

บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 สมบัติทางกลของไม้ (Mechanical Properties)

กลสมบัติของไม้เป็นคุณสมบัติของไม้ในการต้านแรงภายนอกที่มากระทำ ดังนั้นบางครั้งจึงเรียกว่า Strength Properties กลสมบัติที่สำคัญของไม้มีดังนี้ คือ คุณสมบัติในการรับแรงดัด แรงอัด แรงดึง แรงเฉือน แรงกระแทก แรงฉีก และ ความแข็ง มาตรฐาน S.B. 373 : 1957 กำหนดให้ทดสอบสมบัติของไม้ดังนี้ การดัด การกระแทก การอัดขนานเสี้ยน การอัดตั้งฉากเสี้ยน การฉีก การดึงขนานเสี้ยน การดึงตั้งฉากเสี้ยน และ ความแข็ง

3.1.1 กำลังดัด (Static Bending)

การวัดกำลังต้านทานต่อการดัด ซึ่งเป็นคุณสมบัติที่สำคัญเพราะโครงสร้างโดยทั่ว ๆ ไปแล้วมักจะรับแรงดัดเสมอ อาทิเช่น พื้น คาน แม้กระทั่งเสาบางครั้งก็ทำหน้าที่รับแรงดัดคู่ไปด้วย คุณสมบัติที่ได้จากการทดสอบนี้มี หน่วยแรงดัดที่จุด P.L. โมดูลัสของการยืดหยุ่น

3.1.2 กำลังอัดขนานเสี้ยน (Compression Parallel to Grain)

การวัดกำลังต้านทานต่อแรงอัดในแนวขนานกับเสี้ยนไม้ ซึ่งกำลังของไม้แบบนี้เป็นความต้านทานของเสี้ยนไม้ในทางคล้ายกับเสากลางขนาดเล็กๆ ของเสี้ยนไม้ โดยมีเสี้ยนไม้ข้างเคียงยันซึ่งกันและกันทำให้กำลังของแรงอัดในแนวขนานเสี้ยนสูงกว่าในแนวตั้งฉากเสี้ยน ตัวอย่างชิ้นส่วนของโครงสร้างที่รับแรงลักษณะนี้คือเสา ดังนั้นการที่จะนำไม้ไปใช้ทำเป็นเสาก็ต้องเลือกไม้ที่ให้แรงอัดในแนวขนานกับเสี้ยนไม้สูง ซึ่งค่าอัดแรงนี้มี หน่วยเป็นแรงต่อพื้นที่ และค่าที่ได้จากการทดสอบนี้มี หน่วยแรงอัดขนานเสี้ยนที่จุด P.L. หน่วยแรงอัดประลัยขนานเสี้ยน และ โมดูลัสของความยืดหยุ่น

3.1.3 กำลังอัดตั้งฉากเสี้ยน (Compression Perpendicular to Grain)

กลสมบัติของไม้ที่ใช้ในการออกแบบสำหรับโครงสร้างที่มีแรงกระทำเป็นจุด เช่น บันไดที่มีเสาหรือปลายตงวางอยู่ ไม้หมอนรางรถไฟ กำลังอัดตั้งฉากเสี้ยนนี้ยอมให้ใช้ได้ภายในขอบเขตของหน่วยแรงที่ยืดหยุ่น เพราะเลยจุดนี้ไปแล้วผนังของเสี้ยนจะยุบตัวมาก โดยที่แรงอัดไม้เพิ่มขึ้นจนกระทั่งการหลุดตัวของไม้มากจนความหนาเหลือ 1 ใน 3 ของความหนาเดิม เมื่อเสี้ยนไม้ยุบตัวจนเต็มโพรงไม้หมด แรงอัดก็จะเพิ่มขึ้นไม่มีที่สิ้นสุดและไม่อาจที่จะหาค่าของกำลังอัดสูงสุดตั้งฉากเสี้ยนได้ แต่อย่างไรก็ตามกำลังของแรงอัดตั้งฉากเสี้ยนที่มีค่าสูงๆ ในช่วงหลังนี้ไม่อาจนำมาใช้ประโยชน์ได้เนื่องจาก เพราะการหลุดตัวทางข้างของเสี้ยนไม้มากจนอาจเกิดการเสียหายกับโครงสร้างที่เกี่ยวข้องได้

3.1.4 กำลังดึงขนานเสี้ยน (Tension Parallel to Grain)

กลสมบัติที่มีค่าสูงสุดของไม้ แต่อย่างไรก็ตามในการออกแบบนั้นใช้ค่าเดียวกับหน่วยแรงดัดที่ยอมให้เพราะในการก่อสร้างจริงแล้วจะใช้ไม้สำหรับก่อสร้างที่รับแรงดัดและแรงดึงขนานเสี้ยนที่มีมาตรฐานเดียวกันเสมอ

3.1.5 กำลังเฉือนขนานเสี้ยน (Shear Parallel to Grain)

การวัดกำลังต้านทานต่อแรงที่ทำให้เกิดการ Slide หรือ Slip ออกจากกันของไม้ในแนวขนานกับเสี้ยน ซึ่งจัดว่าเป็นคุณสมบัติตัวหนึ่งเช่นกัน ครั้งนี้เนื่องจากว่ากำลังต้านทานนี้มีค่าค่อนข้างต่ำ ดังนั้นชิ้นส่วนของโครงสร้างอาจจะพังด้วยแรงเฉือนนี้ก่อนที่จะเกิดการพังอย่างอื่น

3.1.6 ความแข็ง (Hardness)

การวัดความต้านทานต่อการกดให้เป็นรอยของไม้ การวัดนี้จะใช้ลูกบอลเหล็กหัวกลมมาตรฐานขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.444 นิ้ว กดให้จมลงไปบนเนื้อไม้ครึ่งหนึ่งของเส้นผ่าศูนย์กลางค่าแรงกดนี้จะใช้เป็นตัว

เปรียบเทียบความแข็งแรงของไม้ ไม้ที่มีความแข็งแรงมากย่อมมีความต้านต่อการกดเป็นรอยสูง ซึ่งจะให้เป็นแนวทางในการเลือกไม้ไปใช้อย่างเหมาะสม อาทิเช่น ไม้ปาร์เก้ปูพื้นเราไม่ต้องการให้เกิดรอยขีดข่วนได้ง่ายก็ควรจะเลือกใช้ไม้ที่มีความแข็งแรงมาก ส่วนไม้ที่ใช้ทำเฟอร์นิเจอร์ควรเลือกไม้ที่มีความแข็งแรงน้อย เพราะจะเป็นการง่ายต่อการไสและตกแต่งผิว

3.1.7 การฉีก (Cleavage)

การวัดความต้านทานต่อการฉีกของไม้ในแนวนานกับเส้นไม้ วัดเป็นขนาดแรงต่อหน่วยความกว้างของชิ้นไม้ทดสอบมาตรฐาน ใช้เป็นสิ่งที่เปรียบเทียบความต้านทานการต่อการแตกของไม้ชนิดต่างๆ เมื่อตอกตะปู เป็นต้น

3.1.8 การกระแทก (Impact)

การวัดความต้านทานต่อแรงกระทำทันทีทันใด ไม้บางชนิดอาจจะรับรับแรงดัดได้ดี แต่ต้านทานต่อแรงกระแทกได้น้อย ดังนั้นจึงจำเป็น ต้องทราบไว้เพื่อใช้ในการออกแบบชิ้นส่วนที่ต้องการรับแรงกระแทก ความต้านทานต่อแรงกระทำวัดเป็นหน่วยของพลังงานที่ใช้มาตรฐานแตกหัก

3.1.9 ความชื้นในวัสดุ

ความชื้น คือปริมาณของน้ำที่มีอยู่ในวัสดุ ปริมาณความชื้นในวัสดุ สามารถแสดงได้ 2 แบบคือ

3.1.9.1 ความชื้นมาตรฐานเปียก M_{wb} โดยทั่วไปปริมาณของน้ำที่มีอยู่ในวัสดุอบแห้งจะนิยมในรูปของอัตราส่วนของน้ำต่อมวลทั้งหมดนั่นคือใช้มวลของวัสดุขึ้นเป็นมาตรฐานของการคำนวณหาค่าความชื้นซึ่งเป็นการหาความชื้นมาตรฐานเปียก

$$\text{เปอร์เซ็นต์ความชื้นมาตรฐานเปียก} = \frac{\text{น้ำหนักวัสดุก่อนอบ} - \text{น้ำหนักวัสดุหลังอบ}}{\text{น้ำหนักวัสดุก่อนอบ}} \times 100$$

3.1.9.2 ความชื้นมาตรฐานแห้ง M_{db}

ความชื้นมาตรฐานแห้งคือมวลของความชื้นในวัสดุต่อหน่วยมวลของเนื้อวัสดุแห้งในกระบวนการอบแห้งมวลของวัสดุขึ้นจะเปลี่ยนค่าอยู่ตลอดเวลา ดังนั้นจึงเป็นการสะดวกกว่าที่จะใช้มวลของวัสดุแห้งเป็นมาตรฐานในการคำนวณหาความชื้นมาตรฐานแห้ง ความชื้นในมาตรฐานเปียกจะมีค่าไม่เกินร้อยละเปอร์เซ็นต์เสมอ นิยมใช้กันทั่วไปทางการเกษตรและวงการค้าแต่ความชื้นแบบมาตรฐานแห้งอาจจะมีค่าเกินร้อยละเปอร์เซ็นต์ได้ นิยมใช้ในการวิเคราะห์กระบวนการอบแห้งในทางทฤษฎี

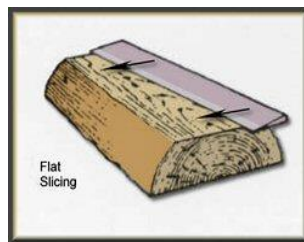
$$\text{เปอร์เซ็นต์ความชื้นมาตรฐานแห้ง} = \frac{\text{น้ำหนักวัสดุก่อนอบ} - \text{น้ำหนักวัสดุหลังอบ}}{\text{น้ำหนักวัสดุหลังอบ}} \times 100$$

3.2 ประเภทเครื่องทำไม้บางและหลักการทำงานของเครื่อง

เครื่องปอกไม้สำหรับทำไม้บางนี้จะถูกแบ่งออกตามลักษณะการทำงาน ซึ่งสามารถแบ่งออกได้เป็น 3 แบบ คือ

3.2.1 เครื่องทำไม้บางแบบหัน

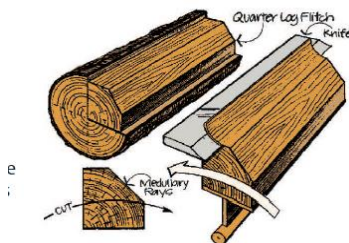
เครื่องทำไม้บางแบบหันนี้จะมีลักษณะการทำงานดังใน รูปที่ 2. คือมีการจับยึดชิ้นงานหรือตัวไม้ให้อยู่กับที่ และ ส่วนของใบมีดจะถูกติดตั้งขนานกันกับความยาวของตัวไม้ จากนั้นใบมีดจะมีการเคลื่อนที่เข้าหาตัวไม้เพื่อหั่นผิวของเนื้อไม้ออกมาเป็นแผ่นบางๆ แต่เครื่องทำไม้บางแบบหันนี้ก็มีข้อเสียตรงที่ แผ่นไม้บางที่ถูกหั่นออกมานั้นจะมีไม่กว้าง และ แผ่นไม้บางที่ได้นั้นจะมีปริมาณที่น้อยกว่าเครื่องทำไม้บางแบบอื่น



