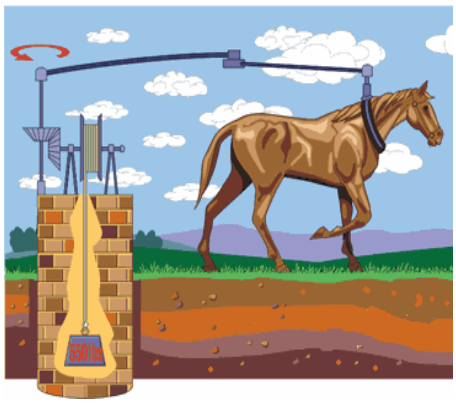
สงวนลิขสิทธิ์ © พ.ศ. 2546 ตามพระราชบัญญัติลิขสิทธิ์ โดย พิรพงศ์ ลิ้มประสิทธิ์วงศ์ ห้ามลอกเลียนแบบไม่ว่าส่วนหนึ่งส่วนใดของบทความฉบับนี้ ไม่ว่าในรูปแบบใดๆ นอกจากจะได้รับอนุญาตเป็นลายลักณ์อักษรจากผู้เขียนเท่านั้น ยกเว้นเพื่อการศึกษาโดยไม่แสวงหากำไร (Copyright © 2003)



พิรพงศ์ ลิ้มประสิทธิ์วงศ์
(Bs.EE$_{KMITN}$., MBA$_{NIDA}$)
pirapongl@siemens.com
Sales Manager, Siemens Limited

การส่งกำลังจากมอเตอร์เพื่อขับโหลด (Motor torque transmission to load)

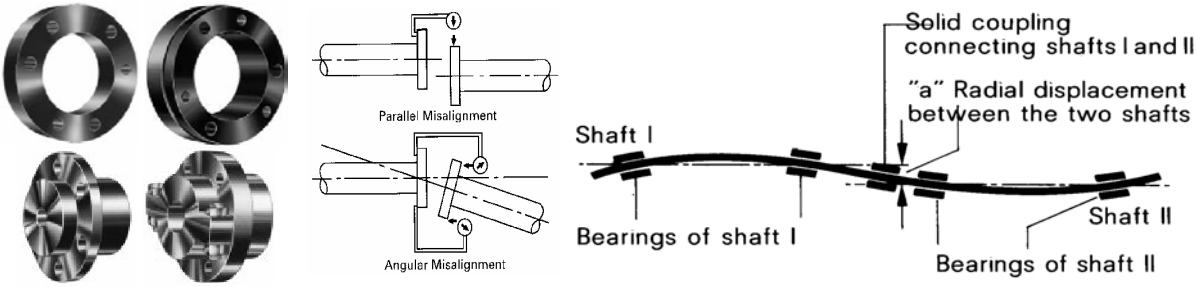
กรณีศึกษา (Case Study)

การส่งกำลังของมอเตอร์เพื่อขับโหลดผ่านสายพาน
Motor torque transmission via belt drive

เครื่องจักรต้นกำลังมากกว่า 90% ในอุตสาหกรรมจะเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า ทำหน้าที่แปลงพลังงานจากพลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานทางกลเพื่อขับโหลด โดยการต่อเข้าด้วยกันโดยตรงโดยใช้คัพปลิ้ง (Couplings) แบบแข็ง (solid), แบบยืดหยุ่น (flexible) หรือคัพปลิ้งแบบเริ่มหมุน (Starting coupling) หรือจะเป็นแบบมีสลิปนิรภัย (safety slip) หรือในงานบางอย่างการส่งกำลังของมอเตอร์ไปยังโหลดอาจจะส่งกำลังโดยทางอ้อมผ่านทางเกียร หรือใช้สายพานขับต่ออีกทอดหนึ่ง ซึ่งทั้งนี้ขึ้นอยู่กับการออกแบบของวิศวกร และความต้องการของผู้ใช้งาน ว่าต้องการส่งกำลังจากมอเตอร์แบบใดจึงจะเหมาะสมกับการนำไปใช้งานมากที่สุด

คัพปลิ้งแบบแข็ง (Solid or Rigid couplings)

ลักษณะการต่อคัพปลิ้งแบบแข็ง เป็นการนำปลายสุดของเพลามอเตอร์ และปลายเพลาของโหลดต่อเข้าด้วยกันโดยมีน็อตยึด ผลของการต่อคัพปลิ้งวิธีนี้ดูเหมือนจะง่ายกว่าทุกวิธี แต่หากการจัดวางแนวแกนเพลาไม่ได้ระดับ หรือเกิดเยื้องศูนย์เกิดขึ้น แบรริ่งทั้ง 4 ตัวจะถูกงัด ทำให้เกิดแรงกดที่จุดแบรริ่งแต่ละตัว จะทำให้เกิดปัญหาตามมาในภายหลังอาจจะทำให้เพลาคด งอ หรือหักได้



รูปที่ 1 ภาพแสดงคัพปลิ้งแบบแข็ง และ ระบบเพลาเสมือนเมื่อเกิดการเยื้องศูนย์

ในรูปที่ 1 แสดงรูปร่างไดอะแกรมของระบบเพลา ถ้าส่วนหมุนของแกนเพลา 2 แกนที่อยู่ระหว่างแนวแกนเส้นศูนย์ เยื้องกันมาก จะเป็นผลให้เกิดการเพิ่มโหลดที่เพลา แบริ่ง และที่คัพปลิ้ง ซึ่งอาจจะเป็นผลให้การหมุนไม่เรียบ เกิดการสั่นสะเทือนมากกว่าปกติ และอาจส่งผลให้เกิดความบกพร่อง เช่นเพลาร้าว หรือหักงอได้ ดังนั้นการติดตั้งโดยใช้คัพปลิ้งแบบแข็งสำหรับมอเตอร์ตัวไม่ใหญ่มากนักควรจะใช้เครื่องมืออย่างน้อยเป็นฟิลเล่อร์เกจ (Feeler gauge) แล้วหมุนคัพปลิ้งตรวจสอบระดับหน้าแปลนของคัพปลิ้งว่าตั้งฉากกับแกนเพลาได้ 90^{O}องศา หรือไม่ และคัพปลิ้งทั้ง 2 ฝาที่ประกบจะต้องหมุนได้ระยะห่างที่ขนานกันไม่ควรมีค่าผิดพลาดเกินกว่า 0.05 มม.

