

บทที่ 6 ผลการวิเคราะห์

การวิเคราะห์ผลที่ได้จากการคำนวณในบทที่ 5 ที่ช่วงความเร็วรอบเครื่องยนต์ตั้งแต่ 1000-5000 รอบต่อนาที ซึ่งประกอบไปด้วยความเร็วรอบคงที่ที่ 1000 , 1800 , 2600 , 3400 , 4200 และ 5000 รอบต่อนาที และความเร็วรอบการทำงานปกติของเครื่องยนต์ทั่วไป ซึ่งสภาวะการทำงานปกติเมื่อขับเคลื่อนยานยนต์ด้วยความเร็วคงที่ราว 50-90 กม/ชม จะอยู่ในราว 2000-3000 รอบต่อนาที ซึ่งในที่นี้ความเร็วรอบการทำงานปกติของเครื่องยนต์จะเลือกพิจารณารายละเอียด ที่ความเร็วรอบเท่ากับ 2600 รอบต่อนาที ซึ่งใช้เป็นความเร็วรอบในการเปรียบเทียบผลการเปลี่ยนแปลงตัวแปรการออกแบบระหว่างข้อมูลที่ได้จาก baseline engine data กับ optimum data โดยผลการคำนวณที่ได้จากโปรแกรม indicate , engine และ โปรแกรม optimum จะถูกนำมาวิเคราะห์แจกแจงดังต่อไปนี้

6.1) ผลการวิเคราะห์ของตัวแปรการออกแบบที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย

เป็นการวิเคราะห์ผลจากการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรการออกแบบที่มีต่อกำลังงานสูญเสียในแต่ละองค์ประกอบ ซึ่งจำแนกผลออกเป็น 3 ส่วนคือ

- ก) ผลการวิเคราะห์ตัวแปรการออกแบบที่มีผลต่อกำลังงานทาง Thermodynamics
- ข) ผลการวิเคราะห์ตัวแปรการออกแบบที่มีผลต่อกำลังงานสูญเสียในชิ้นส่วนต่างๆของเครื่องยนต์ อาทิ Connecting rod bearing , Crankshaft bearing , Piston , Cam system , Accessories load และ Pumping losses

ค) ผลการวิเคราะห์ตัวแปรการที่มีต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Air resistance และ ในส่วนของ Rolling resistance ของยานยนต์

6.1.1) ผลการวิเคราะห์ตัวแปรการที่มีผลต่อกำลังงานทาง Thermodynamics

ก) ผลของ spark advance และ combustion duration คือ Net indicated power ซึ่งได้จากการคำนวณด้วยแบบจำลองชนิด single zone ideal gas พบว่ามุม spark advance มากขึ้น และ combustion duration น้อยลงจะทำให้เกิด Net indicated power สูงขึ้น ซึ่งผลของมุม spark advance ที่มากเกินไปจะทำให้เครื่องยนต์เกิดการจุดระเบิดเร็วเกินควร จะทำให้งานทางค้ำ

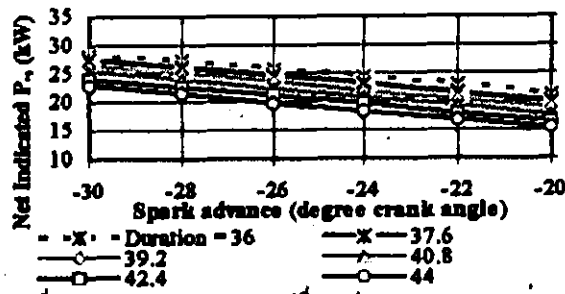
compression stroke มีค่ามากขึ้นจะส่งผลให้ Net indicated power ลดลงได้เช่นกัน ฉะนั้นมุม spark advance และ combustion duration ควรมีความสัมพันธ์กัน ที่จะทำให้มีค่า Net indicated power ออกมามีค่ามาก รูป 6.1.1ก1 และ 6.1.1ก2

ข) ผลของความยาวก้านชัก (connecting rod length) พบว่า ก้านชักที่ยาวขึ้นจะทำให้ค่า Net indicated power มีค่ามากขึ้น เนื่องจากผลต่างของงานระหว่างช่วง expansion stroke กับ compression stroke มีค่ามากขึ้น รูป 6.1.1ข

ค) ผลของอัตราส่วนกำลังอัด (compression ratio) ที่สูงขึ้นจะให้ค่าของ Net indicated power ที่สูงขึ้น อันเนื่องมาจากกระบอกสูบมีค่า clearance volume ลดลง ฉะนั้น gas สามารถจะถูกอัดได้มากขึ้นทำให้ความดันของ gas มีค่าสูงขึ้น จึงส่งผลให้ Net indicated power มีค่ามากขึ้น ดังรูป ที่ 6.1.1ค

ง) จากการเปรียบเทียบค่า Net indicated power ที่ได้จากข้อมูลของ baseline engine data กับ optimum data จะเห็นได้ว่าผลรวมของการปรับปรุงค่าตัวแปรการออกแบบต่างๆ มีแนวโน้มทางทฤษฎีที่สามารถจะปรับปรุงประสิทธิภาพทาง Thermodynamics ได้ราวร้อยละ 44 ดังแสดงในรูป 6.1.1.ง

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

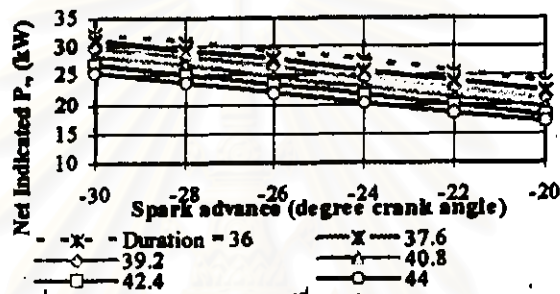


รูปที่ 6.1.1ก1 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลง spark advance ต่อ

Net Indicated Power ที่ combustion duration ต่างๆ

con-rod length=0.136 m, $R_c=8.5$, $N = 2600$

รอบต่อนาที

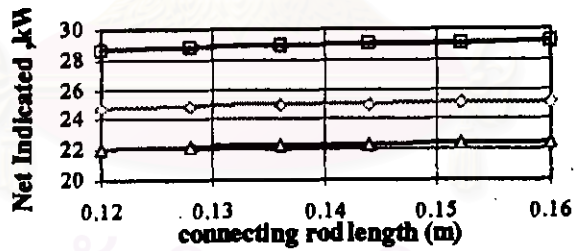


รูปที่ 6.1.1ก2 แสดงผลของการเปลี่ยนแปลง spark advance ต่อ

Net Indicated Power ที่ combustion duration ต่างๆ

con-rod length=0.136 m, $R_c=9.3$, $N = 2600$

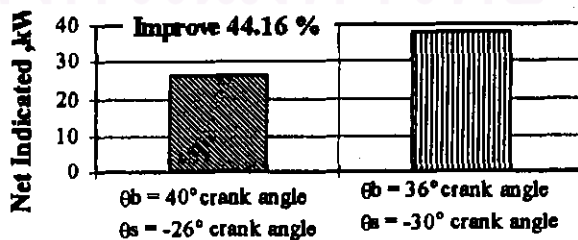
รอบต่อนาที



รูปที่ 6.1.1ข แสดงผลของการเปลี่ยนแปลง con-rod length ต่อ

Net Indicated Power, $\theta_b=40.8^\circ$ crank angle,

$\theta_s=-26^\circ$ crank angle, $N=2600$ รอบต่อนาที



รูปที่ 6.1.1ง แสดงผลของการเปรียบเทียบ Net Indicated ที่

baseline engine data กับ optimum data

$N=2600$ รอบต่อนาที

ตารางที่ 6.1 สรุปค่าแปร(Optimum data) ที่ทำให้ Net indicated power สูงสุด

ตัวแปรการออกแบบ(optimum)	ค่าตัวแปร	ช่วงตัวแปรที่พิจารณา
ก.) ตัวแปรในทางเทอร์โมไดนามิกส์		
- Spark advance angle ($^{\circ}$ crank angle)	-30	(-20) - (-30)
- Combustion duration angle($^{\circ}$ crank angle)	36	36 - 44
- Connecting rod length , m	0.16	0.12 - 0.16
- Compression ratio	10.5	8.5 - 10.5

6.1.2) ผลการวิเคราะห์ตัวแปรการที่มีต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของเครื่องยนต์

6.1.2.1) ผลของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Connecting rod bearing สามารถสรุปได้ดังนี้

