



รตประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง



นายปฏิภาณ อินพระบาท

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

ปีงบประมาณ 2549

งานห้องสมุดกลางเทคโนโลยี
นักวิทยบริการและแม่ข่ายบริการคอมพิวเตอร์
..... - 5 ส.ก. 2002
เลขทะเบียน..... 000191
เลขหมู่..... ๖๔

๒๕๔๘

หัวข้องานวิจัย                    รถประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง  
โดย                                        นายปฏิภาณ ถิ่นพระบาท  
ปีงบประมาณ                        2549  
สาขาวิชา                            วิศวกรรมเครื่องกล

---

### บทคัดย่อ

โลกของเราทุกวันนี้มีอัตราการใช้พลังงานเพิ่มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยพลังงานส่วนใหญ่จะเป็นพลังงานเชื้อเพลิงที่ได้จากน้ำมันปิโตรเลียม ซึ่งเป็นทรัพยากรธรรมชาติที่ใช้แล้วไม่สามารถนำกลับมาใช้ได้อีก และกระบวนการเกิดน้ำมันซึ่งเป็นวัตถุดิบที่ใช้กลั่นเป็นน้ำมันต่างๆที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันต้องอาศัยระยะเวลาในการเกิดน้ำมันดิบเป็นเวลานาน ดังนั้นการใช้ทรัพยากรน้ำมันจะต้องใช้ให้เกิดประโยชน์และคุ้มค่าที่สุดอย่างสูงสุด การสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิงจึงเป็นรูปแบบหนึ่งที่มีประสิทธิภาพในการลดการสูญเสียพลังงานเชื้อเพลิง

การสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิงได้เน้นการออกแบบทรงตัวถังเป็นทรงหยดน้ำ เพื่อลดแรงต้านทานอากาศ โดยตัวถังจะเป็นแบบคลุมหมดเพื่อลดแรงต้านทานจากอากาศหมุนวน และเลือกใช้อลูมิเนียมในการทำตัวถังเพื่อให้มีน้ำหนักเบา ในส่วนของเครื่องยนต์ได้มีการปรับปรุงให้มีการเผาไหม้ได้สมบูรณ์ยิ่งขึ้นโดยเพิ่มหัวเทียนเป็น 2 หัว เพื่อให้เผาไหม้เชื้อเพลิงได้อย่างหมดจด และติดตั้งสไลด์กระเบื้องวาล์วไอดีเพื่อตัดการกินน้ำมันของเครื่องยนต์ขณะดับเครื่องเพื่อที่จะได้ใช้เชื้อเพลิงได้อย่างคุ้มค่า

การทดสอบหาค่าประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงของรถประติษฐานดังกล่าว เป็นแบบเก็บข้อมูลที่ทางคณะผู้จัดทำสร้างขึ้นเองซึ่งได้จากการค้นคว้าทางทฤษฎีจากเอกสารประกอบการสอนสาขาวิชาวิศวกรรมยานยนต์ โดยตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อการประหยัดเชื้อเพลิงคือ แรงเสียดทาน ซึ่งมีทั้งแรงเสียดทานที่พื้นถนนและแรงเสียดทานของอากาศ ทำให้ต้องออกแบบรถให้มีแรงเสียดทานน้อยที่สุดด้วยการทำตัวถังรถเป็นทรงหยดน้ำแบบคลุมหมด และปรับแต่งมุมล้อทุกครั้งก่อนการซ้อมและลงแข่ง ซึ่งผลการทดสอบโดยการเข้าร่วมแข่งขัน โครงการฮอนด้าประหยัดเชื้อเพลิงปีที่ 7 โดยทำการแข่งรุ่นรถประติษฐานประเภทอุดมศึกษา 125 CC. 3 ครั้ง สามารถทำสถิติค่าประหยัดเชื้อเพลิงสูงสุดเท่ากับ 543.018 กม. / ลิตร ที่ใช้ความเร็ว 25 กม. / ชั่วโมง

**Research Title**           Econo Power Car  
**By**                             Mr. Padipan Tinprabath  
**Department**             Mechanical Engineering  
**The budget year**         2006

### ABSTRACT

Nowadays the fuel energy is consumed more than it was used in the past and most of energy used comes from petroleum which is not reuseable. Moreover, the crude oil which is raw material to be refined is likely to take place in nature; it usually takes a long time. Therefore, this natural resource must be used efficiently to maximize its benefits. Constructing Econo Power Car will be one of many methods to decrease the energy consumption.

The Econo Power Car was designed to be water drop in order to reduce the wind resistance. The body was designed to cover all parts in order to decrease the circulation of air and the lightweight aluminium alloys were the materials to use. Besides the engine was improved to increase the complete combustion by adding 2 more spark plugs and an inlet valve rocker arm slide was installed to reduce the energy consumption of the engine while it was turn off.

The test to find out the economy rate was done by collecting data based on the theory from the Automotive Engineering. The crucial factors affecting the economical fuel consumption was frictions which were friction of the road and friction of the air. Therefore, the design to be water drop-shaped with closed cover was done to reduce friction and the wheels were adjusted everytime before competition. The results revealed that it achieves the goal. From the 7<sup>th</sup> Honda Econo Power it could save energy at the rate 543.018 km per litre at the speed 25 km per hours.

## กิตติกรรมประกาศ

การจัดทำงานวิจัย รถประหยัคน้ำมันเชื้อเพลิงสามารถถู่วงตามวัตถุประสงค์ที่ได้กำหนดไว้ไปได้ด้วยดี เนื่องจากได้รับความช่วยเหลืออย่างยิ่งจาก ผศ.สมใจ เพียรประสิทธิ์ ซึ่งกรุณาให้คำปรึกษาและแนะนำในการแก้ไขปรับปรุงงานวิจัยจนสำเร็จตามวัตถุประสงค์ด้วยดี และขอขอบคุณนักศึกษาปริญญาตรีสาขาวิศวกรรมเครื่อง ได้แก่ นายพิชัย ฉินทองประเสริฐ นายศุภชัย หลักล้า นายอาทิตย์ ปัทมเมธิน นายสุพจน์ รังรักษ์ ที่ช่วยเหลือตลอดการทำงานวิจัยครั้งนี้

ในการดำเนินจัดทำงานวิจัยครั้งนี้ ขอขอบคุณบริษัท เอ. พี. ฮอนด้า จำกัด ที่ให้โอกาสได้เข้าร่วมการแข่งขันฮอนด้าประหยัคน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งเป็นประโยชน์ในการทำการทดลองของงานวิจัยนี้เป็นอย่างมากและขอขอบคุณทุกคนที่คอยช่วยเหลือและให้กำลังใจมาตลอดมา



(นายปฏิภาณ ถิ่นพระบาท)





## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อ	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	ญ
สารบัญรูป	ฎ
บทที่	
1. บทนำ	
1.1 หลักการและเหตุผล	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 ทฤษฎีการสมดุลของแรง	3
2.2 แรงตามแนวแกน	3
2.3 แรงเฉือน	4
2.4 โมเมนต์ของแรง	4
2.5 โมเมนต์ดัด	4
2.6 คาน	5
2.7 ค่าความปลอดภัย	5
2.8 มุมล้อรถยนต์	7
2.9 กลไกบังคับเลี้ยวแบบเดวิส	12
2.10 รัศมีวงเลี้ยว	14
2.11 การวิ่งบนทางโค้งของรถยนต์	14
2.12 การพลิกคว่ำของรถยนต์	14
2.13 การรับน้ำหนักของรถยนต์	15
2.14 แรงต้านทานจากลม	17

## สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
2.15 แรงต้านทานการหมุนของล้อ	17
2.16 แรงต้านทานเนื่องจากการเร่ง	18
2.17 อัตราทดเฟืองและขนาดของเฟือง	19
2.18 ระบบส่งกำลัง	20
2.19 การคำนวณหาอัตราทดที่ต้องการ	21
2.20 แรงในแนวเส้นสัมผัส	22
2.21 แรงหนีศูนย์กลาง	22
2.22 การหาจำนวนข้อโซ่	23
2.23 การหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ที่แท้จริง	24
2.24 การเส้นผ่านศูนย์กลางพิสัยของเฟืองโซ่	24
2.25 การหาจุดเซนทรอยด์ของรูปทรง	25
2.26 หลักการทำงานของเครื่องยนต์	25
2.27 คาร์บูเรเตอร์	29
2.28 คลัทช์อัตโนมัติแบบเปียกหลายแผ่น	31
2.29 การสันดาปของเครื่องยนต์	32
2.30 วัฏจักรออตโท	33
2.31 การถ่ายเทความร้อนผ่านครีบบระบายความร้อน	37
3. การคำนวณและการออกแบบ	
3.1 ลำดับขั้นตอนการดำเนินงาน	40
3.2 การออกแบบโครงสร้างรถ	42
3.3 การคำนวณหาจุดเซนทรอยด์ของตัวรถในแนวแกน x	42
3.4 การคำนวณหาจุดเซนทรอยด์ของตัวรถในแนวแกน y	43
3.5 การคำนวณหาหน้าหนักที่กระทำกับล้อ	45
3.6 การคำนวณหาขนาดของแกนล้อหน้า	47
3.7 การคำนวณหาขนาดของแกนล้อหลัง	49
3.8 การคำนวณหาคำสั่งที่ใช้ในการขับเคลื่อน	50
3.9 การคำนวณหาอัตราทดเฟืองและขนาดของเฟืองโซ่	52

## สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3.10 การคำนวณหาค่าถังที่ใช้เลือกโซ่	55
3.11 การคำนวณหาองศาและรัศมีโค้งของรถ	58
3.12 การคำนวณหารัศมีวงโค้งหน้าด้านใน	60
3.13 การคำนวณหารัศมีวงโค้งของล้อหน้าด้านนอก	60
3.14 การคำนวณหาความเร็วสูงสุดในการเข้าโค้ง	60
3.15 การคำนวณหาอัตราส่วนการอัด	61
3.16 การคำนวณหาอัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง	61
3.17 การคำนวณหาวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์	62
3.18 การคำนวณหา การถ่ายเทความร้อนของครีป	64
3.19 ขั้นตอนการปรับปรุงเครื่องยนต์	64
3.20 ขั้นตอนการสร้างและประกอบรถแข่งขั้นประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง	65
4. วิธีการทดสอบและผลการทดสอบ	
4.1 ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ	72
4.2 ผลการทดสอบ	77
4.3 ผลการแข่งขั้นฮอนด้าประหยัดเชื้อเพลิง ปีที่ 7	81
5. สรุปผลและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดลอง	82
5.2 ข้อเสนอแนะ	83
5.3 อุปสรรคในการดำเนินการ	83
<b>บรรณานุกรม</b>	<b>84</b>
ภาคผนวก ก. ตารางคุณสมบัติต่างๆ	85
ภาคผนวก ข. แบบรถประหยัดเชื้อเพลิง	101
ภาคผนวก ค. คู่มือการใช้งานรถแข่งขั้นประหยัดเชื้อเพลิง	111

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 ค่าความปลอดภัย	6
2.2 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านทานของลม	17
2.3 ประสิทธิภาพของระบบส่งกำลัง	18
3.1 แสดงค่าวัสดุ	70
4.1 รายละเอียดที่มีการปรับปรุง	73
4.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 1 (โดยใช้ระยะทาง 6000 เมตร)	77
4.3 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 2 (โดยใช้ระยะทาง 6000 เมตร)	78
4.4 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 3 (โดยใช้ระยะทาง 6000 เมตร)	79



## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงแรงสามแรงที่มากระทำร่วมกัน	3
2.2 แสดงลักษณะเครื่องหมายของแรงตามแนวแกน	4
2.3 แสดงลักษณะของเครื่องหมายของแรงเฉือน	4
2.4 แสดงลักษณะและเครื่องหมายของ โมเมนต์คัต	5
2.5 แสดงตำแหน่งมุมแคมเบอร์	7
2.6 แสดงมุมแคมเบอร์บวก	8
2.7 แสดงมุมแคมเบอร์ลบ	9
2.8 แสดงการจัดมุมโทอินท์ระยะด้านหน้าล้อแคบกว่ามุมโทเข้าที่	11
2.9 แสดงมุม Toe -In	11
2.10 แสดงมุม Toe - Out	12
2.11 แสดงกลไกบังคับเลี้ยวแบบเดวิส (Davis)	12
2.12 แสดงไคอะแกรมของรถจากค้ำหลังและแรงที่กระทำเมื่อเลี้ยวซ้าย	15
2.13 แสดงการรับน้ำหนักของรถที่มี 3 ล้อ	15
2.14 แสดงสายพานโซ่ลูกกลิ้ง	21
2.15 แสดงแรงในแนวเส้นสัมผัส	22
2.16 แสดงการแยกแรงหนีศูนย์กลาง $F_c$ ออกเป็น $F_{ct}$	23
2.17 แสดงการทำงานในจังหวัดอุด	26
2.18 แสดงการทำงานในจังหวัดอัด	27
2.19 แสดงการทำงานในจังหวัดกำลัง	27
2.20 แสดงการทำงานในจังหวัดคาย	28
2.21 แสดงลื่นไอสเลียและลื่นไอดีทำงานพร้อมกัน	28
2.22 แสดงหลังการทำงานอย่างง่าย ๆ ของระบบเชื้อเพลิงที่ใช้คาร์บูเรเตอร์	29
2.23 แสดงส่วนประกอบคลัทช์อัตโนมัติแบบเปียกหลายแผ่น	31
2.24 แสดงการทำงานในตำแหน่งไม่ต่อกำลัง	31
2.25 แสดงการทำงานในตำแหน่งต่อกำลัง	32
2.26 แสดงการทำงานของคลัทช์ที่ใช้ลูกปืนแทนดรัมเหวี่ยง	32
2.27 วัฏจักรออทโท	36

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.28 กราฟประสิทธิภาพความร้อน	37
2.29 การใช้ครีบริบายความร้อน	37
2.30 แสดงประสิทธิภาพของครีบริทงสี่เหลี่ยมผืนผ้า	38
2.31 แสดงประสิทธิภาพของครีบริทงต่างๆ	39
3.1 แผนภูมิแสดงการสร้างรถประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง	41
3.2 แสดงพื้นที่ของจุดเซนทรอยด์ในแนวแกน x	42
3.3 แสดงพื้นที่ของจุดเซนทรอยด์ในแนวแกน y	43
3.4 แสดงการรับน้ำหนักของรถ 3 ล้อ	46
3.5 แสดงแรงที่กระทำในแนวแกนล้อหน้า	47
3.6 แสดงแรงที่กระทำในแนวแกนล้อหลัง	49
3.7 แสดงการเชื่อมโครงรถและติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับโครงรถ	66
3.8 แสดงการติดตั้งชุดบังคับเลี้ยวและติดตั้งล้อหน้า	66
3.9 แสดงชุดบังคับเลี้ยวล้อหน้าติดตั้งเสร็จแล้วที่ติดตั้งเสร็จแล้ว	67
3.10 แสดงการติดตั้งชุดคลัทซ์และ โช้	67
3.11 แสดงการติดตั้งชุดขับเคลื่อนล้อหลัง	68
3.12 แสดงการติดตั้งชุดเบรกที่ล้อหลัง	68
3.13 แสดงการติดตั้งมาตรวัดความเร็ว	69
3.14 แสดงรถแข่งขันประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ประกอบเสร็จ	69
4.1 แสดงการตรวจสอบระดับน้ำมันเชื้อเพลิงก่อนวิ่งทดสอบ	75
4.2 แสดงการเตรียมความพร้อมก่อนการทดสอบและเริ่มทดสอบที่จุดสตาร์ท	75
4.3 แสดงการวิ่งทดสอบตามวิธีต่างๆ ที่ได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์	76
4.4 แสดงการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงหลังจากที่ได้ทำการทดสอบ	76
4.5 แสดงการบันทึกผลการทดสอบ	77
4.6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบในการปรับปรุงเครื่องยนต์ในแต่ละครั้งที่มีการทดสอบ	80

## บทที่ 1

### บทนำ

#### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

ในสภาวะปัจจุบันการใช้พลังงานมีอัตราเพิ่มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง เพื่อสนองความต้องการในด้านการพัฒนาและนำไปสู่ความเจริญรุ่งเรือง พลังงานจากทรัพยากรธรรมชาติที่สำคัญที่มีการใช้กันมากได้แก่ พลังงานเชื้อเพลิงจากปิโตรเลียม ซึ่งนับวันยิ่งจะหมดไปทำให้ประสบปัญหาในการจัดหาและราคาของพลังงานดังกล่าวก็จะยิ่งสูงขึ้นตามมา ประกอบกับประเทศไทยต้องนำเข้าเชื้อเพลิงจากต่างประเทศ จึงทำให้ต้องสูญเสียเงินตราให้กับต่างประเทศเป็นจำนวนมาก หน่วยงานต่าง ๆ ทั้งภาครัฐ และเอกชนต่าง หามาตรการต่าง ๆ เพื่อลดการสูญเสียเงินตราดังกล่าวทั้งการสรรหาแหล่งพลังงานทดแทน ทำการรณรงค์และออกมาตรการต่าง ๆ เพื่อลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิง

ยานพาหนะนับเป็นสิ่งสำคัญที่มีส่วนในการเผาผลาญทรัพยากรพลังงานเชื้อเพลิงไปเป็นจำนวนมาก จึงทำให้หน่วยงานต่าง ๆ ที่เกี่ยวข้องได้หันมารณรงค์เพื่อที่จะลดการสูญเสียพลังงานเชื้อเพลิงที่ใช้กับยานพาหนะต่าง ๆ ในปัจจุบันนี้ จึงนับได้ว่าการลดการสูญเสียพลังงานเชื้อเพลิงเป็นแนวทางหนึ่งที่ได้ให้มีการศึกษาและพัฒนาหลากหลายรูปแบบเพื่อที่จะยืดเวลาการหมดไปของพลังงานเชื้อเพลิงให้ยาวนานที่สุด โดยบริษัท เอ.พี.ฮอนด้า จำกัด ที่ดำเนินธุรกิจจำหน่ายรถจักรยานยนต์ในประเทศไทยเป็นเวลานาน ได้มีการสนับสนุนกิจกรรมรูปแบบต่างๆเพื่อส่งเสริมจิตสำนึกการอนุรักษ์พลังงานและสนับสนุนเยาวชนไทยในการใช้เวลาว่างให้เป็นประโยชน์ รวมทั้งเพื่อพัฒนาทักษะในด้านวิศวกรรมยานยนต์นั้น บริษัท เอ.พี.ฮอนด้า จำกัด ได้รับการสนับสนุนจากหน่วยงานภาครัฐและเอกชน ที่เกี่ยวข้องในการจัดกิจกรรมแข่งขันรถจักรยานยนต์ฮอนด้าประหยัดเชื้อเพลิงในประเทศไทย ซึ่งกิจกรรมนี้มีการจัดขึ้นอย่างต่อเนื่องนับตั้งแต่ปี พ.ศ. 2541 เป็นต้นมา โดยการสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิงเป็นรูปแบบหนึ่งที่มีประสิทธิภาพในการลดการสูญเสียพลังงานเชื้อเพลิง

ดังนั้นผู้จัดทำโครงการนี้ได้ตระหนักถึงความสำคัญของการประหยัดน้ำมันจึงได้เข้าร่วมการแข่งขันรถประหยัดเชื้อเพลิงดังกล่าว และได้จัดสร้างรถแข่งขันประหยัดเชื้อเพลิง เพื่อเข้าร่วมโครงการการแข่งขันรถประหยัดเชื้อเพลิงของบริษัท เอ.พี.ฮอนด้า จำกัด ที่จัดขึ้น ครั้งที่ 7 ในปี พ.ศ.

## 1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

- 1.2.1 เพื่อศึกษาตัวแปรที่มีผลกระทบต่อการประหยัดเชื้อเพลิง
- 1.2.2 เพื่อออกแบบและสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิง
- 1.2.3 เพื่อสามารถปรับแต่งให้เครื่องยนต์มีประสิทธิภาพสูงสุด
- 1.2.4 เพื่อเข้าร่วมการแข่งขันรถประหยัดเชื้อเพลิงของ บริษัท เอ. พี. ฮอนด้า(จำกัด)
- 1.2.5 เพื่อนำความรู้และทฤษฎีที่เกี่ยวข้องมาประยุกต์ใช้ในการสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิง

## 1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

- 1.3.1 สร้างรถประหยัดเชื้อเพลิงที่มีอัตราการประหยัดเชื้อเพลิงไม่น้อยกว่า 350 กิโลเมตร/ลิตร ที่ความเร็วไม่ต่ำกว่า 25 กิโลเมตร / ชั่วโมง
- 1.3.2 ใช้เครื่องยนต์ 1 สูบ 4 จังหวะ ปริมาตรกระบอกสูบ 124.9 ซีซี
- 1.3.3 รถต้องมีล้อสัมผัสกับผิวถนนตลอดเวลาไม่ต่ำกว่า 3 ล้อ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 20 นิ้ว
- 1.3.4 ความกว้างฐานล้อไม่ต่ำกว่า 50 ซม.
- 1.3.5 ความยาวฐานล้อไม่ต่ำกว่า 100 ซม.
- 1.3.6 รถต้องมีเบรกไม่ต่ำกว่า 2 ชุด
- 1.3.7 ลักษณะถนนที่ใช้ในการทดสอบ อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถประหยัดเชื้อเพลิงจะต้องเป็นถนนที่มีผิวเรียบ และการจราจรไม่แออัด
- 1.3.8 เป็นรถต้นแบบ เพื่อใช้ในการแข่งขันรถประหยัดเชื้อเพลิงของบริษัท เอ. พี. ฮอนด้า(จำกัด)

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 ได้ทราบตัวแปรที่มีผลกระทบต่อการประหยัดเชื้อเพลิง
- 1.4.2 ได้รถประหยัดเชื้อเพลิง
- 1.4.3 ได้เข้าร่วมการแข่งขันรถประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงของ Honda
- 1.4.4 ได้นำความรู้ในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ได้ศึกษามาใช้ในการทำงานจริง
- 1.4.5 เป็นการประชาสัมพันธ์ชื่อเสียงของมหาวิทยาลัย



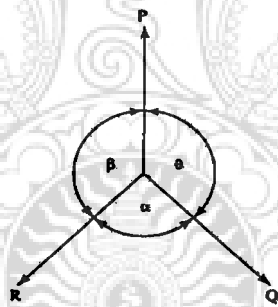
## บทที่ 2

### ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

สำหรับในบทที่ 2 จะมีรายละเอียดที่เกี่ยวกับทฤษฎีที่นำมาใช้ประกอบในการจัดทำโดยมีการรวบรวมข้อมูลรายละเอียดต่างๆ ที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

#### 2.1 ทฤษฎีการสมดุลของแรง

ในกรณีที่มีแรงสามแรงมากระทำร่วมกัน ณ จุดหนึ่ง ๆ และอยู่ในระนาบเดียวกัน แล้วทำให้จุด ๆ นั้นอยู่ในสภาวะสมดุล ดังแสดงในรูปที่ 2.1 อัตราส่วนของแรงต่อค่า sin ของมุมตรงกันข้าม จะมีค่าเป็นปฏิภาคต่อกัน



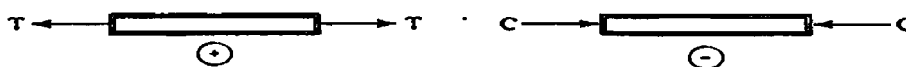
รูปที่ 2.1 แสดงแรงสามแรงที่มากระทำร่วมกัน

ตามทฤษฎีของลาไม จะได้ว่า

$$\frac{P}{\sin\alpha} = \frac{Q}{\sin\beta} = \frac{R}{\sin\theta} \quad (2.1)$$

#### 2.2 แรงตามแนวแกน

แรงตามแนวแกนหมายถึงแรงที่พยายามส่งผลให้ชิ้นส่วนของโครงสร้างอัดตัว ( Compress ) หรือถูกดึงให้อัดออก ( Tensile ) ตามแนวแกนของชิ้นส่วนนั้น โดยถือว่าแรงดึงให้คิดเครื่องหมายเป็นบวก ( + ) และแรงอัดให้คิดเครื่องหมายเป็นลบ ( - ) ดังแสดงในรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 แสดงลักษณะเครื่องหมายของแรงตามแนวแกน

### 2.3 แรงเฉือน

แรงเฉือน หมายถึง แรงที่พยายามส่งผลชิ้นส่วนของ โครงสร้างถูกเฉือนให้ขาดออกจากกันในแนวที่แรงกระทำ โดยถือว่าแรงเฉือนที่พยายามเฉือนส่วนของ โครงสร้างในลักษณะทำให้ซีกขวามือของ ชิ้นส่วนเฉือนขาดลงจากซีกซ้ายมือหรือโมเมนต์ของแรงคู่ควบที่เกิดจากแรงเฉือนนี้เป็น โมเมนต์ตามเข็มนาฬิกา ให้คิดเครื่องหมายเป็น + ในทำนองเดียวกัน แรงเฉือนที่พยายามเฉือน ส่วนของ โครงสร้างในลักษณะทำให้ซีกซ้ายมือของ ชิ้นส่วนเฉือนขาดลงจากซีกขวามือหรือโมเมนต์ของแรงคู่ควบที่เกิดจากแรงเฉือนนี้เป็น โมเมนต์ตามเข็มนาฬิกา ให้คิดเครื่องหมายเป็น - ดังแสดงในรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 แสดงลักษณะของเครื่องหมายของแรงเฉือน

### 2.4 โมเมนต์ของแรง

โมเมนต์ของแรง หมายถึง ค่าของผลคูณระหว่างแรงกับระยะทางจากจุดหมุนจนถึงแรงในแนวตั้งฉาก โดยที่ระยะทางจากจุดหมุนจนถึงแนวแรง เรียกว่า แขนของโมเมนต์ (Moment Arm)

$$M = FAr \quad (2.2)$$

$$M = \text{โมเมนต์ของแรง}$$

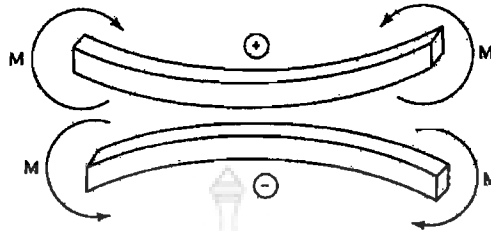
$$F = \text{แรง}$$

$$Ar = \text{แขนของโมเมนต์}$$

### 2.5 โมเมนต์ดัด

โมเมนต์ดัด หมายถึง โมเมนต์ของแรงที่พยายามดัดส่วนของ โครงสร้าง ให้เกิดการโค้งตัวหรือโค้งงอ อาจเกิดจากโมเมนต์ใด ๆ หรือเกิดจากแรงที่กระทำต่อชิ้นส่วนของ โครงสร้างในทิศทางตั้งฉาก โดยถือว่าโมเมนต์ดัดที่พยายามทำให้ชิ้นส่วนของ โครงสร้างแอ่นตัวลง ให้คิดเครื่องหมาย

เป็น + ส่วนโมเมนต์คดที่พยายามทำให้ชิ้นส่วนของโครงสร้างโก่งตัวขึ้น ให้คิดเครื่องหมายเป็น -  
 ดังแสดงในรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 แสดงลักษณะและเครื่องหมายของโมเมนต์คด