รูปที่ 3.1 การทำงานของเครื่องทำไม้บางแบบหัน

3.2.2 เครื่องทำไม้บางแบบแรงเหวี่ยง

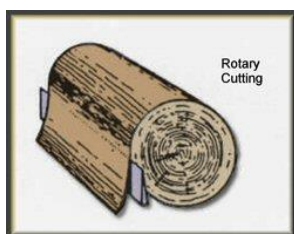
เครื่องทำไม้บางแบบแรงเหวี่ยงนี้มีหลักการทำงาน ดังแสดงในรูปที่ 3. คือ ชีงงานหรือตัวไม้จะถูกจับยึดไว้กับเพลาลูกกลิ้งเมื่อเครื่องทำงานเพลาก็เริ่มหมุนจึงทำให้หรือตัวไม้หมุนตามไปด้วย จากนั้นใบมีดซึ่งจะถูกติดตั้งขนานกับความยาวของชีงงาน ซึ่งมีการเคลื่อนที่เข้าหาตัวชีงงานเรื่อยๆ เมื่อใบมีดเคลื่อนที่เข้ามาถึงตัวชีงงานแรงเหวี่ยงที่เกิดจากการหมุนของชีงงานซึ่งมีทิศทางการหมุนสวนทางกับคมมีด เมื่อชีงงานและคมมีดปะทะกันทำให้ผิวหน้าของตัวไม้จะถูกฉีกออกเป็นแผ่นไม้บาง ซึ่งเครื่องทำไม้บางชนิดนี้จะสามารถผลิตไม้บางที่มีขนาดกว้างกว่าเครื่องทำไม้บางแบบหัน



รูปที่ 3.2 การทำงานของเครื่องทำไม้บางแบบแรงเหวี่ยง

3.2.3 ทำไม้บางแบบโรตารี

เครื่องทำไม้บางแบบโรตารีนี้มีหลักการทำงาน ดังที่แสดงให้เห็นใน รูปที่ 4. คือชีงงานจะถูกนำมาวางบนลูกกลิ้ง ซึ่งมีด้วยกันถึงสามตัว ลูกกลิ้งนี้จะทำหน้าที่ในการกดยึดตัวชีงงานและทำการหมุนชีงงาน คือเมื่อเครื่องทำงานลูกกลิ้งจะหมุนจึงทำให้ชีงงานหรือตัวไม้หมุนตามไปด้วย ซึ่งทิศทางการหมุนของชีงงานนั้นจะมีทิศทางสวนทางกับคมมีด เมื่อใบมีดเคลื่อนที่เข้ามาจนคมมีดกดเข้าไปในเนื้อไม้ แรงซึ่งเกิดจากการหมุนของชีงงานจะทำให้ผิวของชีงงานถูกฉีกออกมาเป็นแผ่นไม้บางซึ่งเครื่องทำไม้บางแบบโรตารีนี้จะปอกไม้ออกมาเป็นแผ่นที่มีความยาวกว่าเครื่องแบบอื่นๆ และเป็นการปอกที่ประหยัดเนื้อไม้มากที่สุด



รูปที่ 3.3 การทำงานของเครื่องทำไม้บางแบบโรตารี

3.3 การออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกล

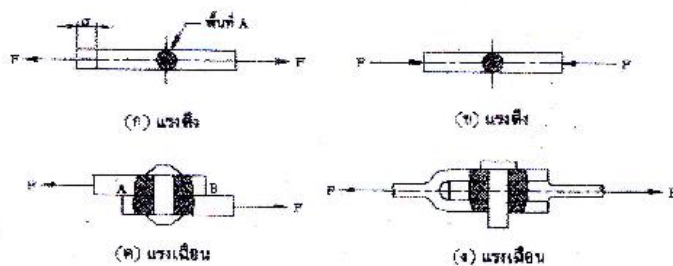
3.3.1 ความเค้นอย่างง่าย

นิยามของความเค้นคือ แรงหารด้วยพื้นที่หน้าตัดที่รับแรง ความเค้นอย่างง่าย (Simple stresses) มีอยู่ 3 ชนิดคือ ความเค้นดึง ความเค้นกด และความเค้นเฉือน
พิจารณารูปที่ 3.4 ก และ ข ซึ่งเป็นโลหะกลมอยู่ภายใต้แรงดึง และแรงกด F ตามลำดับความเค้นดึงและความเค้นกดคือ

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \text{ และ } \sigma_c = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$

ในกรณีที่แผ่นเหล็กยึดติดกันหมุดยัดรูป 3.4 ตัวหมุดยัดอาจจะขาดเนื่องจากแรงเฉือนกระทำที่หน้าตัดของหมุดยัดเท่ากับ A ความเค้นเฉือนในหน้าตัดของหมุดยัดคือ

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3.2)$$



รูปที่ 3.4 แรงชนิดต่างๆ

ถ้าพื้นที่หน้าตัดของชิ้นงานที่รับแรงเฉือนมีมากกว่าหนึ่งแห่ง เช่นในรูปที่ 3.4 ง ซึ่งมีสองแห่ง พื้นที่หน้าตัดรับแรงคือ $2A$ ในกรณีเช่นนี้เรียกว่า หมุดยัดรับแรงเฉือนคู่ (Double Shear) เพราะฉะนั้นความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในหน้าตัดหมุดยัดนี้จะเท่ากับ

$$\tau = \frac{F}{2A} \quad (3.3)$$

พิจารณาหมุดยัดรูปที่ 3.4ค จะเกิดการอัดกันระหว่างด้านข้างขอบของตัวหมุดยัดกับแผ่นโลหะด้วยความเค้นที่ผิวโลหะที่สัมผัสกันนี้ไม่สม่ำเสมอ ในทางปฏิบัติจึงหาความเค้นกดนี้โดยใช้พื้นที่ภาพฉาย (Project Area) ของส่วนที่อัดกันอยู่ แทนการใช้พื้นที่จริงแทนหมุดยัด และมีชื่อเรียกว่าความเค้นอัด (Bearing Stress) ถ้าหมุดยัดมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง d ความเค้นอัดคือ

$$\sigma_c = \frac{F}{dt} \quad (3.4)$$

3.3.2 ความเครียด

ความเครียด (Strain) ϵ หมายถึง อัตราส่วนระหว่างส่วนที่ยืดออกหรือส่วนที่หดตัวของชิ้นงานกับความยาวเดิม จากรูปที่ 3.2 ก ส่วนที่ยืดออกเนื่องจากแรงดึง F เท่ากับ σ เพราะฉะนั้นความเครียดนี้จะเท่ากับ

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (3.5)$$

จากกฎของฮุก

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (3.6)$$

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (3.7)$$

แต่ $\sigma = F/A$ ฉะนั้นเมื่อแทนค่า ϵ จากสมการที่ 3.2 ลงในสมการที่ 3.4 จะได้ว่า

$$\delta = \frac{FL}{AE} \quad (3.8)$$

จากกลศาสตร์วัสดุยังทำให้ทราบความสัมพันธ์ระหว่างยังส์โมดูลัสและโมดูลัสอีกคือ

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (3.9)$$

โดยที่ ν เป็นอัตราส่วนพัวซอง (Poisson's Ratio)

3.3.3 การบิด

ชิ้นส่วนเครื่องจักรที่มีพื้นที่หน้าตัดกลมอยู่ภายใต้โมเมนต์บิด (Torque) จะบิดไปเป็นมุมเท่ากับ

$$\theta = \frac{TL}{GJ} \quad (3.10)$$

โดยที่ T = โมเมนต์บิด

L = ความยาว

J = โมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่

$J = \frac{\pi}{32}d^4$ สำหรับท่อกลมตัน

$J = \frac{\pi}{32}(d^4 - d_i^4)$ สำหรับท่อกลมกลวง

d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก

d_i = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน

ความเค้นเฉือนที่เกิดจากการบิดจะมีค่าสูงสุดที่ผิวนอกของท่อนกลมนี้ ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (3.11)$$

โดยที่ r = รัศมีนอกของท่อนกลม

ในการใช้สมการที่ 3.11 มักจำเป็นที่จะต้องหาค่าโมเมนต์บิดให้ได้เสียก่อน สำหรับเครื่องจักรกลที่ส่งกำลังมาตามเพลลา จะคำนวณค่าโมเมนต์ได้จาก

$$W_p = T\omega = 2\pi nT \quad (3.12)$$

โดยที่ W_p = กำลังงานเป็น วัตต์

T = โมเมนต์บิดเป็น Nm

ω = ความเร็วเชิงมุมเป็น rad/s

n = ความเร็วรอบ รอบต่อวินาที

สำหรับในระบบหน่วยอังกฤษซึ่งยังมีใช้กันอยู่จะบอกกำลังเป็นแรงม้า และคำนวณโมเมนต์บิดได้จาก

$$hp = \frac{Tn}{6300} \quad (3.13)$$

โดยที่ T = โมเมนต์บิดเป็น in-lb

n = ความเร็วรอบเป็น รอบต่อวินาที

3.3.4 คาน

ชิ้นส่วนเครื่องจักรจำนวนมากรับแรงในแนวตั้งลักษณะเช่นเช่นเดียวกับคานทั่วไปฉะนั้นจึงใช้ความเค้นดัด (Bending stress) และคานยุบตัว (Deflection) เป็นข้อจำกัดในการออกแบบคาน ณ ตำแหน่งที่โมเมนต์ดัดมีค่าสูงสุด ซึ่งคำนวณได้สมการ

$$\sigma_b = \frac{Mc}{I} \quad (3.14)$$

M = โมเมนต์ดัด

c = ระยะจากแกนสะเทิน (Neutral Axis) ไปยังผิวนอกสุดดังรูป 3.5



รูปที่ 3.5 คานและแกนสะเทิน

โดยทั่วไปแล้วความเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นในคานจะมีค่าน้อยมากจนกระทั่งไม่ต้องนำมาคิดในการออกแบบได้ แต่ถ้าคานสั้นและมีหน้าตัดสูงมากความเค้นเฉือนสูงสุดจะเกิดขึ้นที่แกนสะเทินและมีค่า 1.5 เท่าของความเค้นเฉือนเฉลี่ยหรือเท่ากัน

$$\tau = \frac{3V}{2A} = 1.5 \frac{V}{A} \quad (3.15)$$

สำหรับหน้าตัดกลม

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (3.16)$$

โดยที่ V = แรงเฉือนสูงสุด

A = พื้นที่หน้าตัด

3.4 การออกแบบเพลลา

เพลลาอาจได้รับแรงดึง แรงกด แรงบิด แรงดัด หรือแรงหลายอย่างรวมกันก็ได้ ดังนั้น การคำนวณจึงต้องใช้ความเค้นผสมเข้าช่วยแรงเหล่านี้ยังอาจจะมีการเปลี่ยนแปลงขนาดตลอดเวลาทำให้เพลลาเสียหายเพราะความล้าได้ ฉะนั้นจึงต้องออกแบบเพลลาให้มีความแข็งแรงเพียงพอสำหรับการใช้งานในลักษณะนี้นอกจากนั้นเพลลาจะต้องมีความแข็งแกร่ง (Rigidity) เพียงพอเพื่อลดมุมบิดภายในเพลลาให้อยู่ในขีดจำกัดที่เหมาะสม ระยะโก่ง (Deflection) ของเพลลาก็เป็นสิ่งสำคัญในการกำหนดขนาดเพลลาเช่นเดียวกันเพราะถ้าเพลลา มีระยะโก่งมากมากก็จะเกิดการแกว่งขณะหมุนทำให้ความเร็ววิกฤต (Critical Speed) ของเพลลา ลดลง ซึ่งอาจทำให้เพลลา มีการสั่นอย่างรุนแรงในขณะที่ความเร็วของเพลลาเข้าใกล้ความเร็ววิกฤตนี้ได้ ระยะโก่งนี้ยังมีผลต่อการเลือกชนิดของที่รองรับเพลลา เช่น แบริ่ง (Bearing) ก็ต้องมีการเอียงแนว (Misalignment) ในการใช้งานที่เหมาะสมกับเพลลาด้วย

3.4.1 วัสดุเพลลา

วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลลาทั่วไปคือเหล็กกล้าละมุน (Mild Steel) แต่ถ้าต้องการให้มีการเพิ่มความเหนียวและความทนทานต่อแรงกระตุกเป็นพิเศษแล้วมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นที่จะทำให้เพลลา เช่น AISI 1347, 3140, 4120, 4340 เป็นต้น เพลลาที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่ 90 มิลลิเมตร มักจะ

กลึงมาจากเหล็กกล้าคาร์บอน ซึ่งผ่านการรีดร้อนอย่างไรก็ตามเพื่อให้ได้เพลามีราคาถูกที่สุดผู้ออกแบบควรพยายามใช้เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดา ก่อนที่จะเลือกใช้เหล็กกล้าชนิดอื่น