ส่วนเครื่องมือที่ดีขึ้นมาอีกหน่อย คือใช้ ไดอัลเกจ สองตัวติดตั้งดังในรูปที่ 1 ไดอัลเกจทั้งสองวางอยู่บนคัพปลิ้งของแต่ละด้าน ลองหมุนเพลาขับไปในทิศทางตรงกันข้าม อันหนึ่งจะอ่านระยะตามแนวแกน อีกอันหนึ่งจะอ่านระยะตามแนวรัศมี โดยการหมุนเพลาไปอย่างช้าๆ และอ่านค่าที่หน้าปัดทั้งสองพร้อมๆกัน จะทำให้รู้ว่าควรจะปรับระดับตามแนวแกนใดให้ถูกต้องตรงแนวซึ่งกันและกันทั้งสองด้าน นอกจากนี้ยังมีเครื่องวัดที่ละเอียดขึ้นมากอีกเป็นเลเซอร์ตรวจสอบแนวระดับ เพื่อความมั่นใจว่าคัพปลิ้งต่อเข้ากับโหลดได้ระดับ

จากเหตุผลดังกล่าวทำให้คัพปลิ้งแบบแข็งไม่ค่อยได้รับความนิยมนำมาใช้กับมอเตอร์ตัวเล็กๆ เพราะจะเสียเวลา และค่าใช้จ่ายในการติดตั้งสูงกว่าการเลือกใช้คัพปลิ้งแบบยืดหยุ่น แต่คัพปลิ้งแบบแข็งจะนิยมใช้กับเครื่องจักรกลขนาดใหญ่มากกว่าเพราะ ค่าเสียเวลาติดตั้ง และค่าแรงในการติดตั้งคุ้มค่ากว่าการเลือกใช้คัพปลิ้งแบบยืดหยุ่น

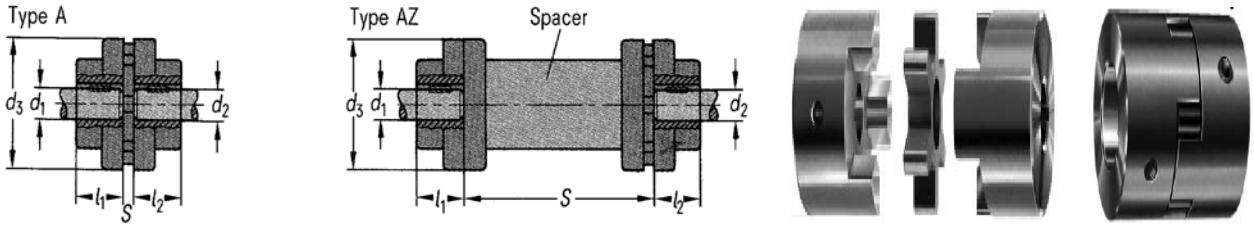
วิธีการเลือกขนาดของคัพปลิ้งจะเลือกตามขนาดของแกนเพลา และกำลังของมอเตอร์ หรือแรงบิดสูงสุดที่ส่งไปซึ่งเรียกว่า *โหลดแฟกเตอร์* ซึ่งแฟกเตอร์นี้จะขึ้นอยู่กับลักษณะของโหลด และความถี่ในการเริ่มหมุน ลักษณะการเปลี่ยนแปลงของแรงบิด และความเฉื่อยของโหลดทำให้โหลดแฟกเตอร์สูงด้วย ทั้งนี้ค่าของโหลดแฟกเตอร์สามารถดูได้จากผู้ผลิตคัพปลิ้ง

คัพปลิ้งแบบยืดหยุ่น (Flexible couplings)

คัพปลิ้งแบบยืดหยุ่น พัฒนามาจากแบบแข็งโดยเพิ่มจุดที่ยืดหยุ่นส่วนใหญ่จะทำมาจากส่วนประกอบของยาง หรือ ยูรีเทรน ถูกผลิต และออกแบบมาให้สอดคล้องกับความต้องการการใช้งานของตลาด จะทำให้สะดวกสำหรับกับการติดตั้ง หรือถอด และต่อแกนเพลา ทั้งด้านมอเตอร์ขับ และด้านโหลด

ในการทำงานของส่วนประกบที่ทำมาจากยางถ้าไม่ได้รับการบำรุงรักษาที่ถูกต้องหรือเมื่อใช้ไปนานๆจะทำให้เสียรูปทรง ทำให้ยางไปเบียดด้านใดด้านหนึ่งของคัพปลิ้งทำให้เกิด การเบียดกันที่คัพปลิ้ง เกิดแรงบิดฝืนที่แบริ่งเพิ่มขึ้น อาจจะส่งผลให้อายุการใช้งานของคัพปลิ้งและแบริ่งสั้นลง เพื่อลดสาเหตุข้างต้นให้น้อยลง มอเตอร์และโหลดควรจะถูกวางให้ได้ศูนย์ให้ได้มากที่สุด และควรเลือกใช้ยางชนิดที่เหมาะกับสภาพแวดล้อมในการนำไปใช้งาน

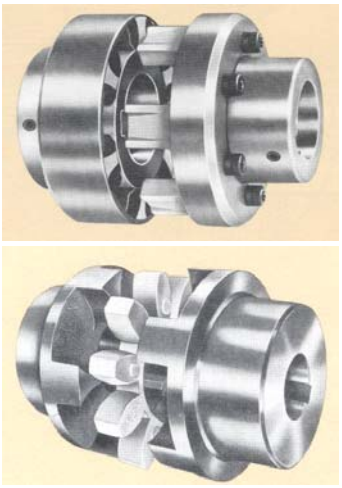
ในมอเตอร์ตัวใหญ่ๆ เกินกว่า 1 MW บางครั้งความถี่ของการสั่นสะเทือนตามธรรมชาติ (natural frequency) ของทั้งระบบ ที่เกิดจากมอเตอร์ ที่คัพปลิ้งแบบยืดหยุ่น (elastic coupling) ในช่วงระหว่างที่เกิดความถี่ของการสั่นสะเทือนที่เท่ากันทั้งสองความถี่ของแรงบิดสั่นสะเทือนอาจทำให้เกิดความถี่เรโซแนนซ์ (resonance of torsional vibration) ในกรณีนี้ความถี่เรโซแนนซ์ของโหลดต่อการต่อคัพปลิ้งถูกออกแบบ และจำกัดให้สูงกว่าที่ควรจะเป็น



รูปที่ 2 ส่วนประกอบของคัพปลิ้งแบบยืดหยุ่นแสดงภาพตัดของชนิด A และ AZ

ตามรูปที่ 2 สามารถแบ่งความแตกต่างของคัพปลิ้งแบบยืดหยุ่นได้หลายแบบ หลายขนาด แล้วแต่ชนิดของวิธีการคัพปลิ้ง ในขณะที่ความยาวของ Spacer (S) ก็มีหลายขนาด ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับการออกแบบของผู้ผลิตคัพปลิ้ง ยกตัวอย่างเช่น

คัพปลิ้งแบบปากเสียบเลื่อน (Claw or Jaw coupling)



แบบ DIN 740 ,Part 1, type A เป็นคัพปลิ้งแบบยืดหยุ่นที่มีลักษณะมีส่วนเว้าเข้าในเป็นเหล็กหล่อ ตัวหนึ่งมีลักษณะเป็นร่องอีกตัวเป็นแบบซี่เดือยยื่นเข้าร่อง คัพปลิ้งอาจจะมีโครงสร้างแบบสองหรือสามส่วน มีความเป็นไปได้ที่จะเสริมยางเพื่อลดแรงกระแทก