## 2.6 คาน

ชิ้นส่วนเครื่องจักรกลจำนวนมากรับแรงในแนวตั้งลักษณะเช่นเดียวกับคานทั่วไป ฉะนั้นจึงใช้ความเค้นคด ( Bending Stress ) และการยุบตัว ( Deflection ) เป็นข้อจำกัดในการออกแบบ ความเค้นคดสูงสุดเกิดที่ผิวนอกสุดของคาน ณ ตำแหน่งที่โมเมนต์คด ( Bending Moment ) มีค่าสูงสุด ซึ่งคำนวณได้จากสมการ

$$\sigma_d = \frac{Mc}{I} \quad (2.3)$$

โดยที่

$M$  = โมเมนต์คด

$c$  = ระยะจากแกนสะเทินไปยังผิวนอกสุด

$I$  = โมเมนต์ความเฉื่อยของพื้นที่

## 2.7 ค่าความปลอดภัย

โดยทั่วไปแล้วค่าความปลอดภัยหมายถึง ตัวเลขที่นำไปหารค่าความต้านแรงดึงหรือแรงต้านแรงดึงครากของวัสดุ เพื่อให้ได้ความเค้นใช้งาน ( Working Stress ) ในชิ้นส่วนที่กำลังออกแบบ ซึ่งเรียกสั้นๆ ว่า ความเค้นออกแบบ ( Design Stress ) หรือความเค้นใช้งาน

ในกรณีที่ได้มีการกำหนดขนาดของชิ้นงานมาแล้ว ค่าความปลอดภัยของชิ้นงานนั้นคือ

$$N_u = \frac{\text{ความต้านแรงดึง}}{\text{ความเค้นที่คำนวณได้}} \quad (2.4)$$

$$N_y = \frac{\text{ความต้านแรงดึงคราก}}{\text{ความเค้นที่คำนวณได้}} \quad (2.5)$$

สำหรับปัญหาที่ไม่เป็นแบบเชิงเส้น (nonlinear) เช่น ท่อโลหะ หรือเสาอาจจะเสียหายเนื่องมาจากการโก่งงอ จะต้องใช้ค่าความปลอดภัยกับแรงที่มากกระทำโดยตรงแทนที่จะใช้กับความเค้น ทั้งนี้ เพราะในปัญหาแบบไม่ใช่เชิงเส้น ความเค้นที่เกิดขึ้นในชิ้นงานอาจจะมีได้แปรผันโดยตรงกับแรงในกรณีเช่นนี้

$$N = \frac{\text{แรงที่ทำให้แตกหัก}}{\text{แรงที่ใช้ออกแบบ}} \quad (2.6)$$

ค่าความปลอดภัยที่จะเลือกใช้ขึ้นอยู่กับตัวประกอบจำนวนมากดังนี้

- (ก) ชนิดของแรงที่มากกระทำต่อชิ้นงานว่าเป็นแรงที่จัดอยู่ในประเภทอยู่นิ่ง หรือเปลี่ยนแปลงขนาดอยู่ตลอดเวลาขณะใช้งาน
- (ข) ลักษณะการใช้งานของชิ้นงานว่าเกี่ยวข้องกับการที่อาจสูญเสียชีวิต
- (ค) น้ำหนักของชิ้นงานว่ามีความจำเป็นที่ต้องเบาที่สุดหรือไม่ เช่น ชิ้นส่วนสำหรับเครื่องบิน เป็นต้น ในกรณีเช่นนี้การใช้ค่าความปลอดภัยจะต้องพิจารณาอย่างละเอียดเป็นพิเศษ
- (ง) จำนวนชิ้นงานที่ผลิตออกมา ถ้าผลิตครั้งละมาก ๆ ควรระมัดระวังในการใช้ค่าความปลอดภัยที่ไม่สูงจนเกินไปเมื่อวัสดุที่ผลิตออกมาอาจไม่สม่ำเสมอกันทำให้ความสามารถรับแรงต่างกัน

## ตารางที่ 2.1 ค่าความปลอดภัย

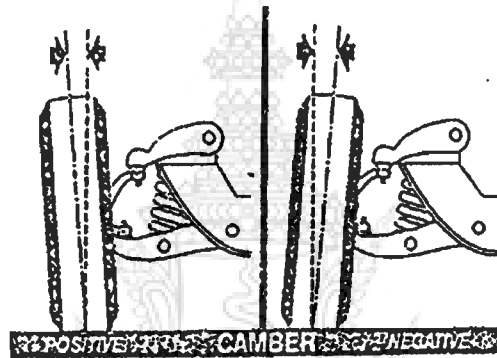
ชนิดของแรง	เหล็กเหนียวและโลหะเหนียว		เหล็กหล่อและโลหะเปราะ
	$N_y$	$N_u$	$N_u$
แรงอยู่นิ่ง	1.5 – 2	3 – 4	5 – 6
แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือแรงกระแทกเล็กน้อย	3	6	7 – 8
แรงซ้ำสองทิศทางหรือแรงกระแทกเล็กน้อย	4	8	10 – 12
แรงกระแทกอย่างหนัก	5 – 7	10 – 15	15 – 20

สำหรับผู้ที่ใช้มีความชำนาญในการออกแบบน้อยก็อาจจะใช้ค่าที่แนะนำไว้ในตาราง เป็นแนวทางในการคำนวณออกแบบได้

## 2.8 มุมล้อรถยนต์

มุมล้อและขนาดส่วนประกอบของระบบบังคับเลี้ยวจะถูกออกแบบให้ที่ความสัมพันธ์กับการรองรับ ระบบขับเคลื่อนรถสิ่งเหล่านี้จะถูกปรับให้มีสมรรถนะในการขับขี่ที่ดีที่สุดและยังทำให้ชิ้นส่วนประกอบต่างๆของระบบมีความคงทน

2.8.1 มุมแคมเบอร์ (Camber Angle) คือมุมที่มีแนวศูนย์กลางของล้อหน้าส่วนบนเอียงออกหรือเอียงเข้าทำมุมกับแนวตั้งเราจะสามารถมองมุมแคมเบอร์ได้จากล้อที่เอียงออกจากแนวตั้งเมื่อล้อส่วนบนเอียงออกจากแนวตั้งจะเป็นมุมแคมเบอร์บวก ในทางตรงกันข้ามถ้ามุมที่เอียงเข้าด้านในจะเป็นมุมแคมเบอร์ลบ

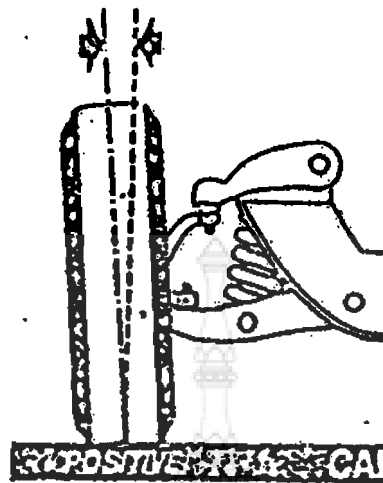


รูปที่ 2.5 แสดงตำแหน่งมุมแคมเบอร์

หน้าที่ของมุมแคมเบอร์ รถยนต์ในอดีต ค่าของมุมแคมเบอร์ของล้อจะถูกกำหนดให้เป็นค่าบวกเพื่อช่วยเพิ่มค่าความคงทนให้กับคานรองรับหน้า และทำให้หน้ายางสัมผัสกับพื้นผิวถนนในตำแหน่งมุมที่ถูกต้อง เป็นการช่วยลดการสึกหรอของยางบนถนนที่ซึ่งมีพื้นผิวถนนบริเวณกึ่งกลางที่สูงกว่าด้านขอบถนนแต่ในปัจจุบันนี้จะมีระบบรองรับและคานที่มีความแข็งแรงกว่าเดิมและยังมีผิวถนนที่เรียบกว่าเดิม ด้วยเหตุนี้มุมแคมเบอร์บวกจึงมีค่าน้อยกว่าหรือเกือบจะเป็นศูนย์ แต่ก็มีรถยนต์บางแบบที่จะพยายามตั้งมุมให้เป็นแคมเบอร์ลบ ทั้งนี้เพื่อเพิ่มสมรรถนะในการบังคับเลี้ยวเข้าในทางโค้งได้ดียิ่งขึ้น

2.8.2 มุมแคมเบอร์บวก ของล้อหน้าที่สำคัญในการบังคับเลี้ยวของรถดังต่อไปนี้

ก) เป็นการลดโหลดในตำแหน่งแนวตั้งของแกนล้อ ถ้ามุมแคมเบอร์มีค่าเป็นศูนย์ โหลดที่กดลงบนแกนล้อจะถูกแบ่งจ่ายลงสู่เส้นผ่าศูนย์กลางของความยาวและแกนล้อดังแสดงในรูปที่ 2.6 จะทำให้แกนล้อหรือแกนบังคับเลี้ยวบิดตัว เป็นผลให้สามารถบังคับล้อได้ง่ายขึ้น จากการทำให้อัตราของล้อเป็นแคมเบอร์บวกและโหลดจะถูกกระจายลงบนแกนล้อด้าน ดังนั้นจึงช่วยลดแรงที่มากกระทำบนแกนล้อและแกนบังคับเลี้ยว



รูปที่ 2.6 แสดงมูมแคมเบอร์บวค

ข) การป้องกันการเป็นมูมแคมเบอร์ลบเนื่องจากมีโหลด เมื่อรถมีโหลด ส่วนบนของล้อรถจะพยายามเบี่ยงเบนไปด้านใน เนื่องจากการยืดตัวหรือหดตัวเปลี่ยนรูปทรงของบุชและส่วนประกอบของระบบรองรับ มูมแคมเบอร์บวคจึงช่วยป้องกันการเอียงของล้อรถที่มูมเป็นแคมเบอร์ลบได้

ค) ช่วยในการบังคับเลี้ยว เป็นผลมาจากการออกแบบให้มุมแกนบังคับเลี้ยวของล้อมีระยะเชิงศูนย์มีรัศมีที่สั้น ระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางแกนบังคับเลี้ยวกับเส้นผ่าศูนย์กลางล้อ โดยการทำให้ยางมีมูมเป็นแคมเบอร์บวคและแกนบังคับเลี้ยวเอียง

### 2.8.3 มูมแคมเบอร์เป็นศูนย์

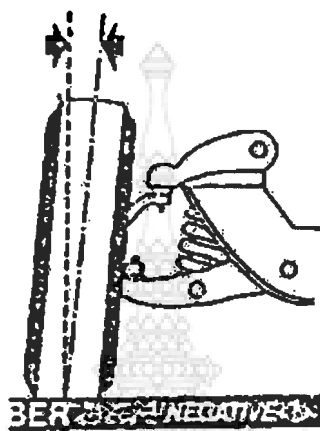
สาเหตุที่ต้องการให้มุมของล้อเป็นแคมเบอร์ศูนย์อยู่เสมอ นั้น ทั้งนี้ก็เพื่อเป็นการป้องกันการสึกของยางที่ผิดปกติ

ถ้าตั้งให้ล้อมีมูมเป็นแคมเบอร์บวคมากด้านนอกของยางจะมีรัศมีของมุมในการหมุนที่แคบกว่ายางด้านใน แต่อย่างไรก็ตาม ความเร็วในการหมุนของล้อทั้งสองด้านจะต้องเท่ากัน ด้านนอกของยางจะพยายามเกิดการลื่นไถลออก ดังนั้นจึงเป็นสาเหตุให้ด้านนอกของยางเกิดการสึกหรือที่เร็วกว่าด้านในของยาง

### 2.8.4 มูมแคมเบอร์เบอร์เป็นลบ

เมื่อมีแรงมากระทำทำให้ทิศทางแนวตั้งลงบนยางที่มีมูมล้อเป็นแคมเบอร์ ทำให้ยางพยายามที่จะถูกกดให้ต่ำลงเป็นสาเหตุให้น้ำสัมผัสของยางกับพื้นถนนมีรูปร่างและทิศทางที่เปลี่ยนแปลงไปและในเวลาเดียวกันนั้น การยืดหยุ่นของยางก็จะพยายามต่อต้านการเปลี่ยนแปลง

รูปทรงที่มีแรงมากระทำต่อพื้นผิวถนน แต่อย่างพยายามที่จะหมุนเคลื่อนที่ไป ซึ่งแรงที่มากระทำนั้น เรียกว่า แคมเบอร์เบียดข้าง (Camber Thrust) แคมเบอร์เบียดข้างนี้จะเพิ่มมากขึ้น ทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับ การเอียงของยางที่สัมพันธ์กับพื้นผิวถนนที่เท่ากับโหลดที่เพิ่มขึ้น ดังแสดงในรูปที่ 2.7



รูปที่ 2.7 แสดงมุมแคมเบอร์ลบ

ในขณะที่รถยนต์เลี้ยวเข้าโค้งแคมเบอร์เบียดข้างด้านนอกของยางจะลดแรงกระทำของมุม เลี้ยว เป็นผลมาจากมีมุมแคมเบอร์บวกมากขึ้น ทำให้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางถูกแยกออกจาก การ เลี้ยวของรถ เนื่องจากระบบรองรับด้วยสปริงกระทำการเปลี่ยนมุมแคมเบอร์ให้เป็นมุมแคมเบอร์ ลบเพียงเล็กน้อยในขณะที่วิ่งทางตรง เป็นการลดมุมแคมเบอร์บวกในระหว่างเลี้ยวเข้าโค้ง ดังนั้น จึงเป็นการช่วยลดมุมแคมเบอร์เบียดข้างและเพิ่มการยึดแรงเลี้ยวโค้งให้พอเหมาะกับการเลี้ยว

2.8.5 มุมแคสเตอร์ (Caster Angle) คือมุมเอียงของแนวแกนสลักล้อหน้า การวัดค่าของมุม แคสเตอร์ จะถูกวัดเป็นองศา โดยการวัดจากแนวแกนสลักล้อกับแนวตั้ง ทั้งนี้เราสามารถดูได้จากด้านข้างของล้อรถ ถ้าแกนสลักล้อถูกเอียงไปด้านหลังจากแนวตั้งเรียกว่า แคสเตอร์บวกและ ในทำนองเดียวกันถ้าแกนสลักล้อเอียงไปด้านหน้าจากแนวตั้งของแกนสลักล้อหน้าเรียกว่ามุมแค สเตอร์ลบ

ส่วนระยะทางที่แบ่งแยกจากเส้นแบ่งแนวแกนล้อจากพื้นถึงจุดกึ่งกลางที่สัมผัสกับพื้น ถนนเรียกว่า ระยะแคสเตอร์ตาม (Caster Rail)

สาเหตุให้เกิดเสียงดังและยางสึก แม้ว่าล้อทั้งสองจะมีแรงดันลมภายในยางแต่ละเส้นเท่ากัน และมีมุมศูนย์ล้อที่ถูกต้องแล้วก็ตาม

2.8.6 มุมเอียงของแกนบังคับเลี้ยว (Steering Axis Inclination) หรือมุมคิงพิน (King - pin Angle) คือมุมที่แกนบังคับเลี้ยวเอียงเข้าด้านในจากการมองด้านหน้าของรถ ซึ่งระยะเอียงของแกน

บั้งคับเลี้ยวนี้สามารถเอียงได้ถึง 5 ถึง 10 องศาทั้งนี้ก็ขึ้นอยู่กับการออกแบบการบั้งคับเลี้ยวซึ่งโดยทั่วไปมุมเอียงของแกนบั้งคับเลี้ยวจะอยู่ระหว่าง 6 ถึง 7 องศา

ทั้งมุมแคมเบอร์และมุมแกนบั้งคับเลี้ยวจะมีผลในการบั้งคับเลี้ยว ทำให้ผิวหน้ายางสัมผัสใกล้ชิดกับจุดของแกนบั้งคับเลี้ยว ทำให้ช่วยระยะเยื้องศูนย์กลาง ถ้าระยะเยื้องศูนย์กลางน้อยกว่าจะช่วยลดแรงหมุนของพวงมาลัยและแรงสั่นสะเทือนนอกจากนี้ยังช่วยให้มีการคืนกลับมาอยู่ในตำแหน่งแนวตรงไปข้างหน้าเสมอขณะที่ทำการเบรก

หน้าที่ของแกนบั้งคับเลี้ยวหน้าที่ของมุมแกนบั้งคับเลี้ยวที่มีผลต่อการบั้งคับเลี้ยวมีดังนี้

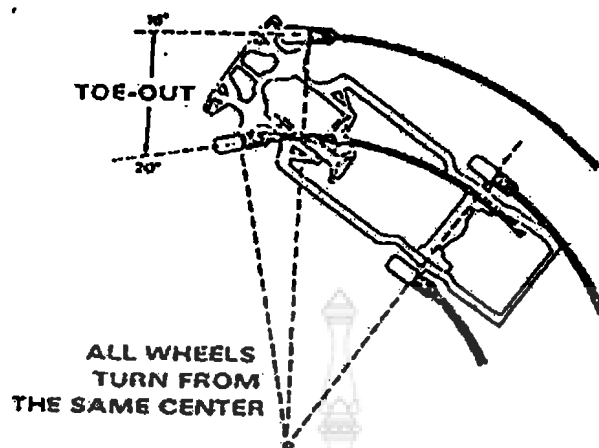
ก) ช่วยลดการหมุนพวงมาลัย จากการหมุนบั้งคับเลี้ยวด้วยแกนบั้งคับเลี้ยวทำให้ศูนย์กลางของแกนบั้งคับเลี้ยวกับระยะเยื้องศูนย์กลางมีมากทำให้มีโมเมนต์มากเกิดขึ้นรอบ ๆ แกนบั้งคับเลี้ยว เป็นสาเหตุที่เกิดจากแรงต้านทานการหมุนของยางจึงทำให้เกิดแรงหมุนที่พวงมาลัยเพิ่มมากขึ้นดังนั้นจึงต้องทำการลดระยะเยื้องศูนย์กลางให้น้อยลงเพื่อผลในการลดการหมุนพวงมาลัย โดยการทำให้แกนบั้งคับเลี้ยวเอียงควบคู่การทำให้ยางเป็นมุมแคมเบอร์บวก

ข) ช่วยลดอาการตีกลับของพวงมาลัยและอาการคังไปด้านหนึ่งของรถ ถ้าล้อด้านใดของรถมีระยะเยื้องศูนย์กลางมากเกินไป แรงปฏิกิริยาด้านกลับที่กระทำลงบนล้อในขณะที่จับพวงมาลัยหรือเบรกจะทำให้เกิดแรงโมเมนต์ขึ้นรอบ ๆ แกนบั้งคับเลี้ยว เป็นสาเหตุให้ล้อถูกดึงไปด้านที่มีแรงปฏิกิริยาด้านกลับมากแรงโมเมนต์ที่เกิดขึ้นจะเป็นสัดส่วนกับขนาดของระยะเยื้องศูนย์กลางมีค่าเกือบเท่ากับศูนย์กลางค่าแรงโมเมนต์ที่เกิดขึ้นรอบ ๆ แกนบั้งคับเลี้ยวกระทำลงบนล้อจะน้อยลงเช่นกัน ในทำนองเดียวกันพวงมาลัยของรถจะได้รับอิทธิพลน้อยจากอาการเบรกและการกระเทือนที่เกิดจากพื้นถนน

ค) เพิ่มความคงที่ในทิศทางตรงเสมอ มุมเอียงของแกนบั้งคับเลี้ยวจะช่วยให้ล้อรถคืนกลับในตำแหน่งแนวตรงได้โดยอัตโนมัติภายหลังจากทำการเลี้ยวแล้ว

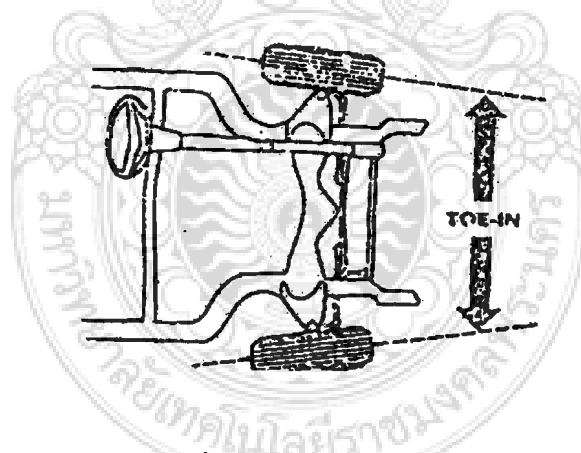
2.8.7 มุมโท (Toe Angle) เมื่อส่วนหน้าของล้อมีระยะที่แคบกว่าส่วนหลังของล้อ มุมนี้เรียกว่า โทอิน (Toe In) ในทางตรงกันข้ามถ้าจัดให้ระยะของล้อส่วนหน้ามีระยะที่กว้างกว่าส่วนของล้อด้านหลัง ซึ่งมุมนี้เรียกว่า มุมโทเอ้าท์ (Toe Out) ดังแสดงในรูปที่ 2.8





รูปที่ 2.8 แสดงการจัดมุมโทอินที่ระยะด้านหน้าล้อแคบกว่ามุมโทเอาท์

หน้าที่ของมุมโท หน้าที่สำคัญของมุมโทก็คือมุมที่พยายามกำจัดอาการของล้อที่เกิดแคมเบอร์เบียดข้างที่เกิดขึ้นกับล้อหน้าที่มีมุมเป็นมุมแคมเบอร์บวก จากสาเหตุนี้จึงมีผลทำให้ล้อรถพยายามที่จะหมุนออกด้านข้างในขณะที่รถเคลื่อนที่ไปข้างหน้าทำให้ล้อเลื่อนไถลออกด้านข้างและเกิดอาการทำให้ยางล้อสึก



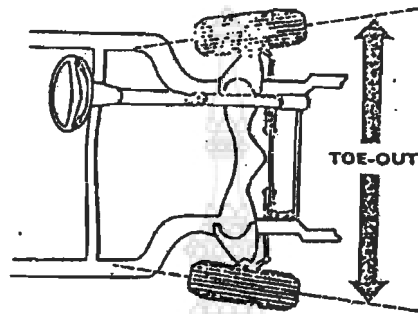
รูปที่ 2.9 แสดงมุมโทอินท์

มุมโทอินท์จึงจัดไว้สำหรับล้อหน้าของรถทั่วไป เพื่อป้องกันอาการที่เกิดจากการลื่นไถลออกด้านข้างจากการที่ล้อมีมุมแคมเบอร์บวก

ซึ่งในปัจจุบันรถยนต์ส่วนใหญ่ได้จัดให้มีมุมแคมเบอร์เกือบเท่าศูนย์ ซึ่งจะทำให้ค่าของมุมโทลดน้อยลงเช่นกัน

2.8.8 มุมโทเอาท์ออนเทิร์น (To Out Ontum) หรือมุมรัศมีมุมเลี้ยวเป็นมุมล้อหน้าที่เกิดขึ้นขณะเลี้ยวเมื่อล้อหน้าด้านขวาและซ้ายเลี้ยวทำมุมเท่ากันจึงทำให้ล้อหน้าทั้งสองมีรัศมีมุมเลี้ยวเดียวกัน

แต่ล้อแต่ละข้างจะเลี้ยวรอบจุดศูนย์กลางที่แตกต่างกัน ดังนั้นจึงทำให้ล้อด้านในพยายาเลี้ยวเป็นมุมมากกว่าล้อด้านนอก เนื่องจากมีรัศมีในการเลี้ยวที่สั้นกว่า ในขณะที่เลี้ยวจึงทำให้เกิดการสิ้นไถลออกด้านข้างเป็นมุมโทอิน เป็นผลให้ล้อทั้งสองหมุนไม่ราบเรียบ เป็นสาเหตุให้เกิดเสียงคังและยางสึก แม้ว่าจะล้อทั้งสองจะมีแรงดันลมภายในยางแต่ละเส้นเท่ากันและมีมุมศูนย์ล้อที่ถูกต้องแล้วก็ตาม

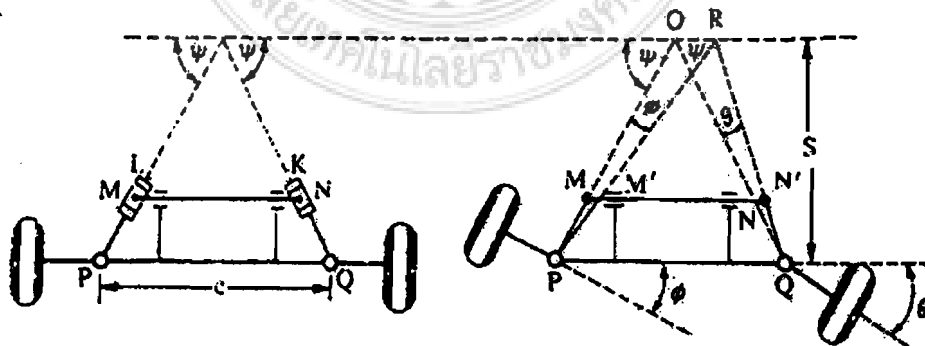


รูปที่ 2.10 แสดงมุมโทเอาท์

## 2.9 กลไกบังคับเลี้ยวแบบเดวิส

กลไกบังคับเลี้ยวแบบนี้สามารถทำหน้าที่ตามความต้องการในการเลี้ยวอย่างถูกต้องได้ทุกตำแหน่งเมื่อมุมของน้กเคิลอาร์มถูกเลือกไว้อย่างเหมาะสม แต่กลไกจะซับซ้อนกว่าแบบอ็คเคมานันท์มาก โดยมีระบบจำกัดมาบังคับให้คันทันชักคันทันส่ง (Cross-Link) อยู่ในแนวขนานกับเพลาล้อหน้าตลอดเวลา

แม้ว่าระบบเลี้ยวนี้จะมีความถูกต้องตามหลักคณิตศาสตร์ แต่มันก็ไม่สามารถแข่งขันกับกลไกแบบอ็คเคมานันท์ได้เพราะว่ายังมีข้อเสียคือที่บังคับให้ตัวคันทันชักคันทันส่ง อยู่ในแนวขนานนั้นจะสึกหล่อได้ง่ายความเที่ยงตรงของระบบนี้จะสูญเสียไปอย่างรวดเร็ว



รูปที่ 2.11 แสดงกลไกบังคับเลี้ยวแบบเดวิส (Davis)

ให้แนวศูนย์กลางของ PL และ QK ตัดกันตรงจุดที่ห่างจาก PQ เป็นระยะเท่ากับ S ตรงจุด O ซึ่งอยู่บนแนวศูนย์กลางของรถยนต์ไปแนวเส้นตรงตาม รูปที่ 2.11 MN เลื่อนไปทางขวามือเป็น M,N, ดังนั้น M,M, เท่ากับ NN, และ MN, ขนานกับ PQ เพราะฉะนั้นถ้าแนวศูนย์กลางของบังคับ เลี้ยวทั้ง 2 ไปตัดกันที่จุด OR ก็จะขนานกับ PQ ด้วย

จากสามเหลี่ยม POR

$$\frac{OR}{OP} = \frac{\sin \phi}{\sin(\psi - \phi)} \quad (2.7)$$

จากสามเหลี่ยม QOR

$$\frac{OR}{OQ} = \frac{\sin \phi}{\sin(\pi - \psi - \theta)} \quad (2.8)$$

$$\frac{\sin \phi}{\sin(\psi - \phi)} = \frac{\sin \phi}{\sin(\pi - \psi - \theta)} \quad (2.9)$$

หรือ  $\sin \phi \sin(\psi - \phi) = \sin \theta \sin(\psi - \phi)$  (2.10)

หารตลอดด้วย  $\sin \phi \sin \theta \sin \psi$  จะได้

$$\cot \theta + \cot \psi = \cot \phi - \cot \psi \quad (2.11)$$

หรือ  $\cot \phi - \cot \theta = 2 \cot \psi$  (2.12)