3.4.2 ขนาดของเพลลา

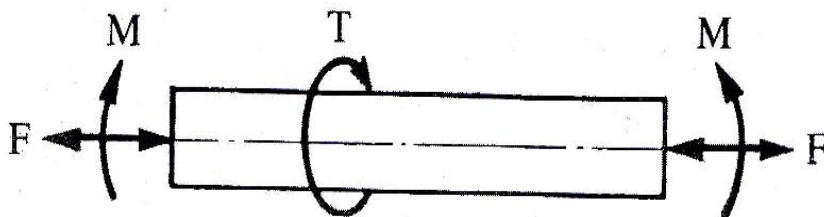
เพื่อให้เพลามีมาตรฐานเหมือนกัน องค์การมาตรฐานระหว่างประเทศจึงได้กำหนดขนาดมาตรฐานของเพลลา ซึ่งเป็นการระบุ (Nominal Size) ใน ISO/R 775-1969 เอาไว้สำหรับผู้ออกแบบเลือกใช้ทั้งนี้เพื่อให้สามารถหาซื้อได้ทั่วไปนอกจากนี้ยังเป็นขนาดที่สอดคล้องกับขนาดของแบริ่งที่ใส่รองรับเพลลาด้วยขนาดระบุของเพลลา

3.4.3 การพิจารณาในการออกแบบ

การคำนวณหาขนาดเพลลาที่เหมาะสมขึ้นอยู่กับลักษณะการใช้งาน ในบางครั้งการที่จะหาขนาดเพลลาเพื่อให้เพลลาทนต่อแรงที่มากระทำอย่างเดียวยังไม่เป็นการเพียงพอ เช่น ในกรณีของเพลาลูกเบี้ยว (Cam Shaft) เครื่องยนต์สันดาปภายในที่ต้องการให้มีตำแหน่งที่เที่ยงตรง ดังนั้น มุมบิดของเพลลาที่เกิดขึ้นในขณะที่ใช้งานจะต้องมีค่าไม่มากกว่าที่กำหนดไว้เป็นต้น นั่นคือเพลลาจะต้องมีความแข็งแรงอยู่ภายในพิกัดที่ต้องการ ถ้ามุมบิดมากไปนอกจากจะเสียความเที่ยงตรงทางด้าน ตำแหน่งแล้วยังอาจจะก่อให้เกิดความสั่นสะเทือนด้วย ซึ่งอาจมีผลทำให้เฟืองและแบริ่งที่รองรับเกิดความเสียหายได้ง่ายขึ้นถึงแม้ว่าจะไม่มีมาตรฐาน สำหรับพิกัดมุมบิดของเพลลาในทางปฏิบัติแล้วมักจะให้มุมบิดของเพลลาในเครื่องจักรกลทั่วไปไม่เกิน 0.3 องศาต่อความยาวเพลลา 1 เมตร สำหรับเพลลาส่งกำลังทั่วไปอาจจะให้มุมบิดได้ถึง 1 องศาต่อความยาวเพลลา 20 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลาในกรณีของเพลาลูกเบี้ยวสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายในแล้วจะให้มุมบิดได้ไม่เกิน 0.5 องศาตลอดความยาวของเพลลาความแข็งแรงที่สำคัญอีกอย่างหนึ่งก็คือ ความแข็งแรงทางด้านระยะโก่งเพราะอาจจะต้องใช้ระยะโก่งของเพลลาที่อยู่ภายใต้แรงภายนอกเป็นตัวสำคัญในตัวกำหนดระยะเบียด (Clearance) ระหว่างล้อสายพาน และเฟืองโครงของเครื่องจักรตลอดจนการเลือกใช้ชนิดของแบริ่ง สำหรับรองรับเพลลาให้เหมาะสม ถ้าเพลามีระยะโก่งมากเกินไปจะทำให้การส่งกำลังของเฟืองไม่ราบเรียบเท่าที่ควร การเลือกแบริ่งมารองรับเพลาก็เช่นกันจำเป็นต้องเลือกแบริ่งชนิดที่อนุญาตมีการเอียงแนวสำหรับการใช้งานได้พอเหมาะกับระยะโก่งของเพลลาที่เกิดขึ้น ซึ่งอาจจะเป็นแบริ่งธรรมดาหรือแบริ่ง แบบปรับแนวตัวเอง (Self-Aligning) ทั้งนี้ก็จะขึ้นอยู่กับค่าระยะโก่งเป็นสำคัญ ระยะโก่งดังที่กล่าวมาไม่มีมาตรฐานกำหนดไว้เป็นแนวทางโดยทั่วไปผู้ออกแบบอาจจะถือค่าต่อไปนี้เป็นแนวทางในการกำหนดความแข็งแรงทางด้านระยะโก่ง ได้ดังนี้ คือสำหรับเพลลาของเครื่องจักรทั่วไป ค่าระยะโก่งระหว่างจุดที่รองรับด้วยแบริ่งควรจะไม่เกิน 0.08 มิลลิเมตรสำหรับเพลลาที่มีเฟืองดอกจอก (Bevel Gear) คุณภาพดีติดอยู่กับระยะโก่ง ณ ตำแหน่งที่เฟืองขบกันไม่ควรเกิน 0.075 มิลลิเมตรจากเหตุผลดังกล่าวจะเห็นว่าขนาดของเพลลา อาจจะมาได้โดยใช้ความแข็งแรงที่ต้องการแทนที่จะเป็นความแข็งแรงในการรองรับภายนอกได้ การหาระยะโก่งเพลลาที่มีขนาดเท่ากันตลอดอาจทำได้ด้วยวิธีที่ได้เรียนรู้มาในวิชากลศาสตร์วัสดุ เช่น วิธีการอินทิเกรตสองชั้น (Double Integration) วิธีหาพื้นที่ของโมเมนต์ (Moment Area) เป็นต้น

3.3.4 การออกแบบเพลลาตามรหัสของ ASME

วิธีดังกล่าวนี้ใช้ความเค้นเฉือนสูงสุดและไม่คิดความล้าหรือความเค้นหนาแน่นที่จะเกิดขึ้นบนเพลลาซึ่งเป็นการออกแบบโดยวิธีสถิตศาสตร์ (Static design method) ในการหาสมการสำหรับการออกแบบเพลลาให้พิจารณาเพลลาในรูปที่ 3.6 ให้เพลลาเป็นแบบกลมและกลวงโดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในและภายนอกเท่ากับ d_1 และ d_2 ตามลำดับ



รูปที่ 3.6 เพลายู่ภายใต้แรงต่างๆ

เพลเป็นแบบตันจะได้

ความเค้นดึงหรือกด
$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.17)$$

ความเค้นดัด
$$\sigma_b = \frac{M_c}{I} \quad (3.18)$$

ความเค้นเฉือน
$$\tau_{xy} = \frac{\tau_r}{J} \quad (3.19)$$

เพลส่วนเพลส่วนมากจะอยู่ใต้ความเค้นที่เป็นจักร ทั้งนี้เพราะที่เพลหมุนตลอดเวลา นอกจากนั้นแรงที่กระทำยังอาจเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา ดังนั้นเพลเกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าที่เป็นส่วนใหญ่ ดังนั้นจึงต้องการที่จะอาศัยตัวประกอบความล้า (Fatigue) มาเกี่ยวข้องด้วยถ้าให้

C_m คือ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการดัด

C_t คือ ตัวประกอบความล้าเนื่องจากการบิด

โดยที่

$$K = \frac{d_1}{d_0} \quad (3.20)$$

กรณีที่ไม่มีแรง Fกระทำอยู่ด้วย

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau (1-k^4)} [(C_T T^2) + (C_m M^2)]^{1/2} \quad (3.21)$$

หรือในกรณีของเพลตัน $k=0$

$$d^3 = \frac{16}{\pi \tau} [(C_T T^2) + (C_m M^2)]^{1/2} \quad (3.22)$$

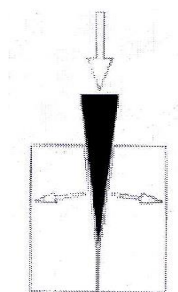
นอกจากนี้รหัสของ ASME ยังได้ระบุเอาไว้ว่าเพลซึ่งมีใช้อยู่ในงานธรรมดาทั่วไปควรมีค่าความเค้นใช้ในงานดังนี้

$$\tau_d = 55 \text{ (N/mm}^2\text{) สำหรับเพลานี้ไม่มีร่องลิ้ม}$$

$$\tau_d = 41 \text{ (N/mm}^2\text{) สำหรับเพลามีร่องลิ้ม}$$

3.5 ทฤษฎีเกี่ยวกับลิ้ม

ลิ้มเป็นเครื่องมือกลพื้นฐาน ซึ่งโดยอาศัยหลักการคือการใช้พื้นที่เอียงในการแยกของสองสิ่งออกจากกัน การให้แรงในแนวตั้งฉากกับการส่วนหัวจะทำให้เกิดการเปลี่ยนแรงตั้งฉากไปแนวแรงในแนวตั้งฉากกับพื้นที่เอียงจะทำให้เกิดการได้เปรียบเชิงกล ขึ้นอยู่กับสัดส่วนของความยาวและกว้างของตัวลิ้ม โดยถ้าลิ้มมีความกว้างมากจะต้องใช้แรงมากกว่าลิ้มที่มีความกว้างน้อยกว่า ตัวอย่างการใช้ลิ้ม เช่น ขวาน ตะปู มีด สิว เป็นต้น



รูปที่ 3.7 หลักการของลิ้ม

3.5.1 การคำนวณเกี่ยวกับลิ้ม

$$H = W \quad (3.23)$$

จากสมการกำหนดให้

E = เรืองที่ใช้ในการตอกลิ้ม มีหน่วยเป็นนิวตัน (N)

H = ความยาวของลิ้มที่ตอกในวัตถุ มีหน่วยเป็นเซนติเมตร (cm)

W = แรงต้านของวัตถุที่กระทำต่อลิ้ม มีหน่วยเป็นนิวตัน (N)

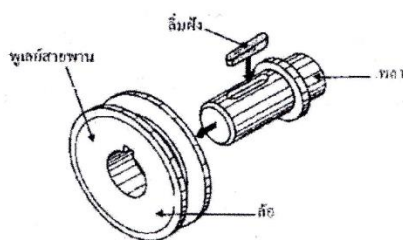
L = ความกว้างของหน้าลิ้ม มีหน่วยเป็นเซนติเมตร (cm)

งานของแรงพยายาม = งานของแรงต้านทาน

$$E * H = W * L$$

3.5.2 ประเภทของลิ้ม

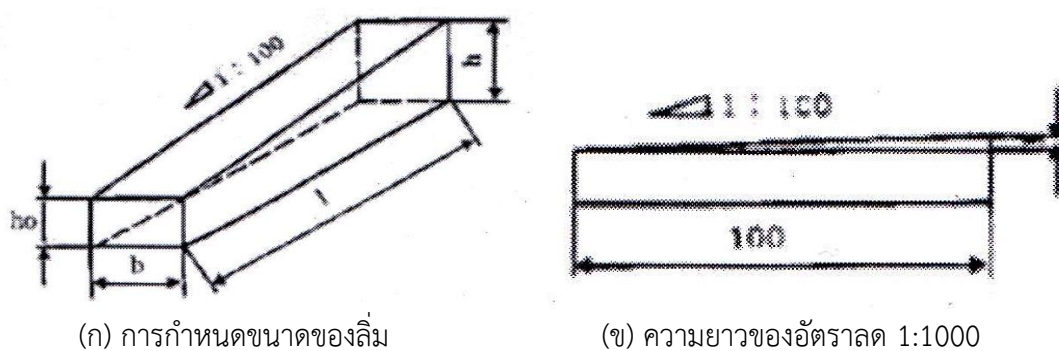
ลิ้มที่ใช้ประกอบระหว่างเพลากับชิ้นส่วนอื่นไม่ว่าจะเป็นเฟือง พลุเลย์ หรือล้อสายพาน ต่างๆ ลิ้มมีหลายประเภทขึ้นอยู่กับการใช้งาน โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้



รูปที่ 3.8 ส่วนประกอบที่ใช้คู่กับลิ่ม

1) ลิ่มส่งกำลัง

ประเภทนี้มีหน้าที่ส่งกำลังระหว่างล้อกับเพลานในเครื่องจักรกลใหญ่ๆ ที่ใช้ล้อสายพาน ใช้เฟือง ใช้คลัตช์หรือเครื่องจักรกลเกษตร ก็ใช้ลิ่มส่งกำลัง ลิ่มชนิดนี้ถอดประกอบได้ง่าย ลิ่มส่งกำลังจะมีความหนา 1 ต่อ 100 หมายถึง 100 มิลลิเมตร ความสูงของลิ่มจะลดลง 1 มิลลิเมตร ดังรูป 3.9