ก) ผลของความยาวรัศมี bearing ของตัว connecting rod ทั้งในตำแหน่ง small-end และ big-end นั้น ความยาวรัศมีควรมีขนาดสั้น เพื่อลด contact surface ทำให้กำลังงานที่สูญเสียจากความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมีค่าลดลง โดยผลของรัศมี bearing ที่ตำแหน่ง big-end นั้น จะมีมากกว่าตำแหน่ง small-end (ดังแสดงในรูป 6.1.2.1ก1 และ รูป 6.1.2.1ก2) แต่การลดขนาดของรัศมีของตัว bearing ที่มากเกินไปอาจจะก่อให้เกิดการหล่อลื่นแบบ boundary lubrication ขึ้นได้ ซึ่งเป็น การหล่อลื่นที่มีการเสียดสีกันระหว่างผิวของโลหะ

ข) ผลของค่าช่องว่างแนวรัศมี(radius clearance) ซึ่งเป็นช่องว่างระหว่างตัว bearing กับ สลัก ลูกสูบทั้งตำแหน่ง small-end และ big-end นั้นพบว่า ขนาด clearance ที่กว้างขึ้นจะทำให้ hydrodynamic pressure ต่ำลง ดังนั้น power loss ใน connecting-rod จึงน้อยลง โดยผลของ radius clearance ใน big end นั้น มีมากกว่า small end ดังจะเห็นได้จากรูป 6.1.2.1ข1 และ รูป 6.1.2.1ข2

ค) ผลของความกว้าง bearing เป็นระยะที่ผิวของ connecting rod สัมผัสกับสลักลูกสูบทั้งใน ตำแหน่ง small-end และ big-end โดยผลที่ได้จากการคำนวณนั้น แสดงให้เห็นว่า หน้า bearing ที่แคบจะเสีกำลังงานน้อยลง โดยผลของ big-end มีค่ามากกว่า small-end (แสดงในรูป 6.1.2.1ค1 และ รูป 6.1.2.1ค2)

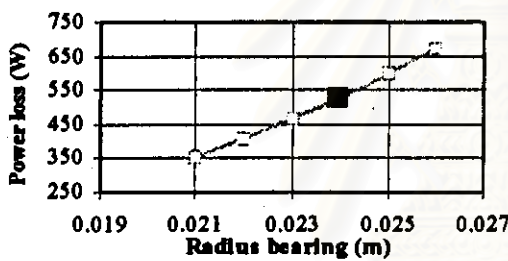
ง) ผลของความยาวรัศมี crank arm ซึ่งเป็นรัศมีของ crankshaft จากการวิเคราะห์ผลการคำนวณพบว่า crank arm ที่สั้น จะทำให้ กำลังงานสูญเสียจาก connecting rod bearing ลดลง อันเนื่องมาจากผลของ relative angular velocity ระหว่างผิว bearing ที่ตัว connecting rod กับ ตัว

journal ที่ crank มีค่าต่ำลง แต่ผลการลดลงของกำลังงานสูญเสียมีค่าไม่มากนัก (แสดงในรูป 6.1.2.14)

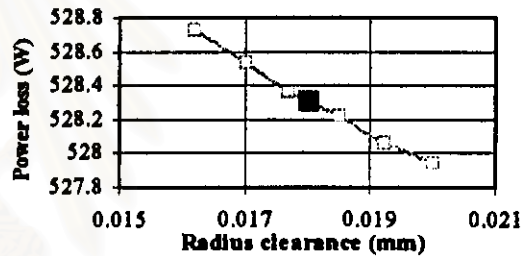
จ) ผลของค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น (absolute viscosity) พบว่าค่าความหนืดที่น้อยลง จะทำให้การสูญเสียกำลังงานเนื่องจากความหนืดมีค่าลดลง สำหรับการเปลี่ยนแปลงความหนืดกับกำลังงานสูญเสียสามารถดูได้จากรูป 6.1.2.10

ฉ) ผลของความยาวก้านชัก (connecting rod length) พบว่าก้านชักที่ขนาดยาวขึ้นจะทำให้สูญเสียกำลังงานน้อยลง อันเนื่องมาจาก relative angular velocity ระหว่างตัว journal กับ bearing มีค่าลดต่ำลง ดังแสดงในรูป 6.1.2.11

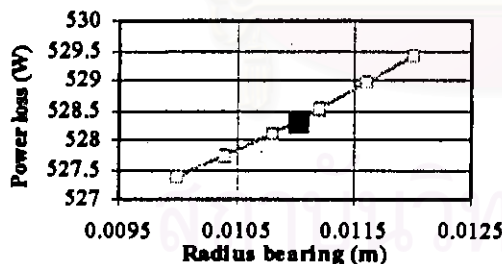
ช) ผลของอัตราส่วนก้านชักต่อรัศมีเพลายกข้อเหวี่ยง (connecting rod length to crankarm ratio) ที่มากขึ้นจะทำให้กำลังงานสูญเสียลดลงเหตุผลเดียวกับข้อ ฉ ดังแสดงในรูป 6.1.2.1ข



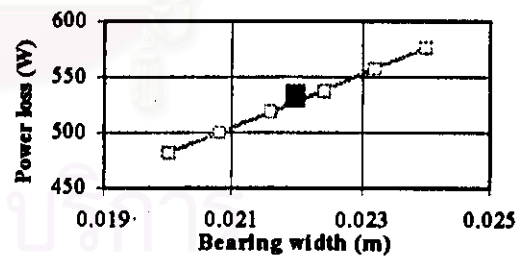
รูป 6.1.2.1ก1 แสดงผลของ radius bearing ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก Connecting rod(big-end)



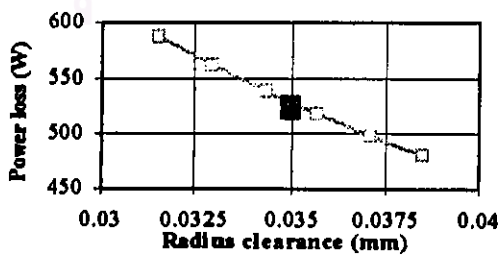
รูป 6.1.2.1ข2 แสดงผลของ radius clearance ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod(small-end)



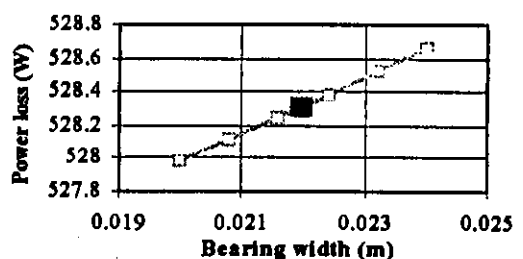
รูป 6.1.2.1ก2 แสดงผลของ radius bearing ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod(small-end)



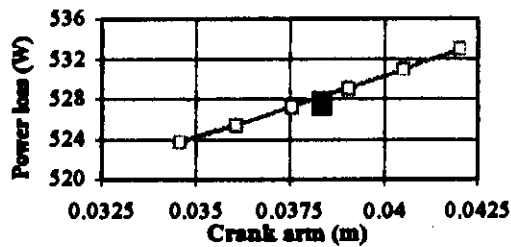
รูป 6.1.2.1ค1 แสดงผลของ bearing width ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod(big-end)



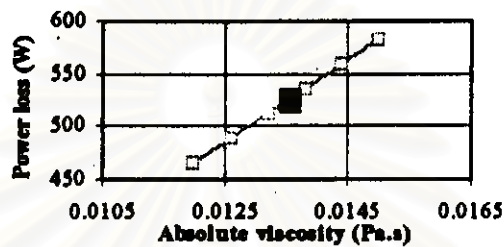
รูป 6.1.2.1ข1 แสดงผลของ radius clearance ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod(big-end)



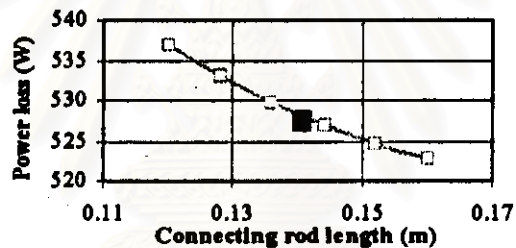
รูป 6.1.2.1ค2 แสดงผลของ bearing width ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod(small-end)