แต่สำหรับการเลี้ยวที่ถูกต้อง

$$\cot \phi - \cot \theta = \frac{c}{b} \quad (2.13)$$

เนื่องจาก

$$\cot \psi = \frac{c}{2S}$$

$$\therefore \frac{c}{2S} = \frac{c}{2S}$$

หรือ  $b = S$

การหามุม  $\alpha$

$$\sin \alpha = \frac{c - d}{2r} \quad (2.14)$$

การหาความสัมพันธ์ของมุม  $\alpha$  และ  $\cot \phi - \cot \theta$

$$\sin \alpha - \theta = 2 \sin \alpha - \sin \alpha - \theta \quad (2.15)$$

## 2.10 รัศมีวงเลี้ยว

เมื่อรถยนต์วิ่งเข้าโค้งโดยไม่เกิดการลื่นไถลไปทางด้านข้าง ล้อทุกล้อจะต้องหมุนรอบจุดศูนย์กลางร่วมจุดหนึ่ง โดยมีรัศมีวงเลี้ยวต่างกัน

รัศมีวงของล้อหน้าด้านนอก

$$R_{of} = \frac{b}{\sin \phi} + \left( \frac{a-c}{2} \right) \quad (2.16)$$

รัศมีวงของล้อหน้าด้านใน

$$R_{if} = \frac{b}{\sin \theta} - \left( \frac{a-c}{2} \right) \quad (2.17)$$

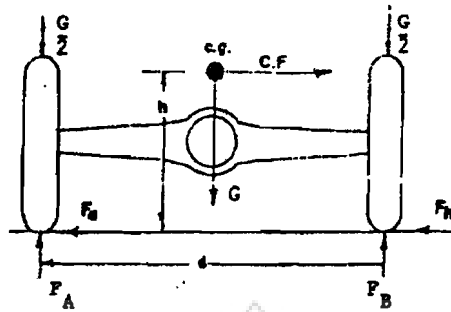
จะเห็นได้ว่ารัศมีวงเลี้ยวสามารถระบุได้หลายวิธีดังนั้นเพื่อหลีกเลี่ยงความสับสน SAE จึงกำหนดคำนิยามไว้ว่า รัศมีวงเลี้ยวของรถยนต์ คือ รัศมีส่วนโค้งที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของล้อหน้าด้านนอกของรถยนต์ในขณะเลี้ยววงแคบที่สุด รัศมีวงเลี้ยวขึ้นอยู่กับระยะ a,b,c และมุมสูงสุดที่ล้อด้านในจะสามารถบิดไปได้จากตำแหน่งที่รถวิ่งในแนวเส้นตรง

## 2.11 การวิ่งบนทางโค้งของรถยนต์

รถยนต์ที่วิ่งบนทางโค้งจะมีแรงเหวี่ยงออก แรงเหวี่ยงจะมีค่ามากหรือน้อยขึ้นอยู่กับความเร็วรถ มวลของรถยนต์และรัศมีโค้งน้อยๆ จะต้องมีมุมเอียงมากๆ รถจะได้วิ่งด้วยความเร็วสูงได้เพื่อรับกับแรงเหวี่ยงออกที่มีค่ามากถ้าหากแรงเหวี่ยงออกมีค่ามากเกินไปก็จะทำให้รถเซออกก่อน ก่อนที่จะทำให้รถพลิกคว่ำได้

## 2.12 การพลิกคว่ำของรถยนต์

รถยนต์สมัยใหม่ได้ออกแบบไว้ ซึ่งในสภาพธรรมดาจะไม่เกิดการพลิกคว่ำ การเลี้ยวอย่างกระทันหันรถจะเซไปทางด้านก่อนพลิกคว่ำหากรถกระทะแทกกับขอบทางเมื่อเลี้ยวโค้งบางที่กระเด็นออกไปและเป็นเหตุให้พลิกคว่ำ



รูปที่ 2.12 แสดงไดอะแกรมของรถจากด้านหลังและแรงที่กระทำเมื่อเลี้ยวซ้าย

ถ้าโมเมนต์พลิกคว่ำเท่ากับโมเมนต์ต้านการพลิกคว่ำรถจะมีจุดหมุนที่ล้อ Fa กับที่ล้อ Fb ขณะนี้รถลื่นออกไปจากถนน

โมเมนต์พลิกคว่ำ = โมเมนต์ต้านการพลิกคว่ำ

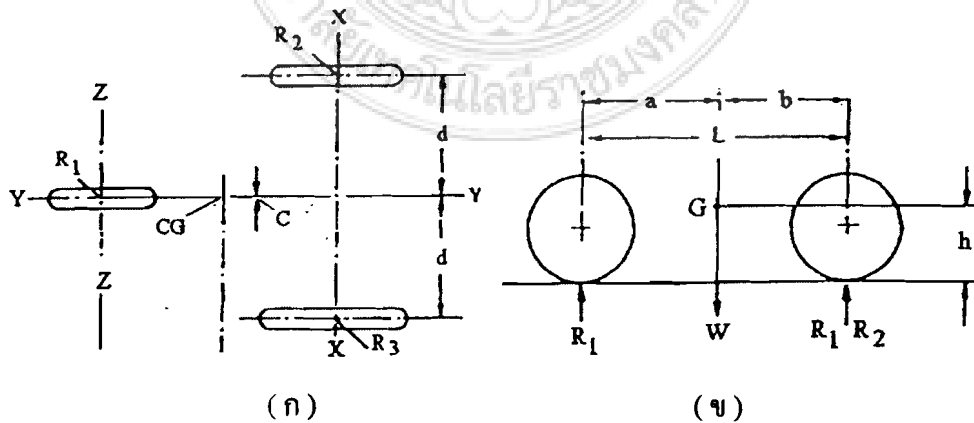
$$\frac{mv^2 h}{r} = \frac{G}{2} d$$

$$v^2 = \frac{G}{2} \frac{r}{mh} = \frac{mgd}{2} \frac{r}{mn}$$

ความเร็วพลิกคว่ำ =  $\sqrt{\frac{grd}{2h}}$  (m/s) (2.18)

2.13 การรับน้ำหนักของรถยนต์

กรณีของรถยนต์ที่มี 3 ล้อ ถ้ารถ 3 ล้ออยู่บนพื้นระดับจะพิจารณากฎของการสมดุลได้ง่ายจากแรงปฏิกิริยาที่จุดสัมผัสระหว่างล้อทั้ง 3 กับพื้นถนนในลักษณะตั้งฉาก ซึ่งจะต้องเกี่ยวข้องกับแกน 3 แกน ดังรูป



รูปที่ 2.13 แสดงการรับน้ำหนักของรถที่มี 3 ล้อ

กำหนดให้

- $W$  = น้ำหนักของรถยนต์ (N)  
 $L$  = ความยาวของช่วงล้อหน้าถึงหลัง (mm)  
 $A$  = ระยะทางจากเพลาของล้อหน้า (mm)  
 $b$  = ระยะทางจากเพลาของล้อหลังถึงจุดศูนย์ถ่วง (mm)  
 $c$  = ระยะทางจากแกนกลางถึงจุดศูนย์ถ่วง (mm)  
 $d$  = ระยะทางจากแกนกลางถึงจุดกึ่งกลางขางล้อหลัง  
 $R_1$  = แรงปฏิกิริยาที่ตั้งฉากกับล้อหน้า (N)  
 $R_2, R_3$  = แรงปฏิกิริยาที่ตั้งฉากกับล้อหลังแต่ละล้อ (N)  
 $h$  = ความสูงของจุดศูนย์ถ่วง

พิจารณาโมเมนต์รอบแกน xx จะได้

$$\begin{aligned}
 R_1 L &= Wb \\
 R_1 &= \frac{Wb}{L}
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

พิจารณาโมเมนต์รอบแกน yy จะได้

$$\begin{aligned}
 R_3 d &= Wc + R_2 d \\
 (R_3 - R_2) d &= Wc \\
 R_3 - R_2 &= \frac{Wc}{d}
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

พิจารณาโมเมนต์รอบแกน ZZ จะได้

$$\begin{aligned}
 R_3 L + R_2 L &= Wa \\
 (R_3 + R_2) L &= Wa \\
 R_3 + R_2 &= \frac{Wa}{L} \\
 (R_3 + R_2) + (R_3 - R_2) &= \frac{Wa}{L} + \frac{Wc}{d} \\
 R_3 &= \frac{W}{2} \left( \frac{a}{L} + \frac{c}{d} \right)
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

$$\begin{aligned}
 (R_3 + R_2) - (R_3 - R_2) &= \frac{Wa}{L} - \frac{Wc}{d} \\
 R_2 &= \frac{W}{2} \left( \frac{a}{L} - \frac{c}{d} \right)
 \end{aligned} \tag{2.22}$$

ถ้าพิจารณาและที่กระทำกับยานพาหนะจะพิจารณาได้ว่า

$$R_1 + R_2 + R_3 = W$$

### 2.14 แรงต้านทานจากลม

รถยนต์ทุกชนิดที่วิ่งบนถนนนั้น เมื่อสัมผัสกับถนนในขณะที่ล้อหมุนเพื่อวิ่งไปข้างหน้า จะเกิดแรงต้านทานการหมุนกลิ้งของผิวถนน รถต้องวิ่งแหวกอากาศออกไปซึ่งที่ความเร็วต่ำ แรงต้านทานจากลมน้อยมากจนไม่สามารถไปเปรียบเทียบกับแรงต้านทานการหมุน

$$R_a = k_a A v^2 \quad (2.23)$$

กำหนดให้

$$k_a = \text{สัมประสิทธิ์ของแรงต้านทานของอากาศ}$$

$$A = \text{พื้นที่หน้าตัดของรถยนต์ส่วนที่ต้านทานกับลม}$$

$$v = \text{ความเร็วของรถยนต์ (m/s)}$$

ค่า  $k_a$  เป็นค่าที่กำหนดโดยรูปร่างของรถ

### ตารางที่ 2.2 ค่าสัมประสิทธิ์แรงต้านทานของลม

ลักษณะของรถยนต์	$k_a$ (kg/m <sup>3</sup> )	A(m <sup>2</sup> )
รถแข่ง	0.13 – 0.15	1.0 – 1.3
รถยนต์นั่ง	0.20 – 0.35	1.6 – 2.8
รถตู้	0.25 – 0.40	4.5 – 6.5
รถบรรทุก	0.60 – 0.70	3.0 – 5.0

### 2.15 แรงต้านทานการหมุนของล้อ

แรงต้านทานการหมุนของล้อรถนี้จัดว่าเป็นแรงต้านทานบนถนนอย่างหนึ่ง แรงต้านทานการหมุนนี้เกิดขึ้นจากปัจจัยหลายอย่าง เช่น ลักษณะโครงสร้างและขนาดของยาง ( ยางกลวง หรือยางเป็นตัน ) ลักษณะของผิวจราจร ลักษณะของดอกยางและและสภาพของดอกยาง

$$R_r = k_r w \quad (2.24)$$

กำหนดให้

$$k_r = \text{สัมประสิทธิ์เสียดทานการหมุน}$$

$$w = \text{น้ำหนักของรถที่กดลงที่ล้อ (N)}$$

### ตารางที่ 2.3 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานการหมุนของล้อ

สภาพของถนน	ค่าสัมประสิทธิ์ (k)
สภาพดี	0.010 – 0.016
ถนนเป็นกรวด	0.015 – 0.020
ถนนมีไม้ขีดกันเรียบ	0.020 – 0.030
ถนนเป็นหิน	0.016 – 0.070
ถนนเป็นทราย	0.150 – 0.300

#### 2.16 แรงต้านทานเนื่องจากการเร่ง

แรงต้านทานก็มีผลต่อเมื่อรถยนต์วิ่งด้วยความเร็วคงที่ และถ้าหากรถยนต์เคลื่อนที่บนพื้นราบ ก็จะไม่คิดแรงต้านทานจากการขึ้นพื้นเอียง รถยนต์เมื่อจะเริ่มเคลื่อนที่จำเป็นต้องเพิ่มอัตราเร่ง

$$R_f = \frac{(1 + \alpha)Wa}{g} \quad (2.25)$$

กำหนดให้

$$\alpha = \text{อัตราเร่งเชิงมุม} \approx 0.07 \text{ rad/s}^2$$

$$W = \text{น้ำหนักของตัวรถ (kg)}$$

$$a = \text{อัตราเร่ง (m/s}^2\text{)}$$

$$g = \text{แรงโน้มถ่วงของโลกมีค่าเท่ากับ (9.81 m / s}^2\text{)}$$

ในการเพิ่มความเร็วจากความเร็วเดิมเป็นความเร็วใหม่ จะต้องเพิ่มอัตราเร่งของรถ และกำลังของเครื่องยนต์ โดยอัตราเร่งหาได้จากสมการ

$$a = \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2s} \quad (2.26)$$

หรือ

$$a = \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2l} \quad (2.27)$$

เมื่อ

$$a = \text{อัตราเร่ง (m/s}^2\text{)}$$

$$v_1 = \text{ความเร็วต้น (m/s)}$$

$$v_2 = \text{ความเร็วปลาย (m/s)}$$



$S$  = เวลาที่ใช้ในการเพิ่มความเร็ว (s)

$l$  = ระยะทางที่ใช้ในการเพิ่มความเร็ว (m)

ระยะทางที่ใช้ในการเพิ่มความเร็ว หาได้จาก

$$l = v_{เฉลี่ย} S \quad (2.28)$$

เมื่อ  $v_{เฉลี่ย} = \frac{(v_2 - v_1)}{2} \quad (2.29)$

เมื่อ  $l$  = ระยะทางที่ใช้ในการเพิ่มความเร็ว (m)

$S$  = เวลาที่ใช้ในการเพิ่มความเร็ว (s)

$v_{เฉลี่ย}$  = ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

แรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมด

$$R = R_a + R_r + R_f \quad (2.30)$$

กำลังที่ล้อใช้ขับเคลื่อน

$$W_p = Rv \quad (2.31)$$

กำหนดให้

$W_p$  = กำลังที่ล้อใช้ขับเคลื่อน (W)

$R$  = แรงต้านทานการเคลื่อนที่ทั้งหมด (N)

$v$  = ความเร็วของรถ (m/s)

### 2.17 อัตราทดเฟืองและขนาดของเฟือง

แรงขับเคลื่อนเป็นแรงที่พยายามบังคับให้รถเคลื่อนที่ ซึ่งหาได้จากจุดสัมผัสระหว่างยางกับผิวถนนที่ล้อใช้ขับเคลื่อนและถ้าหากการขับเคลื่อนนั้นไม่เกิดการลื่นไถล

$$\text{อัตราทด} = \frac{\text{ความเร็วรอบเฟืองตัวขับ}}{\text{ความเร็วรอบเฟืองตัวตาม}} \quad (2.32)$$

โดยที่  $M_\omega = \frac{\text{ผลคูณของจำนวนฟันเฟืองตัวตามทั้งหมด}}{\text{ผลคูณของจำนวนฟันเฟืองตัวขับทั้งหมด}} \quad (2.33)$

$$\omega = 2\pi n \quad (2.34)$$

$$v = r\omega \quad (2.35)$$

กำหนดให้	$\omega$	=	ความเร็วเชิงมุม ( rad /s )
	$v$	=	ความเร็วของรถ ( m/s )
	$r$	=	รัศมีของยาง ( m )
	$n$	=	ความเร็วรอบ ( r pm )
	$M_{\omega}$	=	อัตราทด

## 2.18 ระบบส่งกำลัง

สายพาน โซ่ถูกพัฒนาคิดขึ้นมาจาก แนวคิดที่คิดจะเอาชนะข้อเสียที่ว่าสายพานแบนและล้ม การลื่นเกิดขึ้นมาก ทำให้ถ่ายทอด้กำลังได้ไม่เต็มที่ การขับด้วยโซ่มีความไวใจได้และถูกต้องตามหลักเศรษฐศาสตร์ จึงนิยมใช้มากทางด้านงานเครื่องจักรกล โดยที่โซ่จะคล้องอยู่กับล้อ โซ่หรือเฟืองโซ่ (Sproket) ซึ่งติดอยู่บนเพลาขับและเพลาตาม อัตราของการขับจะขึ้นอยู่กับขนาดของเฟืองโซ่ทั้งสอง และการขับด้วยโซ่นี้ จะไม่มีการสลิปเกิดขึ้นระหว่างโซ่กับเฟืองโซ่

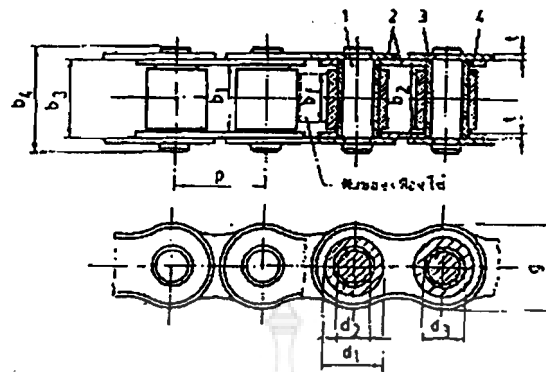
การขับด้วยโซ่ มีข้อดีอยู่ระหว่างการขับด้วยสายพาน และการขับด้วยเฟืองทางด้านราคา สมรรถนะในการส่งกำลังและการบำรุงรักษาโซ่สามารถขับได้ในระยะทางไกลกว่าสายพานและขับได้พร้อมกันหลายๆ เพลา ซึ่งมีทิศทางหมุนตามกันหรือสวนทางกันก็ได้

### ข้อดีของการขับด้วยโซ่

- ในการติดตั้งไม่ต้องการความเที่ยงตรงเท่ากับเฟือง
- ไม่มีการสลิปในขณะที่ส่งกำลังเหมือนสายพานทำให้ได้อัตราทดที่แน่นอน
- มีขนาดกระทัดรัดกว่าสายพาน เมื่อใช้งานด้วยอัตราทดเท่ากัน
- ติดตั้งง่ายกว่าสายพาน เพราะเพียงแค่คล้องเข้ากับเฟืองโซ่แล้ว ถอดสลักเข้าไปเท่านั้น
- ใช้งานได้ดีกับอุณหภูมิสูง บริเวณที่มีความชื้นและฝุ่นละออง

### ข้อเสียของการขับด้วยโซ่

- มีเสียงดัง
- เนื่องจากความเร็วรอบสูงจะเกิดอันตรายเมื่อโซ่ขาด
- ไม่มีความอ่อนตัวในการส่งกำลัง เพลาจะต้องขนานกัน
- ส่งกำลังแบบครอสไคร์ไม่ได้
- มีราคาแพงกว่าการขับเคลื่อนด้วยสายพาน
- ต้องมีการหล่อลื่น



รูปที่ 2.14 แสดงสายพานโซ่ลูกกลิ้ง

สายพานโซ่ลูกกลิ้งอาจพิจารณาได้เป็นว่ามี เเจอร์นัลแบร์ริงหลายๆ อันมาต่อเนื่องกัน โดยมี โลหะแผ่นขนาดเล็กๆ เป็นตัวเชื่อมโยงกัน ซึ่งแสดงว่า การหล่อลื่นสำหรับการใช้งานโซ่เป็สิ่ง จำเป็นหากว่าแผ่นเชื่อมลูกกลิ้งของโซ่ หรือ เเจอร์นัลแบร์ริงของโซ่ได้มีการปรับปรุงในเรื่องความหนา และขนาด อาจนำไปใช้ในกิจการของสายพานโซ่เพื่อการขนถ่ายวัสดุได้

การหล่อลื่นส่วนใหญ่ใช้น้ำมัน ( จาระบีไม่เหมาะสม ) ลูกกลิ้งบางอย่างทำด้วยโลหะที่น้ำมัน อยู่ภายใน ก็ไม่จำเป็นต้องให้การหล่อลื่นจากน้ำมันภายนอกอีก สำหรับการรับแรงที่ไม่สูงนัก

### 2.19 การคำนวณหาอัตราทดที่ต้องการ

การคำนวณหาอัตราทอนั้นจะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบของเพลาสูงหารด้วยความเร็วรอบของเพลาที่ต่ำและอาจจะมีอีกหลายอย่างที่มีผลต่อการคำนวณหาอัตราทด ซึ่งหาได้จาก

$$m_{\omega} = \frac{\text{ความเร็วรอบของเพลาสูง}}{\text{ความเร็วรอบของเพลาต่ำ}} \quad (2.36)$$

$$m_{\omega} = n_1 / n_2 \quad (2.37)$$

โดยที่

$$m_{\omega} = \text{อัตราทด}$$

การคำนวณหากำลังที่ใช้เลือกโซ่ P หาได้โดยการคูณกำลังที่ต้องการส่งด้วยตัวประกอบด้วยใช้งาน

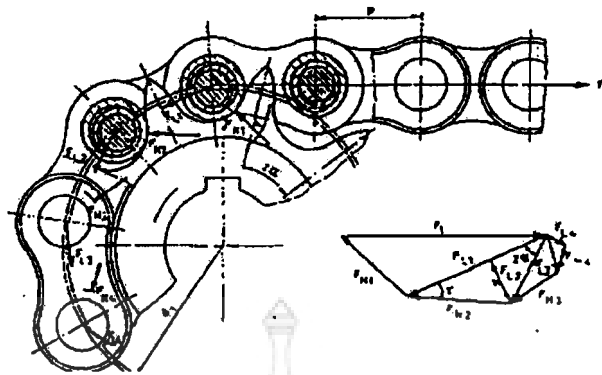
$$P = W_p N_s \quad (2.38)$$

โดยที่

$$P = \text{กำลังที่ใช้หาขนาดโซ่ (kW)}$$

$$W_p = \text{กำลังที่ใช้ขับเคลื่อน (kW)}$$

$$N_s = \text{ตัวประกอบใช้งาน}$$



รูปที่ 2.15 แสดงแรงในแนวเส้นสัมผัส

### 2.20 แรงในแนวเส้นสัมผัส

ในการส่งกำลัง ถ้าใช้แรงสม่ำเสมอและโซ่หมุนด้วยความเร็วที่โซ่จะเคลื่อนด้วยความเร็ว  $v$  และมีแรงอยู่ในแนวเส้นสัมผัส  $F_t$  ซึ่งจะหาได้จากกำลังที่ส่ง  $W_p$  หรือโมเมนต์บิดที่ต้องการส่ง  $T$  ความเร็วของโซ่หาได้จาก

$$v = pZn \quad (2.39)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} v &= \text{ความเร็วของโซ่ (m/s)} \\ p &= \text{ระยะพิตช์ของเฟืองโซ่ (mm)} \\ Z &= \text{จำนวนฟันบนเฟืองโซ่ (ฟัน)} \\ n &= \text{ความเร็วรอบ (rpm)} \end{aligned}$$

ดังนั้นแรงในแนวเส้นสัมผัส

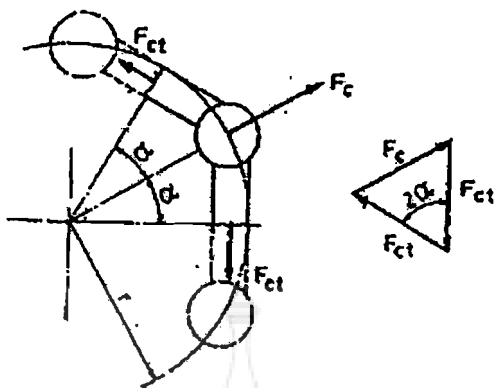
$$F_t = W_p/v \quad (2.40)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} F_t &= \text{แรงในแนวเส้นสัมผัส (N)} \\ W_p &= \text{กำลังงาน (kW)} \\ v &= \text{ความเร็วโซ่ (m/s)} \end{aligned}$$

### 2.21 แรงหนีศูนย์กลาง

ในขณะที่ส่งกำลังที่ข้อต่อของโซ่จะมีแรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมีของเฟืองโซ่



รูปที่ 2.16 แสดงการแยกแรงหนีศูนย์กลาง  $F_c$  ออกเป็น  $F_{ct}$

$$F_c = (W/g) v^2 \quad (2.41)$$

โดยที่

$F_c$  = แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางในแนวข้อต่อโซ่

$W/g$  = น้ำหนักของโซ่ต่อความยาว 1 เมตร (kg/m)

$v$  = ความเร็วรอบ (m/s)

จะเห็นได้ว่า  $F_{ct}$  ไม่ขึ้นอยู่กับมุมและจำนวนของฟันเฟืองโซ่แต่จะขึ้นอยู่กับความเร็ว  $v$  เป็นอย่างมาก

$$F = \sqrt{F_c^2 + F_t^2} \quad (2.42)$$

โดยที่

$F$  = แรงดึงในโซ่ (N)

## 2.22 การหาจำนวนข้อโซ่

วิธีการคำนวณหาข้อโซ่จะขึ้นอยู่กับระยะห่างศูนย์กลางของข้อโซ่ระยะพิตช์ของเฟืองโซ่และจำนวนของฟันบนเฟืองโซ่ทั้งหมด ซึ่งคูได้จากสมการดังนี้

$$x = \frac{2C}{p} + \left( \frac{Z+z}{2} \right) + \left[ \frac{(Z-z)^2}{2\pi} \right] \frac{p}{C} \quad (2.43)$$

โดยที่

$x$  = จำนวนข้อโซ่ (ข้อ)

$C$  = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางโซ่ (mm)

$P$  = ระยะพิตช์ของเฟืองโซ่ (mm)

$Z$  = จำนวนฟันบนเฟืองโซ่ (ฟัน)

### 2.23 การหาระยะระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ที่แท้จริง

ระยะห่างศูนย์กลางของเฟืองโซ่มีผลต่อการขับเคลื่อนของระบบส่งกำลังและส่งผลต่อไปยังระบบอื่นๆของรถยนต์ ซึ่งจะมีวิธีการคำนวณดังนี้

$$C = \frac{P}{4} \left[ x - \frac{Z-z}{2} + \sqrt{\left( x - \frac{Z-z}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z-z}{\pi} \right)^2} \right] \quad (2.44)$$

โดยที่

- C = ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ (mm)  
 x = จำนวนข้อโซ่ (ข้อ)  
 p = ระยะพิคซ์ของเฟืองโซ่ (mm)  
 z = จำนวนฟันบนพินเนียน (ฟัน)  
 Z = จำนวนฟันบนเฟืองโซ่ตัวตาม (ฟัน)

### 2.24 การหาเส้นผ่านศูนย์กลางพิคซ์ของเฟืองโซ่

วิธีการหาเส้นผ่านศูนย์กลางพิคซ์ของเฟืองโซ่จะขึ้นอยู่กับมุมของพิคซ์ ระยะพิคซ์ของโซ่และจำนวนฟันเฟืองของโซ่ทั้งหมดซึ่งสามารถหาได้จากสูตรนี้

$$D = \frac{P}{\sin \frac{\gamma}{2}} \quad (2.45)$$

$$\gamma = \frac{360}{Z} \quad (2.46)$$

โดยที่

- D = เส้นผ่านศูนย์กลางพิคซ์ของเฟืองโซ่ (mm)  
 P = ระยะพิคซ์ของโซ่ (mm)  
 $\gamma$  = มุมพิคซ์ (องศา)  
 Z = จำนวนฟันของเฟืองโซ่ (ฟัน)

#### ขั้นตอนการเลือกขนาดของโซ่

หาจำนวนของฟันพินเนียน เพื่อให้โซ่มีอายุการใช้งานได้สูงสุดทำงานได้อย่างราบรื่นและมีสมรรถนะที่อเนกประสงค์สูงสุด การหาจำนวนพินเนียนควรพิจารณาส่งต่อไปนี้ ในการขับส่วนมากจะใช้จำนวนพิคซ์เป็นคู่และใช้พินเนียนที่จำนวนฟันเป็นคี่เพื่อให้แน่ใจว่าโซ่และพินเนียนจะเกิดการสึกหรออย่างสม่ำเสมอ

