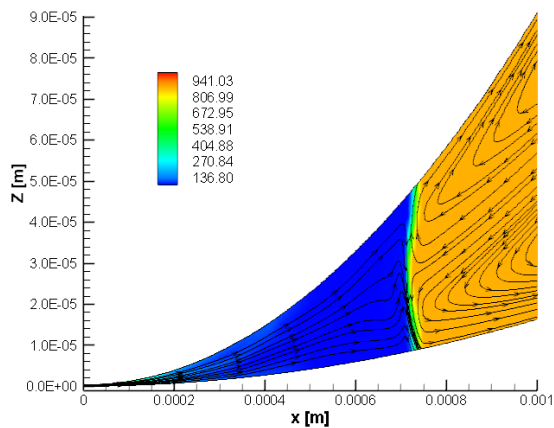


รูปที่ 8 ความเร็วของของไหล [m/s] กรณีผิวเรียบ

AMM-20



รูปที่ 9 ความเร็วของของไหล [m/s] กรณีผิวหยาบ



รูปที่ 10 การเปลี่ยนแปลงของสารหล่อลื่นบริเวณทางออก

11. สรุปผล

พฤติกรรมของการหล่อลื่นแบบอีลาสโตไฮโดรไดนามิกที่มีจาระบีเป็นสารหล่อลื่นมีความแตกต่างจากกรณีที่มีน้ำมันเป็นสารหล่อลื่นดังต่อไปนี้

1. ค่าแรงดันที่เกิดขึ้นที่ผิวของทรงกระบอกและผิวด้านล่างของรางนอกจะมีความแตกต่างกัน
2. ความหนาฟิล์มของสารหล่อลื่นกรณีผิวหยาบจะหนากว่าผิวเรียบ

เนื่องจากจาระบีมีความหนืดสูง ดังนั้นควรพิจารณาถึงผลของความร้อนที่เกิดจากแรงเฉือนและแรงกดอัดด้วยจะส่งผลให้โมเดลมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น

12. กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนในส่วนของค่าใช้จ่ายและสถานที่สำหรับทำวิจัยจากคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยพะเยาและกระทรวงวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี (สวทช)

13. เอกสารอ้างอิง

- [1] Reynolds, O. (1886). On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, vol. 177, pp. 157-234.
- [2] Martin, H. (1916). Lubrication of gear teeth, *Engineering*, London, vol. 102 pp. 199-200.
- [3] Ertel, A. M. (1939). Hydrodynamic lubrication based on new principles, *Akad. Nauk SSSR Prikladnaya Matematika i Mekhanika*, vol. 3 pp. 41-52.
- [4] Grubin, A. N. (1949). *Investigation of the contact of machine components*, Moscow.
- [5] Dowson, D. and Higginson, G. R. (1959). A numerical solution to the elasto-hydrodynamic problem, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 1, pp. 6-15.
- [6] Dowson, D. (1962). A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication, *International Journal of Mechanical Sciences*, vol. 4, pp. 159-170.
- [7] Hamrock, B. J. and Dowson, D. (1976). Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. Part 1-theoretical formulation, *Journal of tribology -Transactions of the ASME*, vol. 98, pp. 223-229.
- [8] Okamura, H. (1983). A contribution to the numerical analysis of isothermal elastohydrodynamic lubrication, *Proc. 9th Leeds-Lyon Symp. on Tribology*, pp. 313-320.
- [9] Lubrecht, A. A. (1987). *Numerical solution of the EHL line and point contact problem using multigrid techniques*, Ph.D. Thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands.
- [10] Christensen, H. (1969). Stochastic Models for Hydrodynamic Lubrication of Rough Surfaces, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* vol. 18, pp. 1013-1026.

AMM-20

- [11] Patir, N. and Cheng, H. S. (1978). An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, *ASME Journal of Lubrication Technology*, vol. 100, pp. 12-17.
- [12] Venner C. H. and Ten Napel, W. E. (1992). Surface Roughness Effects in an EHL Line Contact, *ASME Journal of Tribology*, vol. 114, pp. 616-622.
- [13] Zhu, D. and Hu, Y. (2001). Effects of Rough Surface Topography and Orientation on the Characteristics of EHD and Mixed Lubrication in Both Circular and Elliptical Contacts, *Tribology Transactions*, vol. 4, pp. 391-398.
- [14] Almqvist, T. and Larsson, R. (2002). The Navier-Stokes approach for thermal EHL line contact solutions, *Tribology International*, vol. 35, pp. 163-170.
- [15] Almqvist, T. and Larsson, R. (2008). Thermal transient rough EHL line contact simulations by aid of computational fluid dynamics, *Tribology International*, vol. 41, pp. 683-693.
- [16] Hartinger, M., Dumont, M. L., Loannides, S., Gosman, D. and Spikes, H. (2008). CFD modeling of a thermal and shear-thinning elastohydrodynamic line contact, *Journal of Tribology*, vol. 130, pp. 179-180.
- [17] Gasni, G., Wan Ibrahim, M. K. and Dwyer-Joyce, R. S. (2011). Measurements of lubricant film thickness in the iso-viscous elastohydrodynamic regime, *Tribology International*, vol. 44, pp. 933-944.
- [18] Singhal, A. K., Athavale, M. M., Li, H. and Jiang, Y. (2002). Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 124, pp. 617-624.
- [19] Zwart, P., Scheuerer, M. and Bogner, M. (2005). Numerical modelling of free surface and cavitating flows, *VKI Lecture. Series: Industrial Two-Phase Flow CFD*, pp. 1-25.
- [20] Dowson, D. and Higginson, G. R. (1996). *Elastohydrodynamic Lubrication*, Oxford: Pergamon Press.
- [21] Dowson, D., Higginson, G. and Whitaker, A. (1962). Elasto-hydrodynamic lubrication: a survey of isothermal solutions, *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 4, pp. 121-126.
- [22] Hirano, F. and Kuwano, N. (1985). Observation of solidification of oils under high pressure " *Proc. JSLE int. Tribology Conference*, pp. 841-845.
- [23] Yasuda, K., Armstrong, R. and RE, C. (1981). Shear Flow Properties of Concentrated Solutions of Linear and Star Branched Polystyrenes, *Rheologica Acta*, vol. 20, pp. 15.
- [24] Carreau, P. J. (1972). Rheological equations from molecular network theories, *Trans. Soc. Rheol.*, vol. 16, pp. 99-127.
- [25] Gohar, R. (1988). *Elastohydrodynamics*, England Ellis horwood limited.
- [26] Hartinger, M. (2007). *CFD Modelling of Elastohydrodynamic Lubrication*, Ph.D. Thesis, The University of London and Diploma of Imperial College.
- [27] Williams, J. (2006). *Engineering Tribology*, London: Cambridge University press.
- [28] Johnson, K. L. (1985). *Contact mechanics*, Cambridge: Cambridge University Press.
- [29] Timoshenko, S. and Goodier, J. (1951). *Theory of Elasticity*, McGraw-Hill Book Company.
- [30] Paszkowski, M. and Olsztyńska-Janus, S. (2014). Grease thixotropy: evaluation of grease microstructure change due to shear and relaxation, *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 66, pp. 223-237.
- [31] Srirattayawong, S. and Gao, S. (2015). Surface Roughness Effects on Fluid Flow between Two Rotating Cylinders, *Key Engineering Materials*, vol. 642, pp. 275-280.