

การวิเคราะห์และปรับปรุงความแข็งแรงของบ่าเพลาลูกหีบ ROLLER MILLS : STRENGTH ANALYSIS AND IMPROVEMENT

ธรรมบุญ สีดาการ¹, สรรวจ อินแบน²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น อ.เมือง จ.ขอนแก่น 40002^{1,2}

โทร. 0-4320-2845^{1,2} E-mail: thammanoon.s@pttchem.com¹, saminb@kku.ac.th²

Thammanoon Seedakarn¹, Samruad Inban²

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon Kaen University, Khon Kaen, 40002^{1,2}

Tel. 0-4320-2845^{1,2} E-mail: thammanoon.s@pttchem.com¹, saminb@kku.ac.th²

บทคัดย่อ

บทความนี้มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาวิเคราะห์รูปร่างลักษณะของบ่าเพลาลูกหีบที่มีผลต่อความแข็งแรงของเพลาลูกหีบตัวบนในชุดหีบอ้อยชุดที่ 1 โดยการสร้างแบบจำลองอย่างง่าย (simple model) แล้วใช้หลักการสมดุลและทฤษฎีของคานา วิเคราะห์ค่าการแอ่นตัวและภาวะที่กระทำที่จุดรองรับเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการวิเคราะห์ โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ด้วยโปรแกรม ANSYS หลังจากนั้นก็ทำการวิเคราะห์จุดวิกฤติที่บริเวณบ่าเพลาลูกหีบที่ใช้งานจริง และทำการปรับปรุงความแข็งแรงของบ่าเพลาลูกหีบโดยการปรับเปลี่ยนรูปร่างลักษณะของบ่าเพลาลูกหีบในสองรูปแบบคือ บ่าเพลาลูกหีบแบบโค้ง (circular fillet) และบ่าเพลาลูกหีบแบบลาดเอียง (tapered fillet) จากการศึกษาพบว่าการออกแบบลักษณะของบ่าเพลาลูกหีบที่มีรูปร่างแบบลาดเอียง มีความเค้นสูงสุด (von Mises stress) ต่ำกว่าแบบโค้ง ส่วนผลการวิเคราะห์เกี่ยวกับการแอ่นตัวของบ่าเพลาลูกหีบทั้งสองกรณีนั้นมีความใกล้เคียงกัน ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการออกแบบบ่าเพลาลูกหีบควรเป็นแบบลาดเอียง โดยผลลัพธ์จากการวิเคราะห์ทางระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์แสดงให้เห็นว่าค่าเหมาะสมที่สุดที่มีความสูง $H_x = 300$ มม. อันเนื่องมาจากเป็นข้อจำกัดของแบบเพลาลูกหีบมีค่าความโต 605 มม.

Abstract

The purpose of this article is to study and improve strength of the upper roller mill in 1st unit. The equilibrium equation and beam theory are used to analyze the deflection and reaction force from each supports. Then the result is compared with finite element solution which was obtained from a 3D simple model and ANSYS program. Next, the critical point around shoulder fillet in 2 cases, circular and tapered is analyzed and improved. It is concluded that the maximum von Mises stress of the tapered is

less than the circular fillet. So, the design of fillet shoulder shall be tapered type and tapered high (H_x) shall be 300 mm. due to the limitation of roller mill diameter.

1. บทนำ

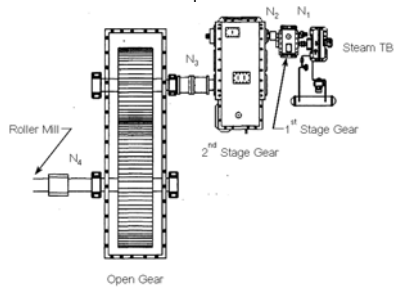
กระบวนการสกัดน้ำอ้อย (juice extraction) เป็นกระบวนการอันดับแรกๆของการผลิตน้ำตาลทรายดิบ น้ำตาลทรายขาว และน้ำตาลทรายขาวบริสุทธิ์ เครื่องจักรที่เป็นหัวใจหลักในกระบวนการสกัดน้ำอ้อยนี้คือชุดลูกหีบ ดังนั้นจะเห็นได้ว่าเพลาลูกหีบ ซึ่งเป็นชิ้นส่วนทางกลอย่างหนึ่งของชุดลูกหีบ จึงมีความสำคัญอย่างมากต่อกระบวนการผลิตน้ำตาล กล่าวคือ ถ้าหากเพลาลูกหีบได้รับความเสียหายหรืออยู่ในสภาพที่ไม่พร้อมจะใช้งานแล้ว จะทำให้กระบวนการผลิตน้ำตาลต้องหยุดชะงักโดยทันที ดังนั้น บทความนี้จึงได้ทำการศึกษวิเคราะห์รูปร่างลักษณะของบ่าเพลาลูกหีบที่มีผลต่อความแข็งแรงของเพลาลูกหีบ โดยพิจารณาเรื่องความเค้นครากให้เป็นไปตามทฤษฎีความเสียหายแบบวอนมิส (von Mises)