โดยทั่วไปถ้าเป็นการจับอย่างสม่ำเสมอ พิเนียนควรมีมากกว่า 17 ฟันจะวางตัวบนพิเนียนเป็นรูปหลายเหลี่ยม ทำให้ความเร็วในการเคลื่อนที่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลาซึ่งผลที่เกิดขึ้นจะเกิดขึ้นมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับจำนวนฟันของพิเนียน

ถ้ามีการตระตูกเล็กน้อยควรใช้จำนวนพิเนียนที่มีฟันอย่างน้อย 23 ฟัน

พิเนียนควรผ่านกรรมวิธีทางความร้อนให้มีความแข็ง HV 10-550

ตัวประกอบการใช้งาน  $N_f$  สำหรับโซ่ที่ใช้ประกอบการเลือกขนาดโซ่ซึ่งแบ่งออกเป็น 3 กลุ่มดังนี้

1. แรงกระทำสม่ำเสมอ
2. แรงกระทำที่มีการกระตุกปานกลาง
3. แรงกระทำที่มีการกระตุกมาก

## 2.25 การหาจุดเซนทรอยด์ของรูปทรง

โมเมนต์ของพื้นที่รอบแนวแกน y

$$\begin{aligned} M_y(A_1+A_2)\bar{x} &= A_1X_1 + A_2X_2 \\ \bar{x} &= \frac{A_1X_1 + A_2X_2}{A_1 + A_2} \end{aligned} \quad (2.47)$$

จึงกล่าวได้ว่า

$$\bar{x} = \frac{\sum(A_i x_i)}{\sum A_i} \quad (2.48)$$

โมเมนต์ของพื้นที่รอบแนวแกน x

$$\begin{aligned} M_x &= (A_1+A_2)\bar{y} \\ \bar{y} &= \frac{A_1y_1 + A_2y_2}{A_1 + A_2} \end{aligned} \quad (2.49)$$

การหาจุด C. ของรูปทรง

จากสูตร

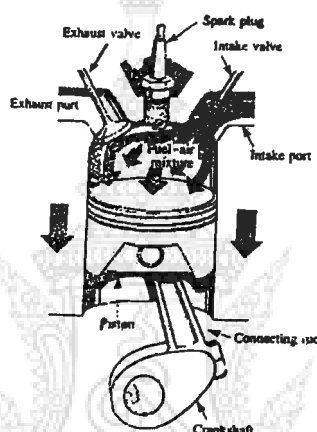
$$C. = \frac{h}{3} \text{ หรือ } \frac{2h}{3} \quad (2.50)$$

## 2.26 หลักการทำงานของเครื่องยนต์

หลังจากที่ได้จากเครื่องยนต์ เกิดจากระบวนการสันดาป หรือการเผาไหม้ภายในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ซึ่งเป็นส่วนของห้องเผาไหม้และองค์ประกอบของการเกิดการเผาไหม้นั้น

ประกอบด้วยเชื้อเพลิง อากาศ และความร้อน ซึ่งมีการบรรจุเข้าไปผสมได้อย่างถูกต้องและในอัตราส่วนที่เหมาะสมประการสำคัญคือ พลังงานที่เครื่องยนต์ผลิตขึ้นต้องผลิตอย่างต่อเนื่องตลอดเวลาที่เครื่องยนต์ติดอยู่ และมันจะหยุดทำงานก็ต่อเมื่อผู้ควบคุมต้องการหยุดการทำงานของมันเท่านั้น ด้วยเหตุนี้การทำงานของเครื่องยนต์ในการบรรจุไอดี อัดไอดี การเกิดพลังงานและการกำจัดหรือขับของเสียต้องมีการทำงานอย่างสัมพันธ์กันอย่างถูกต้องไม่ผิดพลาด จึงถูกแบ่งออกเป็นจังหวะการทำงานได้ 4 จังหวะ ดังนี้

### 2.2.6.1 จังหวะดูด (Intake Stroke)



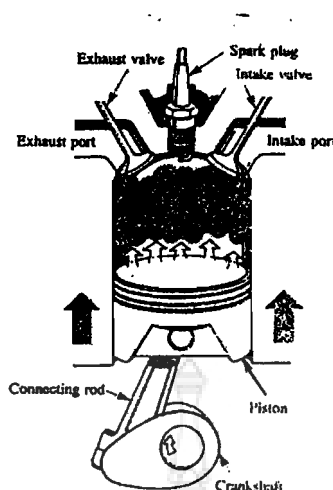
รูปที่ 2.17 แสดงการทำงานในจังหวะดูด

การทำงานในจังหวะดูด เริ่มต้นเมื่อลูกสูบเลื่อนลงจากจุดบนสุดของเครื่องยนต์ที่เรียกว่า จุดศูนย์ตายบน (Top Dead Center = TDC) ลิ้นไอดีเปิด (Intake Valve Open) และการที่ลูกสูบเลื่อนลงปริมาตรในกระบอกสูบจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วจนกลายเป็นสุญญากาศ และเกิดแรงดูดไอดี ซึ่งเป็นส่วนผสมระหว่างน้ำมันกับอากาศในรูปของแก๊สเชื้อเพลิงเข้าบรรจุในกระบอกสูบจนเต็มปริมาตรดูด เมื่อลูกสูบเลื่อนจนถึงจุดต่ำสุดของลูกสูบซึ่งไม่สามารถเลื่อนลงไปได้อีกแล้ว ถ้าเพลาคือเหวี่ยงหมุนดันก้านสูบกับลูกสูบต่อไปอีกลูกสูบจะเลื่อนขึ้น ณ จุด ๆ นี้เรียกว่าศูนย์ตายล่าง (Bottom Dead Center = BDC) และตำแหน่งนี้ลิ้นไอดีปิดเป็นการสิ้นสุดจังหวะดูด

### 2.2.6.2 จังหวะอัด (Compression Stroke)

การทำงานในจังหวะอัด เริ่มต้นเมื่อลูกสูบเลื่อนขึ้นจากตำแหน่งศูนย์ตายล่างลิ้นไอดีและลิ้นไอเสียปิด ลูกสูบอัดส่วนผสมหรือไอดีให้มีปริมาตรเล็กลง และมีแรงดันสูงในปริมาตรอัดประมาณ 1 ส่วนใน 7.5 – 10.5 จังหวะอัดสิ้นสุดเมื่อลูกสูบเลื่อนขึ้นก่อนถึงศูนย์ตายบนเล็กน้อยและหัวเทียนจุดประกายไฟ

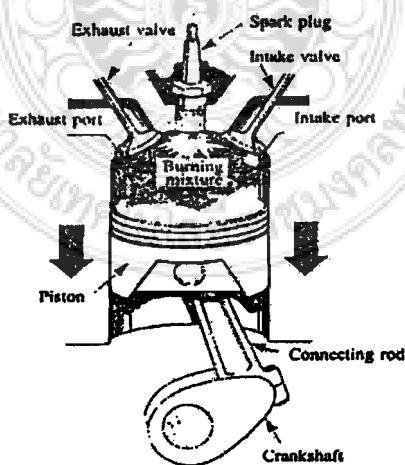




รูปที่ 2.18 แสดงการทำงานในจังหวะอัด

### 2.26.3 จังหวะกำลัง (Power Stroke)

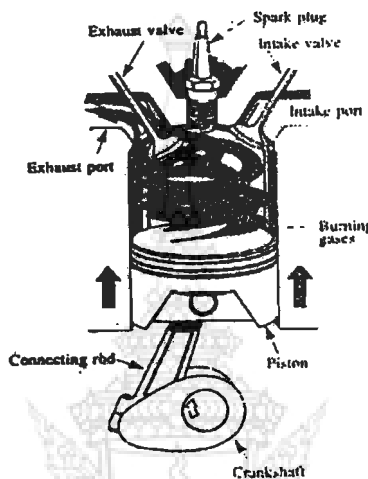
จังหวะกำลังหรือเรียกอีกว่า “จังหวะงาน” เป็นจังหวะที่ไอศุกจุดให้ลุกไหม้ขึ้นโดยประกายไฟจากหัวเทียน เมื่อไอศุกจุดก็จะเกิดการระเบิดขึ้นความดันสูงในกระบอกสูบประมาณ 39-40 บรรยากาศ (400-600ปอนด์/ตร.นิ้ว) พร้อมกันนี้อุณหภูมิสูงจากการเผาไหม้ก็จะพุ่งสูงขึ้นประมาณ 2000-25000 องศาเซลเซียส ความดันที่สูงขึ้นอย่างทันทีทันใดนี้กระทำบนหัวลูกสูบจะดันให้ลูกสูบเลื่อนลงสู่จุดศูนย์ตายล่าง (BDC) อย่างรวดเร็ว การเลื่อนลงต่ำของลูกสูบจะทำให้อุณหภูมิและความดันลดลงจนปลายจังหวะงาน ความดันจะลดลงเหลือประมาณ 3 – 4 บรรยากาศ (40-60 ปอนด์/ตร.นิ้ว) และอุณหภูมิก็ตเหล็เพียง 800 – 900 องศาเซลเซียส



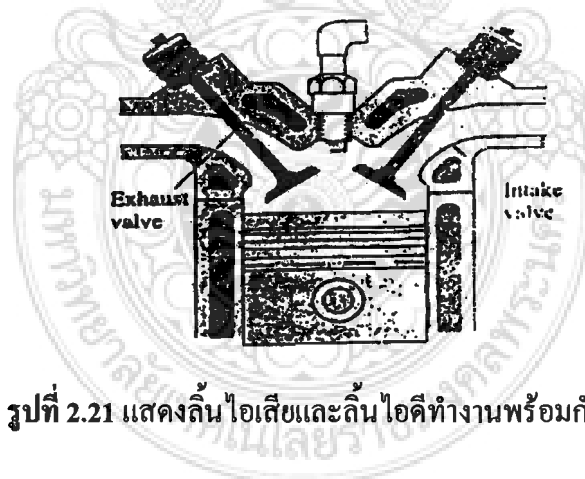
รูปที่ 2.19 แสดงการทำงานในจังหวะกำลัง

#### 2.26.4 จังหวะคาย (Exhaust Stroke)

การทำงานในจังหวะคาย เริ่มเมื่อลูกสูบเลื่อนลงสู่ศูนย์ตายล่าง และลิ้นไอเสียเปิด แก๊สไอเสียที่มีแรงดันจะถูกระบายออกทางลิ้น ไอเสียจนลูกสูบเลื่อนผ่านศูนย์ตายล่าง แล้วเลื่อนขึ้นจนไล่อไอเสียที่ค้างอยู่ในกระบอกสูบออก จังหวะคายสิ้นสุดการทำงานเมื่อลิ้นไอเสียปิด



รูปที่ 2.20 แสดงการทำงานในจังหวะคาย



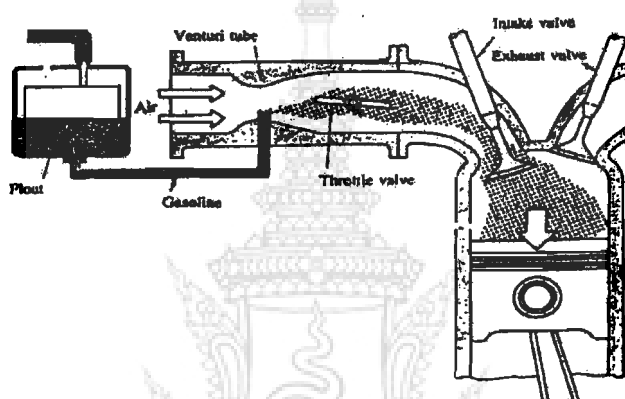
รูปที่ 2.21 แสดงลิ้นไอเสียและลิ้นไอดีทำงานพร้อมกัน

ในทฤษฎีการทำงานของลิ้น ในช่วงปลายจังหวะคายและเริ่มต้นจังหวะดูด ลิ้นไอดีและลิ้นไอเสียทำงานพร้อมกันเรียกว่า โอเวอร์แลป (Over Lap) นั่นคือก่อนสิ้นสุดจังหวะคายขณะที่ลิ้นไอเสียกำลังจะปิดสนิท ลิ้นไอดีเริ่มเปิดเป็นการเริ่มต้นการทำงานในจังหวะดูด และในจังหวะที่ไอดีเริ่มเปิดนี้ไอดีที่มีแรงดันมากกว่าจะเข้าสู่กระบอกสูบ เพื่อขับไล่อไอเสียและมีไอดีบางส่วนสูญเสียไปกับไอเสียด้วย จังหวะโอเวอร์แลปจะสิ้นสุดเมื่อลิ้นไอเสียเปิด

## 2.27 คาร์บูเรเตอร์

### 2.27.1 จุดประสงค์ของคาร์บูเรเตอร์

คาร์บูเรเตอร์เข้ามามีบทบาทสำคัญโดยนำมาใช้กับระบบน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนอยู่หลายปีแม้ปัจจุบันนี้จะมีความสำคัญน้อยลงไปเพราะรถยนต์รุ่นใหม่จำนวนมากเป็นเครื่องยนต์หัวฉีดเบนซิน คาร์บูเรเตอร์เป็นอุปกรณ์ผสมน้ำมันเชื้อเพลิงกับอากาศในอัตราส่วนที่พอเหมาะ เรียกว่า ไอคิ (Mixture) ส่งผ่านท่อร่วมไอคิเข้าสู่กระบอกสูบ



รูปที่ 2.22 แสดงหลังการทำงานอย่างง่าย ๆ ของระบบเชื้อเพลิงที่ใช้คาร์บูเรเตอร์

โครงสร้างของคาร์บูเรเตอร์ ขึ้นที่ท่ออากาศ (Air horn) มีลิ้นเร่ง (Throttle valve) เพื่อทำหน้าที่เปิดให้อากาศเข้ามาหรือน้อย

สำหรับคอขวด (Venturi) ของคาร์บูเรเตอร์เป็นส่วนหนึ่งที่ทำให้อากาศไหลผ่านเกิดสุญญากาศขึ้นซึ่งสุญญากาศนี้ทำให้เกิดแรงดูดที่หัวฉีดน้ำมัน (Fuel Nozzle) จนน้ำมันถูกดูดพ่นออกมาเป็นฝอยละออง (Spray) แล้วผสมกับอากาศเหมือนกระบอกฉีดด้วยกัน

### 2.27.2 ส่วนผสมของน้ำมันอากาศ

อัตราส่วนผสมของไอคิ (Mixture Ratio) อัตราส่วนผสมของน้ำมันเชื้อเพลิงกับอากาศ อัตราส่วนผสมคิดเป็นหน่วยน้ำหนัก

$$\text{อัตราส่วนผสมไอคิ} = \frac{\text{น้ำหนักของอากาศ}}{\text{น้ำหนักของน้ำมันเชื้อเพลิง}} \quad (2.51)$$

อัตราส่วนผสมทางทฤษฎี จะเท่ากับอัตราส่วนผสมของอากาศหนัก 14.7 กรัม – 14.8 กรัม ต่อน้ำมันเบนซินหนัก 1 กรัม (14.7 – 14.8:1)

อัตราส่วนผสมอย่างประหัด ให้การเผาไหม้ที่สมบูรณ์จะเป็น 16:1 โดยเพิ่มปริมาณของอากาศอีก 10 เปอร์เซ็นต์

อัตราส่วนผสมเพื่อให้ได้กำลังสูงสุด ในขณะที่เครื่องยนต์ต้องการให้ได้กำลังสูงสุดก็จะต้องลดปริมาณอากาศลงเหลือประมาณ 12.5:1

#### 2.27.3 หลักการของคาร์บูเรเตอร์

เมื่อถูกสูบเลื่อนลงในจังหวะดูด ทำให้อากาศกับน้ำมัน (ไอดี) ถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบ ทั้งนี้เพราะขณะที่ถูกสูบเลื่อนลงเกิดสุญญากาศขึ้นภายในกระบอกสูบ ความแตกต่างระหว่างความกดดันภายในกระบอกสูบซึ่งเป็นสุญญากาศกับความกดดันภายนอกซึ่งเป็นความกดดันภายในบรรยากาศ จากความแตกต่างดังกล่าวทำให้เกิดแรงดูดน้ำมันกับอากาศเข้ากระบอกสูบ

#### 2.27.4 หน้าที่ของคาร์บูเรเตอร์

2.27.5 ผสมน้ำมันกับอากาศ ในลักษณะฝอยละออง ถ้าน้ำมันเบนซินถูกเผาไหม้ในสภาพที่เป็นของเหลวจะต้องใช้เวลายาวนาน จะไม่ทำให้เกิดกำลังได้อย่างมากในเวลาเผาไหม้ที่จำกัด ถ้าน้ำมันเป็นฝอยละอองผสมกับอากาศก่อนที่จะมีการจุดระเบิด การเผาไหม้จะรวดเร็วและได้กำลังที่มาก

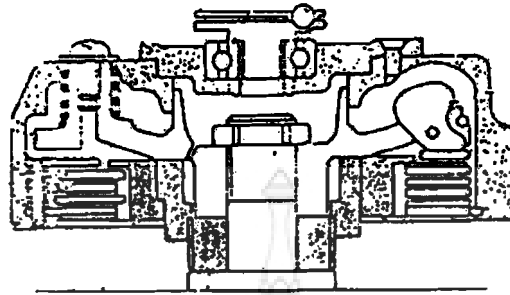
2.27.6 ควบคุมกำลังของเครื่องยนต์ โดยคาร์บูเรเตอร์ควบคุมการไหลของไอดีมากขึ้นน้อยตามความต้องการ ตามสภาพการใช้งาน

คาร์บูเรเตอร์เกือบทั้งหมด ไม่มีหน้าที่ทำให้น้ำมันกลายเป็นไอ ดังนั้นน้ำมันในท่อร่วมไอดีจึงมีเพียงบางส่วนที่กลายเป็นไอน้ำมัน แต่ส่วนมากจะเป็นฝอยละอองเล็ก ๆ ไหลไปในท่อร่วมไอดี น้ำมันจะกลายเป็นไออย่างสมบูรณ์หลังจากไอดีเข้าไปในกระบอกสูบเริ่มถูกอัดตัวในจังหวะอัด

ขณะที่น้ำมันเชื้อเพลิงอยู่ในสภาพของเหลวจะมีน้ำหนักมากกว่าอากาศเป็นร้อยเท่า แต่เมื่อน้ำมันเป็นฝอยละอองน้ำมันจะหนักประมาณ 3 เท่าของอากาศ ดังนั้นการที่น้ำมันเป็นละอองทำให้น้ำมันกระจายไปยังกระบอกสูบได้อย่างดี

การควบคุมกำลังงานเนื่องจากระยะชักและปริมาตรของกระบอกสูบคงที่จึงไม่สามารถเปลี่ยนแปลงอัตราการใช้ของไอดีได้ ดังนั้นลิ้นเร่งจึงทำหน้าที่เปลี่ยนสุญญากาศในท่อซึ่งก็เป็นการเปลี่ยนแปลงไอดีเพื่อเป็นการควบคุมกำลังงานของเครื่องยนต์นั่นเอง

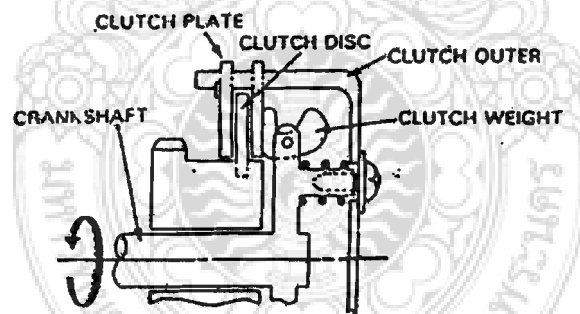
## 2.28 คลัทช์อัตโนมัติแบบเปียกหลายแผ่น



รูปที่ 2.23 แสดงส่วนประกอบคลัทช์อัตโนมัติแบบเปียกหลายแผ่น

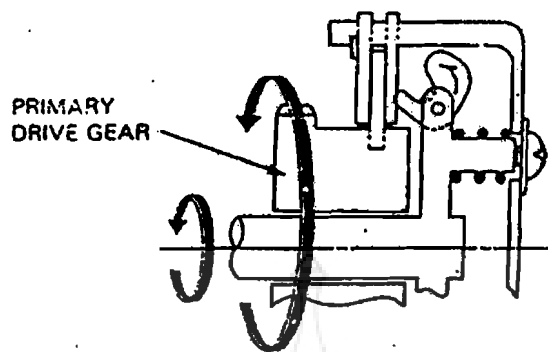
คลัทช์แบบนี้ชุดคลัทช์แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal Clutch) จะต่อโดยตรงกับเพลาคือเหวี่ยงและอยู่ชุดเดียว

ขณะที่ความเร็วของเครื่องยนต์ต่ำ แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่เกิดขึ้นที่ตุ้มน้ำหนัก (Clutch Weight) จะน้อย ตุ้มน้ำหนักจะไม่ถ่างออก ทำให้เกิดช่องว่างระหว่างแผ่นเหล็กกับแผ่นคลัทช์ การส่งกำลังจึงยังไม่เกิดขึ้นหรือคลัทช์อยู่ในตำแหน่งจากหรือการตัดกำลัง



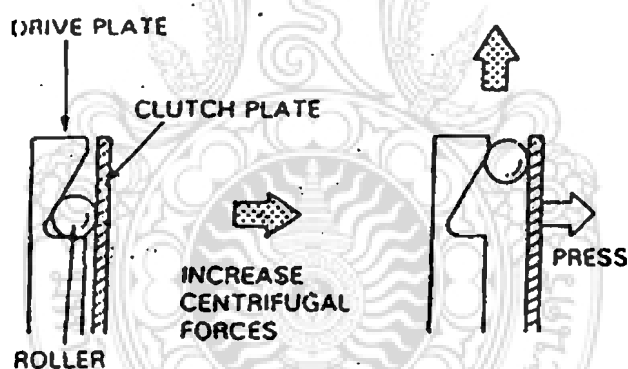
รูปที่ 2.24 แสดงการทำงานในตำแหน่งไม่ต่อกำลัง

เมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วสูงขึ้น แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางที่เกิดขึ้นที่ตุ้มน้ำหนักจึงมากขึ้นตามไปด้วย จนถึงความเร็วที่กำหนดความเร็วหนึ่ง (1800 – 2000 rpm) ตุ้มน้ำหนักจะเหวี่ยงตัวถ่างออกกดแผ่นคลัทช์ทำให้แผ่นเหล็กกับแผ่นคลัทช์จึงเข้ามาสัมผัสกันดังนั้นกำลังจากเพลาคือเหวี่ยงจึงส่งไปยังเฟืองขับ (Primary Drive Gear)



รูปที่ 2.25 แสดงการทำงานในตำแหน่งต่อกำลัง

ในบางกรณีอาจใช้ลูกปืน (Roller) แทนค้อน้ำหนัก ลูกปืนจะอยู่ระหว่างแผ่นคลัทช์ (Drive Plate) กับแผ่นคลัทช์ (Clutch Plate) แบบนี้แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางจะเหวี่ยงลูกปืนเลื่อนออกไปด้านนอกของแผ่นขับ ทำให้แผ่นขับกดแผ่นคลัทช์จับหรือต่อกำลัง



รูปที่ 2.26 แสดงการทำงานของคลัทช์ที่ใช้ลูกปืนแทนค้อน้ำหนัก

## 2.29 การสันดาปของเครื่องยนต์

อัตราส่วนการอัดทางทฤษฎี ถ้าไออดีที่ถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบโดยไม่ได้รับการอัดตัว การเผาไหม้ที่เกิดขึ้นก็จะมีเพียงเล็กน้อยและกำลังงานที่เกิดขึ้นก็ไม่เพียงพอที่จะทำให้เกิดแรงบิด (Torque) ได้ ดังนั้นเพื่อให้รับแรงบิดที่เพียงพอไออดีจะต้องถูกอัดตัวก่อนที่จะเผาไหม้จึงจะทำให้เกิดการระเบิดของก๊าซขึ้นอย่างรุนแรง ในเครื่องยนต์แบบลูกสูบทั้งแบบเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยประกายไฟ และเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดได้ด้วยวิธีการอัด เมื่อลูกสูบเลื่อนลงไปยังศูนย์กลางไออดีจะถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบ ไออดีจะถูกอัดตัวเมื่อลูกสูบเลื่อนขึ้นถึงศูนย์กลางบน เรียกว่า อัตราส่วนการอัด (Compression ratio) ซึ่งหาได้จากสูตร

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (2.52)$$

เมื่อ

 $r_c$  = อัตราส่วนการอัด $V_d$  = ปริมาตรดูดของลูกสูบ (มีหน่วยเป็น  $\text{cm}^3, \text{m}^3$ ) $V_c$  = ปริมาตรห้องเผาไหม้ (มีหน่วยเป็น  $\text{cm}^3, \text{m}^3$ )

อัตราส่วนการอัดที่แท้จริงก่อนที่จะคำนวณหาอัตราส่วนการอัดที่แท้จริงได้นั้นควรรู้ระยะเวลาการเปิดและปิดของวาล์วไอดีตามองศาการหมุนของเพลาช้อเหวียง กล่าวคือ เมื่อวาล์วไอดีเปิดจะมีระยะเวลาล่าช้าอยู่เล็กน้อย ก่อนที่ไอดีจะเข้าไปในกระบอกสูบ ดังนั้นวาล์วไอดีจึงต้องเปิดก่อนที่ลูกสูบจะถึงจังหวะดูดไอดีจึงถูกดูดเข้าไปในกระบอกสูบ ด้วยแรงเฉื่อยของการไหล และเป็นการไล่ไอดีเสียออกไปด้วย จากผลของการจัดเวลาการเปิดของวาล์วเช่นนี้ ทำให้เครื่องยนต์ได้กำลังเพิ่มขึ้นด้วย ปกติวาล์วไอดีเปิดก่อนที่ลูกสูบถึงศูนย์ตายบน 10-20 องศา ประสิทธิภาพของการประจุไอดีเข้าไปในกระบอกสูบ สามารถปรับปรุงให้มีประสิทธิภาพดีขึ้นได้ โดยใช้ประโยชน์จากแรงเฉื่อยของไอดีที่เข้าไปในกระบอกสูบกับระยะเวลาการเปิดวาล์วไอดีให้ช้าลง โดยควบคุมให้ลิ้นวาล์วไอดีปิดหลังศูนย์ตายล่าง ประมาณกับระยะเวลาการปิดวาล์วให้ช้าลง โดยควบคุมให้ลิ้นวาล์วไอดีปิดหลังศูนย์ตายล่าง ประมาณ 40-60 องศา ซึ่งก็หมายความว่าลูกสูบได้เคลื่อนขึ้นเล็กน้อยก่อนที่วาล์วไอดีจะปิดสนิทจึงทำให้ปริมาตรของกระบอกสูบในขณะนั้นลดลงเล็กน้อยซึ่งปริมาตรที่นำไอดีมาคำนวณหาอัตราส่วนการอัดที่แท้จริงนั้นลดลงเล็กน้อยซึ่งปริมาตรที่นำไปคำนวณหาอัตราส่วนการอัดที่แท้จริงนั้นเป็นปริมาตรที่ไอดีมีอยู่จริงในกระบอกสูบ ดังนั้นอัตราส่วนการอัดที่แท้จริงจึงมีค่าน้อยกว่าอัตราส่วนการอัดทางทฤษฎี