แบบ DIN 740 ,Part 1, type B เป็นคัพปลิ้งแบบยืดหยุ่นที่มีลักษณะมีส่วนเว้าเข้าข้างใน คัพปลิ้งนี้มี hubs 2 ตัว ใช้ประกอบกับยางในลักษณะของฟันเฟืองแบบ pinion. การต่อของคัพปลิ้งแบบนี้มั่นใจได้ว่าสามารถส่งแรงบิดได้เรียบและทำให้ไม่เกิดการหมุนไม่สม่ำเสมอของแรงบิดเอาต์พุตจากมอเตอร์ได้

คัพปลิ้งทั้งสองชนิดนี้บางครั้งก็เรียกว่า Claw or Jaw Coupling เหมาะกับมอเตอร์ที่มีขนาดเฟรมเล็กๆ ที่ความสูงเพลาไม่ควรเกินกว่า 400 มม. และช่วยลดการกระตุกของแรงบิดขณะ เริ่มหมุนและลดแรงบิดกระตุก impulse สามารถยอมรับการเยื้องศูนย์ของแกนเพลาระหว่างมอเตอร์กับโหลดได้เล็กน้อย และสามารถต่อได้ทั้งแบบแนวตั้งและแบบแนวนอนได้

คัพปลิ้งแบบสลักเกลียว (Stud coupling)

คัพปลิ้งแบบสลักเกลียว เป็นคัพปลิ้งแบบยืดหยุ่นเป็นไปตามมาตรฐาน DIN 740 ,Part 1, type A hub ของคัพปลิ้งจะมีรูปร่างอันหนึ่งจะมีรูเป็นทรงกระบอกกลม ส่วนอีกอันจะเป็นสลักเกลียวยื่นออกมา hub ตัวที่มีสลักเกลียวจะเป็นของเพลาขับ คัพปลิ้งแบบสลักเกลียวสามารถต่อได้ทั้งแบบแนวตั้งและแนวนอน โดยที่ hub ส่วนใหญ่จะทำมาจากวัสดุที่เป็นเหล็กกล้า

นอกจากนี้ยังมีคัพปลิ้งแบบอื่นๆ อีกหลายแบบ หลายชนิด ตามแต่ผู้ผลิตจะผลิตออกมาเพื่อทางการค้า ดังตัวอย่างรูปภาพต่อไปนี้

คัพปลิ้งสำหรับการเริ่มหมุน (Starting couplings)

การเริ่มหมุนมอเตอร์ในขณะที่มีโหลดหนักมาก เช่นกรณีโหลดมีความเฉื่อยสูง ทำให้ขณะเริ่มหมุนต้องใช้เวลานาน เวลานี้มีค่ามากกว่าค่าสูงสุดที่มอเตอร์ยอมให้เกิดขึ้นได้ ซึ่งเวลาในการเริ่มหมุนเกินกว่าโรงงานผู้ผลิตมอเตอร์ได้การรันตีไว้ ทำให้มอเตอร์มีความร้อนสูง จนถึงอาจจะเสียหายได้

วิธีแก้ปัญหาดังกล่าวสามารถทำได้โดยใช้มอเตอร์ชนิดสลิปริงที่มีการเริ่มหมุนหลายขั้นโดยใช้ Resistor starter อย่างไรก็ตามมอเตอร์ชนิดสลิปริงจะมีราคาแพง ต้องการการบำรุงรักษามาก ไม่ประหยัด เหมือนกับมอเตอร์เหนี่ยวนำชนิดกรงกระรอก แล้วใช้คู่กับคัพปลิ้งแบบเริ่มหมุน โดยหลักการทำงาน และการออกแบบของ คัพปลิ้งแบบเริ่มหมุน สามารถแบ่งออกได้เป็นสองแบบด้วยกันคือ

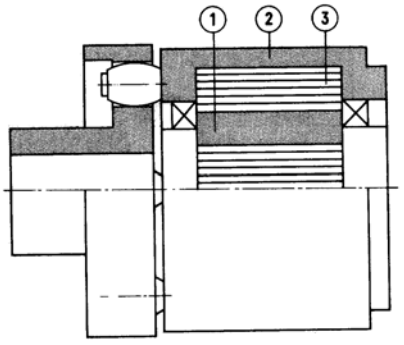
- คัพปลิ้งเริ่มหมุนทางกล (Mechanical starting couplings)
- ไฮโดรไดนามิกส์คัพปลิ้ง (Hydrodynamic couplings)

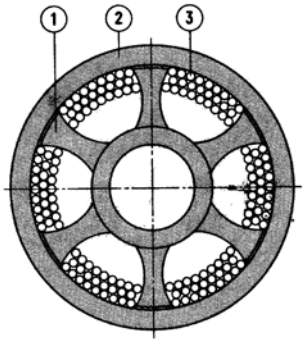
คัพปลิ้งเริ่มหมุนเชิงกล (Mechanical starting couplings)

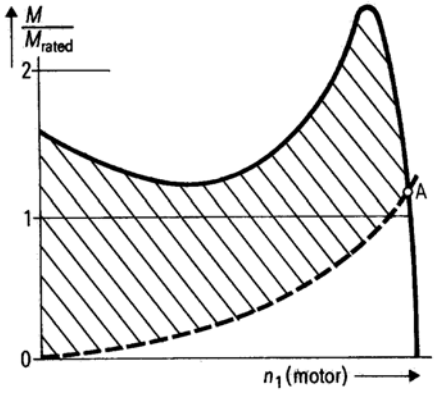
คัพปลิ้งเริ่มหมุน หรือคัพปลิ้งสลิปนิรภัย (safety slip coupling) จะทำงานโดยอาศัยหลักการของแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง คัพปลิ้งเริ่มหมุนจะไม่ต่อเพลาของมอเตอร์เข้ากับเพลาของโหลดโดยตรงและไม่ส่งแรงบิดให้เต็มที่ก่อนที่มอเตอร์จะเร่งความเร็วรอบถึงความเร็วรอบพิกัด ถ้ามอเตอร์มีโหลดเกินคัพปลิ้งจะทำหน้าที่โดยอัตโนมัติ ให้เกิดสลิป โดยการลื่นไถลทางกลเนื่องจากแรงเหวี่ยวหนีศูนย์กลาง จะทำให้ความเร็วรอบของโหลดลดลงในทันที เป็นการ Limited แรงบิดสูงสุดไม่ให้เกินค่าที่คัพปลิ้งออกแบบได้