ในการวิเคราะห์รูปร่างของบ่าเพลาลูกหีบที่เหมาะสมโดยใช้การคำนวณทางคณิตศาสตร์ สามารถทำได้ในระดับหนึ่งเท่านั้น ซึ่งยังมีข้อจำกัดในการแก้ปัญหาบางกรณี เช่น การสิ้นเปลืองเวลาในการแก้ปัญหของการกระจายตัวของความเค้นที่บ่าเพลาลูกหีบภายใต้การรับภาระแรงหลายๆอย่างพร้อมกัน [1] หรือการแก้ปัญหการเปลี่ยนแปลงการกระจายภาระแรงที่กระทำต่อเพลาลูกหีบ [2] เป็นต้น และยังมีความจำเป็นที่จะต้องแสดงให้เห็นว่าค่าประมาณของค่าตัวประกอบความหนาแน่นของความเค้น (stress concentration factor) ที่ใช้ในการคำนวณบางกรณีนั้นมีความมากเกินไป [3] ดังนั้นในการศึกษาครั้งนี้ได้ใช้เทคนิคการสร้างแบบจำลองอย่างง่ายแล้วใช้หลักการสมดุลและทฤษฎีของคานา วิเคราะห์ค่าการแอ่นตัวและภาวะที่กระทำที่จุดรองรับ เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ หลังจากนั้นก็ทำการวิเคราะห์จุดวิกฤติที่

บริเวณปาเพลลาที่ใช้งานจริง และทำการวิเคราะห์การปรับเปลี่ยนรูปร่าง ลักษณะของปาเพลลาในสองรูปแบบคือ ปาเพลลาแบบโค้ง และปาเพลลาแบบลาดเอียง เพื่อให้ได้ทราบถึงรูปร่างของปาเพลลาที่เหมาะสมต่อไป

2. ข้อมูลของเพลาลูกหีบ

1) เพลาลูกหีบ (roller mill) ได้รับการส่งกำลังจากกังหันไอน้ำ (steam turbine) ด้วยกำลังขับ 2200 HP ที่ความเร็ว 4000 rpm (N_1) ผ่าน 1st stage gear ด้วยอัตราทด 1/30 ($N_2 = 133.33$ rpm) และ 2nd stage gear ด้วยอัตราทด 1/5.1 ($N_3 = 26.14$ rpm) ตามลำดับ จนถึง open gear ที่มีอัตราทด 1/3.869 ($N_4 = 6.67$ rpm) ดังรูปที่ 1 โดยอ้างอิงข้อมูลจากบริษัทรวมเกษตรอุตสาหกรรมจำกัด จ.ขอนแก่น



รูปที่ 1 การส่งถ่ายกำลังของเพลาลูกหีบ

2) เพลาลูกหีบผลิตมาจากเหล็กหล่อเทา (Gray Cast Iron GG-25) มีคุณสมบัติ ดังตารางที่ 1

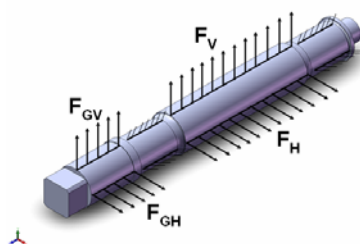
ตารางที่ 1 คุณสมบัติเหล็กหล่อเทาเหล็กหล่อเทา

คุณสมบัติ	ค่า
ความเค้นดึง (MPa)	250-350
ความเค้นอัด (MPa)	840
โมดูลัสของความยืดหยุ่น (GPa)	105-120
อัตราส่วนปัวซอง, ν	0.26
ความหนาแน่น (g/cm^3)	7.2