### 2.30 วัฏจักรออตโท

จังหวะดูดของวัฏจักรออตโท เริ่มที่ตำแหน่งศูนย์ตายบนของลูกสูบเป็นกระบวนการความดันคงที่ ด้วยความดันไอดีเท่ากับความดันบรรยากาศ (กระบวนการ 6-1 ในภาพประกอบ 3-2) เป็นสภาวะที่ใกล้เคียงกับการประจุไอดีขณะลิ้นผีเสื้อเปิดกว้างของเครื่องยนต์จริงมาก โดยในความเป็นจริงความดันไอดีจะต่ำกว่าเล็กน้อยจากแรงเสียดทานของก๊าซในทางเดินของไอดี อุณหภูมิของอากาศในจังหวะดูด จะสูงขึ้นจากความร้อนของท่อไอดีและที่ตำแหน่ง 1 จะมีอุณหภูมิสูงกว่าบรรยากาศภายนอกเครื่องยนต์ประมาณ 25 องศาเซลเซียส ถึง 35 องศาเซลเซียส

จังหวะที่สองคือจังหวะอัด ซึ่งเป็นการอัดก๊าซแบบไอเซนโทรฟิก จากศูนย์ตายล่างสู่ศูนย์ตายบน (กระบวนการ 1-2) ซึ่งก็ใกล้เคียงกับสภาวะของเครื่องยนต์จริงเช่นกันยกเว้นช่วงต้นและช่วงปลายของกระบวนการเท่านั้น ในเครื่องยนต์จริงลิ้นไอดีจะปิดหลังจากลูกสูบผ่านศูนย์ตายล่างมาแล้วเล็กน้อยส่วนในช่วงปลายของจังหวะอัด หัวเทียนจะปล่อยประกายไฟจุดไอดีก่อนลูกสูบจะถึงศูนย์ตายบนซึ่งไม่เพียงเป็นการเพิ่มความดันเท่านั้นแต่ยังเป็นความร้อนจากความดันที่เพิ่มขึ้นด้วย

กระบวนการ 1-2 – จังหวะอัดแบบไอเซนโทรฟิก  
– ลิ้นปิดทั้งหมด

$$T_2 = T_1 (r_c)^{k-1} \quad (2.53)$$

$$P_2 = P_1 (r_c)^k \quad (2.54)$$

$$q_{1-2} = 0 \quad (2.55)$$

$$w_{1-2} = mR(T_2 - T_1)/(1-k) \quad (2.56)$$

กระบวนการ 2-3 เป็นการป้องกันพลังงานความร้อนในสภาวะปริมาตรคงที่ เป็นการอนุโลมแทนการสันดาปในเครื่องยนต์จริงซึ่งใกล้เคียงกับสภาวะปริมาตรคงที่เช่นเดียวกับการเริ่มขึ้นก่อนศูนย์ตายบนเล็กน้อย ลูกไหม้ใกล้ความเร็วสูงสุดก่อนศูนย์ตายบนและสิ้นสุดหลังศูนย์ตายล่างเล็กน้อย ระหว่างการสันดาปหรือการให้ความร้อนพลังงานนี้ถูกป้อนให้กับก๊าซภายในกระบอกสูบทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นมากและถึงจุดสูงสุดที่ตำแหน่ง 3 อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นทำให้ความดันสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว และมีค่าสูงสุดที่ตำแหน่ง 3 เช่นเดียวกัน

กระบวนการ 2-3 – ป้อนความร้อนเข้าสู่ระบบแบบปริมาตรคงที่ (การสันดาป)  
– ลิ้นปิดทั้งหมด

$$V_3 = V_2 \quad (2.57)$$

$$T_3 = T_{\max} \quad (2.58)$$

$$Q_{2-3} = m_f Q_{\text{hv}} \eta_c \quad (2.59)$$

$$P_3 = P_{\max} \quad (2.60)$$



ความดันซึ่งสูงมารวมทั้งปริมาณเอนทาลปีในระบบ ณ ตำแหน่งศูนย์ตายบนกระดุนให้เกิด  
 จังหวะทำงาน หรือจังหวะขยายตัวของก๊าซต่อการสันดาป (กระบวนการ 3-4) ความดันสูงที่กระทำ  
 ต่อหัวลูกสูบทำให้เกิดแรงดันลูกสูบลงสู่ศูนย์ตายล่างเป็นจุดกำเนิดงานและกำลังของเครื่องยนต์

กระบวนการ 3-4 – จังหวะขยายตัวหรือจังหวะทำงานแบบไอเซนโทรฟิก  
 – ลีนปิดทั้งหมด

$$T_4 = T_3 (1/r_c)^{k-1} \quad (2.61)$$

$$P_4 = P_3 (1/r_c)^k \quad (2.62)$$

$$w_{3-4} = mR(T_4 - T_3)/(1-k) \quad (2.63)$$

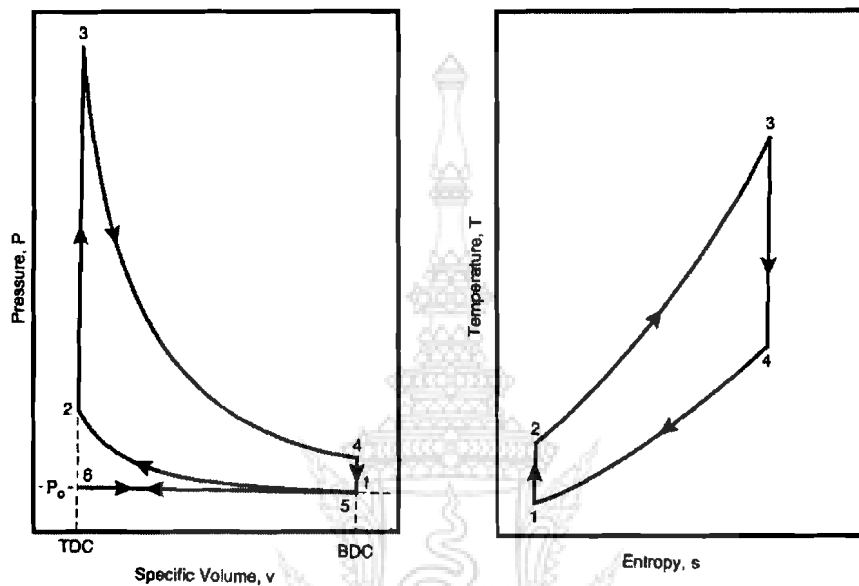
ก่อนถึงระยะสุดท้ายของจังหวะทำงานในเครื่องยนต์จริง ลีนไอเสียซึ่งเปิดก่อนศูนย์ตายล่างจะ  
 ระบายไอเสียส่วนใหญ่ออกจากกระบอกสูบความดันจะลดลงระดับเดียวกับความดันภายในท่อร่วม  
 ไอเสีย เพื่อไม่ให้เหลือความดันสูงซึ่งจะต้านการเคลื่อนตัวขาขึ้นของลูกสูบในจังหวะคาย ด้วยเหตุนี้  
 การคายไอเสียของเครื่องจริง จึงเป็นการคายแบบปริมาตรคงที่เกือบทั้งหมด เอนทาลปีจำนวนมาก  
 ซึ่งออกไปพร้อมไอเสีย เป็นสาเหตุสำคัญที่ทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนของเครื่องไม่ดีขึ้นเท่า  
 จึงใช้วัฏจักรออตโตระบบปิด ซึ่งเป็นกระบวนการแบบปริมาตรคงที่ในช่วง 4-5 แทนวัฏจักรที่  
 เกิดขึ้นจริงได้

กระบวนการ 4-5 – การคายความร้อนแบบปริมาตรคงที่  
 – ลีนไอเสียเปิด ลีนไอคิปิด

$$Q_{4-5} = m_m c_v (T_5 - T_4) \quad (2.64)$$

จังหวะสุดท้ายของวัฏจักรสี่จังหวะ คือช่วงที่ลูกสูบเคลื่อนที่จากศูนย์ตายบนถึงศูนย์ตายล่าง  
 จังหวะการคายไอเสียเป็นกระบวนการความดันคงที่ประมาณหนึ่งบรรยากาศในช่วง 5-6 เป็นช่วงที่  
 ลีนไอเสียเปิดกว้างตลอด เป็นการอนุโลมที่แม่นยำเพียงพอเพราะในเครื่องยนต์จริงความดันจะสูง  
 กว่าบรรยากาศเพียงเล็กน้อยจากแรงเสียดทานของก๊าซบริเวณลีนไอเสียและระบบไอเสีย เมื่อสิ้นสุด  
 จังหวะคายเครื่องยนต์จะหมุนครบสองรอบพอดีและลูกสูบอยู่ในตำแหน่งศูนย์ตายบน ลีนไอเสียปิด  
 อยู่ขณะที่ลีนไอคิเปิดเพื่อเริ่มวัฏจักรใหม่ต่อไป

การวิเคราะห์วัฏจักรออตโตด้วยค่าสัมพัทธ์ โดยการหาค่าต่างๆด้วยมวลของก๊าซในกระบอกสูบช่วยให้การคำนวณง่ายขึ้น คูใน รูปที่ 2.27



รูปที่ 2.27 วัฏจักรออตโต

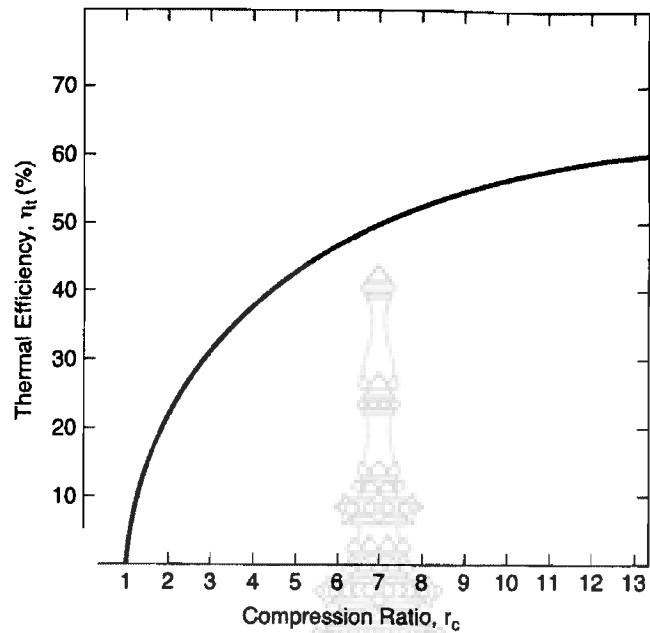
กระบวนการ 5–6 – จังหวะการคายไอเสียแบบความดันคงที่  
– ลิ้น ไอดีเปิด ลิ้น ไอเสียปิด

$$w_{5-6} = P_o (v_6 - v_5) = P_o (v_6 - v_1) \quad (2.65)$$

ประสิทธิภาพความร้อนของวัฏจักรออตโต

$$(\eta_t)_{OTTO} = \left| \frac{w_{net}}{q_{in}} \right| \quad (2.66)$$

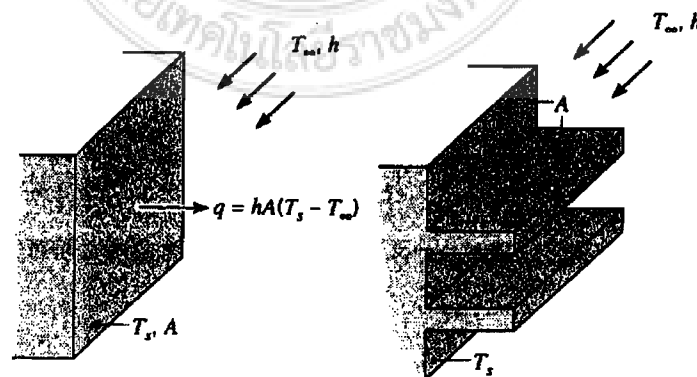
ในการคำนวณประสิทธิภาพความร้อน เราต้องการทราบเพียงอุณหภูมิต่างในวัฏจักรเท่านั้น และเพื่อให้ง่ายขึ้นเราสามารถใช้อุณหภูมิของก๊าซอุดมคติสำหรับจังหวะอัดและจังหวะทำงานแบบไอเซนโทรพิก ซึ่งดูได้จาก รูปที่ 2.28



รูปที่ 2.28 กราฟประสิทธิภาพความร้อน

### 2.31 การถ่ายเทความร้อนผ่านครีบบระบายความร้อน

ในการเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนบนพื้นผิวหนึ่งๆสามารถทำได้โดยการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวดังกล่าว ( $h$ )และอาจจะลดอุณหภูมิของๆไหลที่สัมผัส ( $T_\infty$ ) สัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะเพิ่ม โดยเพิ่มความเร็วของของไหล สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่เพิ่มขึ้นนั้นอาจยังไม่เพียงพอและอาจยังไม่คุ้มทุนกับการเพิ่มขนาดเครื่องเป่าลมหรือเครื่องสูบเพื่อให้ความเร็วของไหลที่เพิ่มขึ้น นอกจากนี้การลดอุณหภูมิ ( $T_\infty$ ) นั้นเป็นไปได้ยากในทางปฏิบัติดังนั้นทางเลือกสุดท้ายในการถ่ายเทความร้อนก็คือการเพิ่มพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนหรือครีบบระบายความร้อน ดังรูปที่ 2.29 ซึ่งการหาค่าความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้หาได้จากสมการ



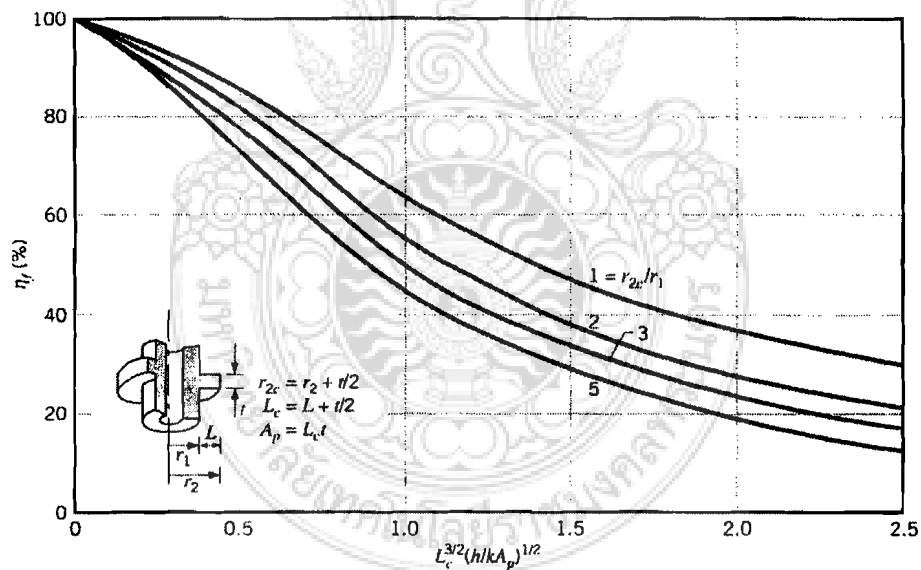
รูปที่ 2.29 การใช้ครีบบระบายความร้อน

$$q_t = hA_t \left[ 1 - \frac{NA_f}{A_t} (1 - n_f) \right] \theta_b \quad (2.67)$$

โดยที่

- $A_f$  = พื้นที่ครีบบระบายความร้อน
- $A_t$  = พื้นที่ระบายความร้อนทั้งหมด
- $N$  = จำนวนครีบ
- $\theta_b$  = ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิที่ผิว
- $n_f$  = ประสิทธิภาพการพาความร้อนของครีบ
- $h$  = สปส.การพาความร้อน

ซึ่งประสิทธิภาพการระบายความร้อนของครีบสามารถเปิดค่าได้จากรูปที่ 2.30 และรูปที่ 2.31



รูปที่ 2.30 แสดงประสิทธิภาพของครีบทรงสี่เหลี่ยมผืนผ้า

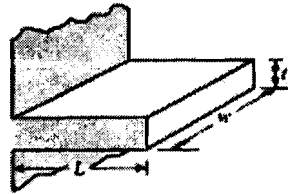
**Straight Fins**

*Rectangular<sup>a</sup>*

$$A_f = 2wL_c$$

$$L_c = L + (t/2)$$

$$A_p = tL$$

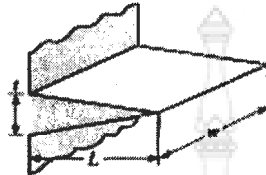


$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

*Triangular<sup>a</sup>*

$$A_f = 2w[L^2 + (t/2)^2]^{1/2}$$

$$A_p = (t/2)L$$



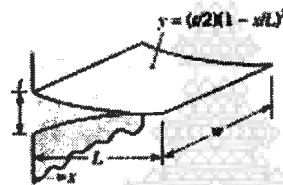
$$\eta_f = \frac{1}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$

*Parabolic<sup>a</sup>*

$$A_f = w[C_1L + (L^2/t)\ln(tL + C_1)]$$

$$C_1 = [1 + (tL)^2]^{1/2}$$

$$A_p = (t/3)L$$



$$\eta_f = \frac{2}{[4(mL)^2 + 1]^{1/2} + 1}$$

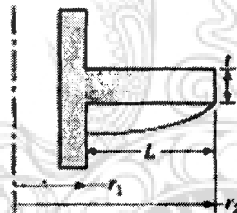
**Circular Fin**

*Rectangular<sup>a</sup>*

$$A_f = 2\pi(r_2^2 - r_1^2)$$

$$r_2 = r_1 + (t/2)$$

$$V = \pi(r_2^2 - r_1^2)L$$



$$\eta_f = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_2) - I_1(mr_1)K_1(mr_2)}{I_0(mr_1)K_1(mr_2) + K_0(mr_1)I_1(mr_2)}$$

$$C_2 = \frac{(2r_1/m)}{(r_2^2 - r_1^2)}$$

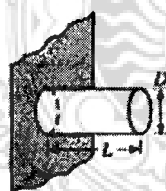
**Pin Fins**

*Rectangular<sup>b</sup>*

$$A_f = \pi DL_c$$

$$L_c = L + (D/4)$$

$$V = (\pi D^2/4)L$$

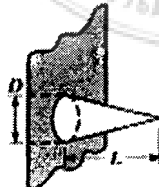


$$\eta_f = \frac{\tanh mL_c}{mL_c}$$

*Triangular<sup>b</sup>*

$$A_f = \frac{\pi D}{2} [L^2 + (D/2)^2]^{1/2}$$

$$V = (\pi/12) D^3 L$$



$$\eta_f = \frac{2}{mL} \frac{I_1(2mL)}{I_0(2mL)}$$

รูปที่ 2.31 แสดงประสิทธิภาพของครีบทรงต่างๆ

## บทที่ 3

### การคำนวณและการออกแบบ

สำหรับในบทนี้จะมีรายละเอียดเนื้อหาเกี่ยวกับการออกแบบต่างๆ เช่น ระบบโครงสร้าง รถ ระบบโซ่กำลังและระบบบังคับเลี้ยว เป็นต้น โดยจะมีการนำหลักทฤษฎีที่เกี่ยวข้องนำมาใช้ ประกอบในการออกแบบและปรับปรุงเพื่อให้เกิดความถูกต้องและเหมาะสมมากยิ่งขึ้นซึ่งมีรายละเอียดขั้นตอนดังต่อไปนี้คือ

#### 3.1 ลำดับขั้นตอนการดำเนินงาน

3.1.1 เตรียมการ ในขั้นตอนดังกล่าวได้มีการวางแผนการดำเนินการ เพื่อให้ทราบแนวทางการปฏิบัติงานในขั้นตอนต่อไป

3.1.2 ค้นหาข้อมูล เพื่อเก็บรวบรวมข้อมูลที่เป็นจะต้องใช้ในการดำเนินงาน

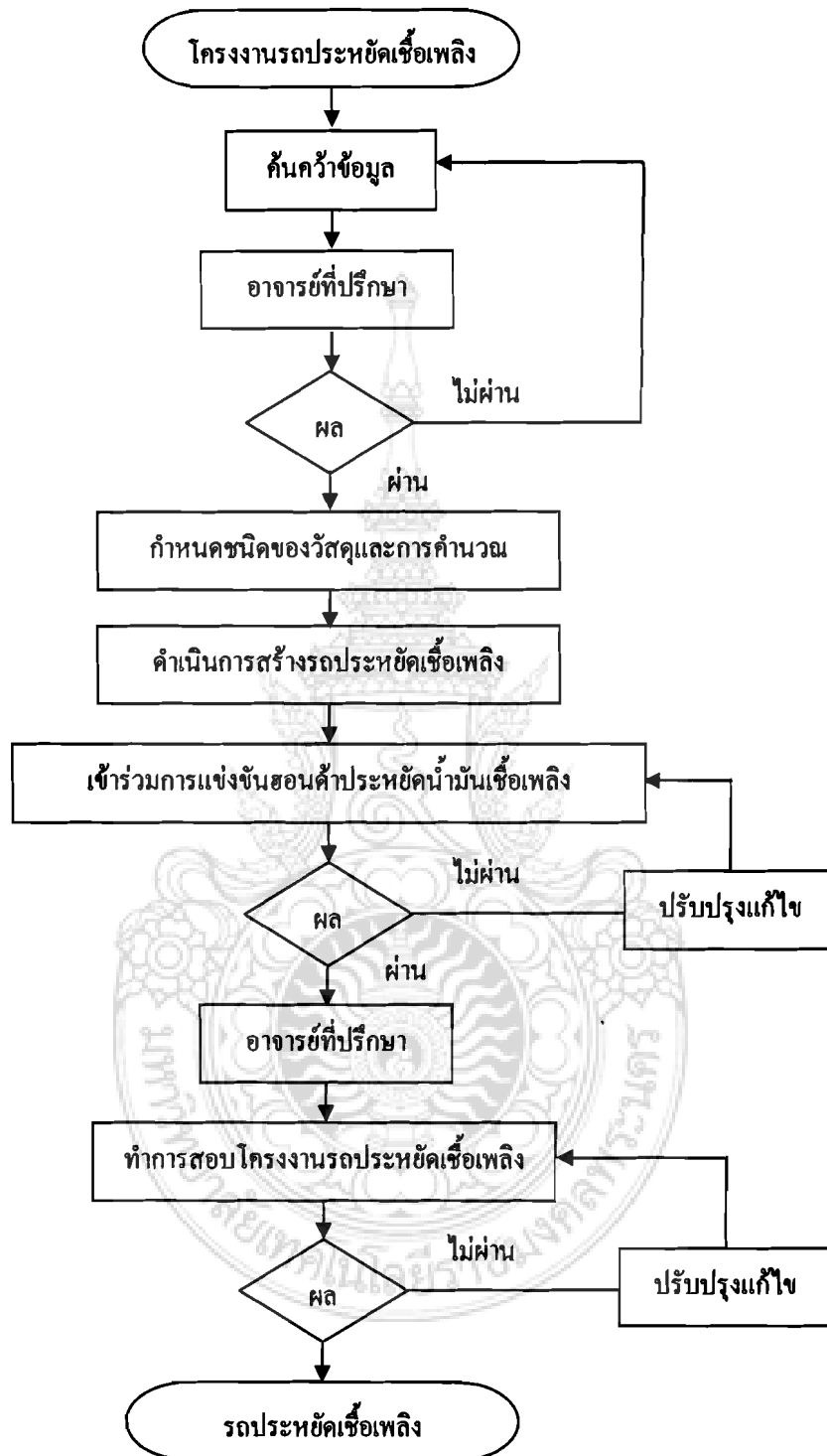
3.1.3 การคำนวณ และการออกแบบ จากการคำนวณ และการออกแบบชิ้นส่วนบางชิ้น ไม่มีจำหน่ายในตามท้องตลาด จึงต้องเลือกใช้ชิ้นส่วนที่เป็นมาตรฐานสากล เพื่อให้ง่ายต่อการจัดหาประกอบ

3.1.4 การดำเนินการสร้างชิ้นส่วน ชิ้นส่วนบางชิ้นจะใช้เครื่องมือพิเศษและช่างผู้ชำนาญสร้าง จึงจะได้ชิ้นส่วนที่ใช้งานอย่างมีประสิทธิภาพ

3.1.5 การทดลองเพื่อให้เครื่องยนต์ สามารถทำงานได้ตามวัตถุประสงค์ดังกล่าวจึงจะถือได้ว่าประสบความสำเร็จในการดำเนินงาน จึงต้องมีการทดลองการทำงานของเครื่อง เพื่อให้ได้ผลงานออกมาดีที่สุด โดยแบ่งการทดลองได้ดังนี้ คือ

- การทดลองเพื่อปรับปรุง และแก้ไข เป็นการทดลองที่ใช้ในงานจริงเพื่อให้ทราบถึงข้อบกพร่องต่างๆ ของเครื่อง และเพื่อจะได้ปรับปรุงแก้ไข

- การทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพ เป็นการทดลองเพื่อทดสอบประสิทธิภาพการทำงานจริงว่าสามารถทำงานได้ตามขอบเขตที่วางไว้หรือไม่



รูปที่ 3.1 แผนภูมิแสดงการสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิง

### 3.2 การออกแบบโครงสร้างรถ

การออกแบบความยาวของตัวรถ โดยพิจารณาจากระยะของคนขับกับระยะของตัวเครื่องยนต์ และระยะการวางล้อทั้งสาม จนสามารถกำหนดระยะของแกนล้อหน้าถึงแกนล้อหลังเท่ากับ 1430 มิลลิเมตร และได้ระยะในการวางส่วนขาของคนขับเท่ากับ 700 มิลลิเมตร

การออกแบบความกว้างของล้อหน้าทั้งสองข้าง จะต้องขึ้นอยู่กับความยาวของคันชักคันส่งซึ่งมีความยาวเท่ากับ 600 มิลลิเมตร และการออกแบบระบบบังคับเลี้ยวเป็นแบบระบบเดวิส จนได้ระยะความกว้างของล้อทั้งสองข้างเท่ากับ 620 มิลลิเมตร

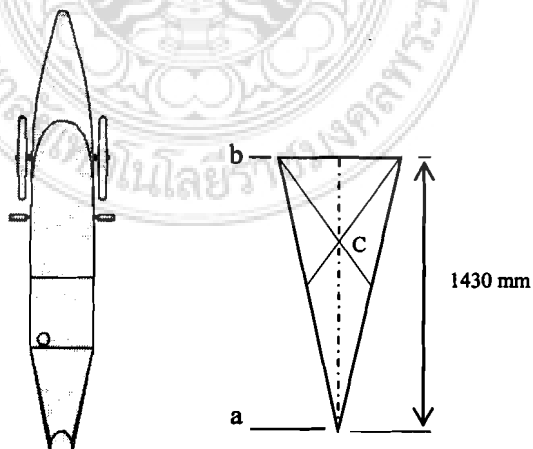
การออกแบบความกว้างของตัวถังจะพิจารณาจากความกว้างของหัวไหล่ของคนขับทั้งสองข้าง จนได้ความกว้างของตัวถังเท่ากับ 400 มิลลิเมตร

การออกแบบความสูงของตัวรถ โดยพิจารณาความสูงของวงล้อ 508 มิลลิเมตร เมื่อทำการประกอบล้อทั้งสามข้าง ตัวรถจะต้องลอยจากพื้นจึงกำหนดระยะความสูงของตัวรถเท่ากับ 300 มิลลิเมตร และความสูงของฝาคลุมของตัวรถจะพิจารณาจากความสูงของคนขับเมื่อนั่งขับ จนได้ความสูงเท่ากับ 550 มิลลิเมตร