โครงสร้างในการออกแบบทางกลของคัพปลิ้งเริ่มหมุนเชิงกล ดังแสดงในรูปที่ 3 ประกอบด้วย (1) driving pocket wheel (2) driven shell และ (3) โรลเลอร์ทรงกระบอก ซึ่งโรลเลอร์ถูกจัดวางในห้องระหว่าง driving pocket wheel กับ shell. pocket wheel ต่อเข้ากับเพลามอเตอร์ส่วน driven shell จะคัพปลิ้งเข้ากับเพลาของโหลด

การทำงานของคัพปลิ้งชนิดนี้คือเมื่อมอเตอร์เริ่มหมุน ทำให้ driving pocket wheel และโรลเลอร์หมุนไปได้ ขณะที่ driven shell และโหลดจะยังคงอยู่กับที่







รูปที่ 3 คัพปลิ้งชนิดเริ่มหมุนเชิงกล หรือคัพปลิ้งสลิปนิรภัย รูปที่ 4 แรงบิดเริ่มหมุนมอเตอร์

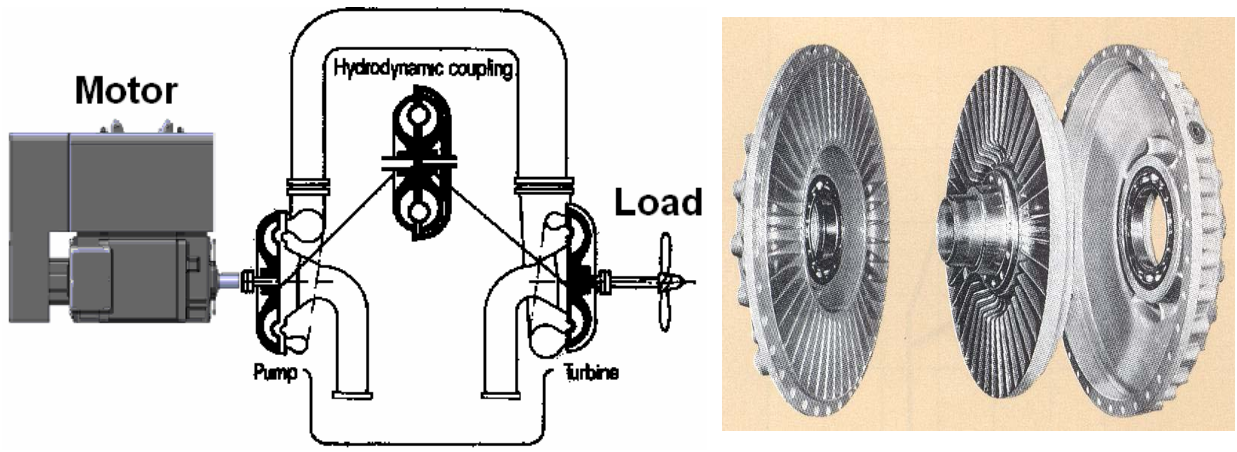
เมื่อความเร็วมอเตอร์เพิ่มขึ้นทำให้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางค่อยๆ เพิ่มขึ้นเป็นกำลังสองของความเร็ว ทำให้ความฝืด สเตติก (static friction) ของโรลเลอร์สามารถคัพปลิ้งติดกับ driven shell ทำให้แรงบิดมอเตอร์ส่งได้เต็มที่ ในกรณีของโหลดถูกบล็อกคัพปลิ้งจะเกิดสลิปขึ้นเพื่อป้องกันอันตรายของการขับเคลื่อน

ความร้อนที่เกิดขึ้นที่โรลเลอร์อันเนื่องมาจากความฝืดขณะทำการเริ่มหมุนคัพปลิ้ง อาจจะทำความเสียหายได้ ดังนั้นจะต้องมีการตรวจสอบความสามารถทนต่อความร้อนของคัพปลิ้งสูงสุดในขณะนำไปใช้งาน

เส้นโค้งในรูปที่ 4 อ้างอิงกับการเริ่มหมุนโดยตรง (DOL) ของมอเตอร์ที่ขับพัดลมผ่านสตาร์ทคัพปลิ้ง ลักษณะแรงบิดโหลดของพัดลม พอจะอนุโลมประมาณเหมือนกับลักษณะสมบัติของคัพปลิ้งเริ่มหมุน ซึ่งเป็นกราฟกำลังสอง (เส้นประในรูปที่ 4) แรงบิดเร่งของมอเตอร์จะเร่งความเร็วได้มากหรือน้อย ขึ้นอยู่กับความแตกต่างระหว่างเส้นโค้งทั้งสอง (พื้นที่ระบายเส้นขนาน) ส่วนเวลาเริ่มหมุนที่ใช้จะขึ้นอยู่กับแรงบิดเร่ง หรือความแตกต่างของเส้นโค้งทั้งสอง และขนาดของน้ำหนักเฉื่อยของโหลด ทั้งนี้การเริ่มหมุนโดยตรงจากไลน์ (DOL) สามารถนำมาใช้ได้กับวิธีการคัพปลิ้งแบบนี้ และจะทำให้ปริมาณของกระแสเริ่มหมุนน้อยกว่าการต่อคัพปลิ้งโดยตรง

ไฮดรอไดนามิกส์คัพปลิ้ง (Hydrodynamic couplings)

ไฮดรอไดนามิกส์คัพปลิ้งมีวัตถุประสงค์ใช้งานเพื่อเริ่มหมุน และเป็นคัพปลิ้งนิรภัย ในอดีตนิยมนำไปใช้กับเครื่องยนต์ขนาดใหญ่เพื่อไปขับโหลดเช่นเรือเดินทะเลเป็นต้น ไฮดรอไดนามิกส์คัพปลิ้งประกอบด้วยปั๊มแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง กับเทอร์ไบน์ต่อเข้าด้วยกันในถังเก็บน้ำมัน หลักการทำงานแสดงเป็นไดอะแกรมอย่างง่ายดังรูปที่ 5 โดยมอเตอร์หรือเครื่องยนต์จะไปขับคัพปลิ้งที่ทำหน้าที่เป็นเสมือนปั๊มจะเปลี่ยนจากพลังงานกลเอาต์พุตของมอเตอร์ไปเป็นพลังงานจลน์ในรูปของของไหล น้ำมันจะถูกบังคัพให้ไหลไปเปลี่ยนเป็นพลังงานกลอีกครั้งด้วยเทอร์ไบน์