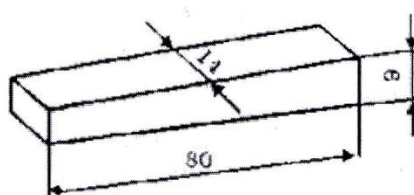
(ก) การกำหนดขนาดของลิ่ม

(ข) ความยาวของอัตราลด 1:1000

รูปที่ 3.9 การกำหนดของลิ่มส่งกำลัง

2) ลิ่มส่วนอัดเข้าไปในล้อกับเพลาน

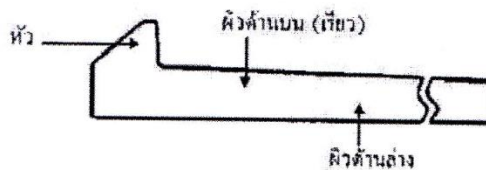
ลิ่มประเภทนี้จะมีหัวท้ายปลายตัดตรง การสอดใส่เข้าไประหว่างล้อกับเพลาน จากนั้นจึงใช้แฉกกระทักให้แน่นให้ได้ตำแหน่งที่ต้องการ ร่องลิ่มจะต้องมีความยาวมากกว่าลิ่มสองเท่า การใส่ในทิศทางหนึ่งและเวลาถอดในทิศทางตรงกันข้าม ดังรูป 3.10



รูปที่ 3.10 ลักษณะของลิ่มสวมอัด

3) ลิ่มมีหัว

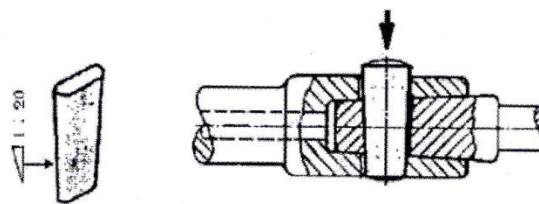
ลิ่มประเภทนี้จะใช้ในกรณีที่ล้อ และสายพานสามารถใส่ในลิ่มได้เพียงด้านเดียว ดังนั้นการถอดประกอบก็ต้องถอดเพียงด้านเดียว ดังรูป 3.11



รูปที่ 3.11 ลักษณะของลิ่มมีหัว

4) ลิ่มขวาง

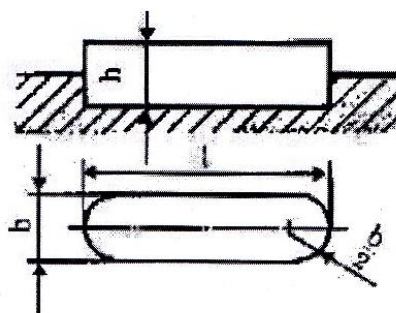
ลิ่มประเภทนี้เหมาะสำหรับยึดชิ้นงานที่ต้องการรับแรงดัด แรงดัดโก่ง และแรงอัด แต่มีข้อเสียคือชิ้นงานจะมีความแข็งแรงน้อยลงเพราะรูขวางอยู่ ดังรูป 3.12



รูปที่ 3.12 ลักษณะของลิ่มขวาง

5) ลิ่มอัด

ลิ่มประเภทนี้ไม่มีความลาดตามแนวยาว จะขนานตามแนวยาวตลอดลำตัว ดังนั้นแรงที่ขับชีลื้อหรือเพลาก็ให้หมุนนั้นจะกระทำผ่านด้านของลิ่ม ผิวด้านข้างลิ่มจะรับภาระเฉือน แต่ข้อดีคือระหว่างลื้อกับเพลาก็ไม่มีการเยื้องศูนย์ ลิ่มประเภทนี้เหมาะสำหรับเพลาคี่หมุน ดังรูป 3.13

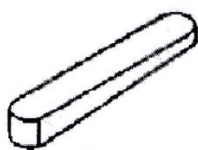


รูปที่ 3.13 ลักษณะของลิ่มอัด

3.5.3 ลักษณะรูปร่างของลิ่มประเภทต่างๆ

ลิ่มที่ใช้ทำงานกับเครื่องจักรกลแต่ละประเภทจะมีลักษณะที่แตกต่างกันตามลักษณะการใช้งาน ดังรายละเอียดต่อไปนี้

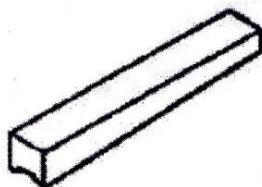
1) ลิ่มฝึ้ง เป็นสิ่งส่งกำลังตามมาตรฐานของ DIN แบบ A ลักษณะดังรูปร่างของลิ่มฝึ้งจะมีหัวท้ายเป็นรูปโค้งครึ่งวงกลม ในการประกอบจะวางลิ่มฝึ้งรองเพลาก่อน แล้วเลื่อนลื้อสวมเข้าไปในแนบ ตำแหน่งลื้อที่อัดแน่นจะไม่สามารถกำหนดให้แน่นอน การกฝึ้งร่องกระทำได้อย่างจึงไม่นิยมนำมาใช้ แต่ลิ่มชนิดนี้ฝึ้งลงในร่องจึงนำมาใช้ในงานที่รับโมเมนต์มากได้ ลิ่มชนิดนี้มีลักษณะรูปร่างดังรูป 3.14



ลิมส์ง DIN 6356 แบบ A

รูปที่ 3.14 ลักษณะรูปร่างของลิมส์ง

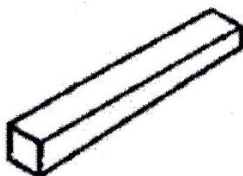
2) ลิมเว้า เป็นลิมส์งกำลังตามมาตรฐานของ DIN มีด้านที่ประกอบติดกับเพลลาเป็นรูปเว้าให้แนบติดกับเพลลากลมไม่ต้องปาดผิวเพลลาทำให้ลดต้นทุนการผลิตใช้กับงานที่รับโมเมนต์ต่ำพวกล้อขนาดเล็กๆ ลิมชนิดนี้มีลักษณะรูปร่าง ดังรูป 3.15



ลิมเว้า DIN 6881

รูปที่ 3.15 ลักษณะรูปร่างของลิมเว้า

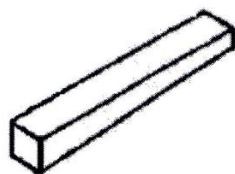
3) ลิมราบ เป็นลิมส์งกำลังตามมาตรฐานของ DIN 6889 แบบ B เป็นลิมรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า การประกอบยึดต้องสอดใส่เข้าไประหว่างร่องล้อเพลลา จากนั้นจึงใช้แรงตอกอัดให้แน่น ร่องของเพลลาต้องยาวเป็นสองเท่าของลิม ลิมเลื่อนมีลักษณะ ดังรูป 3.1



ลิมราบ DIN 6883

รูปที่ 3.16 ลักษณะรูปร่างของลิมราบ

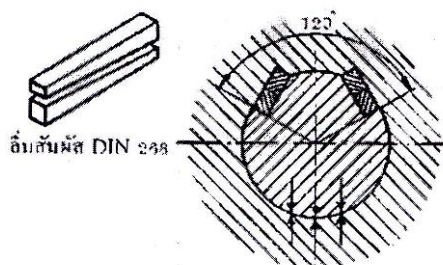
4) ลิมเลื่อน เป็นลิมปะเภทสวมเข้าไปในล้อเพลลาตามมาตรฐานของ DIN 6885 แบบ B เป็นลิมรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า การประกอบยึดต้องสอดใส่เข้าไประหว่างร่องล้อเพลลา จากนั้นจึงใช้แรงตอกอัดให้แน่น ร่องของยาวเป็นสองเท่าของลิม ลิมเลื่อนมีลักษณะ ดังรูป 3.17



ลิ่มเลื่อน DIN 6586 แบบ B

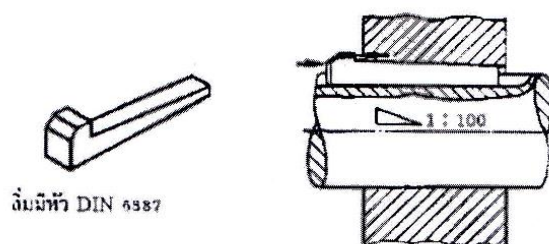
รูปที่ 3.17 ลักษณะรูปร่างของลิ่มเลื่อน

5) ลิ่มสัณผัส เป็นลิ่มปะเภทสวมเข้าไปในล้อเฟลาตามมาตรฐานของDIN 268สามารถจะทำร่องลิ่มบากเป็นมุมฉากเข้าไปในเฟลาได้ 1ถึง 2 ร่อง เหมาะกับงานที่มีโมเมนต์มากๆ ที่เฟลาหมุนไปกลับและแรงกระแทก ลิ่มสัณผัสจะประกอบในลักษณะผิวความลาดของลิ่มทั้งสองสัณผัสกันมีลักษณะ ดังรูป 3.18



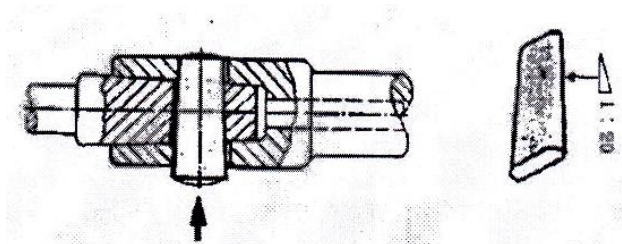
รูปที่ 3.18 ลักษณะรูปร่างของลิ่มสัณผัส

6) ลิ่มมีหัว ตามมาตรฐาน DIN 6685 เป็นลิ่มที่มีรูปร่างทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้าลาดเอียงและมีหัว ใช้ประกอบล้อเฟลาได้เพียงด้านเดียวการถอดประกอบก็ทำได้เพียงด้านเดียว ลิ่มชนิดนี้มีลักษณะ ดังรูป 3.19



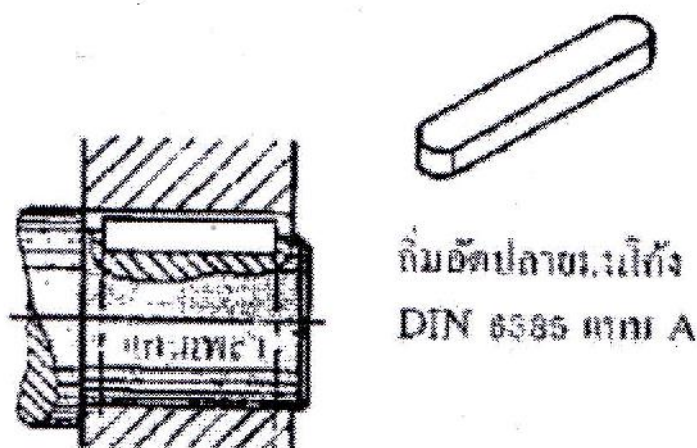
รูปที่ 3.19 ลักษณะรูปร่างของลิ่มมีหัว

7) ลิ่มขวาง เป็นลิ่มที่มีรูปร่างทรงกลมกระบอกเรียว เหมาะสำหรับชิ้นงานที่ต้องการรับแรงดึงและอัด แต่มีข้อเสียชิ้นงานจะไม่แข็งแรงเพราะมีรูขวาง ลิ่มชนิดนี้จะมีลักษณะ ดังรูป 3.20



รูปที่ 3.20 ลักษณะรูปร่างของลิ้มขวาง

8) ลิ้มอัด แบบขวางปลายมนโค้งตามมาตรฐาน DIN 6885 แบบ A แบบขนานใช้สกรูยึดปลายมนโค้งตามมาตรฐานของ DIN 6885 ลิ้มชนิดนี้มีลักษณะ ดังรูป 3.21