3) ภาระของแรงที่กระทำต่อเพลาลูกหีบ ดังรูปที่ 2 และตารางที่ 2

4) กำหนดให้พฤติกรรมของวัสดุเป็นแบบเชิงเส้นไอโซทรอปิก (isotropic) และมีเนื้อวัสดุแบบเอกพันธ์ (homogenous) และผลการวิเคราะห์ความเค้นครากเป็นไปตามทฤษฎีความเสียหายแบบวอนมิส (von Mises) [4] ตามสมการที่ 1

$$\sigma_y = \left(\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2} \right)^{1/2} \quad (1)$$



รูปที่ 2 ภาระที่กระทำต่อเพลาลูกหีบ

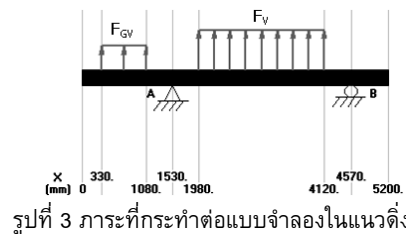
ตารางที่ 2 ภาระต่างๆที่กระทำต่อเพลาลูกหีบ

แรงที่กระทำต่อเพลาลูกหีบ	ค่า
แรงจากชุดเฟืองขับกระทำในแนวระดับ, F_{GH} (kN/m)	162.43
แรงจากชุดเฟืองขับกระทำในแนวตั้ง, F_{GV} (kN/m)	43.78
แรงจากการบีบคั้นอ้อยกระทำในแนวระดับ, F_H (kN/m)	3130.84
แรงจากการบีบคั้นอ้อยกระทำในแนวตั้ง, F_V (kN/m)	3831.78

3. การวิเคราะห์แบบจำลองอย่างง่าย (simple model)

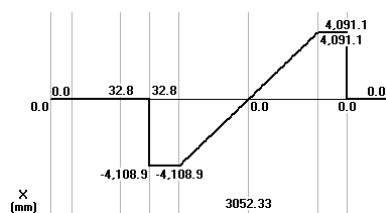
3.1 การวิเคราะห์แบบจำลองอย่างง่าย ด้วยหลักการสมดุลและทฤษฎีของคาน

พิจารณาแบบจำลองอย่างง่ายในแนวดิ่ง

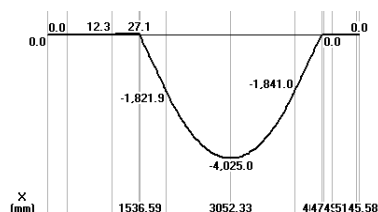


รูปที่ 3 ภาระที่กระทำต่อแบบจำลองในแนวดิ่ง

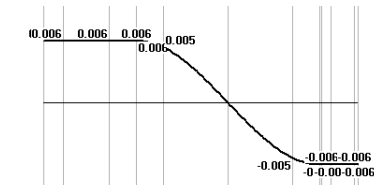
พิจารณาภาระที่กระทำต่อแบบจำลองในแนวดิ่ง ดังรูปที่ 3 จะได้ว่า ภาระที่กระทำ ณ จุดรองรับ ที่ตำแหน่ง A (F_A) รับภาระเป็น 1414.75 kN และจุดรองรับ B (F_B) รับภาระเป็น 4091.09 kN และจะได้ แผนภาพแรงเฉือน แผนภาพโมเมนต์ดัด แผนภาพความชัน และ แผนภาพการแอ่นตัวของเพลาลูกหีบที่รับภาระในแนวดิ่งดังรูปที่ 4, 5, 6 และ 7 ตามลำดับ



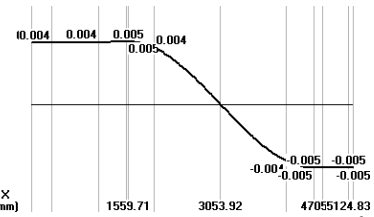
รูปที่ 4 แผนภาพแรงเฉือนของเพลาลูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง



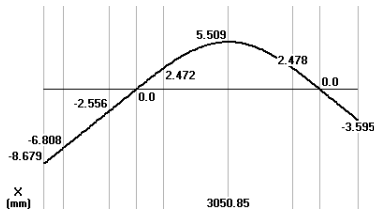
รูปที่ 5 แผนภาพโมเมนต์ดัดของเพลาลูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง



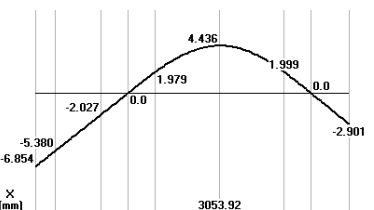
รูปที่ 6 แผนภาพความชันของเพลาถูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง



รูปที่ 11 แผนภาพความชันของเพลาถูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง



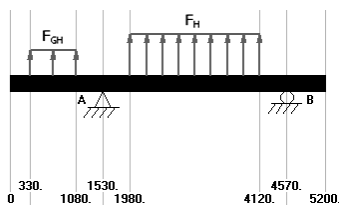
รูปที่ 7 แผนภาพการแอ่นตัวของเพลาถูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง



รูปที่ 12 แผนภาพการแอ่นตัวของเพลาถูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง

จากแผนภาพพบว่าแบบจำลองอย่างง่าย มีค่าแอ่นตัวสูงสุดในแนวดิ่ง 2.82 mm ที่ระยะประมาณ 3051 mm จากปลายด้านเฟืองขับ พิจารณาแบบจำลองอย่างง่ายในแนวดิ่ง

จากแผนภาพพบว่าแบบจำลองอย่างง่าย มีค่าแอ่นตัวสูงสุดในแนวดิ่ง 2.27 mm ที่ระยะประมาณ 3054 mm จากปลายด้านเฟืองขับ



รูปที่ 8 ภาระที่กระทำต่อแบบจำลองในแนวดิ่ง

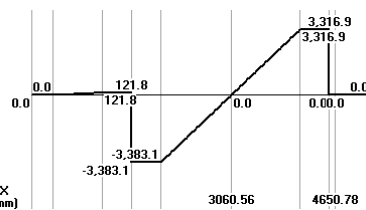
3.2 การวิเคราะห์แบบจำลองอย่างง่าย ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์-เอลิเมนต์

- ทำการสร้างแบบจำลองอย่างง่ายด้วยโปรแกรม SolidWorks ให้มีขนาดใกล้เคียงกับเพลาถูกหีบของจริงดังรูปที่ 13 โดยให้มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 605 mm. และมีความยาว 5200 mm. ดังรูปที่ 14

พิจารณาภาระที่กระทำต่อแบบจำลองในแนวดิ่ง ดังรูปที่ 8 จะได้ว่า ภาระที่กระทำ ณ จุดรองรับ ที่ตำแหน่ง A (F_A) รับภาระเป็น 3504.88 kN และจุดรองรับ B (F_B) รับภาระเป็น 316.94 kN และได้แผนภาพแรงเฉือน แผนภาพโมเมนต์ดัด แผนภาพความชัน และแผนภาพการแอ่นตัวของเพลาถูกหีบที่รับภาระในแนวดิ่งดังรูปที่ 9, 10, 11 และ 12 ตามลำดับ



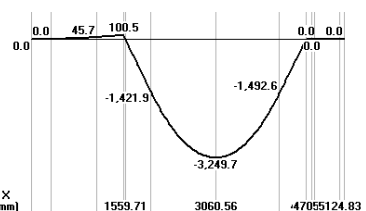
รูปที่ 13 แบบจำลองเพลาถูกหีบ



รูปที่ 9 แผนภาพแรงเฉือนของเพลาถูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง



รูปที่ 14 แบบจำลองอย่างง่าย



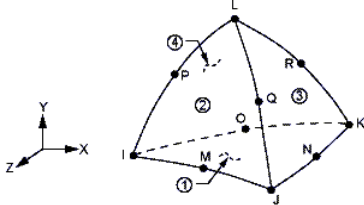
รูปที่ 10 แผนภาพโมเมนต์ดัดของเพลาถูกหีบรับภาระในแนวดิ่ง

- กำหนดคุณสมบัติของวัสดุดังตารางที่ 1 และกำหนดภาระแรงที่กระทำดังตารางที่ 2

- กำหนดเงื่อนไขการบังคับการขจัดด้านเฟืองขับ คือ $u_x = u_y = u_z = 0$ และ $\theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ เมื่อ u_x, u_y และ u_z คือ การขจัดในแนวแกน x, y และ z ตามลำดับ และ θ_x, θ_y และ θ_z คือ การหมุนรอบในแนวแกน x, y และ z ตามลำดับ

- กำหนดชนิดของเอลิเมนต์เป็นแบบสามมิติแบบสามเหลี่ยมสี่หน้าสิบจุดต่อ (10-node tetrahedral) ซึ่งเป็นเอลิเมนต์ที่เหมาะสมกับ