### 3.3 การคำนวณหาจุดเซนทรอยด์ของตัวรถในแนวแกน x

พิจารณาจากรูปทรงรถ ที่มีล้อทั้งสามล้อกระทำที่มุมทั้งสามมุมของสามเหลี่ยม โดยให้ความยาวของรูปเท่ากับ 1430 มิลลิเมตร โดยพิจารณาจากระยะระหว่างแกนล้อหน้าถึงแกนล้อหลัง

ในแนวแกน x



(ก)

(ข)

รูปที่ 3.2 แสดงพื้นที่ของจุดเซนทรอยด์ในแนวแกน x



จากสมการที่ 2.50

$$C_b = \frac{h}{3}$$

$$C_a = \frac{2h}{3}$$

$$h = 1430 \text{ mm.}$$

$$C_b = \frac{1430}{3}$$

$$= 476.66 \text{ mm.}$$

จะได้ระยะจากจุด C ถึงจุดศูนย์กลางของล้อหลังเท่ากับ 476.66 มิลลิเมตร

$$C_a = \frac{1430 \times 2}{3}$$

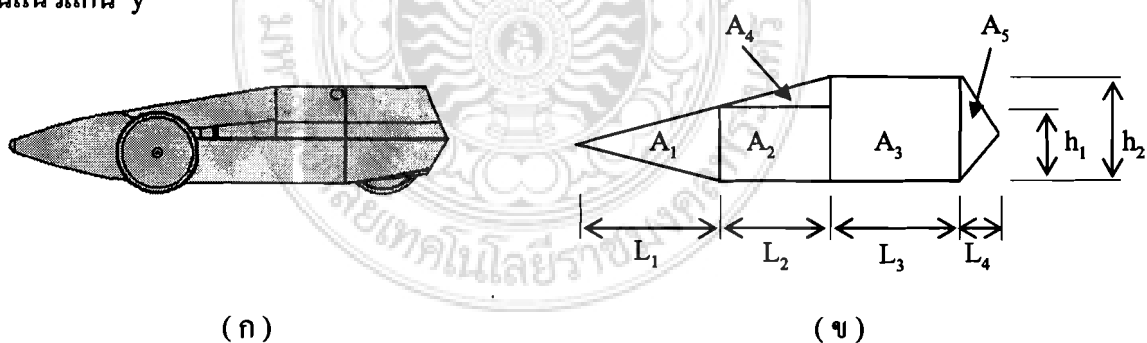
$$= 953.33 \text{ mm.}$$

จะได้ระยะจากจุด C ถึงจุดศูนย์กลางของล้อหน้าเท่ากับ 953.33 มิลลิเมตร

### 3.4 การคำนวณหาจุดเซนทรอยด์ของตัวรถในแนวแกน y

พิจารณาจากรูปทรงของตัวรถจริง จะได้รูปสามเหลี่ยมและรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าประกอบกัน โดยมีขนาดความยาวระยะที่วางขาของคนขับเท่ากับ 700 มิลลิเมตร ความยาวคานหน้าถึงท้ายรถเท่ากับ 2000 มิลลิเมตร และมีความสูงของตัวรถเท่ากับ 550 มิลลิเมตร

ในแนวแกน y



รูปที่ 3.3 แสดงพื้นที่ของจุดเซนทรอยด์ในแนวแกน y

เมื่อ

$$L_1 = 700 \text{ mm.}$$

$$L_2 = 500 \text{ mm.}$$

$$L_3 = 650 \text{ mm.}$$

$$L_4 = 280 \text{ mm.}$$

จากสมการที่ 2.49

เมื่อ

$$h_1 = 450 \text{ mm.}$$

$$h_2 = 550 \text{ mm.}$$

$$\bar{y} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 + A_4 y_4 + A_5 y_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5}$$

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{1}{2} \times L_1 \times h_1 \\ &= \frac{1}{2} \times 700 \times 450 \\ &= 157500 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_2 &= L_2 \times h_1 \\ &= 500 \times 450 \\ &= 225000 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_3 &= L_3 \times h_2 \\ &= 650 \times 550 \\ &= 357500 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_4 &= \frac{1}{2} \times L_2 \times (h_2 - h_1) \\ &= \frac{1}{2} \times 500 \times (550 - 450) \\ &= 25000 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_5 &= \frac{1}{2} \times L_4 \times h_2 \\ &= \frac{1}{2} \times 280 \times 550 \\ &= 77000 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{h_1}{2} \\ &= \frac{450}{2} \\ &= 225 \text{ mm.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{h_1}{2} \\ &= \frac{450}{2} \end{aligned}$$

$$= 225 \text{ mm.}$$

$$y_3 = \frac{h_2}{2}$$

$$= \frac{550}{2}$$

$$= 275 \text{ mm.}$$

$$y_4 = \frac{(h_2 - h_1)}{3} + h_1$$

$$= \frac{(550 - 450)}{3} + 450$$

$$= 483.33 \text{ mm.}$$

$$y_5 = \frac{h_2}{2}$$

$$= \frac{550}{2}$$

$$= 275 \text{ mm.}$$

$$\text{แทนค่า } \bar{y} = \frac{35437500 + 50625000 + 98312500 + 12083250 + 21175000}{157500 + 225000 + 357500 + 25000 + 77000}$$

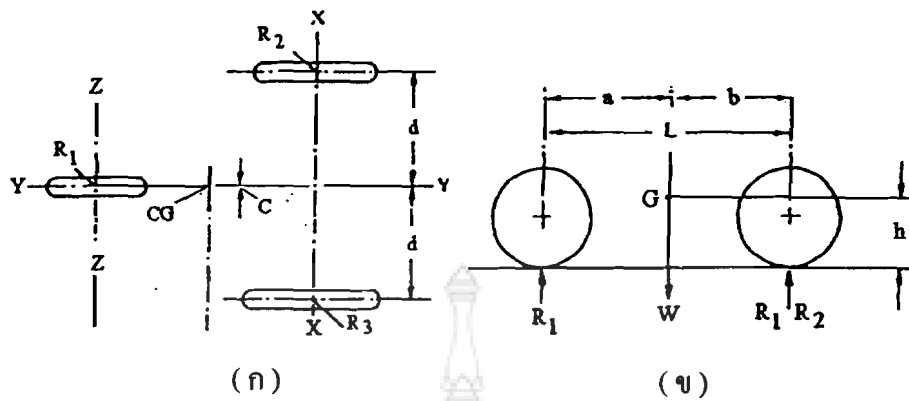
$$= 258.47 \text{ mm.}$$

จุดศูนย์กลางของตัวรถในแนวแกน y เท่ากับ 258.47 mm.

### 3.5 การคำนวณหาน้ำหนักที่กระทำกับล้อ

พิจารณาจากรูปทรงรถ ลักษณะการออกแบบเป็นรถสามล้อ แสดงดังรูป 3.4 กำหนดให้น้ำหนักสูงสุดของคนขับบวกกับน้ำหนักตัวรถไม่เกิน 100 กิโลกรัม ความยาวจากแกนล้อหน้าถึงแกนล้อหลังเท่ากับ 1430 มิลลิเมตร ความยาวระหว่างล้อหน้าถึงจุดกึ่งกลางของตัวรถเท่ากับ 310 มิลลิเมตร และค่าของจุดเซนทรอยด์คตกอยู่บนแกน YY

(กำหนดให้  $C_x = 953.33$  มิลลิเมตร ,  $C_y = 476.66$  มิลลิเมตร )



รูปที่ 3.4 แสดงการรับน้ำหนักของรถ 3 ล้อ

เมื่อ

$$a = 953.33 \text{ mm}$$

$$b = 476.66 \text{ mm.}$$

$$c = 0 \text{ mm.}$$

$$d = 310 \text{ mm.}$$

$$L = 1430 \text{ mm.}$$

$$W = 100 \text{ kg.}$$

$$= 100 \times 9.81 = 981 \text{ N.}$$

พิจารณาโมเมนต์รอบแกน  $xx$  จะได้

จากสมการที่ 2.19

$$R_1 = \frac{Wb}{L}$$

แทนค่า

$$R_1 = \frac{981 \times 476.66}{1430}$$

$$= 327 \text{ N.}$$

แรงที่กระทำกับล้อหลังเท่ากับ 327 N.

พิจารณาโมเมนต์รอบแกน  $zz$  จะได้

จากสมการที่ 2.21

$$R_3 = \frac{W}{2} \left( \frac{a}{L} + \frac{c}{d} \right)$$

แทนค่า

$$= \frac{981}{2} \left( \frac{953.33}{1430} + \frac{0}{310} \right)$$

$$= 327 \text{ N.}$$

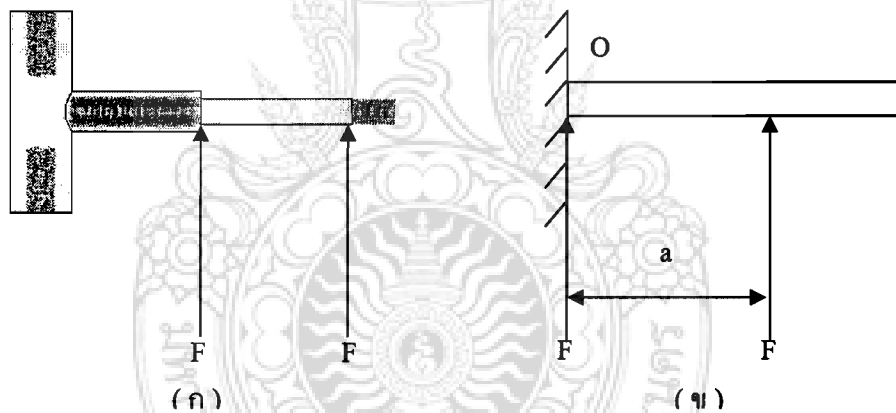
แรงที่กระทำกับล้อหน้าเท่ากับ 327 N.

$$\begin{aligned} \text{จากสมการที่ 2.22} \quad R_2 &= \frac{W}{2} \left( \frac{a}{L} - \frac{c}{d} \right) \\ \text{แทนค่า} &= \frac{981}{2} \left( \frac{953.33}{1430} - \frac{0}{310} \right) \\ &= 327 \text{ N.} \end{aligned}$$

แรงที่กระทำกับล้อหน้าเท่ากับ 327 N.

เมื่อพิจารณาจุดรองรับ  $R_1, R_2, R_3$  ซึ่งพิจารณาถึงน้ำหนักที่จุด  $G$  โดยที่ภาระตกลงที่แกน  $yy$  ดังรูป 3.4 จึงได้แรงที่กระทำกับล้อทั้งสามล้อ

### 3.6 การคำนวณหาขนาดของแกนล้อหน้า



รูปที่ 3.5 แสดงแรงที่กระทำในแนวแกนล้อหน้า

เมื่อ  $a$  = ระยะห่างจากลูกปืนด้านในถึงลูกปืนด้านนอก = 40 mm.

$F$  = แรงที่ได้จากการคำนวณแรงที่กระทำต่อล้อหน้า = 327 N.

เมื่อ แกนล้อหน้ามีลูกปืนมารองรับ 2 ตัว

$$\begin{aligned} F &= \frac{327}{2} \\ &= 163.5 \text{ N.} \end{aligned}$$

$$[\Sigma M_o = 0]$$

$$\text{จากสมการที่ 2.2} \quad M = Fa + Fb$$

$$= (163.5 \times 40) + (163.5 \times 0)$$

$$= 6540 + 0$$

$$M = 6540 \text{ N.mm}$$

จากตารางที่ ก-4 วัสดุ Stainless Steels AISI 420 Martensitic

$$\sigma_y = 50 \text{ ksi}$$

$$= 50 \times 6.895$$

$$= 344.75 \text{ N/mm}^2$$

ค่าความปลอดภัยที่ใช้แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือกระแทกเล็กน้อย  $N = 3$

จากสมการที่ 2.6

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N}$$

แทนค่า

$$\sigma_d = \frac{344.75}{3}$$

$$= 114.91 \text{ N/mm}^2$$

จากสมการที่ 2.3

$$\sigma_d = \frac{Mc}{I}$$

$$= \frac{\left[ M \times \frac{d}{2} \right]}{\frac{\pi d^3}{64}}$$

แทนค่า

$$114.91 = \frac{6540 \times 64}{2\pi d^3}$$

$$d^3 = \frac{6540 \times 64}{2 \times \pi \times 114.91}$$

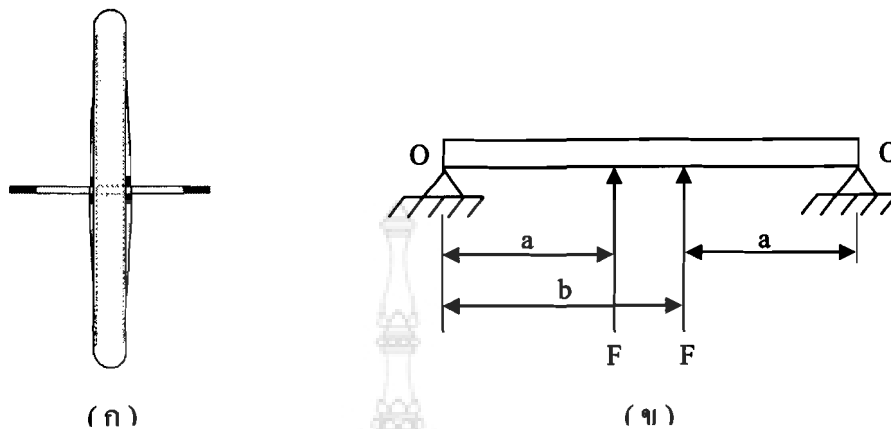
$$= 579.72 \text{ mm.}$$

$$d = 8.33 \text{ mm.}$$

$$\approx 10 \text{ mm.}$$

เนื่องจากเบ้าสวมลูกปืนของล้อหน้ามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตนอกเท่ากับ 30 มิลลิเมตร และมีเส้นผ่าศูนย์กลางโตนในเท่ากับ 10 มิลลิเมตร จึงเลือกใช้แกนล้อหน้าที่มีขนาดเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางโตนในเท่ากับ 10 มิลลิเมตร

### 3.7 การคำนวณหาขนาดของแกนดัดหลัง



รูปที่ 3.6 แสดงแรงที่กระทำในแนวแกนดัดหลัง

เมื่อ

- o = แกนดัดหลัง
- a = ระยะห่างจากแกนที่ยึดดัดหลังถึงลูกปืนด้านซ้าย = 100 mm.
- b = ระยะห่างจากแกนที่ยึดดัดหลังถึงลูกปืนด้านขวา = 140 mm.
- F = แรงที่ได้จากการคำนวณแรงที่กระทำต่อล้อหน้า = 327 N.

เมื่อ แกนดัดหน้ามีลูกปืนรองรับ 2 ตัว

$$F = 163.5 \text{ N.}$$

$$[\sum M_o = 0]$$

จากสมการที่ 2.2

$$M = Fa + Fb$$

แทนค่า

$$\begin{aligned} &= (163.5 \times 100) + (163.5 \times 140) \\ &= 16350 + 22890 \\ &= 39240 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

จากตารางที่ ก-2 วัสดุเหล็กกล้า AISI CD 1030

$$\begin{aligned} \sigma_y &= 104 \text{ ksi} \\ &= 104 \times 6.895 \\ &= 717.08 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

ค่าความปลอดภัยที่ใช้แรงซ้ำทิศทางเดียวหรือกระแทกเล็กน้อย  $N = 3$

จากสมการที่ 2.6

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N}$$

แทนค่า

$$\sigma_d = \frac{717.08}{3}$$

$$\begin{aligned}
 &= 239.02 \text{ N/mm}^2 \\
 \text{จากสมการที่ 2.3} \quad \sigma_d &= \frac{Mc}{I} \\
 &= \frac{\left[ M \times \frac{d}{2} \right]}{\frac{\pi d^3}{64}} \\
 \text{แทนค่า} \quad 239.02 &= \frac{39240 \times 64}{2\pi d^3} \\
 d^3 &= \frac{39240 \times 64}{2 \times \pi \times 239.02} \\
 &= 1672.22 \text{ mm} \\
 d &= 11.896 \text{ mm.} \approx 12 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

เนื่องจากเป้าสวมลูกปืนล้อหลังมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตนอกเท่ากับ 30 มิลลิเมตร และมีเส้นผ่านศูนย์กลางโตนในเท่ากับ 12 มิลลิเมตร จึงเลือกใช้แกนล้อหลังที่มีขนาดเท่ากับเส้นผ่านศูนย์กลางโตนในเท่ากับ 12 มิลลิเมตร

### 3.8 การคำนวณหาค่าดังที่ใช้ในการขับเคลื่อน

#### 3.8.1 แรงต้านทานลม

พิจารณาหาแรงต้านทานลมที่ใช้ในการขับเคลื่อน โดยที่ความกว้างของตัวรถมีความกว้างเท่ากับ 0.4 เมตร ความสูงของตัวรถมีขนาด 0.55 เมตร และค่าสัมประสิทธิ์ของแรงต้านทานของอากาศ เท่ากับ  $0.14 \text{ kg/m}^3$  โดยที่ใช้ความเร็วของรถยนต์ที่ใช้ในการขับเคลื่อนเท่ากับ  $25 \text{ km/hr}$

$$\begin{aligned}
 \text{จากสมการที่ 2.23} \quad R_d &= k_d A v^2 \\
 k_d &= 0.14 \text{ kg/m}^3 && \text{(จากตารางที่ 2.2)} \\
 A &= 0.8 \times W \times H \\
 &= 0.8 \times 0.40 \times 0.55 \\
 &= 0.176 \text{ m}^2 \\
 v &= 25 \text{ km/hr} \\
 &= \frac{25 \times 1000}{3600} \\
 &= 6.94 \text{ m/s} \\
 \text{แทนค่า} \quad R_d &= 0.14 \times 0.176 \times (6.94)^2
 \end{aligned}$$



$$= 1.186 \text{ N.}$$

### 3.8.2 แรงต้านทานการหมุนของล้อ

พิจารณาแรงต้านทานการหมุนของล้อที่ใช้ในการขับเคลื่อน โดยที่ค่าสัมประสิทธิ์เสียดทานการหมุนของล้อเท่ากับ 0.01 และน้ำหนักของคนขับและรถที่ตกลงที่ล้อมีน้ำหนัก 100 kg

จากสมการที่ 2.24

$$R_f = k_r W$$

$$k_r = 0.01 \quad (\text{จากตารางที่ 2.3})$$

$$W = 100 \times 9.81$$

$$= 981 \text{ N.}$$

$$R_f = 0.01 \times 981$$

$$= 9.81 \text{ N.}$$

### 3.8.3 แรงต้านทานจากการเร่ง

ขณะขับรถจากความเร็ว 0 m/s ถึงความเร็ว 6.94 m/s ต้องการเวลาในการเพิ่มความเร็วประมาณ 7 วินาที เพื่อไม่ให้เกิดการเร่งเครื่องเร็วเกินไป เพราะจะทำให้สิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งค่าอัตราการเร่งหาได้

จากสมการที่ 2.26

$$a = \frac{v_2 - v_1}{S}$$

เมื่อ

$$v_1 = 0 \text{ m/s}$$

$$v_2 = 6.94 \text{ m/s}$$

$$S = 7 \text{ s}$$

จะได้

$$a = \frac{6.94 - 0}{7}$$

$$= 0.991 \text{ m/s}^2$$

$$\approx 1 \text{ m/s}^2$$

แทนค่า หาค่าแรงต้านจากการเร่ง

จากสมการที่ 2.25

$$R_f = \frac{(1 + \alpha) W a}{g}$$

เมื่อ

$$\alpha = 0.07 \text{ rad/s}^2$$

$$a = 1 \text{ m/s}^2$$

$$W = 981 \text{ N.}$$

จะได้

$$R_f = \frac{[(1 + 0.07) \times 981 \times 1]}{9.81}$$

$$= 107 \text{ N.}$$

### 3.8.4 แรงต้านการเคลื่อนที่ทั้งหมด

เนื่องจากแรงต้านทานการเคลื่อนที่ คือผลรวมของแรงต้านทานลม แรงต้านทานการหมุนของล้อ และแรงต้านทานจากการเร่ง ดังนั้น แรงต้านการเคลื่อนที่ทั้งหมด จึงหาได้คือ

จากสมการที่ 2.30

$$R = R_a + R_r + R_f$$

$$= 1.186 + 9.81 + 107$$

$$= 118 \text{ N.}$$

### 3.8.5 กำลังที่ล้อใช้ขับเคลื่อน

เนื่องจากแรงต้านทานทั้งหมดแปรผันตามความเร็วของรถในการเคลื่อนที่ ดังนั้น แรงที่ใช้ในการขับเคลื่อนที่สูญเสีย จึงหาได้ดังนี้

จากสมการที่ 2.31

$$W_p = R v$$

$$= 118 \times 6.94$$

$$= 818.92 \text{ W}$$

$$= 0.8189 \text{ kW}$$

## 3.9 การคำนวณหาอัตราทดเฟืองและขนาดของเฟืองโซ่

ในขณะวิ่งจะใช้ความเร็วประมาณ 25 กิโลเมตร/ชั่วโมง ที่ความเร็วรอบประมาณ 2100 รอบ/นาที เพื่อให้ประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงมากที่สุด

### 3.9.1 หาความเร็วเชิงมุมของรถ

พิจารณาหาความเร็วของรถ โดยความเร็วที่ใช้ประมาณ 25 km/hr และขนาดที่ใช้ของยางมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางรอบวง เท่ากับ 50.8 เซนติเมตร

จากสมการที่ 2.35

$$v = r \omega$$

$$v = 25 \text{ km/hr}$$

$$v = \frac{25 \times 1000}{3600}$$

$$= 6.94 \text{ m/s}$$

$$D = 0.508 \text{ m}$$

$$\therefore r = 0.254 \text{ m}$$

แทนค่าหา  $\omega$

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{v}{r} \\ &= \frac{6.94}{0.254} \\ &= 27.32 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

### 3.9.2 หาความเร็วรอบของล้อ

จากสมการที่ 2.34

$$\omega = 2\pi n$$

จะได้

$$\begin{aligned} n &= \frac{\omega}{2\pi} \\ &= \left( \frac{27.32}{2\pi} \right) \times 60 \\ &= 260.886 \text{ rpm} \end{aligned}$$

### 3.9.3 การหาความเร็วที่เฟืองโซ่ตัวขับ

โดยการแข่งขันรถประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง ได้มีการกำหนดความเร็วของรถที่ใช้ไม่ต่ำกว่า 25 กิโลเมตร/ชั่วโมง ดังนั้น จึงเลือกใช้ความเร็วคงที่ประมาณ 25 กิโลเมตร/ชั่วโมง ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 2100 รอบ/นาที และเพื่อใช้ในการคำนวณที่มีอัตราทด 1 : 1 ที่จะใช้หาอัตราทดระหว่างล้อกับเฟืองโซ่ตัวขับ หาได้จาก

จากสมการที่ 2.32

$$\text{อัตราทด} = \frac{\text{ความเร็วรอบของเฟืองตัวขับ}}{\text{ความเร็วรอบของเฟืองตัวตาม}}$$

$$M_\omega = \frac{n_1}{n_2}$$

$$\begin{aligned} \therefore n_1 &= M_\omega \times n_2 \\ &= 1 \times 2100 \\ &= 2100 \text{ rpm} \end{aligned}$$

### 3.9.4 หาอัตราทระหว่างเฟืองโซ่กับเฟืองโซ่ที่ล้อหลัง

เนื่องจากเฟืองโซ่ตัวตามยึดติดอยู่กับล้อหลัง ดังนั้นความเร็วรอบของล้อจึงเท่ากับความเร็วรอบของเฟืองตัวตาม

$$\begin{aligned} \text{จะได้} \quad M_{\omega} &= \frac{\text{ความเร็วรอบที่เฟืองโซ่ตัวขับ}}{\text{ความเร็วรอบที่เฟืองโซ่ตัวตาม}} \\ &= \frac{2100}{260.886} \\ &= 8.05 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \therefore \text{อัตราทดรวม} \quad M_{\omega} &= 8.05 \times 1 \\ &= 8.05 : 1 \end{aligned}$$

### 3.9.5 การหาขนาดของเฟืองโซ่

$$\text{จากสมการที่ 2.33} \quad \text{อัตราทด} = \frac{\text{ผลคูณของจำนวนฟันเฟืองตามทั้งหมด}}{\text{ผลคูณของจำนวนฟันเฟืองขับทั้งหมด}}$$

เลือกเฟืองโซ่ตัวขับ  $Z_1$  เท่ากับ 14 ฟัน

$\therefore$  จาก

$$\begin{aligned} M_{\omega} &= \frac{Z_2}{Z_1} \\ \text{จะได้} \quad Z_2 &= M_{\omega} \times Z_1 \\ Z_2 &= 8.05 \times 14 \\ &= 112.7 \\ &\approx 113 \text{ ฟัน} \end{aligned}$$

จากการคำนวณทั้งหมด เราได้ฟันเฟืองตามที่ใช้ในการขับเคลื่อนเท่ากับ 113 ฟัน โดยที่ฟันเฟืองขับมีจำนวนฟัน 14 ฟัน และมีอัตราทดรวมเท่ากับ 8.05 : 1 แต่ได้มีการเลือกใช้ฟันเฟืองตามใหม่ เนื่องจากฟันเฟืองตามจำนวน 113 ฟัน ไม่มีขายตามท้องตลาด ทำให้ต้องผลิตขึ้นมาใหม่ ซึ่งจะทำให้เกิดความยุ่งยากในการผลิตและมีต้นทุนสูง ดังนั้นจึงเลือกใช้ฟันเฟืองตามที่มีจำนวนฟันใกล้เคียงกับที่คำนวณไว้ เท่ากับ 110 ฟัน แทนเพราะหาซื้อตามท้องตลาดทั่วไปได้และมีราคาถูกกว่าที่จะทำการผลิตขึ้นมาใหม่และอัตราทดยังใกล้เคียงกับที่คำนวณไว้ คือ 7.9 : 1

### 3.10 การคำนวณหาค่าตั้งที่ใช้เลือกโซ่

เลือกจำนวนฟัน  $Z_1 = 14$  ฟัน

จากตาราง ก-9  $N_s$  จากเครื่องยนต์สูบเดี่ยว กระตุกมากจะได้เท่ากับ 3.04

#### 3.10.1 การหาค่าตั้งที่ใช้เลือกโซ่

$$\begin{aligned} \text{จากสมการที่ 2.38} \quad \text{กำลัง} \quad P &= W_p N_s \\ &= 0.8189 \times 3.04 \\ &= 2.489 \text{ kW} \end{aligned}$$

จากตารางที่ ก-10 เลือกโซ่โรลเลอร์แบบ B ที่มีระยะพิตซ์ 8.6 mm จาก  $n = 2100$  rpm ,  
 $P = 2.489$  kW

แต่เนื่องจากตารางที่ ก-7 โซ่โรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/R 606-1976 (E) ไม่มีระยะพิตซ์ 8.6 mm ดังนั้น จึงเลือกใช้โซ่โรลเลอร์ที่มีขนาดใกล้เคียงกับที่คำนวณ คือ โซ่โรลเลอร์ ISO/R 606 05B ที่มีระยะพิตซ์ใกล้เคียงกันคือ 8.00 mm.