รูปที่ 3.21 ลิ้มอัดปลายมนโค้ง DIN 6885 แบบ A

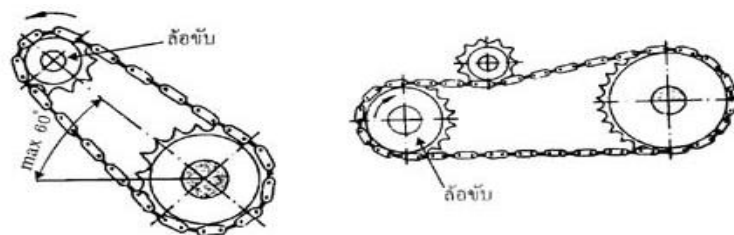
3.6 ทฤษฎีเกี่ยวกับโซ่ส่งกำลัง

การขับเคลื่อนด้วยโซ่มีอยู่มากทางด้านงานเครื่องจักรกล เนื่องจากมีลักษณะคล้ายกับการขับเคลื่อนด้วยสายพาน โดยโซ่จะคล้องอยู่กับล้อโซ่หรือเฟืองโซ่ (Sprocket) ซึ่งติดอยู่กับเพลาขับและเพลาตาม อัตราทดของการขับเคลื่อนขึ้นอยู่กับขนาดของเฟืองโซ่ทั้งสองและการขับเคลื่อนด้วยโซ่นี้จะไม่มีการสลิปเกิดขึ้นระหว่างโซ่กับเฟืองโซ่ เนื่องจากการขับเคลื่อนด้วยโซ่มีความน่าเชื่อถือสูงจึงมีความนิยมใช้มาก เช่น ในการส่งกำลังในเรือเครื่องยนต์ เครื่องจักรกลการเกษตร เครื่องมือกล เครื่องทอผ้าและเครื่องจักรกลงานไม้ เครื่องพิมพ์และใช้ในการขนส่ง และการขนถ่ายวัสดุ

การส่งกำลังด้วยโซ่มีข้อดีเมื่อเปรียบเทียบกับ การขับเคลื่อนด้วยสายพานและการขับเคลื่อนด้วยเฟืองเกียร์คือราคาหรือต้นทุนต่ำกว่า มีสมรรถนะในการส่งกำลังดีกว่าและง่ายในการบำรุงรักษา โซ่สามารถขับเคลื่อนได้ในระยะทางไกลกว่าสายพานและขับเคลื่อนได้พร้อมๆกันหลายเพลา

3.6.1 หลักการทำงาน

หลักการทำงานของเครื่องจักรกล คือ การส่งกำลังจากต้นกำลังหรือสามารถเรียกได้อีกอย่างว่า “เพลาขับ” ส่งกำลังไปยังจุดที่ต้องการกำลังงานไปใช้งานเรียกว่า “เพลาตาม” หรือ “เพลางาน” ระบบการส่งกำลังของเครื่องจักรกลได้แก่ การส่งกำลังด้วยเฟืองโซ่ สายพาน และลูกเบี้ยว เป็นต้น



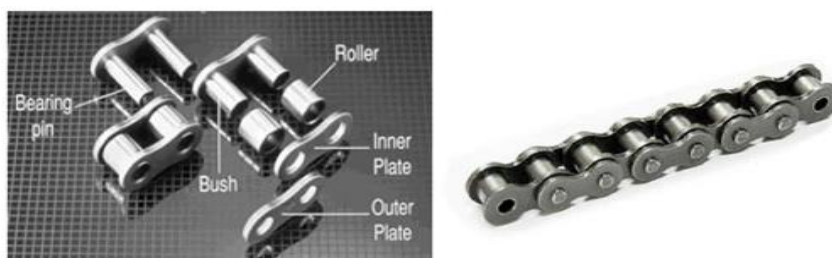
รูปที่ 3.22 หลักการส่งกำลังโซ่

3.6.2 ประเภทโซ่ส่งกำลัง (Type of transmisspn)

โซ่ส่งกำลัง สามารถแบ่งออกเป็นชนิดใหญ่ได้ 3 ชนิด

1) โซ่โรลเลอร์ (Roller chain)

โซ่ชนิดนี้ประกอบด้วยแผ่นต่อ (Link) ด้านในและด้านนอกยึดติดกันด้วยสลักและบุช (Bush) โดยมีโรลเลอร์สวมอยู่ตรงกลางกับบุช ดังรูป 3.23



รูปที่ 3.23 แสดงส่วนประกอบของโซ่โรลเลอร์

2) โซ่บุช (Bushed chain)

โซ่ชนิดนี้แตกต่างจากโซ่โรลเลอร์ก็ตรงที่ไม่มีโรลเลอร์ ดังนั้นจึงสามารถออกแบบให้บุชและสลักมีขนาดใหญ่ได้มากกว่าโซ่โรลเลอร์โดยที่มีระยะพิตช์เท่ากัน โซ่บุชจึงรับแรงได้มากกว่าและแข็งแรงกว่าแต่เนื่องจากในการใช้งานจะมีเสียงดังและมีการสึกหรอมากกว่า โดยทั่วไปแล้วจึงนิยมใช้โซ่โรลเลอร์มากกว่าโซ่บุช ดังรูป 3.24



รูปที่ 3.24 แสดงส่วนประกอบของโซ่บุช

3) โซ่ฟัน (Toothed chain)

โซ่ชนิดนี้อาจเรียกว่า Silent chain ก็ได้ โซ่ฟันประกอบด้วยแผ่นต่อหลายแผ่นเรียงซ้อนกันและยึดติดกันด้วยสลัก แผ่นต่อแต่ละแผ่นจะมีฟันสองฟัน ในขณะที่ส่งกำลังข้อต่อโซ่จะทำหน้าที่เป็นจุดหมุนของข้อโซ่ ทำให้โซ่แนบสนิทกับฟันบนเฟืองโซ่ จึงมีการสึกหรอน้อย โซ่ฟันใช้ขับเคลื่อนด้วยความเร็วสูงกว่าโซ่โรลเลอร์ทำงานได้โดย

เกือบจะไม่มีเสียงดัง แต่จะมีน้ำหนักรมากกว่าโซโรลเลอร์ราคาแพงกว่าและต้องการให้มีการบำรุงรักษาที่ดีกว่าโซโรลเลอร์ ดังรูป 3.25



รูปที่ 3.25 แสดงส่วนประกอบของโซ่ฟัน

3.6.3 ข้อดีและข้อเสียของการส่งกำลังด้วยโซ่

ข้อดีของการส่งกำลังด้วยโซ่

- 1) ในการติดตั้งไม่ต้องการความเที่ยงตรงเท่ากับเฟือง
- 2) ไม่จำเป็นต้องมีแรงตึงขั้นต้นในโซ่เหมือนกับสายพาน ทำให้อายุใช้งานของตลับลูกปืน ยาวนานกว่า
- 3) ไม่มีสลิปในขณะส่งกำลังเหมือนสายพาน ทำให้ได้อัตราทดที่แน่นอน
- 4) มีขนาดกะทัดรัดกว่าสายพานเมื่อใช้งานด้วยอัตราทดที่เท่ากัน เฟืองโซ่จะมีขนาดเล็กกว่าล้อสายพาน และถ้าต้องการการส่งกำลังที่เท่ากันความกว้างของสายพาน
- 5) ติดตั้งง่ายกว่าสายพานเพราะเพียงแค่คล้องเข้ากับเฟือง โซ่แล้วสอดสลักเข้าไปเท่านั้น
- 6) ใช้งานได้กับอุณหภูมิสูงบริเวณที่มีความชื้น และฝุ่นละออง

ข้อเสียของการขับด้วยโซ่

- 1) มีเสียงดัง
- 2) เนื่องจากความเร็วรอบสูงจึงอันตรายเมื่อโซ่ขาด
- 3) ส่งกำลังแบบครอสไดรว์ไม่ได้
- 4) มีราคาแพงกว่าขับด้วยสายพาน
- 5) ต้องมีการหล่อลื่น

3.6.4 ปัจจัยในการเลือกใช้ระบบการส่งกำลังด้วยโซ่

- 1) งานที่จะนำไปใช้จะต้องเป็นลักษณะงานที่ไม่ต้องการความเที่ยงตรงสูงในการติดตั้งใช้งาน
- 2) แรงกระแทกที่จะมากระทำกับโซ่
- 3) สภาพแวดล้อมการทำงาน
- 4) ความชื้นหรือการทำงานภายใต้ฤทธิ์กัดกร่อน
- 5) เพลาทั้งสองซึ่งอยู่ระหว่างจุดการส่งกำลัง ขนานกันและติดตั้งอย่างถูกต้อง
- 6) ใช้วิธีหล่อลื่นและน้ำมันหล่อลื่นตามคำแนะนำ
- 7) การส่งกำลังได้รับผลกระทบน้อยที่สุดจากการผันแปรของโหลด

เฟืองโซ่ที่ดีจะต้องมีขนาดสัมพันธ์กับโซ่ที่นำมาคล้องซึ่งขนาดต่างๆของเฟืองโซ่สามารถหาได้ดังนี้จำนวนฟันเฟืองโซ่ที่เหมาะสมกับการใช้งานการเลือกหาขนาดสายพานโซ่และการคำนวณสามารถหาได้จากสมการ 3.24

$$i = \frac{n_a}{n_b} = \frac{Z_a}{Z_b} \quad (3.24)$$

เมื่อ n_a คือ ความเร็วรอบเฟืองโซ่ขับ (รอบต่อนาที)
 n_b คือ ความเร็วรอบเฟืองโซ่ตาม (รอบต่อนาที)
 Z_a คือ จำนวนฟันเฟืองโซ่ขับ
 Z_b คือ จำนวนฟันเฟืองโซ่ตาม

การคำนวณความเร็วโซ่

$$V = PZM \quad (3.25)$$

โดยที่ V คือ ความเร็วโซ่มีหน่วยเป็นเมตรต่อวินาที
 P คือ ระยะพิตช์ของโซ่
 Z คือ จำนวนฟันบนพินเนียน
 M คือ ความเร็วรอบของเฟืองโซ่เมตรต่อวินาที

การคำนวณแรงตึงในโซ่

$$F = F_t + F_{ct} \quad (3.26)$$

โดยที่ F คือ แรงตึงในโซ่มีหน่วยเป็นกิโลนิวตัน
 F_t คือ แรงในแนวสัมผัส
 F_{ct} คือ แรงหนีศูนย์กลางรัศมี

คำนวณข้อโซ่

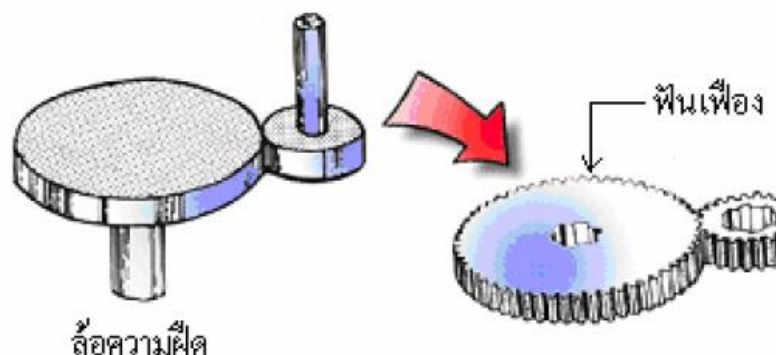
$$X = \frac{2c}{P} + \frac{Z+z}{2} + \left(\frac{Z-z}{2} \right)^2 \times \frac{P}{c} \quad (3.27)$$

โดยที่ X คือ จำนวนข้อโซ่
 c คือ ระยะห่างศูนย์กลางเฟืองโซ่
 P คือ ระยะพิตช์ของโซ่
 Z คือ จำนวนฟันบนพินเนียน
 z คือ จำนวนฟันบนเฟืองโซ่

3.7 ทฤษฎีหลักการของเฟือง

การถ่ายทอดการหมุนจากต้นกำลังนั้นทำได้หลายวิธีเช่นด้วยการใช้สายพานโซ่ล้อความฝืดเป็นต้นล้อความฝืดก็คือล้อสองล้อที่ถูกกดให้ติดกันเมื่อล้อหนึ่งหมุน หรือเป็นล้อขับก็จะทำให้อีกล้อหนึ่งหมุนตาม เพราะผิวหน้าของล้อทั้งสองเกิดความฝืดเนื่องจาก การสัมผัสแต่ถ้าหากมีภาระมากๆเช่นมีการส่งกำลังสูงๆ