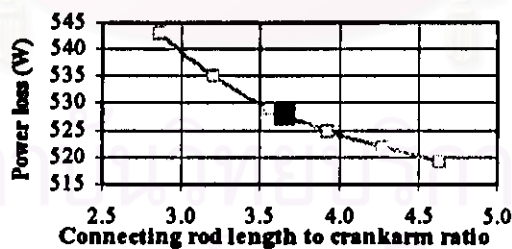
รูป 6.1.2.1จ แสดงผลของ crank arm ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod



รูป 6.1.2.1ก แสดงผลของ absolute viscosity ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod



รูป 6.1.2.1ฉ แสดงผลของ con-rod length ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod



รูป 6.1.2.1ช แสดงผลของ connecting rod length to crankarm ratio ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก connecting rod

6.1.2.2) ผลของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Crankshaft bearing ประกอบด้วย

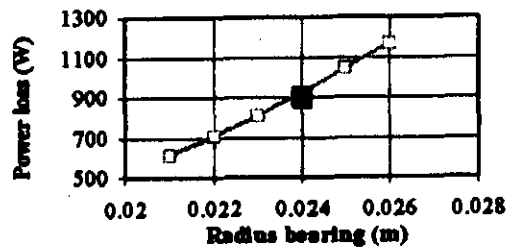
ก) ผลที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนค่ารัศมีของ crankshaft bearing รัศมีของ crankshaft bearing ควรมีขนาดสั้น เพื่อลด contact surface ทำให้กำลังงานที่สูญเสียจากความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นลดลง โดยผลของการลดความยาวของรัศมีของตัว bearing ที่มากเกินไป อาจจะทำให้เกิด

การเปลี่ยนรูปแบบของการหล่อลื่นจาก hydrodynamic lubrication ไปเป็นการหล่อลื่นแบบ boundary lubrication ซึ่งเป็นการหล่อลื่นที่มีการเสียดสีกันระหว่างผิวของโลหะโดยตรง โดยที่ไม่มีน้ำมันหล่อลื่นมาเป็นตัวกลางในการหล่อลื่นได้ ซึ่งจะทำให้แรงเสียดทานของโลหะทั้งสองมีค่ามากขึ้น อันจะส่งผลให้กำลังงานสูญเสียมีค่ามากขึ้นได้ ฉะนั้นในการลดความฮาว์คมี่ของ bearing นั้น จึงต้องคำนึงถึงผลที่กล่าวนี้ด้วย สำหรับผลของการเปลี่ยนแปลงรัศมีของ crankshaft bearing ที่มีต่อ กำลังงานสูญเสียได้แสดงไว้ในรูป 6.1.2.2ก

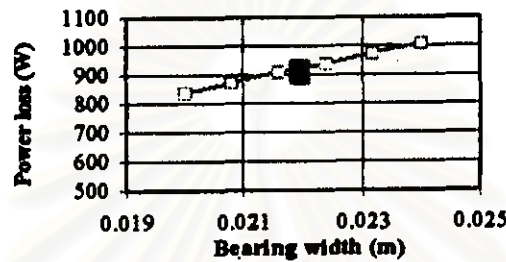
ข) ผลที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนค่าความกว้างของ crankshaft bearing พบว่า หน้ากว้างของ bearing ที่แคบจะมีการสูญเสียกำลังงานน้อยลง อันเนื่องจาก contact surface ระหว่างผิวการหล่อลื่นลดลง โดยผลของการลด contact surface ลงนั้น จะทำให้กำลังงานสูญเสียจากความหนืดลดลง สำหรับการลดหน้ากว้างของ bearing ที่มากเกินไปอาจจะเกิดการเปลี่ยนการหล่อลื่นจาก hydrodynamic lubrication ไปเป็น boundary lubrication เช่นเดียวกัน สำหรับผลจากการเปลี่ยนแปลงค่าความกว้างของ crankshaft bearing ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.2.2ข

ค) ผลที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนค่า radius clearance พบว่าขนาด clearance ที่กว้างขึ้นนั้นจะทำให้ hydrodynamic pressure ที่ชั้นน้ำมันหล่อลื่นมีค่าลดต่ำลง อันจะส่งผลให้กำลังงานสูญเสียจากความหนืดมีค่าลดลง สำหรับผลจากการเปลี่ยนแปลงค่า radius clearance ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียสามารถ แสดงไว้ในรูป 6.1.2.2ค

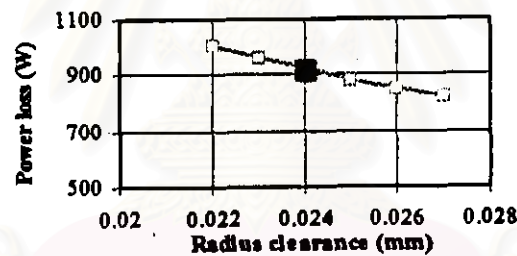
ง) ผลที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น พบว่าการลดค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นลง จะทำให้กำลังงานสูญเสียจากความหนืดลดลง อันเนื่องจากแรงเสียดทานจาก viscous fluid ที่ผิวของ bearing มีค่าลดลงนั่นเอง แต่ถ้าวัดค่าความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นมากเกินไปจะส่งผลให้รูปแบบการหล่อลื่นจาก hydrodynamic lubrication เปลี่ยนการหล่อลื่นเป็นแบบ boundary lubrication อันจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานของน้ำมันหล่อลื่นบนผิว bearing มีค่ามากขึ้น อันจะทำให้เกิดกำลังงานสูญเสียมากขึ้นตาม สำหรับผลของการเปลี่ยนแปลงค่าความหนืดที่มีต่อกำลังงานสูญเสียสามารถ แสดงไว้ในรูป 6.1.2.2ง



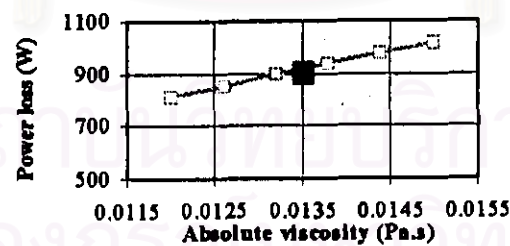
รูป 6.1.2.2ก แสดงผลของ radius bearing ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก crankshaft bearing



รูป 6.1.2.2ข แสดงผลของ bearing width ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก crankshaft bearing



รูป 6.1.2.2ค แสดงผลของ radius clearance ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก crankshaft bearing



รูป 6.1.2.2ง แสดงผลของ absolute viscosity ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก crankshaft bearing

6.1.2.3) ผลของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Piston ประกอบด้วย

ก) ผลเนื่องจาก piston clearance เป็นช่องว่างระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบพบว่า piston clearance ควรมีขนาดใหญ่ที่พอเหมาะในการลดแรงเสียดทานจากความหนืดของน้ำมันหล่อลื่นในกระบอกสูบ ถ้ามีค่ามากเกินไปอาจทำให้เกิด blow-by loss จากห้องเผาไหม้ได้ เป็นผล

ให้กำลังงานสูญเสียในส่วนของ combustion losses เพิ่มขึ้น สำหรับผลการเปลี่ยนแปลง piston clearance ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียแสดงไว้ในรูป 6.1.2.3ก

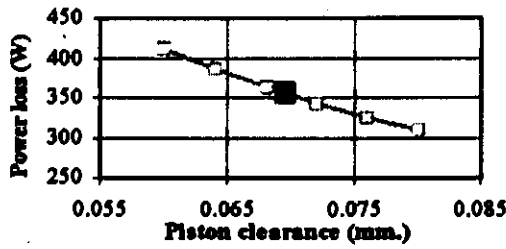
ข) skirt length ที่สั้นลง จะทำให้กำลังงานสูญเสียเนื่องจากความหนืดลดลง สำหรับตัว skirt ที่สั้นเกินไปจะมีผลต่อความแข็งแรงและการหล่อลื่นอาจจะเปลี่ยนรูปแบบการหล่อลื่นจาก hydrodynamic lubrication ไปเป็นแบบ boundary lubrication ได้ซึ่งจะทำให้เกิดสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างบนผิวกระบอกสูบกับลูกสูบมากขึ้น อันจะส่งผลให้กำลังงานสูญเสียเพิ่มขึ้น สำหรับผลการเปลี่ยนแปลง skirt length ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียแสดงไว้ในรูป 6.1.2.3ข