โครงสร้างที่มีความซับซ้อน ในหนึ่งเอลิเมนต์ประกอบไปด้วยจุดต่อ (node) ทั้งสิ้น 10 จุดต่อคือ I, J, K, L, M, N, O, P, Q และ R (มี 4 มุม และมีจุดต่อกึ่งกลาง 6 จุด) [5] มีระดับขั้นความเสรี (degree of freedom) ของแต่ละจุดต่อเอลิเมนต์เท่ากับ 3 คือ ในแนวแกน x , y และ z ดังรูปที่ 15

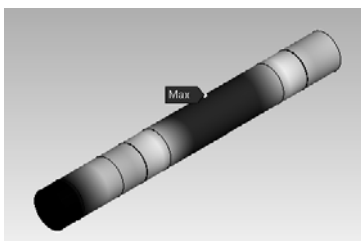


รูปที่ 15 รูปร่างเอลิเมนต์แบบสามมิติแบบสามเหลี่ยมสี่หน้าสิบจุดต่อ

• ทำการประมวลผล เพื่อวิเคราะห์การแอ่นตัวและภาระที่กระทำที่จุดรองรับต่างๆ ซึ่งได้ ผลการวิเคราะห์ดังตารางที่ 3 และ รูปที่ 16

ตารางที่ 3 แสดงค่าการแอ่นตัวและภาระที่กระทำที่จุดรองรับ

ผลการวิเคราะห์	แนวตั้ง	แนวระดับ
การแอ่นตัวสูงสุด (mm)	2.27	2.82
ภาระที่กระทำที่จุดรองรับด้านเฟืองขับ (kN)	3504.88	4141.75
ภาระที่กระทำที่จุดรองรับด้านปลายเพลลา (kN)	3316.94	4091.09



รูปที่ 16 ผลการวิเคราะห์การแอ่นตัวของแบบจำลองอย่างง่าย

จากผลการวิเคราะห์การแอ่นตัวและภาระที่กระทำที่จุดรองรับของแบบจำลองอย่างง่าย โดยใช้หลักการสมดุลและทฤษฎีของคานาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์โดยโปรแกรม ANSYS จะเห็นได้ว่าผลการวิเคราะห์ทั้งเรื่องการแอ่นตัวและภาระที่กระทำที่จุดรองรับของแบบจำลองอย่างง่ายของทั้งสองวิธีการนั้น ได้ผลที่ใกล้เคียงกันมาก ดังได้แสดงไว้ในตารางที่ 4

ดังนั้น จึงถือได้ว่าหากนำวิธีการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์โดยโปรแกรม ANSYS ภายใต้เงื่อนไขที่ใช้เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการคำนวณโดยใช้หลักการสมดุลและทฤษฎีของคานาดังกล่าวแล้วนั้น สามารถนำไปประยุกต์ใช้พิจารณาค่าความเค้นสูงสุดและการแอ่นตัวกับเพลาลูกหีบที่มีลักษณะ คุณสมบัติของวัสดุ แรงกระทำและชนิดของจุดรองรับใกล้เคียงกับแบบจำลองอย่างง่ายได้

ตารางที่ 4 เปรียบเทียบผลการวิเคราะห์การแอ่นตัวและภาระกระทำที่จุดรองรับของแบบจำลองอย่างง่าย

ผลการวิเคราะห์		ทฤษฎี	ANSYS	คลาดเคลื่อน (%)
แนวระดับ	การแอ่นตัวสูงสุด (mm)	2.27	2.12	7.08
	ภาระที่กระทำที่จุดรองรับด้านเฟืองขับ (kN)	3504.88	3504.10	0.02
	ภาระที่กระทำที่จุดรองรับด้านปลายเพลลา (kN)	3316.94	3317.70	-0.02
แนวตั้ง	การแอ่นตัวสูงสุด (mm)	2.82	2.78	1.44
	ภาระที่กระทำที่จุดรองรับด้านเฟืองขับ (kN)	4141.75	4143.40	-0.04
	ภาระที่กระทำที่จุดรองรับด้านปลายเพลลา (kN)	4091.09	4089.40	0.04

4. การวิเคราะห์เพลาลูกหีบ (roller mill) ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์



รูปที่ 17 แบบจำลองเพลาลูกหีบพร้อมเปลือก

• สร้างแบบจำลอง 3 มิติของเพลาลูกหีบ โดยให้มีขนาดเท่าของจริง ดังรูปที่ 17 ซึ่งอ้างอิงจากแบบของโรงหล่อฯ