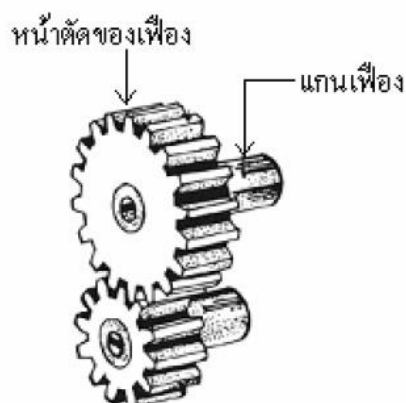
จะทำให้เกิดการสั่นไถลการส่งกำลังจึงไม่แม่นยำ เพื่อที่จะแก้ไขข้อเสียเหล่านี้จึงได้มีการนำเอาฟันเฟืองมาติดไว้ที่ผิวของล้อโดยรอบล้อจึง มีลักษณะเป็นล้อฟันเฟืองซึ่งต่อๆมาเราจึงเรียกว่า "เฟือง" ซึ่งเป็นชิ้นส่วนที่สามารถส่งกำลังหรือถ่ายทอดการหมุนได้แม่นยำเที่ยงตรงและไม่มีการสั่นไถลดังรูปที่ 3.26



รูปที่ 3.26 เฟือง

3.7.1 เฟืองตรง (Spur gear)

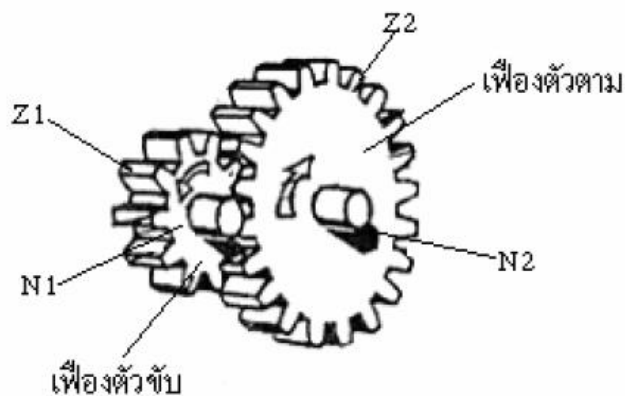
เป็นเฟืองที่มีลักษณะเป็นล้อทรงกระบอกมีฟันขนานกับแกนของตัวเฟืองมีหน้าตัดของฟันเฟืองขนานเท่ากันและเหมือนกันตลอดทั้งเฟืองดังรูปที่ 3.27



รูปที่ 3.27 เฟืองตรง

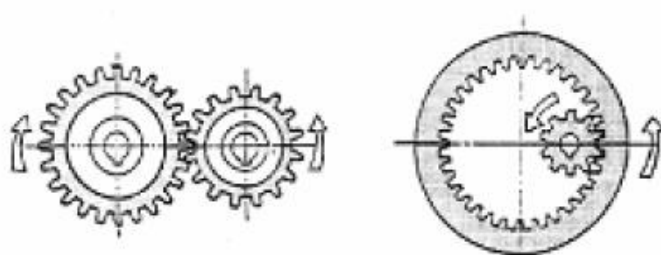
3.6.2 ความเร็วของเฟือง

การส่งกำลังจากเฟืองตัวขับไปยังเฟืองตัวตามนั้นต้องมีการขบกันของเฟืองส่วนอัตราเร็วของเฟืองจะเพิ่มขึ้นหรือลดลงนั้น ขึ้นอยู่กับจำนวนฟันเฟืองของเฟืองขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางและการเคลื่อนที่ของเฟืองตัวขับจะเคลื่อนที่ไปในทิศทางที่สวนกันดังรูปที่ 3.28



รูปที่ 3.28 ตัวแปรอัตราเร็วของเฟือง

เมื่อเฟืองตัวขับเคลื่อนที่ไปหนึ่งฟันฟันของเฟืองตัวก็จะขับให้เฟืองตัวตามเคลื่อนที่ไปหนึ่งฟันด้วย และการขบกันของเฟืองอาจขบกันภายนอกหรือภายในก็ได้ดังรูปที่ 3.29



เฟืองขบกันภายนอก เฟืองขบกันภายใน

รูปที่ 3.29 เฟืองขบกันภายนอกและเฟืองขบกันภายใน

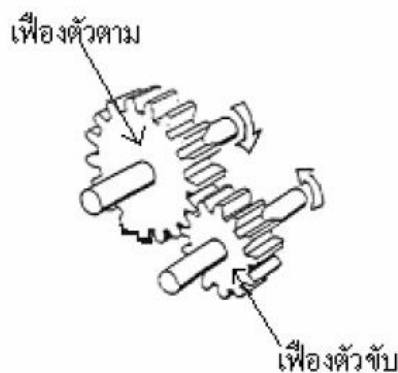
เฟืองเป็นส่วนประกอบของเครื่องจักรกลที่ถ่ายทอดกำลังจากเพลานหนึ่งไปยังอีกอันหนึ่งการถ่ายทอดกำลังนั้นขึ้นอยู่กับอัตราเร็วและจำนวนฟันของเฟืองจำเป็นจะต้องทราบคือชนิดของเฟืองความสัมพันธ์ของจำนวนฟันเฟือง (Z) และอัตราเร็วของเฟือง (N) โดยทั่วไปหน่วยอัตราความเร็วของเฟืองมักนิยมบอกเป็นจำนวนรอบต่อนาที

สิ่งเหล่านี้มีความสัมพันธ์กันคือถ้าสมมุติให้

- อัตราเร็วของเฟืองตัวขับ N_1
- อัตราเร็วของเฟืองตัวตาม N_2
- จำนวนฟันของเฟืองตัวขับ Z_1
- จำนวนฟันของเฟืองตัวตาม Z_2

ตัวตามคูณด้วยจำนวนฟันของเฟืองหรือเขียนง่ายได้ดังนี้

$$N_1 Z_1 = N_2 Z_2 \quad (3.28)$$



รูปที่ 3.30 เฟืองตัวตามและเฟืองตัวขั้ว

3.8 ทฤษฎีเกี่ยวกับมอเตอร์

มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับ (AC Motors) เป็นมอเตอร์ที่นิยมใช้กันมากที่สุดในโรงงานอุตสาหกรรมเนื่องจากมีข้อดีคือ มีความเร็วรอบคงที่และตัวหมุน (Rotor) ส่วนมากเป็นชนิดกรงกระรอก (Squirrel Cage) ไม่มีขดลวดพันอยู่จึงไม่มีอันตรายจากประกายไฟฟ้าที่แรงเกินไป และคอมมิวเตเตอร์เหมือนกับมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง นำไปใช้งานได้กว้างขวางโดยเฉพาะในโรงงานที่มีแก๊สหรือน้ำมันที่ไวไฟ ซึ่งมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรงไม่สามารถนำไปใช้งานได้โดยสามารถคำนวณกำลังของมอเตอร์และขนาดของมอเตอร์

3.8.1 การคำนวณหาลำกำลังของมอเตอร์

จากสมการหาลำกำลังมอเตอร์ แล้วใช้ค่าแรงบิดรวมที่ใช้ในการหมุนของเพลาคำนวณกำหนดให้ ใช้รอบในการหมุนของมอเตอร์ 1,450 รอบต่อนาที (จากป้ายติดที่มอเตอร์)
จากสูตรแรงบิดที่กระทำต่อเพลตามสมการ

$$T = F \times r \quad (3.29)$$

จากสมการกำหนดให้

T คือ แรงบิดมีหน่วยเป็น นิวตันเมตร

F คือ แรงที่ได้จากทดสอบมีหน่วยเป็น นิวตัน

R คือ รัศมีของเพลา มีหน่วยเป็น เมตร

จากสูตรหาลำกำลัง (กิโลวัตต์)

$$W_P = \frac{2\pi TN}{60} \quad (3.30)$$

จากสมการกำหนดให้

W คือ กิโลวัตต์

T คือ โมเมนต์บิด (กิโลนิวตันเมตร)

N คือ ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)

มอเตอร์ขนาด 1 แรงม้า = 745.7 วัตต์

จากสูตรการคำนวณหางาน

การคำนวณหางานในการที่เฟลากระทำใน ขณะที่เฟลาหมุน n รอบ สามารถคำนวณได้

$$W_F = F \times 2\pi r \times n \quad (3.31)$$

จากสมการกำหนดให้

W_F คือ งานที่กระทำต่อเฟลา มีหน่วยเป็นนิวตันเมตร

F คือ แรงที่กระทำต่อเฟลา มีหน่วยเป็นนิวตัน

r คือ รัศมีของเฟลา มีหน่วยเป็น เมตร

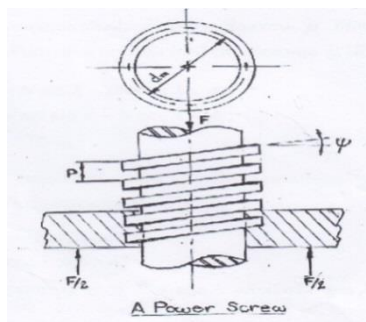
3.9 สกรูส่งกำลัง(Power Screw)

3.9.1 การออกแบบสกรู

ในเครื่องจักรกลต่างๆ เรามักจะใช้สกรูส่งกำลัง (Power Screw) เพื่อเป็นการเปลี่ยนการเคลื่อนที่เชิงมุมเป็นการเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรง หรือถ่ายทอดกำลังจากส่วนหนึ่งไปยังอีกส่วนหนึ่งหรือทั้งสองอย่าง

สกรูส่งกำลัง หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าสกรูเลื่อนนั้น นอกจากจะใช้เปลี่ยนการหมุนเป็นการเลื่อนแล้ว ยังใช้ในการยกน้ำหนักที่ตัวสกรูรับอยู่อีกด้วย ตัวอย่างของสกรูส่งกำลังที่ใช้ในเครื่องจักรกลต่างๆ ได้แก่ แม่แรง (Screw Jack) สำหรับยกน้ำหนัก สกรูเพรส (Screw Press) สำหรับใช้กดอัดชิ้นงานให้มีรูปร่างตามต้องการ

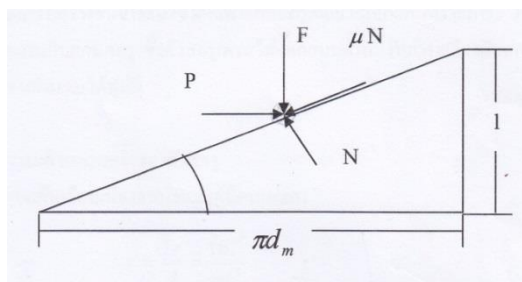
สำหรับการทำงานของสกรูเพรสมีหลักการคล้ายคลึงกับการทำงานของสกรูส่งกำลัง ดังนั้น จึงใช้หลักในการคำนวณเช่นเดียวกับการคำนวณสกรูส่งกำลัง



รูปที่ 3.31 สกรูส่งกำลัง

จากรูป 3.31 เป็นสกรูส่งกำลังเกลียวสี่เหลี่ยมปากเดียว มีเส้นผ่านศูนย์กลางเฉลี่ย (d_m), ระยะพิทช์(P), มุมลีด(λ), และมุมฮีลิค(ϕ), ถูกกระทำโดยโหลดในแนวแกน F ต้องการหาโมเมนต์บิดที่ต้องใช้ในการยกน้ำหนักขึ้น ซึ่งตัวสกรูเพรสจะมีลักษณะของการทำงานเหมือนกันกับสกรูส่งกำลังในกรณียกน้ำหนักขึ้น ดังนั้นในที่นี้จะไม่กล่าวถึงกรณียกน้ำหนักลงของสกรูส่งกำลัง

การคำนวณหาโมเมนต์บิดที่ต้องการยกน้ำหนักขึ้นให้ทำดังนี้ สมมติว่า คลีเกลียวออกหนึ่งรอบ ดังในรูปที่ 3.32 จะได้ฐานของสามเหลี่ยมเท่ากับเส้นรอบวงของวงกลมเฉลี่ย และส่วนสูงของสามเหลี่ยมคือมุมลีดของเกลียว การที่จะยกภาระขึ้นต้องมีแรง P กระทำไปทางด้านขวา ดังรูป