จากตารางที่ ก-7 โซ่โรลเลอร์ ISO/R 606 05B มีแรงแตกหัก 4.51

#### 3.10.2 ตรวจสอบความสามารถในการรับแรงของโซ่

กำหนดให้ ระยะพิตซ์ของโซ่เท่ากับ 8.00 มิลลิเมตร โดยที่จำนวนฟันบนเฟืองโซ่เท่ากับ 14 ฟัน และมีความเร็วรอบที่ใช้ 2100 rpm

$$\begin{aligned} \text{จากสมการที่ 2.39} \quad \text{ความเร็วโซ่} \quad v &= p Z n \\ &= 0.0080 \times 14 \times \left( \frac{2100}{60} \right) \\ &= 3.92 \text{ m/s} \end{aligned}$$

หาแรงในแนวเส้นสัมผัส

$$\begin{aligned} \text{จากสมการที่ 2.40} \quad F_t &= \frac{W_p}{v} \\ &= \frac{0.8189}{3.92} \\ &= 0.2089 \text{ kN} \end{aligned}$$

หาแรงหนีศูนย์กลางในแนวรัศมี

$$\text{จากสมการที่ 2.41} \quad F_c = \frac{W}{g} v^2$$

จากตาราง ก-8 มวลของโซ่โรลเลอร์ต่อความยาวของโซ่โรลเลอร์ ISO/R 606 05B มีมวลของโซ่ 0.327 kg/m

$$F_c = \frac{0.327}{1000} \times (3.92)^2$$

$$= 0.00502 \text{ kN}$$

หาแรงดึงในโซ่

จากสมการที่ 2.42

$$F = \sqrt{F_c^2 + F_t^2}$$

$$= \sqrt{0.2089^2 + 0.00502^2}$$

$$= 0.20896 \text{ kN}$$

จากตาราง ก-11 ระยะห่างศูนย์กลางของเฟืองโซ่ของโซ่โรลเลอร์ ISO/R 606 05B มีระยะพิตช์ 8.00 mm ควรมีระยะประมาณ 378 mm

หาจำนวนข้อโซ่

กำหนดให้ ระยะห่างศูนย์กลางของเฟืองโซ่ 378 mm โดยที่มีระยะของเฟืองโซ่ 8.00 mm และจำนวนฟันเฟืองจับ 14 ฟัน และฟันเฟืองตาม 110 ฟัน

จากสมการที่ 2.43

$$x = \frac{2C}{p} + \frac{Z-z}{2} \left[ \frac{Z-z}{2\pi} \right]^2 \frac{p}{C}$$

เมื่อ

$$C = 378 \text{ mm}$$

$$p = 8.00 \text{ mm}$$

$$Z = 110 \text{ ฟัน}$$

$$z = 14 \text{ ฟัน}$$

จะได้

$$x = \frac{2(378)}{8} + \frac{110+14}{2} + \left[ \frac{110-14}{2\pi} \right]^2 \frac{8}{378}$$

$$= 161.439$$

$$\approx 161 \text{ ข้อ}$$

เลือกโซ่จำนวน 161 ข้อ

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ที่แท้จริง

จากสมการที่ 2.44 
$$C = \frac{P}{4} \left[ x - \frac{Z-z}{2} + \sqrt{\left( x - \frac{Z-z}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{Z-z}{\pi} \right)^2} \right]$$

เมื่อ

$$P = 8.00 \text{ mm}$$

$$x = 161 \text{ ข้อ}$$

$$Z = 110 \text{ ฟัน}$$

$$z = 14 \text{ ฟัน}$$

แทนค่า

$$C = \frac{8}{4} \left[ 161 - \frac{110 - 14}{2} + \sqrt{\left( 161 - \frac{110 - 14}{2} \right)^2 - 2 \left( \frac{110 - 14}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$= 376.14 \text{ mm}$$

การคำนวณหาเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองโซ่

จากสมการที่ 2.45 
$$D = \frac{P}{\sin \frac{\gamma}{2}}$$

แต่ สมการที่ 2.46 
$$\gamma = \frac{360}{Z}$$

จะได้

$$D_z = \frac{8}{\sin \left[ \frac{360/110}{2} \right]}$$

$$= 280.15 \text{ mm}$$

∴ เส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองโซ่ตาม = 280.15 mm

$$D_z = \frac{8}{\sin \left[ \frac{360/14}{2} \right]}$$

$$= 35.96 \text{ mm}$$

∴ เส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองโซ่ตาม = 35.96 mm

จากการคำนวณหาระยะพิสัยที่ใช้ในการขับเคลื่อน เพื่อหาขนาดโซ่และเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองโซ่ตัวตามและตัวขับ เท่ากับ 8.00 mm และเส้นผ่านศูนย์กลางของเฟืองโซ่

ตัวตาม เท่ากับ 280.15 mm และเส้นผ่าศูนย์กลางของเฟืองโซ่ตัวจับ เท่ากับ 35.96 mm โดย ฟันเฟืองโซ่ตัวตามมีจำนวน 110 ฟัน และฟันเฟืองโซ่ตัวจับมีจำนวน 14 ฟัน

แต่เนื่องจากฟันเฟืองตัวตามและตัวจับที่ได้จากการคำนวณมีขนาดฟันเฟืองตัวตาม เท่ากับ 110 mm และตัวจับมีจำนวน 14 ฟัน ไม่มีเส้นผ่าศูนย์กลางเฟืองโซ่ตามที่คำนวณจำหน่าย ตามท้องตลาด จึงมีการเลือกใช้เส้นผ่าศูนย์กลางเฟืองโซ่ตัวตามและตัวจับที่มีขนาดใกล้เคียงกับที่ คำนวณไว้คือ เฟืองตามมีขนาด 210 mm และเฟืองจับมีขนาด 42 mm ทำให้ระยะพิศย์ที่เลือกใช้ เปลี่ยนไปจากเดิมคือ ระยะพิศย์ เท่ากับ 8.00 mm เป็นระยะพิศย์ เท่ากับ 7.00 mm ซึ่งใช้ได้กับเฟือง โซ่ตัวจับและเฟืองโซ่ตัวตามที่มีจำหน่ายตามท้องตลาด

### 3.11 การคำนวณหางเสาและรัศมีเลี้ยวของรถ

การออกแบบระบบบังคับเลี้ยวของรถ ได้ออกแบบให้มีบูชบังคับเลี้ยวเป็นจุดหมุนจึงทำให้ เป็นระบบบังคับเลี้ยวแบบเดวิส โดยมีระยะห่างของบูชบังคับเลี้ยวล้อหน้าทั้งสองข้าง เท่ากับ 400 mm ความยาวของคันทักคันส่ง เท่ากับ 350 mm แขนบังคับเลี้ยวยาว เท่ากับ 110 mm มีระยะห่าง ระหว่างกึ่งกลางล้อหน้า เท่ากับ 620 mm มีระยะห่างระหว่างกึ่งกลางล้อหน้าถึงกึ่งกลางล้อหลัง เท่ากับ 1430 mm

เมื่อ

$$c = 400 \text{ mm}$$

$$d = 350 \text{ mm}$$

$$b = 1430 \text{ mm}$$

$$r = 110 \text{ mm}$$

จากสมการที่ 2.13  $\cot\phi - \cot\theta = \frac{c}{b}$

$$= \frac{400}{1430}$$

$$\frac{c}{b} = 0.279$$

ค่านี้จะนำไปเทียบเพื่อหามุม  $\phi$  และมุม  $\theta$

จากสมการที่ 2.14

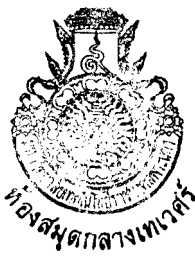
$$\sin\alpha = \frac{c-d}{2r}$$

$$= \frac{400-350}{2(110)}$$

$$= 0.227$$

$$\alpha = 13.12^\circ$$





เมื่อต้องการหามุม  $\theta$  อาจจะได้โดยวิธีการหามุม  $\theta$  โดยความสัมพันธ์ของมุม  $\alpha$  และ  $\cot\phi - \cot\theta$

$$\text{จากสมการที่ 2.15} \quad \sin(\alpha - \phi) = 2\sin\alpha - \sin(\alpha + \theta)$$

$$\text{ให้} \quad \theta = 30^\circ$$

$$\sin(13.12 - \phi) = 2\sin 13.12 - \sin(13.12 + 30)$$

$$= 0.453 - 0.471$$

$$= -0.018$$

$$= \sin(-1.031)$$

$$\phi = 13.12 + 1.031$$

$$\therefore \phi = 14.151$$

$$\text{แทนค่า} \quad \cot\phi - \cot\theta = \cot 14.151 - \cot 15$$

$$= 3.966 - 3.732$$

$$= 0.234$$

เมื่อนำค่า 0.234 ไปเทียบค่า  $\frac{c}{b}$  แล้วไม่ตรงตามที่ต้องการ ดังนั้นจึงจะต้องหามุม  $\theta$  ใหม่จน

มาถึงมุม  $\theta = 28^\circ$

$$\text{จากสมการที่ 2.15} \quad \sin(\alpha - \phi) = 2\sin\alpha - \sin(\alpha + \theta)$$

$$\text{ให้} \quad \theta = 28^\circ$$

$$\sin(13.12 - \phi) = 2\sin 13.12 - \sin(13.12 + 28)$$

$$= 0.453 - 0.657$$

$$= -0.204$$

$$= \sin(-11.770)$$

$$\phi = 13.12 + 11.770$$

$$\therefore \phi = 24.89$$

$$\text{แทนค่า} \quad \cot\phi - \cot\theta = \cot 24.89 - \cot 28$$

$$= 2.115 - 1.880$$

$$\cot\phi - \cot\theta = 0.275$$

เมื่อนำค่า 0.275 ไปเทียบค่า  $\frac{c}{b}$  แล้วตรงตามที่ต้องการ ดังนั้นจึงกำหนดได้ดังนี้

$$\text{จะได้มุม} \quad \theta = 28^\circ$$

$$\phi = 24.89^\circ$$

### 3.12 การคำนวณหารัศมีวงเลี้ยวหน้าด้านใน

จากสมการที่ 2.17

$$\begin{aligned} R_{ir} &= \frac{b}{\sin\theta} - \left(\frac{a-c}{2}\right) \\ &= \frac{1430}{\sin 28} - \left(\frac{620-400}{2}\right) \\ &= \frac{1430}{0.469} - 110 \\ &= 2939.04 \text{ mm} \end{aligned}$$

รัศมีวงเลี้ยวของล้อหน้าด้านใน เท่ากับ 2939.04 mm

### 3.13 การคำนวณหารัศมีวงเลี้ยวของล้อหน้าด้านนอก

จากสมการที่ 2.16

$$\begin{aligned} R_{or} &= \frac{b}{\sin\phi} + \left(\frac{a-c}{2}\right) \\ &= \frac{1430}{\sin 24.89} + \left(\frac{620-400}{2}\right) \\ &= \frac{1430}{0.420} + 110 \\ &= 3514.761 \text{ mm} \end{aligned}$$

รัศมีวงเลี้ยวของล้อหน้าด้านนอก เท่ากับ 3514.761 mm

### 3.14 การคำนวณหาความเร็วสูงสุดในการเข้าโค้ง

พิจารณาจากตัวรถ โดยคำนึงถึงความยาวจากจุดศูนย์กลางล้อหน้าถึงจุดศูนย์กลางล้อหลัง เท่ากับ 1.43 m มีจุดศูนย์กลางของตัวรถ เท่ากับ 0.29 m เพราะค่าที่คำนวณจากจุดศูนย์กลางวงใน แนวแกน y บวกกับความสูงจากพื้นถึงตัวถัง และรัศมีของวงเลี้ยวของสนามส่วนใหญ่จะมีรัศมีของโค้ง เท่ากับ 5 m

เมื่อ

$$\begin{aligned} r &= 5 \text{ m} \\ d &= 1.43 \text{ m} \\ h &= 0.29 \text{ m} \\ g &= 9.81 \text{ m/s}^2 \end{aligned}$$

จากสมการที่ 2.18

$$v = \sqrt{\frac{g \times r \times d}{2h}}$$

แทนค่า

$$v = \sqrt{\frac{9.81 \times 5 \times 1.43}{2 \times 0.29}}$$

$$= \sqrt{120.933}$$

$$= 10.996 \text{ m/s}$$

$$= \frac{10.996 \times 3600}{1000}$$

$$= 39.589 \text{ km/hr}$$

∴ ความเร็วที่สามารถเข้าโค้งได้สูงสุด เท่ากับ 39.589 km/hr

### 3.15 การคำนวณหาอัตราส่วนการอัด

เมื่อ  $V_c = 12.64$  ลูกบาศก์เซนติเมตร

$V_d = 122.46$  ลูกบาศก์เซนติเมตร

จากสมการที่ 2.52

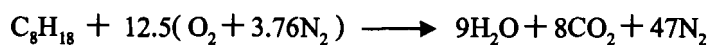
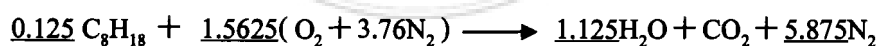
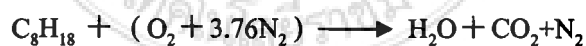
$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

$$= \frac{122.46 + 12.64}{12.64}$$

$$= 10.68:1$$

### 3.16 การคำนวณหา อัตราส่วนผสมเชื้อเพลิง

#### 3.16.1 อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี



จากสมการที่ 2.51

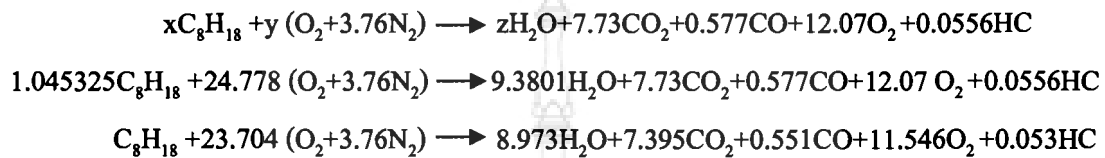
$$A_{Fstoich} = \frac{N_a \cdot M_a}{N_f \cdot M_f}$$

$$= \frac{12.5 \times 28.97 \times 4.76}{1 \times [(12 \times 8) + (1 \times 18)]}$$

$$= 15.15 \text{ kg.Air / kg.fuel}$$

### 3.16.2 อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงทางปฏิบัติ

อัตราส่วนผสมระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงทางปฏิบัติสามารถหาค่าได้จากการวิเคราะห์แก๊สไอเสียที่ได้จากการทดลองและวัดค่าซึ่งมีผลดังนี้



$$\begin{aligned} \text{A Fact} &= \frac{23.704 \times 28.92 \times 4.76}{(12 \times 8) + (1 \times 18)} \\ &= 29.41 \text{ kg Air / kg fuel} \end{aligned}$$

### 3.17 การคำนวณหา วัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ของรถประหยัดเชื้อเพลิงเป็นเครื่องยนต์ 4 จังหวะ ความจุ 0.000124 m<sup>3</sup> อัตราส่วนการอัด 10.68:1 ประสิทธิภาพเชิงกล 90% ค่า AF = 29 จากตาราง ก-13 ได้ค่าความร้อนของเชื้อเพลิงเท่ากับ 44,300 kJ/kg  $\eta_c = 100\%$  อากาศอยู่ที่สภาวะ 100 kPa และ 27°C และคิดค่าปริมาณไอเสีย 4%

สภาวะที่ 1

เมื่อ

$$\begin{aligned} V_1 &= V_c + V_d \\ &= 0.000139 \text{ m}^3 \\ m_m &= P_1 V_1 / RT_1 \\ &= 0.000161 \text{ kg} \end{aligned}$$

สภาวะที่ 2

จากสมการที่ 2.54

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 (r_c)^k \\ &= 2446.64 \text{ kPa} \end{aligned}$$

จากสมการที่ 2.53

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 (r_c)^{k-1} \\ &= 687.26 \text{ }^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_2 &= V_1 / r_c \\ &= 0.00013 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

$$m_a = (29/30)(0.96)(0.000161 \text{ kg}) = 0.000149 \text{ kg}$$

$$m_f = (1/30)(0.96)(0.000161 \text{ kg}) = 0.0000051 \text{ kg}$$

$$m_{ex} = (0.04)(0.000161 \text{ kg}) = 0.0000064 \text{ kg}$$

สภาวะที่ 3

จากสมการที่ 2.59

$$\begin{aligned} Q_{in} &= m_f Q_{HV} \eta_c = m_m C_v (T_3 - T_2) \\ &= 0.2259 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$T_3 = 2446.56 \text{ }^\circ\text{K}$$

จากสมการที่ 2.60

$$\begin{aligned} P_3 &= P_2 (T_3/T_2) \\ &= 8709.75 \text{ kPa} \end{aligned}$$

สภาวะที่ 4

จากสมการที่ 2.61

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 (1/r_c)^{k-1} \\ &= 1067.96 \text{ }^\circ\text{K} \end{aligned}$$

จากสมการที่ 2.62

$$\begin{aligned} P_4 &= P_3 (1/r_c)^k \\ &= 355.98 \text{ kPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_4 &= mRT_4/P_4 \\ &= 0.000139 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

จากสมการที่ 2.56

$$\begin{aligned} W_{in} &= mR(T_2 - T_1)/(1 - k) \\ &= 0.051 \text{ kJ} \end{aligned}$$

จากสมการที่ 2.63

$$\begin{aligned} W_{out} &= mR(T_4 - T_3)/(1 - k) \\ &= 0.182 \text{ kJ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_{out} - W_{in} \\ &= 0.13 \text{ kJ} \end{aligned}$$

จากสมการที่ 2.66

$$\begin{aligned} \eta_{th} &= W_{net}/Q_{in} \\ &= 59\% \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพความร้อนของเครื่องยนต์โดยทั่วไปมีค่าประมาณ 50% ถึง 60% เมื่อเปรียบเทียบกับประสิทธิภาพความร้อนที่คำนวณได้ คือ 59% จึงถือว่ามีประสิทธิภาพความร้อนอยู่ในเกณฑ์ที่สูง ซึ่งจะส่งผลให้เกิดค่าความประหัยค่น้ำมันเชื้อเพลิงมากขึ้น

### 3.18 การคำนวณหา การถ่ายเทความร้อนของครีป

เมื่อ  $A_f = 0.0691 \text{ m}^2$

$$A_i = 0.491 \text{ m}^2$$

$$N = 7$$

$$\theta_b = 2146.56 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$n_f = 100 \%$$

$$h = 50 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$q_{ts} = 13,190 \text{ W}$$

$$q_{wos} = 2,306 \text{ W}$$

$$R_{ts} = 0.16 \text{ K/W}$$

จากสมการที่ 2.67

$$q_i = hA_i \left[ 1 - \frac{NA_f}{A_i} (1 - n_f) \right] \theta_b$$

แทนค่า

$$= 50 \times 0.491 \left[ 1 - \frac{0.483}{0.491} (0) \right] 2146.56$$

$$= 52,698 \text{ W}$$

$$q_{wo} = h(2\pi r_1 H) \theta_b$$

$$= 50(2\pi \times 0.033 \times 0.07) 2146.56$$

$$= 1,557.77 \text{ W}$$

$$R_i = \frac{\theta_b}{q_i}$$

$$= \frac{2146.56}{52698}$$

$$= 0.04 \text{ K/W}$$

จากการคำนวณและเปรียบเทียบจะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์ที่ทำการตัดแปลงมีค่าความร้อนสะสมมากกว่าเครื่องยนต์เดิม และมีค่าความร้อนที่ระบายออกจากคิลินน้อยกว่าเครื่องยนต์เดิม ซึ่งจะมีผลต่อการเพิ่มอุณหภูมิให้ถึงการทำงานของเครื่องยนต์ได้เร็วยิ่งขึ้น ซึ่งจะส่งผลให้เกิดค่าประหัดเชื้อเพลิงมากขึ้น

### 3.19 ขั้นตอนการปรับปรุงเครื่องยนต์

1. ทำการลดน้ำหนักเครื่องยนต์เพื่อลดภาระการทำงานของเครื่องยนต์ เช่น ถอดชุดวงจรไฟชาร์จ , ทำการตัดครีปต่างๆของเครื่องยนต์ และทำการตัดชุดเกียร์ขับเคลื่อนออก

2. ทำการติดตั้งชุดเฟืองขับหน้าเข้ากับชุดคลัทช์ออโตเมติก เพื่อให้เป็นระบบขับเคลื่อนแบบออโตเมติก

3. ปรับปรุงระบบจุดระเบิดโดยการใช้หัวเทียน 2 หัว

4. ทำการติดตั้งชุดสไลด์วาล์วไอดีเพื่อป้องกันไอดีไหลเข้ากระบอกสูบในจังหวะดับเครื่องยนต์

5. ทำการติดตั้งชุดวงจรตัดน้ำมันเชื้อเพลิง เพื่อตัดน้ำมันเชื้อเพลิงในจังหวะดับเครื่องยนต์

### 3.20 ขั้นตอนการสร้างและประกอบรถแข่งชั้นประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง

1. ตัดเหล็กกล่องตามขนาดที่ออกแบบไว้

2. เชื่อมเหล็กเข้าด้วยกันเพื่อให้ได้โครงรถแข่งชั้นประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง

3. นำชุดบังคับเลี้ยวที่ออกแบบไว้นำมาประกอบ

4. ทำการติดตั้งเครื่องยนต์ไว้ในโครงรถ

5. ประกอบเฟืองโซ่จำนวน 110 ฟันเข้ากับล้อหลัง

6. ประกอบล้อขับเคลื่อนเข้ากับชุด โครงรถแข่งชั้นประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง

7. ทำการติดตั้งโซ่เข้ากับชุดขับเคลื่อนล้อหลัง

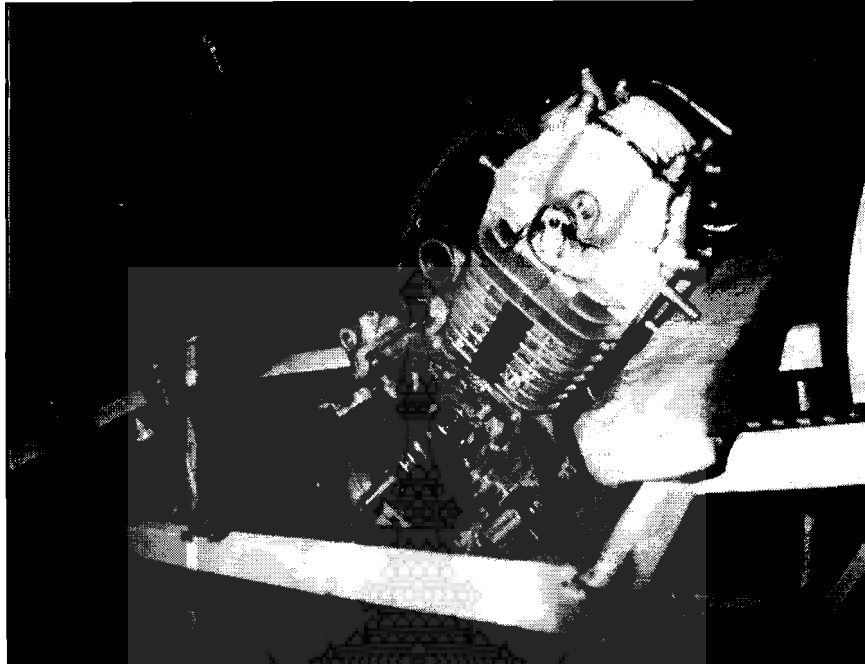
8. ทำการติดตั้งระบบเบรกก้ามปูของรถจักรยานไว้ที่ล้อหลัง

9. ทำการติดตั้งชุดมาตรวัดความเร็วไว้ที่ล้อหน้า

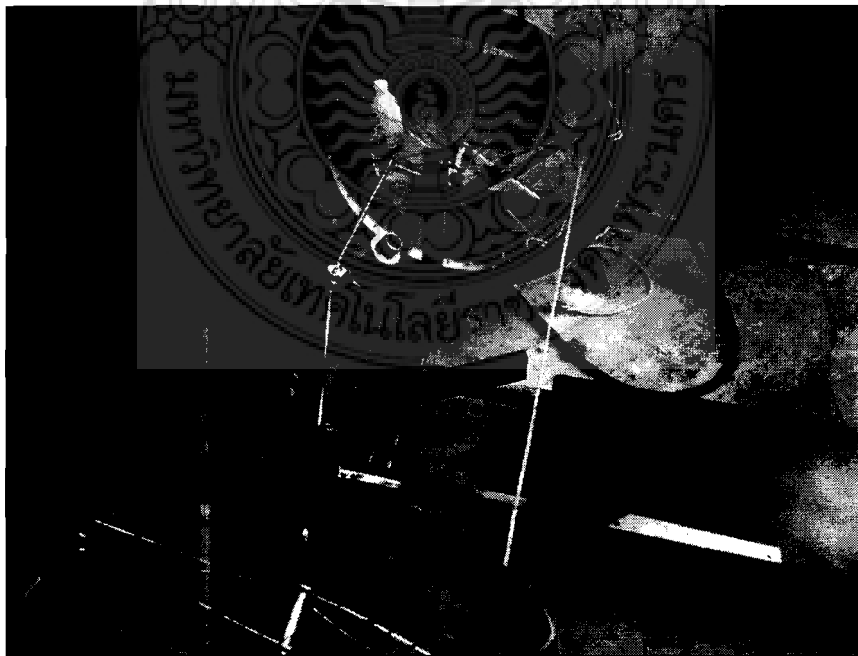
10. ทำการประกอบชุดตัวถังรถที่ทำมาจากไฟเบอร์กลาสเข้ากับ โครงรถ