• กำหนดคุณสมบัติของวัสดุดังตารางที่ 1

• กำหนดภาระของแรงที่กระทำต่อเพลาลูกหีบ ดังนี้

แรงจากชุดเฟืองขับที่กระทำในแนวตั้ง (F_{GV}) = 32.84 kN

แรงจากชุดเฟืองขับที่กระทำในแนวระดับ (F_{GH}) = 121.82 kN

แรงจากการบีบคั้นอ้อยที่กระทำในแนวตั้ง (F_V) = 8200 kN

แรงจากการบีบคั้นอ้อยที่กระทำในแนวระดับ (F_H) = 6700 kN

น้ำหนักของตัวเพลาลูกหีบ = 10238 kg

น้ำหนักของตัวเปลือกเพลาลูกหีบ = 9044 kg

อิทธิพลจากการสวมอัดของเปลือกเพลาลูกหีบตามมาตรฐาน ISO R 286

= 41.30 MPa

อิทธิพลจากการสวมอัดของเปลือกเพลาลูกหีบตามแบบโรงหล่อฯ

= 6.40 MPa

- กำหนดเงื่อนไขการบังคับการขจัดด้านเพื่องยับยั้งคือ $u_x = u_y = u_z = 0$ และ $\theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$ เมื่อ u_x, u_y และ u_z คือ การขจัดในแนวแกน x, y และ z ตามลำดับ และ θ_x, θ_y และ θ_z คือ การหมุนรอบในแนวแกน x, y และ z ตามลำดับ

- กำหนดชนิดของเอลิเมนต์เป็นแบบสามมิติแบบสามเหลี่ยมสี่หน้าสิบจุดต่อ (10-node tetrahedral)

- ทำการวิเคราะห์ค่าความเค้นสูงสุดและการแอ่นตัวสูงสุดโดยกำหนด กรณีศึกษาออกเป็น 3 กรณีดังนี้คือ

- กรณีแรกคิดภาระน้ำหนักของตัวเพลารวมเปลือกและภาระจากการหีบอ้อย โดยคำนึงถึงเฉพาะแรงในแนวแกนและแนวรัศมี

- กรณีที่สองคิดภาระน้ำหนักของตัวเพลารวมเปลือกภาระการหีบอ้อยและค่าภาระแรงบีบรัดจากการสวมอัดเปลือกตามมาตรฐาน ISO/R286

- กรณีที่สามคิดภาระเช่นเดียวกับกรณีที่สองแต่นำค่าแรงบีบรัดที่ได้จากผลลัพธ์ตามวิธีการของโรงหล่อ

- ทำการประมวลผลวิเคราะห์ค่าความเค้นสูงสุดและค่าการแอ่นตัวสูงสุดของเพลาลูกหีบ ซึ่งได้ค่าดังตารางที่ 5

ตารางที่ 5 ผลการวิเคราะห์ค่าความเค้นสูงสุดและค่าการแอ่นตัวสูงสุดของเพลาลูกหีบ

กรณีศึกษา	ความเค้นสูงสุด (MPa)	ค่าการแอ่นตัวสูงสุด (mm)
กรณีที่ 1	286.40	1.41
กรณีที่ 2	292.90	1.46
กรณีที่ 3	288.50	1.42

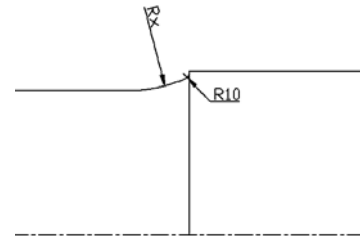
จากการหาผลเฉลยด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยโปรแกรม ANSYS พบว่าในกรณีที่สอง ผลการคำนวณได้ค่าความเค้นสูงสุด ซึ่งจะก่อให้เกิดความเสียหายขึ้นกับเพลามากกว่ากรณีที่หนึ่งและกรณีที่สาม จึงจำเป็นต้องทำการวิเคราะห์เพื่อปรับปรุงลักษณะตรวจสอบคุณภาพของปาเพลต่อไป