ค) ความหนืดของน้ำมันหล่อลื่น เป็นดัชนีของสารหล่อลื่นที่อยู่ระหว่างผิวของโลหะสองผิว จากผลการคำนวณแสดงให้เห็นว่าความหนืดควรมีค่าน้อย เพื่อลด viscous friction อันจะทำให้กำลังงานสูญเสียจากแรงเสียดทานจากความหนืดลดลง และถ้าพิจารณาจากรูป 6.1.2.3ค1 และ 6.1.2.3ค2 จะเห็นได้ว่า อิทธิพลของความหนืดที่มีต่อ piston ring จะมีค่ามากกว่าอิทธิพลของความหนืดที่มีต่อ piston skirt

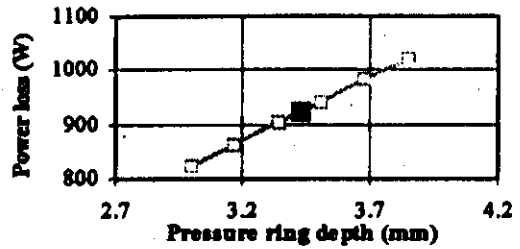
ง) ผลของระยะหน้ากว้างของ ring surface จากผลการคำนวณแสดงแนวโน้มว่าหน้ากว้างของ ring surface ควรจะมีขนาดแคบ ทั้งใน pressure ring และ oil ring เพื่อให้ผิวที่สัมผัสกับของไหลมีน้อยทำให้เกิดแรงเสียดทานจากความหนืดลดลง ดังแสดงในกราฟ รูป 6.1.2.3ง1 และ รูป 6.1.2.3ง2

จ) ผลของรัศมีของ crank arm ที่สั้นจะทำให้เกิดการสูญเสียกำลังงานน้อยลง อันเนื่องมาจาก crank arm ที่สั้นจะทำให้ mean piston speed มีค่าน้อยลง ส่งผลให้แรงเสียดทานเนื่องจากความหนืดลดลง สำหรับผลจาก crank arm ที่เกิดขึ้นใน piston skirt มีผลต่อกำลังงานสูญเสีย น้อยกว่า ผลที่เกิดขึ้นใน piston ring ดังแสดงในรูป 6.1.2.3จ1 และ 6.1.2.3จ2

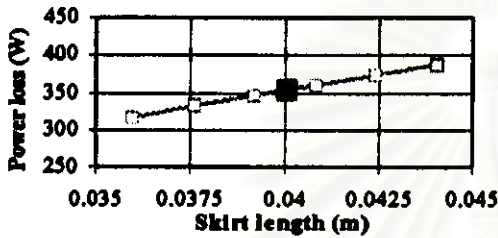
ฉ) ผลของเส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบ จากผลการคำนวณพบว่าขนาดของเส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบควรมีขนาดเล็กลง เพื่อลดพื้นที่ในการสัมผัสระหว่างผนังกระบอกสูบกับแหวนลูกสูบ ซึ่งจะทำให้แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นที่แหวนลดลง แต่เส้นผ่าศูนย์กลางกระบอกสูบมีความสัมพันธ์ผกผันกับ crank arm เนื่องจากความสัมพันธ์ของปริมาตรกระบอกสูบ อ้างอิงที่ปริมาตรกระบอกสูบเดียวกัน ฉะนั้น ตัว crank arm จะต้องมีความยาวขึ้น จากผลการคำนวณพบว่า ผลของการลดรัศมี crank arm จะทำให้กำลังงานสูญเสียลดลง มากกว่า การลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของกระบอกสูบดังแสดงในรูป 6.1.2.3ฉ1 และ รูป 6.1.2.3ฉ2



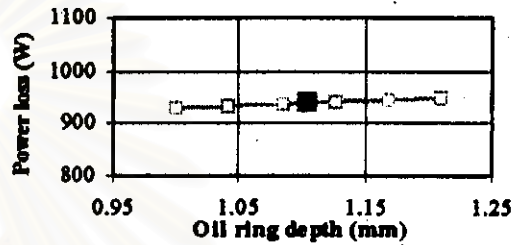
รูป 6.1.2.3ก แสดงผลของ piston clearance ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston skirt



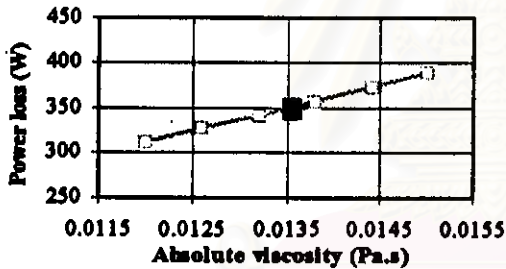
รูป 6.1.2.3ก1 แสดงผลของ pressure ring depth ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ring



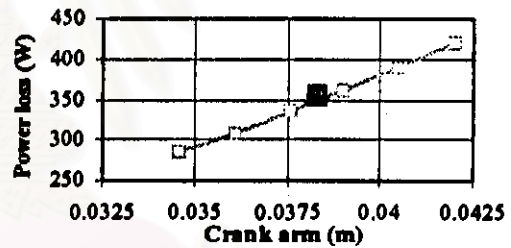
รูป 6.1.2.3ข แสดงผลของ skirt length ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston skirt



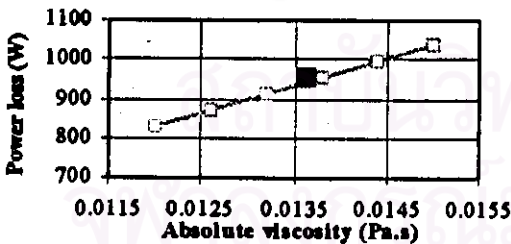
รูป 6.1.2.3ข2 แสดงผลของ oil ring depth ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ring



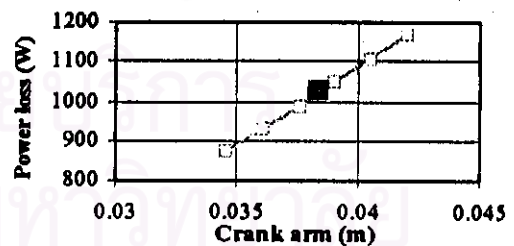
รูป 6.1.2.3ค1 แสดงผลของ absolute viscosity ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston skirt



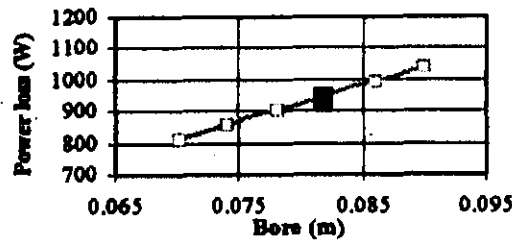
รูป 6.1.2.3ค1 แสดงผลของ crank arm ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston skirt



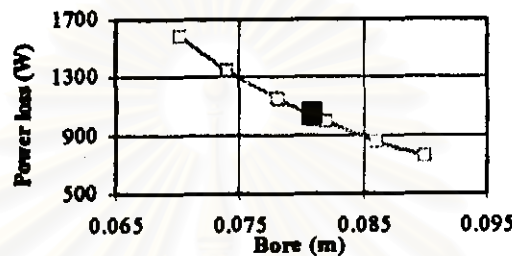
รูป 6.1.2.3ค2 แสดงผลของ absolute viscosity ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ring



รูป 6.1.2.3ค2 แสดงผลของ crank arm ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ring



รูป 6.1.2.3a1 แสดงผลของ bore (fix crank arm= 0.0386 m) ที่มีผลต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ring



รูป 6.1.2.3a2 แสดงผลของ bore (fix Vd= 1587 cc) ที่มีผลต่อกำลังงานสูญเสียจาก piston ring

6.1.2.4) ผลของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Cam system ประกอบด้วย

ก) ผลของรัศมีของ cam base ซึ่งเป็นรัศมีที่โคนของตัว cam base radius พบว่าถ้าขนาดของรัศมีเล็กลง จะส่งผลให้ต้องใช้ load ในการขับ camshaft น้อยลงดังแสดงผลในรูปที่ 6.1.2.4ก

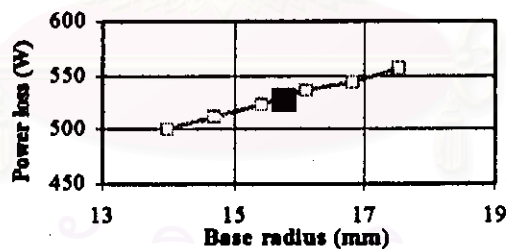
ข) ผลของการปรับค่าความยาวรัศมีของ cam tip radius ซึ่งเป็นส่วนโค้งที่ปลาย cam พบว่ากำลังสูญเสียเนื่องจาก cam tip radius มีความสัมพันธ์กับขนาดความยาวรัศมีของ cam base radius ซึ่งการที่จะลดกำลังสูญเสียในการขับ ระบบ cam system จะต้องพิจารณาค่าทั้งสองพร้อมกัน สำหรับผลการเปลี่ยนแปลงรัศมีของ cam tip radius ที่มากขึ้น มีผลต่อกำลังงานสูญเสียจาก cam system ลดลงเพียงเล็กน้อย ซึ่งผลของการเปลี่ยนแปลง cam tip radius ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย สามารถพิจารณาได้จากรูป 6.1.2.4ข