รูปที่ 3.32 แรงปฏิกิริยาบนเกลียว

แรงเสียดทาน คือ ผลคูณของสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน μ กับแรงปฏิกิริยา N และกระทำสวนทางกับการเคลื่อนที่ สำหรับการยกน้ำหนักขึ้นภายใต้สภาวะสมดุล จะได้

$$F_H = P - N \sin \lambda - \mu N \cos \lambda = 0 ; \quad (3.32)$$

$$F_V = F + \mu N \sin \lambda - N \cos \lambda = 0 ; \quad (3.33)$$

โดย

F_H คือ แรงกระทำในแนวนอน ; F_V คือ แรงกระทำในแนวตั้ง

จากสมการ (3.32) และ (3.33) แก้สมการหาแรง P จะได้

$$P = \frac{[F(\sin \lambda + \mu \cos \lambda)]}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} ; \quad (3.34)$$

ต่อไปหารตัวตั้งและตัวหารของสมการ (3.34) ด้วย $\cos \lambda$ และเมื่อได้ $\tan \lambda$ ให้แทนด้วย $\frac{l}{\pi d_m}$ จะได้ดังนี้

$$P = \frac{F[\mu + (\frac{l}{\pi d_m})]}{[1 - (\frac{\mu l}{\pi d_m})]} \quad (3.35)$$

โมเมนต์บิด คือ ผลคูณของแรง P กับรัศมีเกลียว d_m สำหรับยกน้ำหนักขึ้น จะได้

$$T = (\frac{F d_m}{2}) [\frac{l + \mu \pi d_m}{\pi d_m - \mu l}] ; \quad (3.36)$$

โดยที่ T คือ โมเมนต์ที่ใช้เพื่อจุดประสงค์เอาชนะความเสียดทานของเกลียวและยกน้ำหนักขึ้น สมการที่สร้างขึ้นข้างต้นใช้ได้เฉพาะกับสกรูเกลียวสี่เหลี่ยม เพราะภาระ F กระทำตั้งฉากกับพื้นเกลียว และขนานกับแกนสกรู ซึ่งตัวสกรูเพรสได้ออกแบบด้านที่รับภาระเดียวกับสกรูสี่เหลี่ยม ดังนั้นจึงใช้สมการข้างบนคำนวณได้ทันที

3.9.2 คำนวณหาความต้านทานแรงของตัวสกรู
ความเค้นเฉือนเนื่องจากโมเมนต์บิดบนเพลลา

$$\tau = \frac{T_r}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} ; \quad (3.37)$$

เมื่อ T = โมเมนต์บิด

r = รัศมีเพลลา = $d/2$

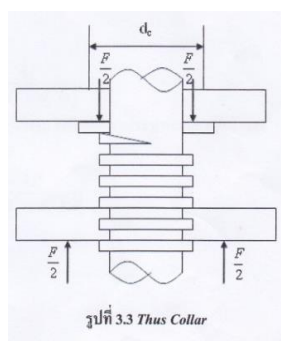
j = Polar Moment of Inertia

ความเค้นเฉือนเฉลี่ยบนเกลียว

ความเค้นเฉือนบนเกลียว คือ

$$\tau_{avg} = \frac{F}{(\pi d_r h)/2} ; \quad (3.38)$$

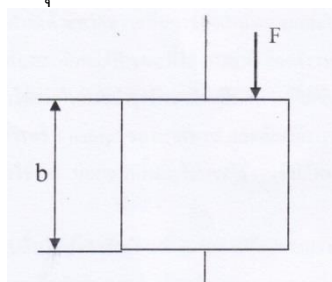
โดยสมมุติว่าภาระแผ่กระจายสม่ำเสมอตลอดความสูง H ของเกลียวบนแป้นเกลียวและของสกรู
เกลียวของสกรูจะเสียโดยถูกเฉือนขาดที่เส้นผ่านศูนย์กลางเล็ก ดังรูปที่ 3.32



รูปที่ 3.3 Thus Collar

รูปที่ 3.32 Thus Collar

แต่การคำนวณตัวสกรูจะคิดเฉพาะเกลียวสุดท้าย จึงแทนค่า ด้วย b ดังรูปด้านล่าง



รูป 3.33 สกรู Thus Collar

ดังนั้น

$$= \frac{F}{\pi d_r b} ; \quad (3.39)$$

ความเค้นเฉือนเฉลี่ยของเกลียว

$$= \left[\frac{4F}{\pi(d^2 - d_i^2)} \right] \left(\frac{P}{t} \right); \quad (3.40)$$

เมื่อ d_i = เส้นผ่านศูนย์กลางน้อยของเกลียวใน

F = ภาระกระทำ

P = ระยะพิทช์

t = ความหนาของแป้นเกลียว

d = เส้นผ่านศูนย์กลางใหญ่สุดของเกลียว

จำนวนเกลียวทั้งหมดที่สัมผัสกัน

$$n = \frac{t}{P};$$

$$\sigma = \frac{4P}{[\pi(d^2 - d_i^2)n]}; \quad (3.41)$$

สำหรับการคำนวณที่คิดในโครงการ จะคิดที่ภาระกระทำที่เกลียวสุดท้าย ($n=1$) เท่านั้น เพราะว่ารับภาระสูงสุด ดังนั้น

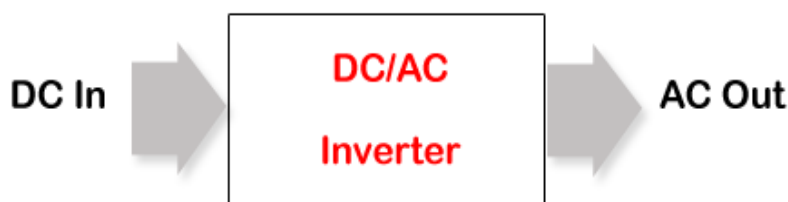
$$\sigma = \frac{4P}{[\pi(d^2 - d_i^2)1]}; \quad (3.42)$$

3.10 ทฤษฎีหลักการอินเวอร์เตอร์

3.10.1 หลักการทำงานของอินเวอร์เตอร์

อินเวอร์เตอร์ (Inverter) จะแปลงไฟกระแสสลับ (AC) จากแหล่งจ่ายไฟทั่วไปที่มีแรงดันและความถี่คงที่ ให้เป็นไฟกระแสตรง (DC) โดยวงจรคอนเวอร์เตอร์ (Converter Circuit) จากนั้นไฟกระแสตรงจะถูกแปลงเป็นไฟกระแสสลับที่สามารถปรับขนาดแรงดันและความถี่ได้โดยวงจรอินเวอร์เตอร์ (Inverter Circuit) วงจรทั้งสองนี้จะเป็นวงจรหลักที่ทำหน้าที่แปลงรูปคลื่น และผ่านพลังงานของอินเวอร์เตอร์

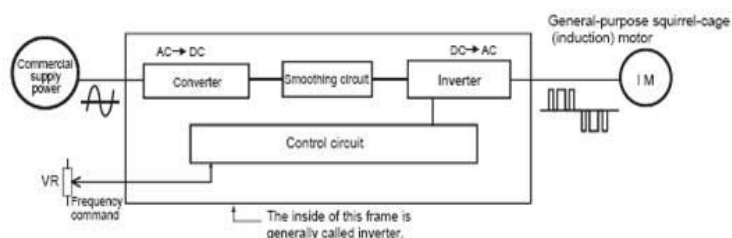
โดยทั่วไปแหล่งจ่ายไฟกระแสสลับมีรูปคลื่นไซน์ แต่เอาต์พุตของอินเวอร์เตอร์จะมีรูปคลื่นแตกต่างจากรูปไซน์ นอกจากนั้นยังมีชุดวงจรควบคุม (Control Circuit) ทำหน้าที่ควบคุมการทำงานของวงจรคอนเวอร์เตอร์และวงจรอินเวอร์เตอร์ให้เหมาะสมกับคุณสมบัติของ 3 - phase Induction motor



รูปที่ 3.34 หลักการทำงานของอินเวอร์เตอร์

3.10.2 โครงสร้างภายในของอินเวอร์เตอร์

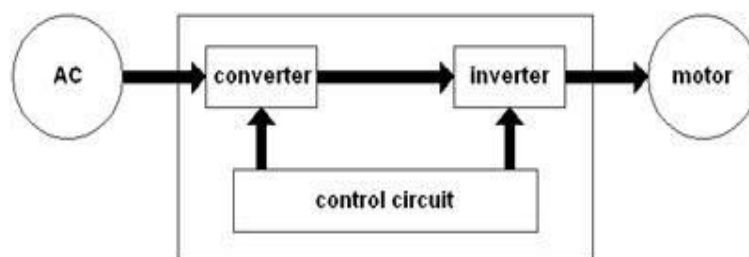
- 1) ชุดคอนเวอร์เตอร์ (Converter Circuit) ซึ่งทำหน้าที่ แปลงไฟสลับจากแหล่งจ่ายไฟ AC power supply (50 Hz) ให้เป็นไฟตรง (DC Voltage)
- 2) ชุดอินเวอร์เตอร์ (Inverter Circuit) ซึ่งทำหน้าที่ แปลงไฟตรง (DC Voltage) ให้เป็นไฟสลับ (AC Voltage) ที่สามารถเปลี่ยนแปลงแรงดันและความถี่ได้
- 3) ชุดวงจรควบคุม (Control Circuit) ซึ่งทำหน้าที่ ควบคุมการทำงานของชุดคอนเวอร์เตอร์ และชุดอินเวอร์เตอร์



รูปที่ 3.35 โครงสร้างภายในของอินเวอร์เตอร์

ตัวอย่างการทำงานของอินเวอร์เตอร์ (Inverter) ที่พบเห็นได้ในปัจจุบัน ได้แก่ การใช้อุปกรณ์ไฟฟ้าเพื่อจ่ายไฟสำรอง หรือที่เรียกว่า UPS (Uninterruptible Power Supply) เพื่อแก้ปัญหาไฟเกิน, ไฟตก, ไฟดับ และคลื่นรบกวน ช่วยป้องกันการเกิดความเสียหายต่ออุปกรณ์ไฟฟ้า โดยไฟฟ้าที่สำรองไว้จะเก็บในแบตเตอรี่

ยกตัวอย่าง ถ้ากระแสไฟฟ้าดับ ระบบสำรองไฟจะสวิตช์มาใช้ไฟจากแบตเตอรี่โดยทันที ต่อจากนั้นไฟฟ้าซึ่งเป็นกระแสตรง จะเข้าสู่อินเวอร์เตอร์ ซึ่งจะเปลี่ยนไฟฟ้ากระแสตรงนั้นให้เป็นไฟฟ้ากระแสสลับที่มีความถี่คงที่ และถูกต้อง ไฟฟ้ากระแสสลับที่ออกมาจากอินเวอร์เตอร์ก็จะป้อนสู่เครื่องไฟฟ้าทั่วไป โดยที่ไฟฟ้ากระแสสลับที่ได้ออกมาจะถูกนำไปป้อนกลับมาทำการเปรียบเทียบกับความถี่อ้างอิงค่าหนึ่ง แล้วนำผลจากการเปรียบเทียบไปควบคุมการกำเนิดความถี่ของอินเวอร์เตอร์เพื่อให้ได้ไฟฟ้ากระแสสลับที่มีความถี่คงที่และถูกต้อง ตามที่เครื่องใช้ไฟฟ้ากระแสสลับต้องการ



รูปที่ 3.36 กระบวนการทำงานของอินเวอร์เตอร์ในสภาวะการใช้ไฟสำรอง

อินเวอร์เตอร์ (Inverter) ถูกนำมาใช้ในเครื่องใช้ไฟฟ้าต่างๆ เช่น เครื่องปรับอากาศ, ตู้เย็น, โทรทัศน์ และระบบเซอร์โวควบคุมมอเตอร์ (Servo Motor) เนื่องจากความต้องการลดการสูญเสียกำลังงานที่สูง โดยเฉพาะขณะเริ่มต้นทำงาน และจากการสูญเสียในแกนเหล็ก และในตัวขดลวด (สำหรับเครื่องเชื่อมแบบมือหมุน และมอเตอร์) ซึ่งการสูญเสียกำลังงานหรือค่าไฟฟ้าเป็นดังนี้คือ เมื่อเครื่องใช้ไฟฟ้าเริ่มทำงาน จะมีค่ากระแสเริ่มทำงาน I (Start) สูงกว่า ขณะเดินปรกติถึง 4 – 6 เท่าตัว เช่น มอเตอร์เครื่องปรับอากาศ ที่มีขนาด 220 V ,1 A

$$P_{\text{normal}} = 220V \ 1A = 220W$$

ขณะเริ่มต้นมอเตอร์หรือหม้อแปลงจะดึงกระแสเพื่อสร้างสนามแม่เหล็กอย่างน้อย 4 เท่าของขณะปกติ

$$P_{\text{start}} = 220V \ (4 \ 1A) = 880W$$

ทำให้ระบบเดิมที่ไม่มีการใช้อินเวอร์เตอร์จะต้องเสียค่าไฟสูงมาก และทำให้ระดับของแรงดันไฟฟ้าในสายไม่เสถียร (Stable) รวมถึงทำให้เกิดแรงดันสไปค์ ขณะหยุดการทำงานซึ่งสิ่งเหล่านี้จะทำให้อุปกรณ์ไฟฟ้าเกิดการเสียหาย หรือบั่นทอนอายุการใช้งานให้สั้นลง