รูปที่ 5 หลักการ และ ส่วนประกอบของไฮดรอ-ไดนามิกส์คัพปลิ้ง

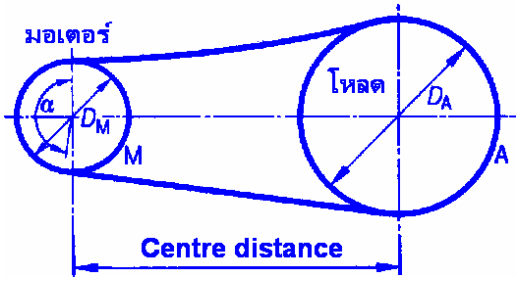
ในรูปที่ 5 แสดงโครงสร้างภายในของไฮดรอไดนามิกส์คัพปลิ้งประกอบด้วยส่วนของอินพุตคือ impeller หรือใบพัดขับ (ด้านซ้าย), ส่วนเอาต์พุตหรือตัวหมุน (ตรงกลาง) และฝาครอบ (ด้านขวา) ฝาครอบและ impeller ประกบเข้าด้วยกันก็คือ โครงของคัพปลิ้ง ซึ่งมีปริมาตรประมาณ 50 ถึง 80% ของทั้งหมด กำลังสูญเสียขณะทำงานมีสลิปนั้นคือความร้อน ซึ่งความร้อนจะถูกระบายโดยธรรมชาติ

จากหลักการทำงานของไฮดรอไดนามิกส์คัพปลิ้ง จะเห็นว่าการทำงานของระบบต้องเปลี่ยนพลังงานไป-มาทำให้เกิดค่าสูญเสียในการถ่ายเทพลังงานจากมอเตอร์ไปยังโหลดมีมาก ทำให้ประสิทธิภาพของทั้งระบบไม่ค่อยดี ประกอบกับราคาค่อนข้างสูง จึงไม่ค่อยจะเป็นที่นิยมแพร่หลายมากนัก แต่จะนิยมนำไปใช้กับงานประเภทที่ต้องการเริ่มหมุนบ่อยๆ หรือต้องการปรับความเร็วโดยสลิป ด้วยวิธีการควบคุมอัตราการไหลของน้ำมันที่ไหลวนก่อนไปขับเทอร์ไบน์ได้

การส่งแรงบิดผ่านสายพานขับ (Torque transmission via belt drives)

การขับเคลื่อนมอเตอร์ไฟฟ้าเพื่อขับโหลดสามารถทำได้สอดคล้อง และง่ายกับความต้องการ อีกวิธีหนึ่งที่นิยมทำกันมากอีกวิธีหนึ่ง คือใช้สายพานขับระหว่างมอเตอร์กับโหลด ซึ่งสายพานส่วนใหญ่จะมี 2 ชนิด คือสายพานแบบแบน (Flat belts) และสายพานลิ่ม (V - belts) การตั้งความตึงหรือหย่อนของสายพานสามารถทำได้โดยการดึง หรือปรับมอเตอร์อาจจะติดตั้งบนรางหรือฐานที่เลื่อนได้ หากสายพานหย่อนเกินไปจะทำให้สายพานกับพู่เลย์เกิด สลิป (slip) หากตั้งสายพานตึงจนเกินไปอาจจะทำให้เกิดอันตรายต่อแบริ่ง สายพานเอง และเพลาของมอเตอร์ ส่วนข้อดีอีกอย่างหนึ่งของการส่งกำลังผ่านทางสายพานคือสามารถเลือกความเร็วรอบของโหลดได้โดยการเลือก ขนาดของพู่เล่ย์ ตามอัตราส่วนเส้นผ่าศูนย์กลางของวงล้อโหลพู่เล่ย์ตามกับวงล้อมอเตอร์พู่เลย์ขับ จะเท่ากับอัตราส่วนของความเร็วของล้อมอเตอร์พู่เล่ย์ และของวงล้อพู่เลย์ตามดังสูตร

ตามรูปที่ 6 อัตราทด (Ratio) = $\frac{n_M}{n_A} = \frac{D_A}{D_M}$

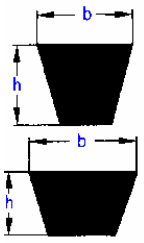


รูปที่ 6 การส่งกำลังโดยสายพานระหว่าง มอเตอร์กับโหลด

แรงบิดพิกัดมอเตอร์ (M_N) ถูกส่งกำลังไปได้เนื่องจากความฝืดระหว่างสายพานกับล้อ (pulley) ซึ่งแรงบิด M_N เท่ากับผลคูณของแรงที่ผิวสัมผัสที่ขอบของล้อ, F_U กับรัศมีของล้อ เขียนเป็นสมการได้ดังนี

$$F_u = \frac{M_N \cdot 2}{D_M}$$

สายพานจะมีค่าความตึงเพื่อการเกาะติดไม่เหมือนกัน ดังนั้นผู้ผลิตสายพานจะบอกรายละเอียดเป็นค่า pretension factor c, ตัวอย่างค่า c = 2 สำหรับสายพานแบน ซึ่งเป็นพลาสติก และ c = 2.0-2.5 สำหรับสายพานแบบร่องลิ่ม ตามรูปที่ 7 แสดงภาพตัดขวางของสายพานลิ่มเป็นไปตามมาตรฐาน DIN 7753 และ DIN 2215 แสดงขนาดตามมาตรฐาน ขนาด b และ h โดยความเร็วของสายพานที่ทำจากหนังจะถูกจำกัดประมาณ 25 m/s ส่วนสายพานที่ยอมให้มีความเร็วได้สูงกว่า 40 m/s จะเป็นสายพานพิเศษที่มีความฝืดสูง ส่วนความเร็วสูงสุดของสายพานลิ่มจะมีค่าประมาณ 35 mm/s



DIN 7753

Cross-section	SPZ	SPA	SPB	SPC
b mm	9.7	12.7	16.3	22
h mm	8	10	13	18

DIN 2215

Cross-section	10	13	17	22	25	32	40
b mm	10	13	17	22	25	32	40
h mm	6	8	11	14	16	20	25

รูปที่ 7 ภาพตัดขวางของสายพานลิ่ม V-Belt

ความเร็วของสายพานที่วิ่งบนพู่เล่ย์ สามารถคำนวณได้จากความเร็วขอบพู่เลย์ เช่นความเร็วสำหรับล้อของมอเตอร์คำนวณดังนี้

$$v = \frac{D_M \cdot \pi \cdot n_N}{20}; \quad v = 0.05 \cdot D_M \cdot n_N$$

(v หน่วยเป็น m/s; D_M หน่วยเป็น m; n_N หน่วยเป็นรอบต่อนาที)

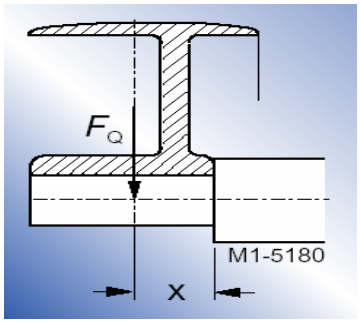
ส่วนเส้นผ่าศูนย์กลางของล้อจะมีขนาดเล็ก หรือใหญ่ขึ้นอยู่กับการวางแผนในการนำมอเตอร์ไปขับผ่านสายพาน การเลือกขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางจะมีขนาดใหญ่ หรือเล็กจะขึ้นอยู่กับวัสดุของล้อ และความเร็วมอเตอร์ และความเร็วขอบ พู่เลย์เหล็กหล่อตามทฤษฎีจะถูกจำกัดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางด้วยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง มีค่าสูงสุดดังต่อไปนี้ หากต้องการให้ใหญ่กว่านี้จะต้องใช้วัสดุเหล็กเหนียวแทนเหล็กหล่อ