ค) ผลของระยะยกของตัว valve (ระยะที่ valve ถูกเปิด) พบว่าถ้าปรับระยะยกตัว valve ให้มีค่าน้อยลง จะทำให้เสียกำลังในการขับ cam น้อยลงด้วย แต่อย่างไรก็ตามระยะยกตัวของ valve ที่น้อยเกินไปจะมีผลทำให้ volumetric efficiency มีค่าลดต่ำลง ทำให้การไหลของ gas ไหลเข้าออกลำบาก อันจะส่งผลต่อการสูญเสียกำลังงานในส่วน valve flow work ทำให้ pumping losses มีค่าเพิ่มขึ้น ผลของการเปลี่ยนแปลง ระยะยก valve ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.2.4ค

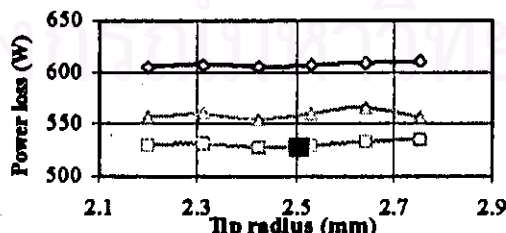
ง) ผลของ valve preloading เนื่องจากแรงกดเริ่มต้นจากการกดตัวของ spring ที่กระทำต่อ valve ตลอดทุกมุมของ cam angle โดยถ้า valve preloading มีค่าน้อยจะทำให้การสูญเสียกำลังงานอันเนื่องมาจากมีแรงต้านการเปิด ปิด valve น้อยลง สำหรับค่า preload ที่มีค่าต่ำเกินไปจะทำให้เกิดการรั่วของ gas ในช่วงการปิด valve ได้เช่นกัน ผลของการเปลี่ยนแปลง valve preloading ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.2.4ง

จ) ผลของ spring stiffness พบว่าการเลือกใช้ spring ที่มีค่า stiffness น้อยลงจะส่งผลให้การสูญเสียกำลังงานลดลง เนื่องจากแรงต้านในการเปิดปิด valve ลดลง อย่างไรก็ตามค่า spring stiffness ที่ต่ำเกินไปอาจจะทำให้เกิด valve bouncing ได้เนื่องจากแรงกดที่ได้จาก spring ไม่พอที่จะเอาชนะผลของ inertia load เนื่องจากการเคลื่อนที่ของตัว valve เอง ซึ่งผลของการเปลี่ยนแปลง spring stiffness ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.2.4จ

ฉ) ผลของการเปลี่ยนแปลงค่ามวลของตัว follower พบว่าน้ำหนัก follower ที่มากขึ้นจะทำให้เกิดกำลังสูญเสียลดลง ใน overhead camshaft นั้น inertia ของตัว follower จะช่วยกด valve ให้เปิด-ปิดได้สะดวกขึ้น แต่น้ำหนักที่มากเกินไปอาจทำให้เกิดอาการ valve bouncing ได้ถ้า spring stiffness นั้นไม่มากพอที่จะเอาชนะ inertia ในจังหวะที่ valve ปิดได้ ผลการเปลี่ยนแปลงมวลของตัว follower ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.2.4ฉ

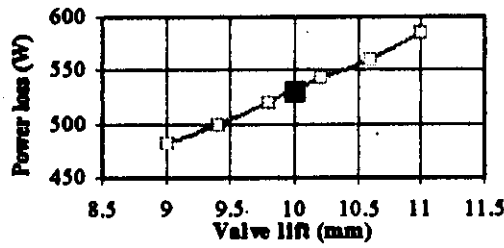


รูป 6.1.2.4ก แสดงผลของ base radius (tip radius=2.5mm) ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก cam system

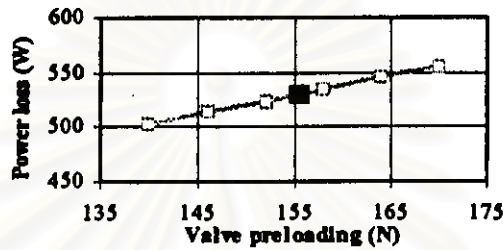


รูป 6.1.2.4ข แสดงผลของ tip radius ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย

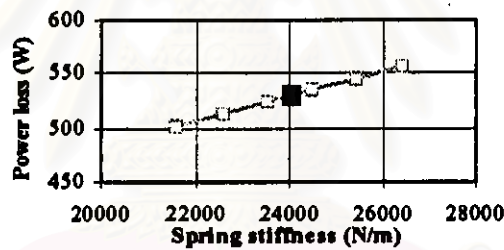
จาก cam system



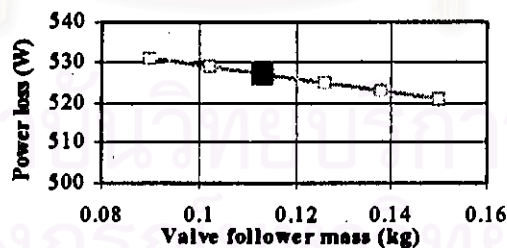
รูป 6.1.2.4ค แสดงผลของ valve lift ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก cam system



รูป 6.1.2.4จ แสดงผลของ valve preloading ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก cam system



รูป 6.1.2.4ค แสดงผลของ spring stiffness ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก cam system



รูป 6.1.2.4ด แสดงผลของ valve follower mass ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก cam system

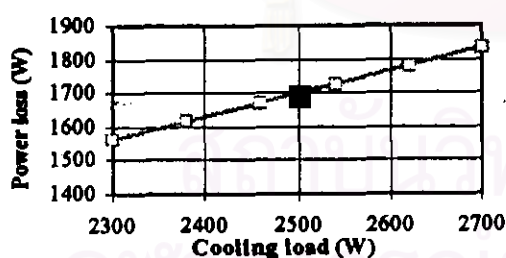
6.1.2.5) ผลของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Accessories load ประกอบด้วย

ก) ผลที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงภาระทางความร้อน(Cooling load) พบว่าภาระทางความร้อนที่ลดลง จะส่งผลให้กำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ compressor ลดลง สามารถดูรูป 6.1.2.5ก1 การลดภาระทางความร้อนสามารถทำได้โดยการควบคุมอุณหภูมิในห้องผู้โดยสารให้

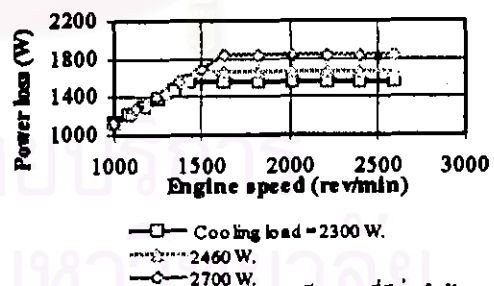
พอเหมาะ โดยไม่ปรับให้อุณหภูมิค้างจนเกินไป หรือลดภาระทางความร้อนที่ได้จากการแผ่รังสี โดยการใส่กระจกที่คิด 5mm กันรังสีความร้อนจากภายนอกห้องโดยสาร จากการพิจารณาผลการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ compressor พบว่าความเร็วรอบของเครื่องยนต์มีผลต่อกำลังงานสูญเสียในช่วงที่ความเร็วรอบไม่สูงนัก เนื่องจาก compressor ต้องทำงานตลอดเวลา เพื่อทำความเย็นในการเอาชนะภาระทางความร้อนที่เกิดขึ้นในห้องผู้โดยสารจนถึงความเร็วรอบที่ compressor สามารถทำความเย็นเอาชนะภาระทางความร้อนได้ Thermostat ก็จะควบคุมตัด-ต่อการทำงานของ compressor เป็นระยะ ดังนั้นในช่วงดังกล่าวความเร็วรอบจึงไม่มีอิทธิพลต่อกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ compressor ดังแสดงในรูป 6.1.2.5ก2