5. การวิเคราะห์รูปร่างของปาเพลที่มีผลต่อความแข็งแรงของเพลาลูกหีบ

จากผลการวิเคราะห์พบว่า เพลาลูกหีบเมื่อได้รับแรงกระทำจากน้ำหนักของตัวเพลารวมเปลือก ภาระจากการหีบอ้อยดังแสดงในตารางที่ 5 และค่าภาระแรงบีบรัดจากการสวมอัดเปลือกตามมาตรฐาน ISO/R286 จะก่อให้เกิดความเค้นและการแอ่นตัวสูงสุด ซึ่งสังเกตได้ว่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นนั้น จะเกิดที่บริเวณปาเพล ดังนั้นจึงทำการพิจารณาเพื่อลดค่าความเค้นที่เกิดขึ้นในบริเวณดังกล่าว โดยทำการปรับเปลี่ยนรูปร่างของปาเพลลูกหีบออกเป็นสองลักษณะ คือ ปาเพลแบบโค้ง (circular fillet shoulder) และปาเพลแบบลาดเอียง (tapered fillet shoulder)

5.1 การวิเคราะห์ค่าความเค้นสูงสุด และการแอ่นตัวสูงสุด ของปาเพลแบบโค้ง

ทำการวิเคราะห์โดยการหาค่าความเค้นสูงสุด และการแอ่นตัวสูงสุดจากการเปลี่ยนขนาดรัศมีของปาเพล R_x จาก 240 mm. ถึง 300 mm. และกำหนดค่า R_{10} ให้มีค่าคงที่ 10 mm. โดยอ้างอิงข้อมูลจากโรงหล่อ ดังรูปที่ 18 ซึ่งได้ผลการวิเคราะห์ดังตารางที่ 6



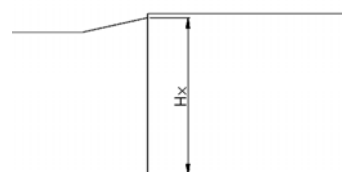
รูปที่ 18 ลักษณะปาเพลแบบโค้ง

ตารางที่ 6 ค่าความเค้นสูงสุดและระยะการแอ่นตัวของเพลาลูกหีบโดยการปรับรัศมีปาเพล R_x

ค่ารัศมีปาเพล (mm)	ค่าความเค้นสูงสุด (MPa)	ระยะการแอ่นตัว (mm)
240	320.80	1.44
245	315.70	1.45
250	310.60	1.45
255	294.40	1.46
260	305.20	1.46
265	291.80	1.46
270	292.90	1.46
275	281.90	1.47
280	284.40	1.47
285	278.40	1.47
290	275.30	1.47
295	271.40	1.48
300	263.80	1.48

5.2 การวิเคราะห์ค่าความเค้นสูงสุด และการแอ่นตัวสูงสุด ของปาเพลแบบลาดเอียง

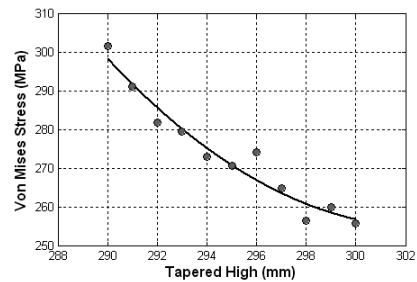
ทำการวิเคราะห์โดยการหาค่าความเค้นสูงสุด และการแอ่นตัวสูงสุดจากการเปลี่ยนขนาดความสูงของปาเพล H_x จาก 290 mm. ถึง 300 mm. ดังรูปที่ 19 ซึ่งได้ผลการวิเคราะห์ ดังตารางที่ 7



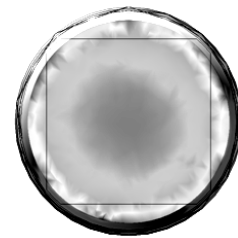
รูปที่ 19 แสดงลักษณะปาเพลแบบลาดเอียง

ตารางที่ 7 ค่าความเค้นสูงสุด และระยะการแอ่นตัวของเพลาลูกหีบโดย การปรับค่าความสูงของป่าเพลลา H_x

ค่าความสูงป่าเพลลา (mm)	ค่าความเค้นสูงสุด (MPa)	ระยะการแอ่นตัว (mm)
290	290.30	1.48
291	281.10	1.48
292	281.80	1.48
293	279.50	1.48
294	281.90	1.48
295	272.90	1.48
296	274.10	1.48
297	264.70	1.47
298	256.50	1.47
299	260.00	1.47
300	255.60	1.47



รูปที่ 21 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความสูงของป่าเพลลา H_x กับค่าความเค้นสูงสุด (von Mises stress)

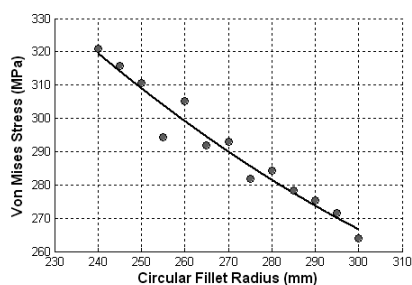


รูปที่ 22 ภาพตัดขวางความเค้นสูงสุด (von Mises stress) ที่เกิดขึ้นบริเวณป่าเพลาลูกหีบ

6. สรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะ

การวิเคราะห์การออกแบบป่าเพลาลูกหีบ (fillet shoulder) ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยเมื่อนำข้อมูลจากตารางที่ 6 และ 7 มาเขียนภาพแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นกับป่าเพลลาทั้งสองลักษณะ ดังรูปที่ 20 และ 21 พบว่าการออกแบบป่าเพลลาแบบลาดเอียงจะมีค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดขึ้นต่ำกว่าป่าเพลลาแบบโค้ง นั่นหมายความว่า การออกแบบป่าเพลลาแบบลาดเอียง จะมีโอกาสที่จะเกิดความเสียหายน้อยกว่าป่าเพลลาแบบโค้ง ที่ในเงื่อนไขการออกแบบและสภาพการใช้งานเดียวกันและค่าความเค้นสูงสุดจะเกิดขึ้นใกล้กับบริเวณเพลลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า ดังรูปที่ 22 [6] สำหรับการแอ่นตัวของเพลานั้น มีค่าผลการวิเคราะห์ที่ใกล้เคียงกันทั้งสำหรับป่าเพลลาแบบลาดเอียงและป่าเพลลาแบบโค้ง

สำหรับการลดค่าความเค้นหนาแน่นบริเวณป่าเพลลานั้นอาจทำได้หลายวิธี เช่น เพิ่มคาร์รัคมีควมโค้งของป่าเพลลาแบบโค้งหรือเพิ่มอัตราส่วนระหว่างระยะฐานต่อความสูงของป่าเพลลาแบบลาดเอียง หรือการทำ relief groove เป็นต้น แต่ทั้งนี้การแก้ไขปรับปรุงดังกล่าวจะต้องไม่มีผลกระทบกับบริเวณใช้งานอื่นๆบนเพลลา เช่น บริเวณจุดรองรับภาระต่างๆ หรือบริเวณแหวนกันน้ำมัน (seal ring) เป็นต้น [6]



รูปที่ 20 ความสัมพันธ์ระหว่างรัศมี R_x ป่าเพลากับค่าความเค้นสูงสุด (von Mises stress)

7. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ รศ.สำรวจ อินแบนและ ผศ.ดร.เกียรติฟ้า ตั้งใจจิต ที่ให้คำปรึกษาในเชิงวิชาการและข้อเสนอแนะในการแก้ไขปรับปรุงข้อบกพร่องต่างๆ และขอขอบพระคุณ คุณไพโรจน์ มาตรฐานตรี ผู้ช่วยผู้จัดการฝ่ายผลิต บริษัทร่วมเกษตรอุตสาหกรรมจำกัด จ.ขอนแก่น ที่เอื้อเฟื้อข้อมูลเพลาลูกหีบ ของชุดหีบย่อยในงานวิจัยฉบับนี้เป็นอย่างสูง

เอกสารอ้างอิง

- [1] Nao, N., and Keiji, M., 1997. Stress Concentration Factors for Shoulder Fillets in Round and Flat Bars under Various Loads. International Journal of Fatigue, Vol. 19, No. 1, pp. 75-84.
- [2] Nando, T., Gaetano, S., and Carlos, G., 2003. Simultaneous Considerations of Length and Boundary Conditions on Theoretical Stress Concentration Factors. International Journal of Fatigue, Vol. 25, No. 4, pp. 353-355.
- [3] Inoue, N., and Ishikawa, T., 1995. Strength Evaluation Method for Roll Neck of Rolling Mills. The journal of the Iron and Steel Institute of Japan, Vol. 81, No. 5, pp. 541-546.
- [4] Joseph E. Shigley and Charles R. Mischke., 1989. Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Company, Singapore.
- [5] ศุภชัย ตระกูลทรัพย์ทวี. 2547. การออกแบบเครื่องกลและชิ้นส่วนเครื่องจักร 1. กรุงเทพฯ, ซีเอ็ดดูเคชั่น.
- [6] Robert C. Juvinall., 1967. Engineering Consideration of stress, Strain and Strength, McGraw-Hill Book Company, United State of America.
- [7] E. Hugot., 1972. Handbook of Cane Sugar Engineering, Elsevier Publishing Company, New York.