- 180 mm ที่ 3,000 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 2 ขั้ว 50 Hz)
- 355 mm ที่ 1,500 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 4 ขั้ว 50 Hz)
- 560 mm ที่ 1,000 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 6 ขั้ว 50 Hz)
- 710 mm ที่ 750 รอบต่อนาที (มอเตอร์ 8 ขั้ว 50 Hz)

ซึ่งข้อจำกัดนี้จะทำให้ความเร็วขอบ หรือความเร็วสายพานจะมีค่าน้อยกว่า 30 m/s ส่วนล้อที่ทำจากเหล็กกล้าอาจจะใช้งานที่ความเร็วขอบสูงกว่านี้ได้ ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของเพลามอเตอร์กับโหลดให้เลือกประมาณ $D_M + D_A$ สำหรับสายพานชนิดพิเศษมีความฝืดสูงระยะห่างจะมากกว่านี้ได้ ซึ่งสายพานจะต้องทำมาจากหนัง

สำหรับสายพานลิ่มระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางมีค่าประมาณ 70% ของผลรวมเส้นผ่าศูนย์กลางล้อทั้งสอง แรงดึงสายพานถูกกระทำกับเพลาของมอเตอร์แรงนี้คือโหลดสายพาน (belt load, F_Q) ซึ่งกระทำกับปลายเพลาของมอเตอร์

โหลดสายพานคือผลรวมของแรงของสายพานด้านตึงกับด้านหย่อน ซึ่งผลรวมของแรงขณะดึงกับขณะอยู่กับที่จะมีค่าประมาณเท่าเดิม เมื่อกำลังหมุนความแตกต่างระหว่างแรงของสายพานทั้งสองเท่ากับแรงที่ขอบ (circumferential force, F_U) เพื่อส่งกำลังโหลดสายพานจะมีค่าเท่ากับ F_Q



จากรูปด้านซ้ายมือ ค่าเมื่อ F_Q คือโหลดสายพาน [N] $F_Q = c * F_U$
เมื่อ F_U ขึ้นอยู่กับแรงบิดมอเตอร์และรัศมีของล้อ
สำหรับการทำงานมอเตอร์ที่เอาต์พุตพิกัด จะได้สมการโดยประมาณโหลดสายพานดังนี้

$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{c \cdot P_N}{n_N \cdot D_M}$$

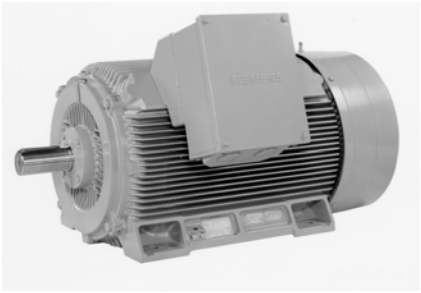
P_N คือเอาต์พุตพิกัดของมอเตอร์ [kW]
n_N คือความเร็วมอเตอร์ที่พิกัด [rev/min]
D_M คือเส้นผ่าศูนย์กลางของล้อ [mm]
c คือแฟกเตอร์การดึงสายพาน (Belt pretensioning factor)
(สายพานลิ่ม $c \approx 2$ ถึง 2.5; สายพานพลาสติกชนิดพิเศษ $c \approx$ 2.0-3.0)

จากรูปโหลดสายพานที่ยอมรับได้สูงสุดที่ตำแหน่งระยะ X ต่างๆ จะถูกกำหนดค่าสูงสุดโดยบริษัทผู้ผลิตมอเตอร์ ทั้งนี้จะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบของมอเตอร์ และระยะห่าง X ระหว่างเส้นที่จุดกระทำของโหลดสายพานกับบ่าเพลา (Shaft shoulder) ดังตัวอย่าง*ตาราง* แสดงค่า Maximum cantilever forces สูงสุด F_Q ดังต่อไปนี้

Maximum cantilever forces for 50 Hz
x_0 values refer to = 0 and $x_{max.}$ values to x = l

Frame size	No. of poles	Max. cantilever force at x_0 N	Max. cantilever force at $x_{max.}$ N	Frame size	No. of poles	Max. cantilever force at x_0 N	Max. cantilever force at $x_{max.}$ N
250 M	2	3650	2950	315	2	8650	7600
	4	4400	3600		4	15400	13200
	6	5350	4350		6	17200	14700
	8	5700	4700		8	19000	14300
280 S	2	3350	2800	355	2	10600	9500
280 M	4	8400	7200		4	21200	18600
	6	10000	8900		6	23400	18400
	8	11000	9850		8	25700	16300
315 S	2	3950	3350	400	2	9800	8700
315 M	4	9900	8100		4	28400	24300
	6	12100	9900		6	31200	27000
	8	13300	10900		8	34500	27600
315 L	2	3100	2700	450	2	13500	12100
	4	8800	7450		4	29200	25500
	6	11400	9600		6	32500	31300
	8	12500	10500		8	36100	31300

ตารางแสดงค่าแรงเฉือนที่ยอมรับได้สูงสุดของมอเตอร์ที่ขนาด Frame size และ จำนวนขั้วต่างๆ



กรณีศึกษา (Case Study)

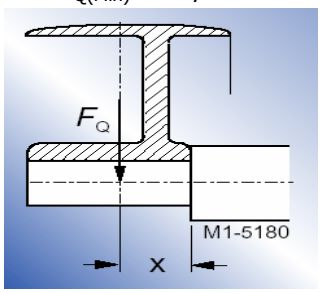
การส่งกำลังของมอเตอร์เพื่อขับโหลดผ่านสายพาน
Motor torque transmission via belt drive

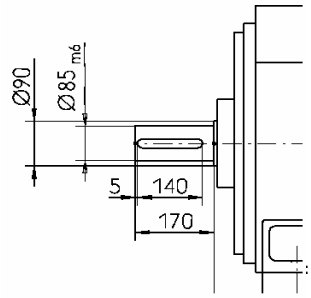
วิศวกรไฟฟ้า หรือวิศวกรเครื่องกลโดยทั่วไปเมื่อต้องการจะจัดซื้อมอเตอร์ โดยส่วนใหญ่จะให้ข้อมูลเพียงแค่ อินดักชั่นมอเตอร์ชนิดกรงกระรอก กำลังขนาด 315 kW, ใช้กับแรงดันไฟฟ้า 400 โวลท์ ความถี่ 50 Hz, จำนวนขั้วแม่เหล็กไฟฟ้า 4 ขั้ว ติดตั้งโดยแบบวางกับพื้น (IM B3) เป็นอันเพียงพอในเบื้องต้น ต่อการนำเสนอราคา ต่อรองราคา และสั่งซื้อมอเตอร์ในที่สุด