ข) ผลที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงขนาดของ rotor diameter ของ alternator พบว่า rotor diameter ที่มีขนาดเล็กลง จะทำให้กำลังงานสูญเสียในการขับลดลง เนื่องจากการลดลงของ windage loss ที่เกิดจากการเคลื่อนที่และแรงเสียดทานทางกลที่เกิดขึ้นที่ bearing ผลการเปลี่ยนแปลงขนาดของ rotor diameter ของ alternator ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.2.5ก

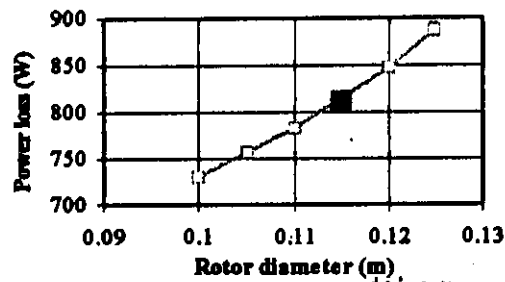
ค) ผลที่เกิดจากการลดขนาดของ rotor length ของ alternator จะทำให้กำลังงานสูญเสียในการขับลดลง ด้วยเหตุผลเช่นเดียวกับ ข้อ ค ซึ่งผลการเปลี่ยนแปลงขนาดของ rotor length ของ alternator ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.2.5ค



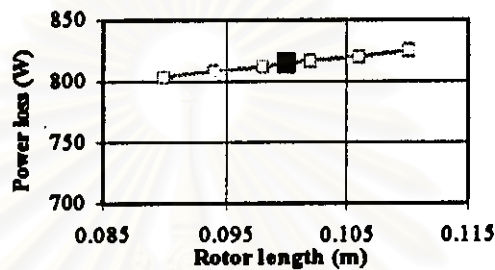
รูป 6.1.2.5ก1 แสดงผลของ cooling load ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ compressor



รูป 6.1.2.5ก2 แสดงผลของความเร็วรอบ ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับ compressor



รูป 6.1.2.5 ข แสดงผลของ rotor diameter ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจากการรับ alternator



รูป 6.1.2.5 ค แสดงผลของ rotor length ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจากการรับ alternator

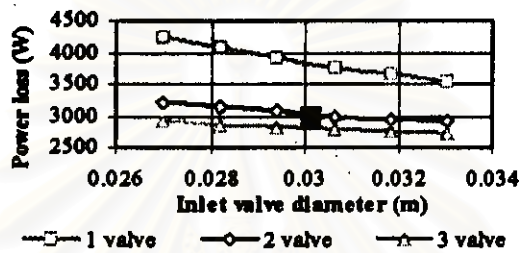
6.1.2.6) ผลของตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Pumping losses ประกอบด้วย

ก) ผลของขนาดของ inlet valve diameter พบว่า valve มีขนาดใหญ่จะส่งผลให้ mixture ไหลผ่าน valve ได้อย่างสะดวกทำให้ผลของ pumping losses ลดลง และ volumetric efficiency มีค่าเพิ่มขึ้น นั่นคือกำลังที่สูญเสียไปกับการไหลของ gas ผ่าน valve ลดลงหรือ valve flow work ลดลงนั่นเอง ผลการเปลี่ยนแปลงขนาดของ inlet valve ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก pumping losses แสดงไว้ในรูป 6.1.2.6 ก

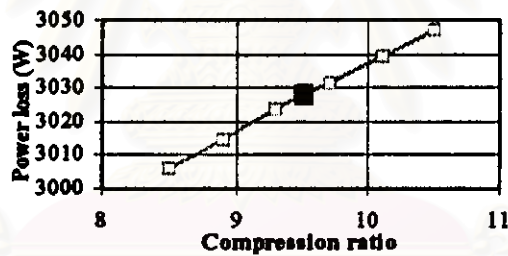
ข) ผลของจำนวน valve ในแต่ละกระบอกสูบ พบว่าถ้าในแต่ละกระบอกสูบมีจำนวน valve มากจะทำให้การไหลของ mixture ผ่านเข้าสู่ห้องเผาไหม้ดีขึ้นจึงทำให้ผลของ pumping losses น้อยลงด้วยเหตุผลเช่นเดียวกับข้อ ก ดังแสดงในรูป 6.1.2.6 ข

ค) ผลของอัตราส่วนกำลังอัด (compression ratio) ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย พบว่าอัตราส่วนกำลังอัดที่ต่ำลงจะทำให้ผลของ pumping losses ลดลงได้ เนื่องจากอัตราส่วนอัดที่สูงจะทำให้การรั่วของ gas ออกที่ด้านข้างของกระบอกสูบและส่วนต่างๆ ที่สามารถรั่วได้นั้นเพิ่มสูงขึ้น โดยการสูญเสียนี้เรียกว่า blow by loss ซึ่งผลของการสูญเสียดังกล่าวอาจจัดอยู่ในรูปของ pumping losses ฉะนั้นถ้าสามารถลดอัตราส่วนอัดให้ต่ำลงได้จะทำให้ pumping losses มีค่าลด

ลง เนื่องจาก blow by loss ที่ลดลงนั่นเอง อย่างไรก็ตามผลของอัตราส่วนอัดที่สูงขึ้นจะช่วยให้ thermal efficiency และ Net indicated power เพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้การเพิ่มขึ้นของ Net indicated power อันเนื่องจากการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดมีค่ามากกว่าการเพิ่มขึ้นของค่ากำลังงานสูญเสียใน pumping losses อิทธิพลของการเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนกำลังอัดที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก pumping losses แสดงไว้ในรูป 6.1.2.6ก



รูป 6.1.2.6ก แสดงผลของ inlet valve diameter ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก pumping losses



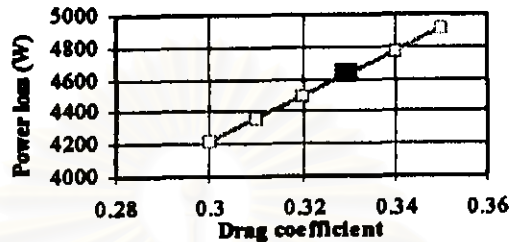
รูป 6.1.2.6ค แสดงผลของ compression ratio ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก pumping losses

6.1.3) ผลการวิเคราะห์ตัวแปรการที่มีต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของยานยนต์

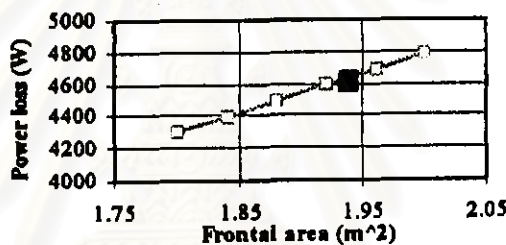
6.1.3.1) ผลการวิเคราะห์ตัวแปรการออกแบบที่มีต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Air resistance ประกอบด้วย

ก) ผลของ Drag coefficient ต่อกำลังงานสูญเสียจาก air resistance สรุปได้ว่า ผลของ drag coefficient ที่ต่ำลง ทำให้กำลังงานสูญเสียลดลง เนื่องจากแรงต้านอากาศที่กระทำต่อตัวถังรถยนต์ลดลง ซึ่งการปรับปรุงค่า drag coefficient นั้น สามารถทำได้จากการปรับปรุงรูปทรงของตัวถังรถยนต์ให้มีรูปทรงที่ ถูกลมและมีแรงต้านทานอากาศต่ำที่สุด สำหรับผลของการเปลี่ยนแปลงค่า drag coefficient ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก air resistance แสดงไว้ในรูป 6.1.3.1ก

ข) ผลของ Frontal area ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก air resistance พบว่า ถ้าค่า frontal area มีค่าน้อยลง จะทำให้กำลังงานสูญเสียลดลง ด้วยเหตุผลเช่นเดียวกับข้อ ก ซึ่งผลการเปลี่ยนแปลง frontal area ที่มีต่อกำลังงานสูญเสีย แสดงไว้ในรูป 6.1.3.1ข



รูป 6.1.3.1ก แสดงผลของ drag coefficient ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก air resistance



รูป 6.1.3.1ข แสดงผลของ frontal area ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก air resistance

6.1.3.2) ผลการวิเคราะห์ที่ตัวแปรการออกแบบต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของ Rolling resistance ประกอบด้วย

ก) ผลของ Rolling coefficient ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก rolling resistance