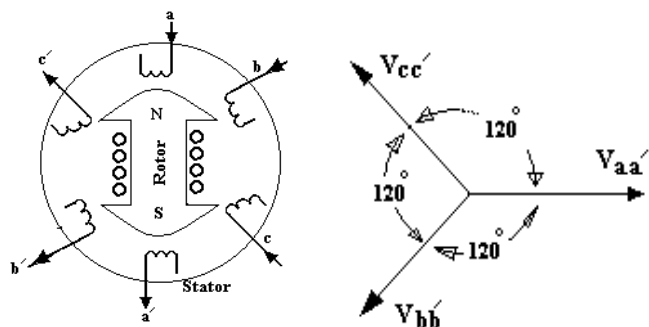
3.10.3 อินเวอร์เตอร์ได้นำไปใช้ในระบบงานต่างๆ

- 1) ใช้เป็นแหล่งจ่ายไฟฟ้าสำรอง ที่เรียกว่า Stand by power supply หรือ Uninterruptible Power Supplies (UPS) เพื่อใช้ทดแทนในกรณีแหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสสลับหลักเกิดความขัดข้อง
- 2) ใช้ควบคุมความเร็วของมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับโดยใช้หลักการควบคุมความถี่ของแรงดันไฟฟ้ากระแสสลับ เพื่อต้องการให้แรงบิด (Torque) คงที่ทุกๆ ความเร็วที่เปลี่ยนแปลงไป
- 3) ใช้แปลงไฟฟ้าจากระบบส่งกำลังไฟฟ้าแรงสูงชนิดไฟฟ้ากระแสตรงให้เป็นไฟฟ้ากระแสสลับเพื่อบริการให้แก่ผู้ใช้
- 4) ใช้ในระบบเตาถลุงเหล็กที่ใช้หลักการเหนี่ยวนำให้เกิดความร้อน (Induction heating) ซึ่งใช้แรงดันไฟฟ้ากระแสสลับความถี่สูงในการทำงาน

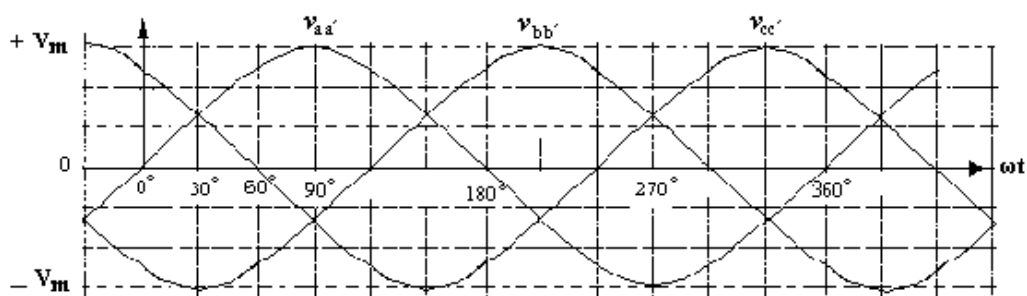
3.11 ทฤษฎีกำลังไฟฟ้าของระบบไฟ 3 เฟส

3.11.1 แหล่งกำเนิดไฟฟ้า 3 เฟส

แหล่งกำเนิดไฟฟ้า 3 เฟส (3-phase generator) จะประกอบด้วยขดลวด 3 ขดวางบนสเตเตอร์ห่างกัน 120° เป็นผลให้เกิดแรงดัน 3 ชุดที่ขนาดและความถี่เท่ากัน แต่มุมอยู่ห่างกัน 120 องศา สำหรับไฟระบบ abc จะมีรูปร่างและเฟสเซอร์ตามรูปที่ 3.37 ดังนี้



(ก) การวางขดลวด aa' , bb' และ cc' (ข) เฟสเซอร์ของ $V_{aa'}$, $V_{bb'}$ และ $V_{cc'}$

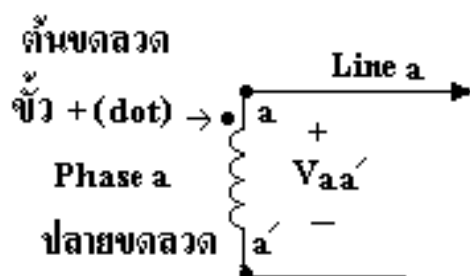


(ค) รูปร่างสัญญาณของ $V_{aa'}$, $V_{bb'}$ และ $V_{cc'}$

รูปที่ 3.37 แหล่งกำเนิดไฟฟ้า 3 เฟส (3-phase generator)

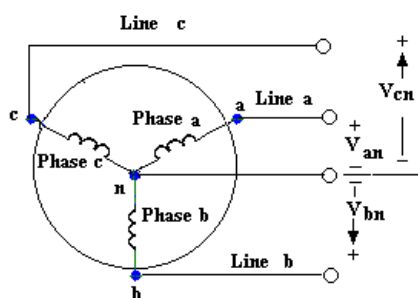
พิจารณาจากรูป 1 พบว่าในแหล่งกำเนิดไฟฟ้า 3 เฟส (3-phase generator) นั้นขณะที่แกน (rotor) หมุนด้วยความเร็วคงที่จะเกิดแรงดันขึ้นมา 3 ชุดที่มีขนาดและความถี่เท่ากัน แต่เฟสจะต่างกันอยู่ 120° ซึ่งผลของการต่างเฟสนี้ถ้านำไปต่อใช้งานกับอุปกรณ์ไฟฟ้าเช่น มอเตอร์ 3 เฟส ก็จะทำให้เกิดสนามแม่เหล็กขึ้น 3 ชุดทำการผลักและดูดกันเป็นผลให้มอเตอร์หมุนได้ด้วยแรงบิดที่สูงกว่ามอเตอร์ชนิดเฟสเดียว

การระบุขั้วของขดลวดแรงดันบนสเตเตอร์แสดงดังรูป 3.38 กล่าวคือต้นขดลวดจะแสดงเป็น “dot” และแรงดันคร่อมขดลวดจะเรียกว่า “แรงดันเฟส (phase voltage)” ส่วนสายที่ต่อออกจากขดลวดไปใช้งานจะเรียกว่า “Line” และแรงดันสาย (line voltage) จะคร่อมสายคู่หนึ่งๆ

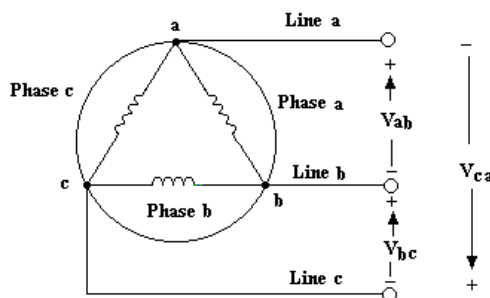


รูปที่ 3.38 การระบุขั้วของขดลวดแรงดันบนสเตเตอร์

สำหรับรูปแบบการใช้งานจะมีการต่อขดลวดอยู่ 2 แบบคือ แบบวาย (Y) ในรูป 3.9 (ก) และแบบเดลต้า (Δ) ในรูป 3.9 (ข)



(ก) การต่อขดลวดใช้งานแบบวาย (Y)



(ข) การต่อขดลวดใช้งานแบบเดลต้า (Δ)

รูปที่ 3.39 การต่อขดลวดระบบวาย (Y) และเดลต้า (Δ)

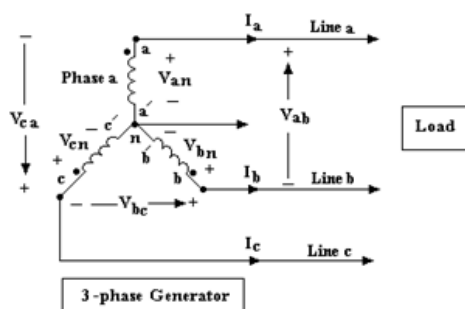
จากการสังเกตเบื้องต้นพบข้อแตกต่างระหว่างการต่อขดลวดทั้งสองแบบดังตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 ข้อแตกต่างระหว่างการต่อขดลวดแบบวาย (Y) และการต่อขดลวดแบบเดลต้า (Δ)

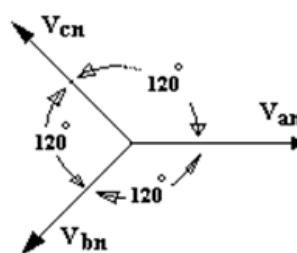
การต่อขดลวดใช้งานแบบวาย (Y)	การต่อขดลวดใช้งานแบบเดลต้า (Δ)
มีสายไฟฟ้าออกมาจากตัวระบบ 4 เส้น แรงดันเฟส (phase voltage) น้อยกว่าแรงดันสาย (line voltage) กระแสในเฟสเท่ากับกระแสในสายนั้นๆ มีจุดกราวด์ (n)	มีสายไฟฟ้าออกมาจากตัวระบบ 3 เส้น ในแต่ละเฟสมีค่าแรงดันเฟส (phase voltage) เท่ากับแรงดันสาย (line voltage) กระแสในเฟสน้อยกว่ากระแสในสายนั้นๆ ไม่มีจุดกราวด์

3.11.2 การต่อแหล่งกำเนิดไฟฟ้า 3 เฟสแบบวาย (Y)

การต่อขดลวดใช้งานแบบวาย (Y) พร้อมแสดง “dot” ของขดลวดในรูป 3.40 (ก) จะพบว่าจุดรวมของปลายขดลวดทั้งหมดจะใช้เป็นจุดกราวด์ (n) ของระบบ ส่วนขั้ว “dot” ของขดลวดจะเป็นขั้วทางออกของกระแสในสาย a สาย b และ สาย c ตามลำดับ



(ก) รูปแสดงขดลวดกำเนิดไฟฟ้า

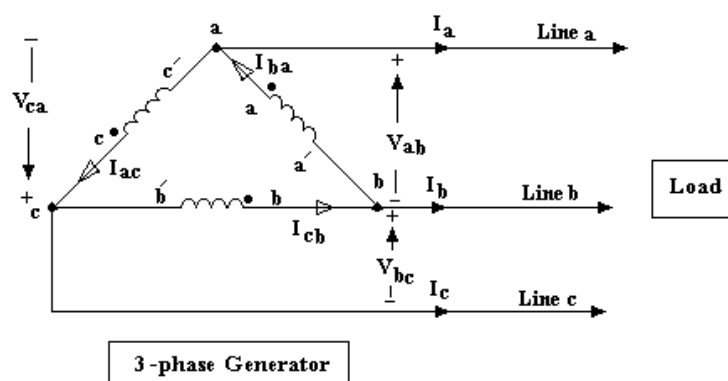


(ข) รูปเฟสเซอร์ไดอะแกรมของแรงดัน

รูปที่ 3.40 ระบบไฟฟ้า 3 เฟส 4 สาย ลำดับ abc

3.11.3 การต่อแหล่งกำเนิดไฟฟ้า 3 เฟสแบบ เดลต้า(Δ)

การต่อขดลวดใช้งานแบบเดลต้า (Δ) พร้อมแสดง “dot” ของขดลวดในรูป 3.41 จะใช้หลักการต่อแบบ “ ต้นชนปลาย ” ซึ่งในกรณีนี้พบว่าจะไม่มีจุดกราวด์ (n) ของระบบไฟใช้งานจะออกที่ขั้ว “dot” ของขดลวดแต่ละขดซึ่งจะทำให้ที่แต่ละขดลวดค่าแรงดันเฟส (phase voltage) เท่ากับแรงดันสาย (line voltage)



รูปที่ 3.41 การต่อขดลวดกำเนิดไฟฟ้า 3 เฟส 3 สาย แบบเดลต้า (Δ) ลำดับ