ผู้จำหน่าย หรือผู้ผลิตมอเตอร์โดยส่วนใหญ่จะมีแคตตาล็อก หรือข้อมูลทางเทคนิคเพิ่มเติมของมอเตอร์ ในแต่ละรุ่นแต่ละแบบค่อนข้างจะละเอียด วิศวกรทั้งผู้ใช้งาน และผู้ขาย น้อยคนนักที่จะตระหนักในข้อมูลเพิ่มเติมของมอเตอร์ ในที่นี้เป็นกรณีตัวอย่างโรงงานในประเทศไทยที่ผู้เขียนประสบมา โดยขอยกตัวอย่างข้อมูลเพิ่มเติมที่วิศวกรไฟฟ้าบ้านเราไม่ควรที่จะละเลย และควรจะทำการศึกษาเพิ่มเติมดังต่อไปนี้

จากข้อมูลเพิ่มเติมของมอเตอร์จะทราบถึง ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของเพลาขับมีขนาด 85 มิลลิเมตร ความเร็วรอบพิกัด =1488 รอบต่อนาที ในกรณีนี้ต้องการจะนำมอเตอร์ไปขับโหลด โดยขับส่งกำลังผ่านทางสายพานร่องตัววี มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของพู่เลย์ 350 มิลลิเมตร

จากข้อมูลทางเทคนิคของมอเตอร์ (Motor specification) สำหรับมอเตอร์ที่นำไปใช้ในรุ่นนี้มอเตอร์สามารถรับแรงเฉือน (Cantilever force) ตามตารางที่ 1 ขนาด Frame size 315, 4 Pole ที่แกนเพลาสูงสุดไม่เกิน $F_{Q(Min)}$ =13,200 นิวตัน ณ.ตำแหน่งปลายเพลาเมื่อ (X = ความยาวเพลา =170 มิลลิเมตร)





แรงเฉือนที่เพลาสูงสุดที่รับได้ (Maximum cantilever force) ณ. ตำแหน่งโคนเพลาเมื่อ (x=0)

$F_{Q(Max)}$ =15400 นิวตัน

ดังนั้นแรงเฉือนที่เพลาสูงสุดที่ยอมรับได้โดยเฉลี่ย $F_{Q(Average)}$ = (13200+15400)/2 = **14,300 นิวตัน**

จากสูตรการคำนวณหาค่า แรงเฉือนที่เพลา

$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{c \cdot P_N}{n_N \cdot D_M}$$

เมื่อ C = 2 สำหรับสายพานแบบแบน

C = 2-2.5 สำหรับสายพานแบบร่องตัววี ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของวัสดุที่ใช้ทำสายพาน ในกรณีนี้ให้ใช่ค่า 2.25 เป็นค่า C

F_Q = แรงดึงเนื่องมาจากสายพาน (N)

P_N = กำลังของมอเตอร์ที่ใช้งาน (315 kW)

n_N = ความเร็วรอบมอเตอร์ (1488 rpm)

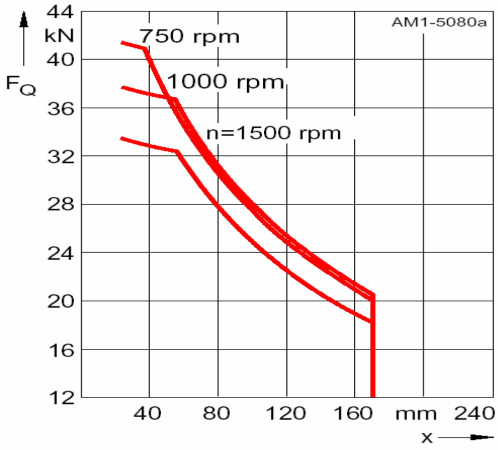
D_M = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของพู่เล่ (350 mm)

$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{2.25 * 315}{1488 * 350} = 27{,}217 \text{ N}$$

จากการคำนวณจะเห็นว่าแรงเฉือน F_Q อันเนื่องมาจากการใช้ขนาดพู่เล่เล็กเกินไป **แรงเฉือนเกิดขึ้นสูงกว่าค่าที่จะยอมรับได้เกือบ 2 เท่าทำให้เพลาของมอเตอร์ เมื่อใช้ไปได้ระยะหนึ่ง เกิดหักขาดกลาง ดังรูป**

เมื่อเพลาขับเพลามอเตอร์ หักขาดกลางลง ทำให้ที่รองเพลาด้านเพลาขับไม่อยู่บนแหวนรองเลื่อน ทำให้ชุดโรเตอร์ตกลงมาเสียดสีกับโครงสเตเตอร์ และขดลวด ทำความเสียหายให้แก่ตัวมอเตอร์ทั้งภายในโครงสเตเตอร์และโรเตอร์เป็นอยากมาก

จากกรณีตัวอย่างนี้สาเหตุเกิดมาจาก ไม่ได้มีการคำนวณหาค่าแรงเฉื่อน (Cantilever force) ในขั้นตอนการออกแบบมอเตอร์ รวมกระทั้งถึงในขณะการจัดซื้อ ได้ละเลยการตรวจสอบ ถึงลักษณะการนำไปใช้งานของมอเตอร์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับการส่งกำลังโดยผ่านทางสายพาน



หากวิศวกรทั้งผู้ซื้อ และผู้จำหน่าย ได้ทราบข้อมูลเบื้องต้นหลังจากคำนวณแล้วว่า F_Q = 27,217 นิวตัน ทางผู้จัดจำหน่ายมอเตอร์จะต้อง ออกแบบมอเตอร์ เป็นแบบชนิด High cantilever force ซึ่งจะสามารถรองรับ cantilever force สูงขึ้นกว่ามอเตอร์ตามปกติเกินกว่า 2 เท่าดังรูปกราฟ

จากกราฟด้านซ้ายมือเป็นข้อมูลเบื้องต้นจากมอเตอร์ขนาด 315 kW แบบ High cantilever force จะเห็นว่ามอเตอร์กรณีศึกษา ที่รูปกราฟ เมื่อ n=1500 rpm สามารถทน High cantilever force เมื่อออกแบบเป็นพิเศษแล้วจะได้ดังต่อไปนี้

- แรงเฉือนที่เพลาสูงสุดที่รับได้ (Maximum cantilever force) $F_{Q(Minimum)}$ =18,000 นิวตัน ณ.ตำแหน่งปลายเพลาเมื่อ (X=ความยาวเพลา 170 มิลลิเมตร)
- แรงเฉือนที่เพลาสูงสุดที่รับได้ (Maximum cantilever force) $F_{Q(Maximum)}$ =33000 นิวตัน ณ. ตำแหน่งโคนเพลาเมื่อ (x=0)
- ดังนั้นแรงเฉือนที่เพลาสูงสุดที่ยอมรับได้โดยเฉลี่ย
  $F_{Q(Average)}$ = (18,000+33,000)/2 = **25,500 นิวตัน**