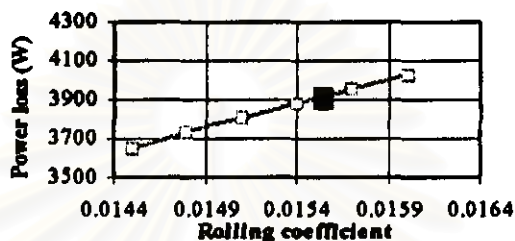
จากการคำนวณพบว่า ถ้า rolling coefficient มีค่าต่ำลงจะทำให้กำลังงานสูญเสียลดลง เนื่องจากแรงต้านทานการหมุนที่ล้อรถยนต์ลดลง ดังจะเห็นได้จากรูป 6.1.3.2ก ซึ่งค่า rolling coefficient จะขึ้นอยู่กับ สภาพยางรถยนต์, หน้ากว้างของยาง, ความดันลมในยางรถยนต์, ระบบรองล้อที่ล้อรถยนต์ และสภาพผิวและวัสดุของผิวถนน เราสามารถปรับปรุงให้มีค่า rolling coefficient ลดลงได้โดยวิธีการต่อไปนี้

- ก1) การลดขนาดของรองล้อ และการลดน้ำหนักของยานยนต์
- ก2) ใช้ยางรถยนต์ที่มีหน้าแคบลง
- ก3) สูบลมยางรถยนต์ให้มีความดันที่เหมาะสม

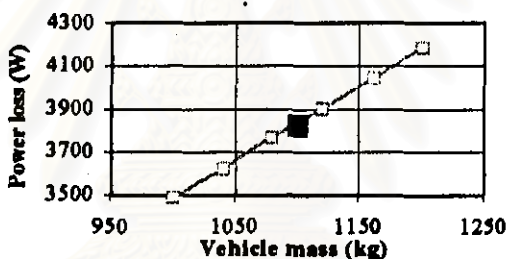
ก4) การใช้น้ำมันหล่อลื่นที่มีความหนืดต่ำ

ก5) การใช้ซีร่าน้ำมันชนิด Low-tension

ข) ผลของ Vehicle mass ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก rolling resistance พบว่าถ้า vehicle mass มีค่าลดลงจะทำให้กำลังงานสูญเสียที่เกิดขึ้นมีค่าลดลงไปด้วย เนื่องจาก vehicle mass เป็นเสมือนภาระ ในการขับเคลื่อนของรถยนต์ ดังแสดงให้เห็นในรูป 6.1.3.2ข



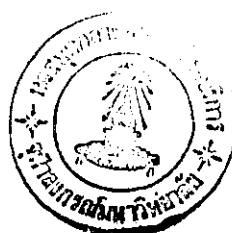
รูป 6.1.3.2ก แสดงผลของ rolling coefficient ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก rolling resistance



รูป 6.1.3.2ข แสดงผลของ vehicle mass ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจาก rolling resistance

6.2) ผลการวิเคราะห์หาค่าตัวแปรต่างๆ ที่ทำให้กำลังงานสูญเสียต่ำสุด

จากผลการคำนวณหาค่าตัวแปรต่างๆ ที่ทำให้เกิดกำลังงานสูญเสียต่ำสุดในช่วงที่พิจารณา ซึ่งช่วงดังกล่าว ตัวแปรต่างๆจะถูกกำหนดให้เพิ่มหรือลดค่าประมาณ $\pm 10\%$ จากข้อมูล baseline engine data ดังแสดงไว้ในภาคผนวก ข สามารถแสดงค่าตัวแปรในองค์ประกอบต่างๆ ได้ดังตาราง 6.2



ตารางที่ 6.2 สรุปตัวแปร(Optimum data) ที่ทำให้กำลังงานสูญเสียต่ำสุดในเครื่องยนต์
และยานยนต์

ตัวแปรการออกแบบ(optimum)	ค่าตัวแปร	ช่วงตัวแปรที่พิจารณา
ตัวแปรในส่วนของเครื่องยนต์		
ก.) ตัวแปรในส่วนของ Connecting rod bearing		
- Radius bearing at big-end , m	0.021	0.021 - 0.026
- Radius clearance at big-end , m	3.85×10^{-5}	3.15×10^{-5} - 3.85×10^{-5}
- Bearing width at big-end , m	0.02	0.02 - 0.024
- Radius bearing at small-end , m	0.01	0.01 - 0.012
- Radius clearance at small-end , m	2×10^{-5}	1.62×10^{-5} - 2×10^{-5}
- Bearing width at small-end , m	0.02	0.02 - 0.024
ข.) ตัวแปรในส่วนของ Crankshaft bearing		
- Radius bearing , m	0.021	0.021-0.026
- Bearing width , m	0.02	0.02-0.024
- Radius clearance , m	2.7×10^{-5}	2.2×10^{-5} - 2.7×10^{-5}
ค.) ตัวแปรในส่วนของ Piston		
- Piston clearance , mm	0.08	0.06-0.08
- Skirt length , m	0.036	0.036-0.044
- Pressure ring depth , mm	3	3-3.85
- Oil ring depth , mm	1	1-1.21
ง.) ตัวแปรในส่วนของ Cam system		
- Valve follower mass , kg	0.15	0.09-0.15
- Spring stiffness , N/m	21600	21600-26400
- Valve preloading , N	140	140-170
- Base radius , mm	14	14-17.5
- Tip radius ที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 1800 , mm	2.2	2.2-2.75
- Tip radius ที่ความเร็วรอบสูงกว่า 1800 , mm	2.42	2.2-2.75
- Valve lift , mm	9	9-11
จ.) ตัวแปรในส่วนของ Accessories load		
- Cooling load , W	2300	2300-2700
- Rotor diameter in alternator , m	0.1	0.1-0.125
- Rotor length in alternator , m	0.09	0.09-0.11
ฉ.) ตัวแปรในส่วนของ Pumping losses		
- กายของขนาด inlet valve diameter , m	0.033	0.027-0.033
ช.) ตัวแปรรวมสมการกำลังงานสูญเสียอื่นๆ		
- Absolute viscosity , Pa.s	0.012	0.012-0.015
- Piston bore , m	0.09	0.07-0.09
- Crank arm , m	0.03118	กำหนด V_d 1587 cc.

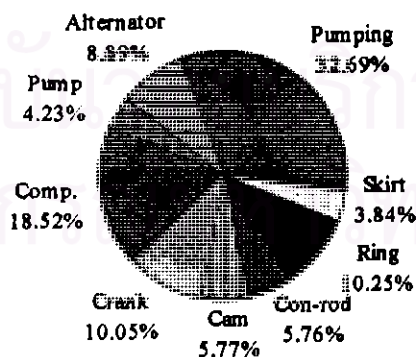
ตารางที่ 6.2 (ต่อ) สรุปตัวแปร(Optimum data) ที่ทำให้กำลังงานสูญเสียต่ำสุดในเครื่องยนต์ และยานยนต์

ตัวแปรการออกแบบ(optimum)	ค่าตัวแปร	ช่วงตัวแปรที่พิจารณา
ตัวแปรในฮวนของยานยนต์		
ข.) ตัวแปรในฮวนของ Air resistance		
- Drag coefficient	0.3	0.3-0.36
- Frontal area, m ²	1.75	1.75-2
ค.) ตัวแปรในฮวนของ Rolling resistance		
- Rolling coefficient	0.0145	0.0145-0.0168
- Vehicle mass, kg	1000	1000-1200

6.3) ผลการวิเคราะห์การศึกษาสัดส่วนของกำลังงานสูญเสียในแต่ละองค์ประกอบจาก

baseline engine data

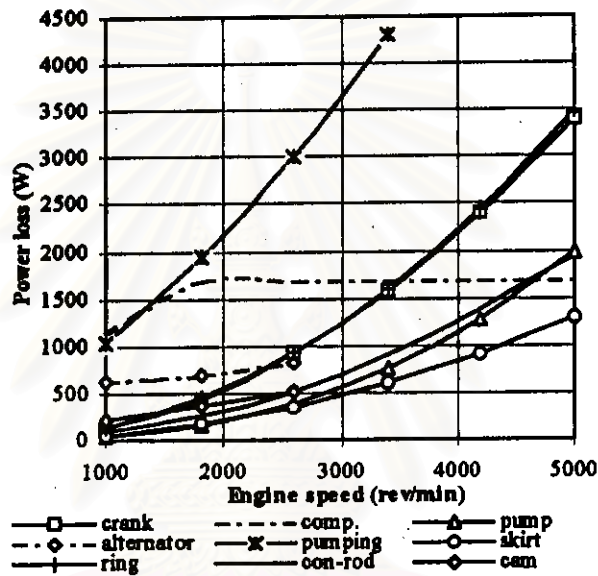
จากการวิเคราะห์กำลังงานสูญเสียของเครื่องยนต์ที่ความเร็ว 2600 รอบต่อนาที สามารถสรุปด้วยแผนภูมิวงกลมดังรูป 6.3 ซึ่งจะเห็นได้ว่า กำลังงานสูญเสีย จาก pumping losses มีบทบาทสูงสุดคิดเป็นราวร้อยละ 33 และกำลังงานสูญเสียจากภาระในการขับเคลื่อน compressor , piston ring , crankshaft bearing มีบทบาทราวร้อยละ 18.5 , 10.2 และ 10 ตามลำดับ ในขณะที่ water pump และ skirt มีบทบาทที่น้อยที่สุดคิดเป็นราวร้อยละ 4