ดังนั้นเมื่อเลือกใช้มอเตอร์ที่ออกแบบเป็นพิเศษให้เพิ่มขีดความสามารถทนต่อแรงเฉื่อนมากค่าโดยเฉลี่ยใกล้เคียงกับค่าสูงสุดที่ยอมรับได้ แต่ก็ยังไม่เพียงพออยู่ดี ยังไม่สามารถนำไปใช้ได้ เพื่อความปลอดภัยมอเตอร์ควรจะต้องทนต่อแรงเฉื่อนโดยเฉลี่ยมากกว่า 27,300 นิวตันจากสูตร

$$F_Q = 2 \cdot 10^7 \cdot \frac{c \cdot P_N}{n_N \cdot D_M}$$

หากสามารถเพิ่มขนาดของพู่เล่ย์ (D_M) ให้ใหญ่ขึ้นกว่าเดิม 1.2 เท่า จะสามารถลดแรงดึงจากสายพานลงได้ นั่นก็คือ เพิ่มขนาดของพู่เล่จากเดิม 350 เป็นอย่างน้อย 420 มิลลิเตรด้านที่ติดกับตัวมอเตอร์ ทำให้ต้องเปลี่ยน พู่เล่ด้านโหลดจากเดิมไปตามสัดส่วน

จากภาพถ่าย จะเห็นว่าไม่มีพื้นที่ช่องว่างมากพอที่จะขยายขนาดของพู่เล่ให้ใหญ่ขึ้นกว่าเดิมได้ถึง 1.2 เท่า ดังนั้นวิธีที่ดีที่สุดคือ หันไปใช้มอเตอร์ที่มีจำนวนขั้วแม่เหล็กมากขึ้นกว่าเดิมโดยเลือกใช้มอเตอร์ชนิด 8 ขั้ว ขนาด 315 kW ความเร็วรอบ 741 รอบต่อนาที และเปลี่ยนจากระบบขับเคลื่อนโดยผ่านสายพาน ไปเป็นการต่อแบบ Direct Coupling หรือ ทดลองเลือกใช้มอเตอร์ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นกว่าเดิมและเป็นแบบทนแรงเฉือนสูงได้ แต่นำมาขับโหลดที่ขนาดเท่าเดิมจะสามารถทนต่อแรงเฉือนได้มากขึ้น

การต่อแบบ Direct Coupling ถึงแม้ว่าราคามอเตอร์จะแพงขึ้นกว่าเดิมเนื่องมาจากจำนวนขั้วมากขึ้น แต่ในระยะยาวจะมีผลดีกว่าการส่งกำลังโดยผ่านสายพาน กล่าวคือ ไม่จำเป็นต้องมาคอยดูแลซ่อมบำรุงเปลี่ยนสายพานใหม่ และสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้มากกว่า 20% อันเป็นผลเนื่องมาจากการลื่นไถลของสายพาน และค่าสูญเสียต่างๆ อันเนื่องมาจากการส่งกำลังโดยขับผ่านสายพาน

๖๖

อักษรย่อ

DOL **D**irect **O**n **L**ine การเริ่มหมุนมอเตอร์โดยการต่อไฟเข้าโดยตรงเต็มพิกัดแรงดัน

อ้างอิง

1. *"Low voltage motors M11-2002/2003"* Siemens AG, Automation & Drives, Standard Drives
2. *"Planning of Standard Motors"* Siemens Power Engineering & Automation

ตีพิมพ์ลงวารสาร.*Industrial Technology Review.* ฉบับที่ *115* ประจำเดือน *ตุลาคม พ.ศ.2546*

ประวัติผู้เขียน

การศึกษา

- ปวช. สาขาไฟฟ้ากำลัง จากวิทยาลัยเทคนิคสุราษฎร์ธานี
- ปวส. สาขาไฟฟ้ากำลัง จากวิทยาลัยช่างกลปทุมวัน
- ปริญาตรี สาขาวิศวกรรมไฟฟ้า (คอบ.) จากสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
- ปริญาโท สาขาการบริหารและจัดการ (MBA)จากสถาบันบัณฑิตพัฒนบริหารศาสตร์ (NIDA)

ประวัติการทำงาน

- บริษัท เอดีไอ (ประเทศไทย) จำกัด
- บริษัท เดลอิเล็กทริก เจนเนอเรเตอร์ ประเทศไทย จำกัด
- บริษัท การ์ดไฟร์ (ประเทศไทย) จำกัด
- บริษัท ซีเมนส์ จำกัด กลุ่ม ออโตเมชั่นแอนด์ไดร์ฟ ผู้จัดการฝ่ายขาย แผนก มอเตอร์ แอนด์ ไดร์ฟ

บทความที่มีความสัมพันธ์กับบทความนี้ และได้ตีพิมพ์ไปแล้ว

- ซุปเปอร์คอนดักเตอร์มอเตอร์ (Superconductor motor)
- ข้อควรคำนึงในการนำมอเตอร์ NEMA 60 Hz มาใช้กับ 50 Hz
- ตามไปดูการทดสอบมอเตอร์ตามมาตรฐานการป้องกัน IP66
- วิธีการเริ่มหมุนมอเตอร์ไฟฟ้าแรงดันสูง
- ผลกระทบจากอินเวอร์เตอร์ที่มีต่อฉนวนมอเตอร์ไฟฟ้า
- ผลกระทบจากอินเวอร์เตอร์ที่มีต่อแรงดันไฟฟ้าที่เพลามอเตอร์ และกระแสแบริ่ง
- มอเตอร์เพลาขาด *กรณีศึกษา* การส่งกำลังของมอเตอร์เพื่อขับโหลดผ่านสายพาน
- การประหยัดพลังงานโดยการควบคุมความเร็วรอบมอเตอร์ *และ กรณีศึกษา* การประหยัดพลังงานโดยการปรับความเร็วรอบมอเตอร์สำหรับพัดลม
- รูปแบบใหม่ในการเร็กติไฟร์สำหรับ AC Drives by ***A***ctive ***F***ront ***E***nd
- การทดสอบมอเตอร์ตอน Routine test
- นวัตกรรม ชุดปรับความเร็วรอบ มอเตอร์ไฟฟ้าแรงดันสูง (Innovation of Medium Voltage Drives)
- มอเตอร์กันระเบิด (Explosion Proof Motor) ตอน มาตรฐานยุโรป (IEC and ATEX)
- อ่านแผ่นป้ายมอเตอร์ ตอนที่1 ทะลุไปถึงมาตรฐาน IEC vs NEMA (Name plate motor vs Standard)
- อ่านแผ่นป้ายมอเตอร์ ตอนที่2 ทะลุไปถึงมาตรฐาน IEC vs NEMA (Name plate motor vs Standard)