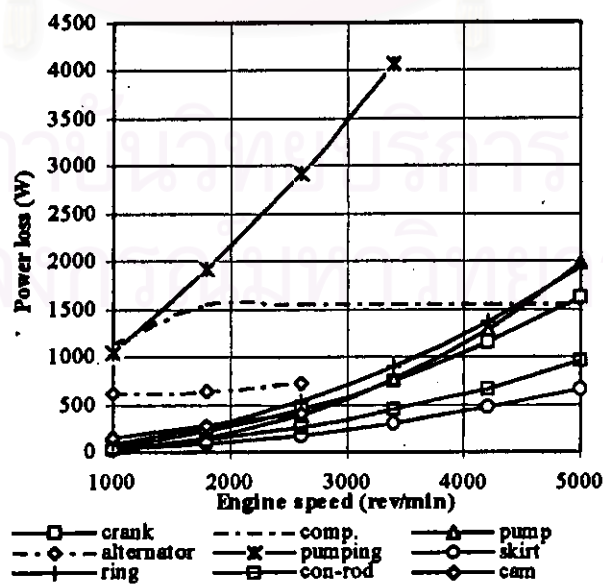
รูป 6.3 แสดงสัดส่วนกำลังงานสูญเสียของแต่ละองค์ประกอบของ baseline engine data ที่ความเร็วรอบ 2600 รอบต่อนาที

6.4) ผลการวิเคราะห์การศึกษากำลังงานสูญเสียในส่วนของเครื่องยนต์ และ ยานยนต์ จาก baseline engine data และ optimum data

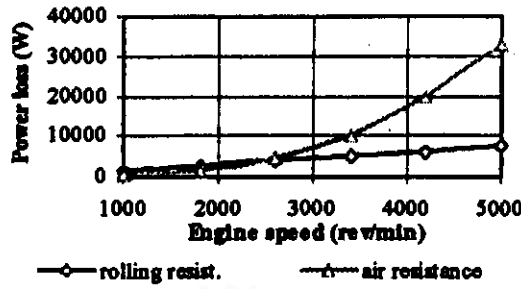
จากการวิเคราะห์เชิงทฤษฎีพบว่ากำลังงานสูญเสียในแต่ละส่วนมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงขึ้น โดยผลของกำลังงานสูญเสียจากเครื่องยนต์แสดงในรูป 6.4ก และ รูป 6.4ข ส่วนกำลังงานสูญเสียจากยานยนต์แสดงในรูปที่ 6.4ค และ รูป 6.4ง



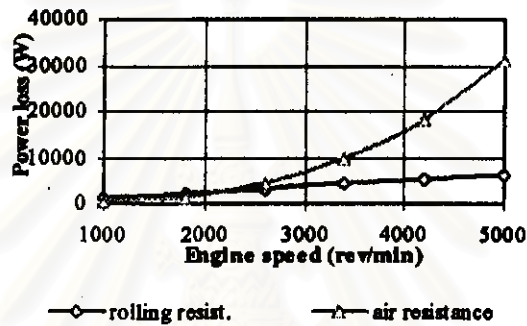
รูป 6.4ก แสดงผลของความเร็วยานยนต์ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจากข้อมูล baseline engine data ในแต่ละองค์ประกอบในส่วนเครื่องยนต์



รูป 6.4ข แสดงผลของความเร็วยานยนต์ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียจากข้อมูล optimum data ในแต่ละองค์ประกอบในส่วนเครื่องยนต์



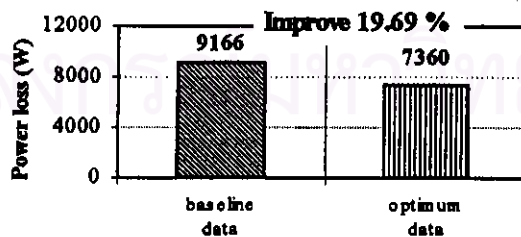
รูป 6.4ค แสดงผลของความเร็วยวรอบ ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของยานยนต์ จากข้อมูล baseline engine data



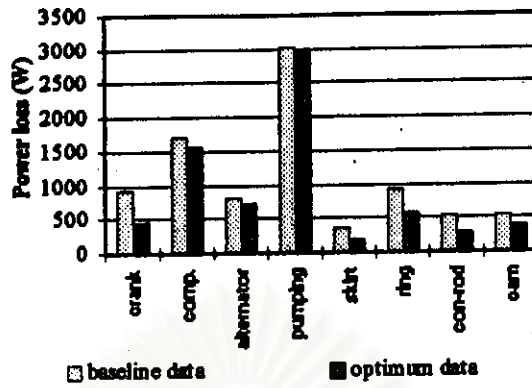
รูป 6.4ง แสดงผลของความเร็วยวรอบ ที่มีต่อกำลังงานสูญเสียในส่วนของยานยนต์ จากข้อมูล optimum data

6.5) ผลการเปรียบเทียบกำลังงานสูญเสียจาก baseline engine data กับ optimum data และวิเคราะห์สัดส่วนของแต่ละองค์ประกอบที่มีบทบาทต่อกำลังงานสูญเสีย

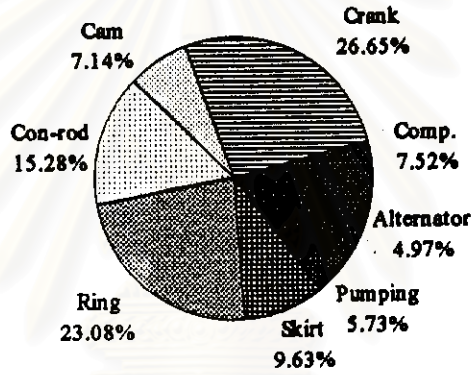
ผลที่ได้จากการวิเคราะห์เพื่อปรับปรุงตัวแปรต่างๆ พบว่าในส่วนของ connecting rod , piston ring และ crankshaft มีบทบาทในการลดกำลังงานสูญเสียได้เป็นอย่างมาก และการปรับปรุงตัวแปรการออกแบบในสัดส่วนอื่นๆ ดังแสดงในรูป 6.5ก - รูป 6.5ง



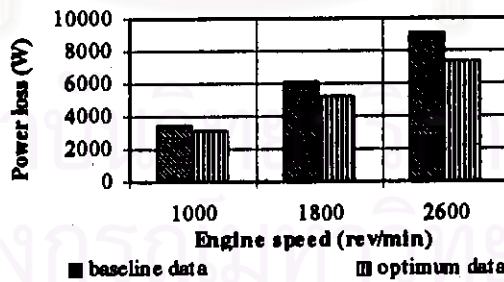
รูป 6.5ก แสดงการเปรียบเทียบกำลังงานสูญเสียเครื่องยนตร์ระหว่างข้อมูลตัวแปรของ baseline กับ optimum ที่ความเร็วยวรอบ 2600 รอบต่อนาที



รูป 6.5บ แสดงการเปรียบเทียบกำลังงานสูญเสียในแต่ละองค์ประกอบของเครื่องยนต์ ระหว่างข้อมูลตัวแปรของ baseline กับ optimum ที่ความเร็วรอบ 2600 รอบต่อนาที



รูป 6.5ค แสดงสัดส่วนการลดกำลังงานสูญเสียแต่ละองค์ประกอบของ baseline engine data เมื่อปรับให้ตัวแปรต่างๆ มีค่าตาม optimum data ที่ความเร็วรอบ 2600 รอบต่อนาที



รูป 6.5ง แสดงการเปรียบเทียบกำลังงานสูญเสียรวมของเครื่องยนต์จาก optimum data กับ baseline data ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ต่างๆ