11. ทำการเดินระบบวงจรไฟฟ้าเครื่องยนต์

12. ได้รถแข่งชั้นประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง



รูปที่ 3.7 แสดงการเชื่อม โครงรถและติดตั้งเครื่องยนต์เข้ากับ โครงรถ



รูปที่ 3.8 แสดงการติดตั้งชุดบังคับลิ้นวและติดตั้งล้อหน้า

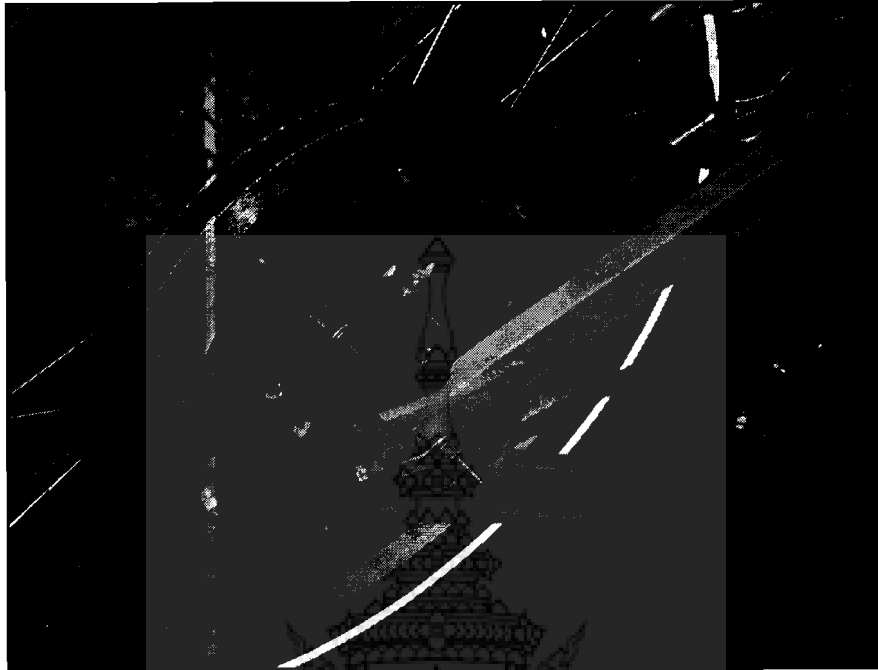




**รูปที่ 3.9** แสดงชุดบังคับเส้นและล้อน้ำที่ทำการติดตั้งเสร็จแล้ว



**รูปที่ 3.10** แสดงการติดตั้งชุดกลั๊ทซ์และโซ่



รูปที่ 3.11 แสดงการติดตั้งชุดขับเคลื่อนล้อหลัง



รูปที่ 3.12 แสดงการติดตั้งชุดเบรกกับล้อหลัง



รูปที่ 3.13 แสดงการติดตั้งมาตรวัดความเร็ว

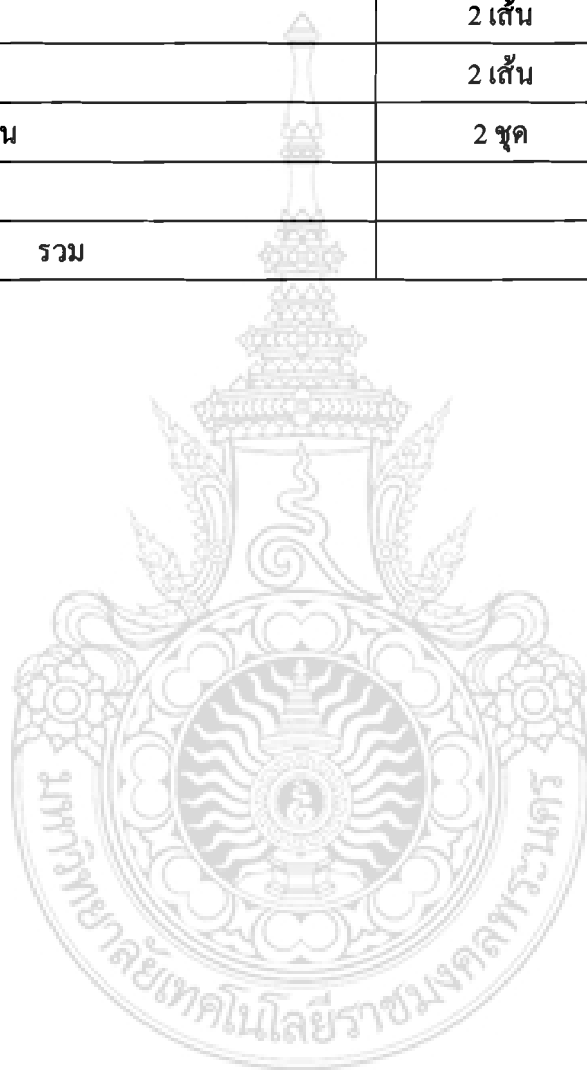


รูปที่ 3.14 แสดงรถแข่งขันประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงที่ประกอบเสร็จแล้ว

ตารางที่ 3.1 วัสดุที่ใช้

รายการ	จำนวน	ราคา (บาท)
1. เหล็กกล่องขนาด ½ นิ้ว x 1 นิ้ว ยาว 6 เมตร	3 เส้น	700
2. เครื่องยนต์ Wave 125	1 เครื่อง	15,000
3. ล้อจักรยาน 20 นิ้ว	3 ชุด	3,200
4. ยางรถจักรยาน 20 นิ้ว	3 ชุด	2,100
5. ไยแก้วไฟเบอร์กลาสขนาดกลาง	6 กิโลกรัม	800
6. น้ำยาเรซิน ขนาด 2 ลิตร	3 ถัง	1,500
7. น้ำยาทำแข็ง 20 ซีซี	2 ขวด	150
8. แผ่นสังกะสี	2 ม้วน	280
9. แผ่นอลูมิเนียม	2 ม้วน	520
10. น้ำยาลอกแบบ	2 ขวด	200
11. แวคซ์คัโมล์แบบ	1 กระป๋อง	500
12. แปรงทาสี	4 อัน	100
13. อลูมิเนียมเส้นขนาด ½ นิ้ว	3 เส้น	300
14. อลูมิเนียมฉากขนาด ½ นิ้ว	3 สัน	450
15. แผ่นพลาสติก P.V.C.	4 แผ่น	350
16. แผ่นพลาสติก Celeron ใส	1 แผ่น	300
17. ท่อไอเสีย	1 อัน	1,000
18. แบตเตอรี่	3 ลูก	1,500
19. หัวเทียน	3 หัว	750
20. เฟืองโซ่ขนาด 110 ฟัน	1 เฟือง	500
21. โซ่ เบอร์ 25	3 เมตร	600
22. แกนบังคับเลี้ยว	2 อัน	1,200
23. ลูกหมากบังคับเลี้ยว	8 อัน	1,800
24. เพลาสแตนเลส ขนาด 10 mm	0.5 เมตร	300
25. ลูกปืน 6200 ZZ C 3	2 ตลับ	240
26. ลูกปืน 6000 ZZ C 3	4 ตลับ	560

รายการ	จำนวน	ราคา (บาท)
27. หลอดแก้วบรรจุน้ำมันเชื้อเพลิง	1 หลอด	80
28. ท่อทองแดง ขนาด 1 นิ้ว	2 เมตร	130
29. เฟืองหลังรถจักรยาน	1 ตัว	100
30. สายเบรกรจักรยาน	2 เส้น	60
31. สายเกียร์จักรยาน	2 เส้น	200
32. เบรกก้ามปูจักรยาน	2 ชุด	200
33. ค่าใช้จ่ายอื่นๆ		10,000
รวม		45,670



## บทที่ 4

### วิธีการทดสอบและผลการทดสอบ

สำหรับในบทนี้จะเกี่ยวข้องกับการทดสอบเพื่อหาค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงที่แท้จริง เพื่อพิสูจน์ขอบเขตที่ได้ตั้งไว้ โดยการทดสอบจะมีการขับขึ้นบนถนนลาดยางที่ใกล้เคียงกับถนนของการแข่งขันของบริษัท เอ.พี. ฮอนด้าจำกัด ที่ใช้แข่งขันและเพื่อทำการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถแข่งประหยัดเชื้อเพลิง ในตอนที่ยังไม่ได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ก่อน และหลังจากที่มีการปรับปรุงแล้ว ว่ามีค่าแตกต่างไปจากเดิมหรือไม่ และมีการหาค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ซึ่งมีรายละเอียดและขั้นตอนดังต่อไปนี้

#### 4.1 ขั้นตอนและวิธีการทดสอบ

ในการทดสอบอัตราสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถแข่งขึ้นประหยัดเชื้อเพลิง โดยใช้เครื่องยนต์ของรถมอเตอร์ไซค์ฮอนด้า เวฟ(125 ซีซี.) ภายหลังจากที่ได้มีการปรับปรุงระบบส่งจ่ายเชื้อเพลิง เพื่อให้เครื่องยนต์มีการใช้เชื้อเพลิงที่ประหยัดขึ้น สำหรับงานวิจัยนี้จะทำการเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงระหว่างเครื่องยนต์ฮอนด้า เวฟ(125 ซีซี.) ก่อนและหลังปรับปรุง ซึ่งมีการทดสอบอยู่ 3 ครั้ง โดยมีรายละเอียดในตารางที่ 4.1

#### ตารางที่ 4.1 รายละเอียดที่มีการปรับปรุง

ครั้งที่ทำการทดสอบ	รายละเอียดที่มีการปรับปรุง
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ทำการตัดชุดเกียร์ออกเพราะในการแข่งขันจะใช้ความเร็วรอบต่ำที่ 25 กม. / ชม.</li> <li>- ใช้อัตราทดในการขับที่ 5 : 1</li> <li>- ล้อที่ใช้มีขนาดรอบวง 20 นิ้ว</li> <li>- ยางที่ใช้เป็นยางจักรยานธรรมดาทั่วไป</li> </ul>
2	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ทำการลดน้ำหนักของเครื่องยนต์โดยการกลึงส่วนที่ไม่จำเป็นออก เช่น บริเวณฝาสูบ และเสื้อสูบ</li> <li>- เปลี่ยนอัตราทดในการขับจาก 5 : 1 เป็น 7.8 : 1</li> <li>- มีการคลุมตัวถังรถในขณะที่ทำการทดสอบ เพื่อลดแรงต้านทานจากอากาศ</li> <li>- ทำการติดตั้งสไลด์กระเดื่องวาล์วไอดี เพื่อตัดทางเดินน้ำมันและเป็นการดับเครื่องด้วย</li> </ul>
3	<ul style="list-style-type: none"> <li>- เพิ่มหัวเทียนเป็น 2 หัวเทียน เพื่อใช้ในการจุดระเบิด</li> <li>- ใช้คอยล์จุดระเบิด 2 ตัว</li> <li>- เปลี่ยนลูกปืนล้อเป็นลูกปืนรอบสูง</li> <li>- เปลี่ยนยางที่ใช้เป็นยางที่ไม่มีดอกยางสำหรับการแข่งขัน เพื่อลดแรงเสียดทานของยางกับพื้นถนน</li> </ul>

โดยการทดสอบทั้ง 3 ครั้ง มีขั้นตอนวิธีการดังนี้

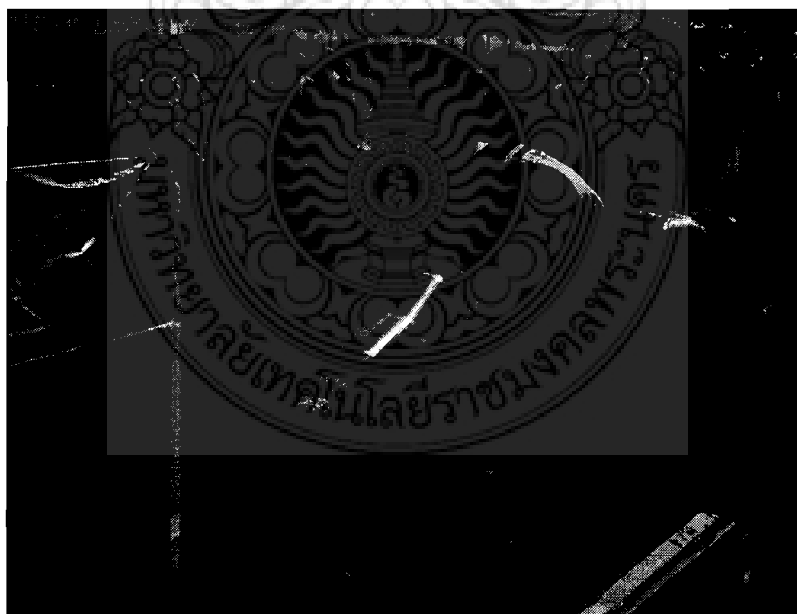
1. เตรียมอุปกรณ์ในการทดสอบ
  - 1.1 รถประหยัดเชื้อเพลิง
  - 1.2 หลอดแก้วบรรจุน้ำมัน หน่วย ml หรือ cc.
  - 1.3 น้ำมันเชื้อเพลิง
  - 1.4 เครื่องคิดเลขที่ใช้ในการคำนวณ
  - 1.5 เครื่องมือซ่อมบำรุง
  - 1.6 หมวกนิรภัย

2. สภาพะในการทดสอบ
  - 2.1 โคจรรถที่ใช้มีน้ำหนัก 40 กิโลกรัม
  - 2.2 ผู้ขับขี่ น้ำหนัก 52-55 กิโลกรัม
  - 2.3 ความเร็วเฉลี่ยที่ใช้ในการทดสอบ 25-35 กิโลเมตร / ชั่วโมง
3. สถานที่ใช้ในการทดสอบ สนามแข่งขันรถประหยัดเชื้อเพลิง
4. วิธีการทดสอบ
  - 4.1 เตรียมความพร้อมต่างๆก่อนที่ทำการทดสอบเช่น ติดตั้งอุปกรณ์วัดปริมาณเชื้อเพลิง
  - 4.2 สวมใส่อุปกรณ์ป้องกันความปลอดภัยต่าง ๆ
  - 4.3 เริ่มทดสอบที่จุดสตาร์ท
  - 4.4 จับเวลาในการออกสตาร์ท
  - 4.5 ทดสอบในสภาพใช้งานจริงบนท้องถนน โดยใช้ความเร็วเฉลี่ยไม่ต่ำกว่า 25 กิโลเมตร/ชั่วโมง
  - 4.6 การทดสอบมีการดับเครื่องยนต์ เมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงตามที่กำหนดไว้แล้ว ก็ทำการดับเครื่องยนต์ เพื่อให้รถแล่นไปตามแรงเฉื่อยของรถจนความเร็วลดลงถึงกำหนดก็ทำการติดเครื่องยนต์ใหม่ โดยทำอย่างนี้จนถึงระยะทางที่ใช้ในการทดสอบ
  - 4.7 บันทึกผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง





รูปที่ 4.1 แสดงการตรวจสอบระดับเชื้อเพลิงก่อนวิ่งทดสอบ



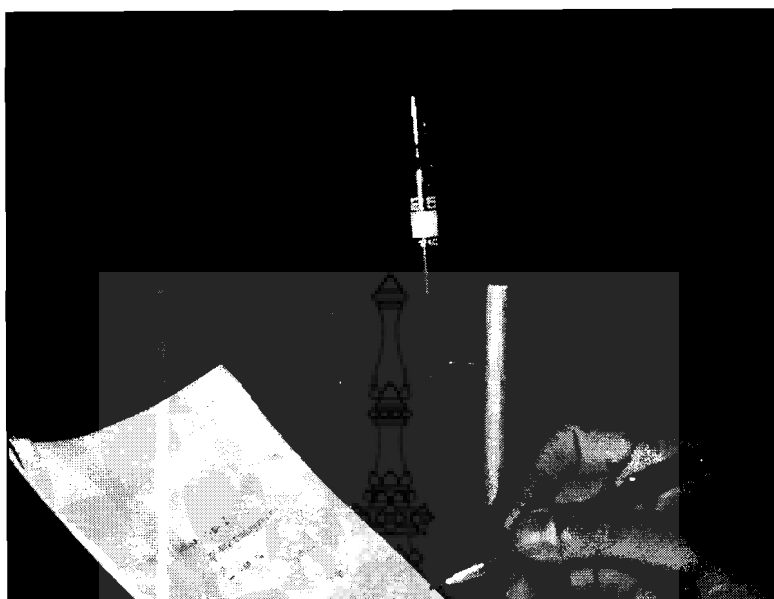
รูปที่ 4.2 แสดงการเตรียมความพร้อมก่อนการทดสอบและเริ่มทดสอบที่จุดสตาร์ท



รูปที่ 4.3 แสดงการวิ่งทดสอบตามวิธีต่างๆ ที่ได้มีการปรับปรังเครื่องชนิด



รูปที่ 4.4 แสดงการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงหลังจากที่ได้ทำการทดสอบ



รูปที่ 4.5 แสดงการบันทึกผลการทดสอบ

#### 4.2 ผลการทดสอบ

การทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 1 รายละเอียดที่ปรับปรุงเครื่องยนต์ มีดังนี้

- เครื่องยนต์ที่ไม่มีการปรับปรุง
- ทำการตัดเฉพาะชุดเกียร์ออก
- ใช้อัตราทดในการขับที่ 5 : 1
- ล้อที่ใช้มีขนาดรอบวง 20 นิ้ว

ตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 1 (โดยใช้ระยะทาง 6000 เมตร)

จำนวนครั้งที่ทดสอบ	เวลา (นาที)	ความเร็ว (กิโลเมตร/ชั่วโมง)	ใช้ปริมาณน้ำมัน (ซีซี)	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (กิโลเมตร/ลิตร)
1	12.55	28.70	44.30	135.440
2	13.40	26.86	42.20	142.180
3	13.30	26.86	42.80	140.180
4	15.22	23.65	39.30	152.670
5	14.10	25.53	40.30	148.880
ค่าเฉลี่ย	13.71	26.32	41.78	143.870

จากตาราง จะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์ที่ไม่ได้ทำการดัดแปลงเครื่องยนต์ เช่น ตัดชุดเกียร์ออก ใช้ อัตราทด 5 : 1 และล้อที่ใช้มีขนาดรอบวง 20 นิ้ว สามารถประหยัดเชื้อเพลิงได้โดยเฉลี่ยประมาณ 143.87 กิโลเมตร / ลิตร ที่ใช้ความเร็วเฉลี่ย 26.32 กิโลเมตร/ชั่วโมง

การทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 2 รายละเอียดที่ปรับปรุงเครื่องยนต์ต่อจากครั้งที่ 1 มีดังนี้

- ทำการลดน้ำหนักของเครื่องยนต์ เช่น บริเวณฝาสูบ และเสื้อสูบ
- เปลี่ยนอัตราทดในการขับจาก 5 : 1 เป็น 7.8 : 1
- มีการคลุมตัวถังรถในขณะที่ทำการทดสอบ
- ทำการติดตั้งสไลด์กระเบื้องวาล์วไอดี

ตารางที่ 4.3 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ วิธีที่ 2 (โดยใช้ระยะทาง 6000 เมตร)

จำนวนครั้งที่ทดสอบ	เวลา (นาที)	ความเร็ว (กิโลเมตร/ชั่วโมง)	ใช้ปริมาณน้ำมัน (ซีซี)	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (กิโลเมตร/ลิตร)
1	14.20	25.35	19.32	310.550
2	13.55	26.56	20.13	328.060
3	14.33	25.12	18.00	333.330
4	14.50	24.82	17.79	337.260
5	14.13	25.47	19.20	312.500
ค่าเฉลี่ย	14.14	25.46	18.80	318.340

จากตารางจะเห็นได้ว่า ได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ที่แตกต่างไปจากที่ทำการทดลองครั้งที่ 1 โดยมีการปรับปรุงเพิ่มเติมดังนี้ ทำการตัดครีบบริเวณฝาสูบและเสื้อสูบออก เปลี่ยนอัตราทดเป็น 7.8 : 1 พร้อมกับการคลุมตัวถังและทำการติดตั้งสไลด์วาล์วไอดี ซึ่งสามารถประหยัดเชื้อเพลิงขึ้นจากครั้งที่ 1 โดยอัตราเฉลี่ยเพิ่มขึ้นจากเดิม ประมาณ 318.34 กิโลเมตร / ลิตร โดยใช้ความเร็วเฉลี่ยในการทดลองประมาณ 25.46 กิโลเมตร / ชั่วโมง

การทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 3 รายละเอียดที่ปรับปรุงเครื่องยนต์ต่อจากครั้งที่ 2 มีดังนี้

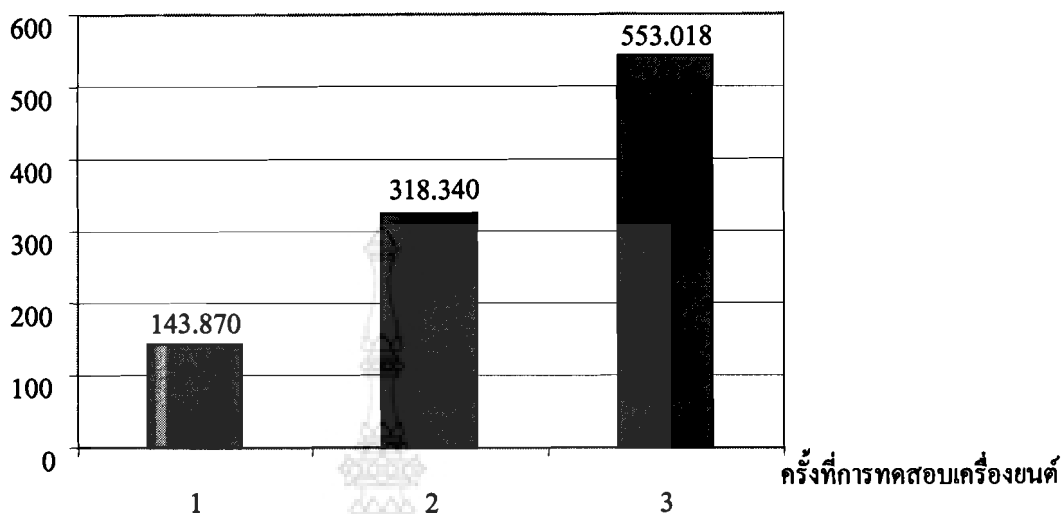
- เพิ่มหัวเทียนเป็น 2 หัวเทียน เพื่อใช้ในการจุดระเบิด
- ใช้คอยล์จุดระเบิด 2 ตัว
- เปลี่ยนลูกปืนล้อเป็นลูกปืนรอบสูง

ตารางที่ 4.4 ผลการทดสอบเครื่องยนต์ ครั้งที่ 3 (โดยใช้ระยะทาง 6000 เมตร)

จำนวนครั้งที่ทดสอบ	เวลา (นาที)	ความเร็ว (กิโลเมตร/ชั่วโมง)	ใช้ปริมาณน้ำมัน (ซีซี)	อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (กิโลเมตร/ลิตร)
1	14.30	25.17	11.00	543.870
2	14.00	25.71	10.90	556.230
3	14.37	25.05	11.30	569.930
4	14.50	24.82	10.60	559.190
5	14.54	24.75	10.40	535.870
ค่าเฉลี่ย	14.42	25.10	10.84	553.018

จากการทดลอง จะเห็นได้ว่า ได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์เพิ่มขึ้นต่อจากการทดลองครั้งที่ 2 โดยทำการเพิ่มหัวเทียน 2 หัวเทียน ใช้คอยล์จุดระเบิด 2 ตัว และทำการเปลี่ยนลูกปืนล้อเป็นลูกปืนรอบสูงทำให้สามารถประหยัดเชื้อเพลิง โดยที่เฉลี่ยเพิ่มขึ้นมากกว่าการทดลองครั้งที่ 1 และ 2 ถึง 553.018 กิโลเมตร / ลิตร โดยใช้ความเร็วในการทดลองโดยเฉลี่ยประมาณ 25.10 กิโลเมตร/ชั่วโมง

กิโลเมตร / ลิตร



รูปที่ 4.6 กราฟแสดงการเปรียบเทียบในการปรับปรุงเครื่องยนต์  
ในแต่ละครั้งที่มีการทดสอบ

จากรูปที่ 4.6 จะเห็นว่า การทดสอบครั้งที่ 1 ที่ได้ใช้เครื่องยนต์ที่ไม่มีการปรับปรุง เพียงแต่ทำการตัดชุดเกียร์ออก และใช้อัตราทด 5 : 1 โดยที่ใช้ขนาดล้อ 20 นิ้ว ทำให้มีความประหยัดเชื้อเพลิงน้อยกว่า การปรับปรุงเครื่องยนต์ทั้ง 2 ครั้งหลัง โดยมีค่าเฉลี่ยความประหยัดเชื้อเพลิง 143.87 กิโลเมตร/ลิตร แต่เมื่อได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น โดยได้ทำการลดน้ำหนักเครื่องยนต์ เช่น บริเวณฝาสูบและเสื้อสูบ เปลี่ยนอัตราทดเป็น 7.8:1 และทำการติดตั้งตัวสไลด์วาล์วไฮดี พร้อมคุมตัวถังซึ่งเป็นการทดสอบครั้งที่ 2 ทำให้ได้ค่าความประหยัดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นถึง 318.34 กิโลเมตร/ลิตร ซึ่งมากกว่าการทดสอบวิธีที่ 1 ที่ยังไม่มีการปรับปรุงเครื่องยนต์

ซึ่งเราจะได้เห็นว่า เมื่อได้มีการทำการปรับปรุงเครื่องยนต์ทำให้ได้ค่าประหยัดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น จึงได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ต่อจากการทดสอบครั้งที่ 2 โดยได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ เช่น เพิ่มหัวเทียนเป็น 2 หัวเทียน ใช้คอยล์จุดระเบิด 2 ตัว พร้อมทั้งเปลี่ยนลูกปืนล้อใหม่ให้เป็นลูกปืนรอบสูง ทำให้มีค่าประหยัดเชื้อเพลิงน้อยกว่าการทดสอบครั้งที่ 3 โดยการทดสอบ ครั้งที่ 3 มีค่าประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง เฉลี่ยประมาณ 553.018 กิโลเมตร/ลิตร และมีค่าประหยัดเชื้อเพลิงมากกว่า 2 ครั้งแรก ดูได้จากรูปที่ 4.6

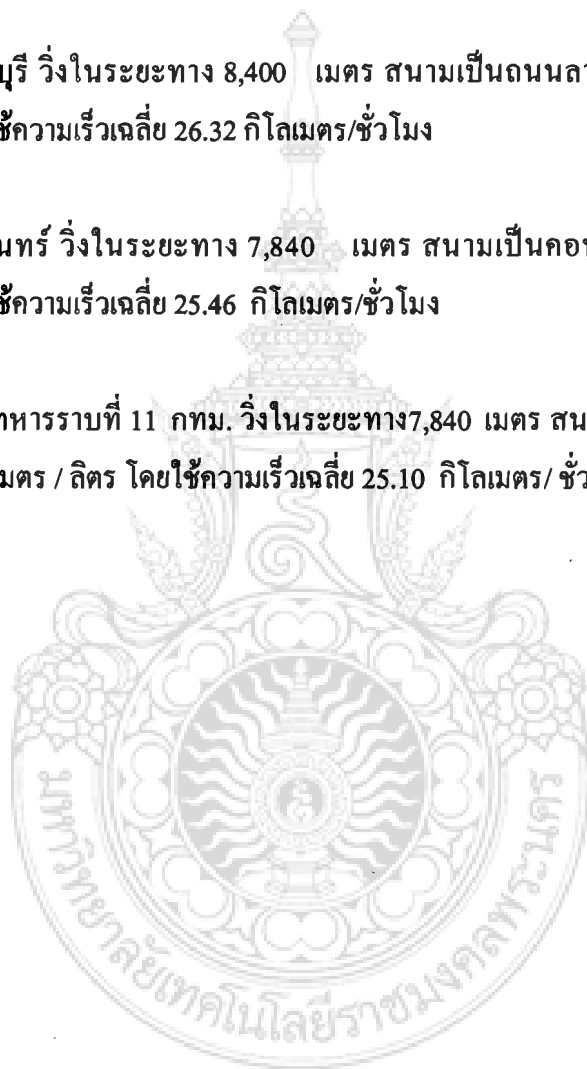
#### 4.3 ผลการแข่งขันฮอนด้าประหยัคเชื้อเพลิง ปีที่ 7

โดยคณะผู้จัดทำได้ร่วมทำการแข่งขันฮอนด้าประหยัคเชื้อเพลิงทั้งหมด 3 ครั้ง สนามที่ 1 ทำการแข่งขันที่ กองบินที่ 2 จ.ลพบุรี สนามที่ 2 ทำการแข่งขันที่ จ.สุรินทร์ และสนามที่ 3 ทำการแข่งขันระดับประเทศที่ กรมทหารราบที่ 11 กทม. โดยผลการแข่งขันมีดังนี้

สนามที่ 1 จ.ลพบุรี วิ่งในระยะทาง 8,400 เมตร สนามเป็นถนนลาดยางทำสถิติได้ 190.67 กิโลเมตร/ลิตร โดยใช้ความเร็วเฉลี่ย 26.32 กิโลเมตร/ชั่วโมง

สนามที่ 2 จ.สุรินทร์ วิ่งในระยะทาง 7,840 เมตร สนามเป็นคอนกรีตทำสถิติได้ 434.22 กิโลเมตร/ลิตร โดยใช้ความเร็วเฉลี่ย 25.46 กิโลเมตร/ชั่วโมง

สนามที่ 3 กรมทหารราบที่ 11 กทม. วิ่งในระยะทาง 7,840 เมตร สนามเป็นถนนคอนกรีต ทำสถิติได้ 543.38 กิโลเมตร / ลิตร โดยใช้ความเร็วเฉลี่ย 25.10 กิโลเมตร/ ชั่วโมง



## บทที่ 5

### สรุปผลและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการทดลอง

โครงการศึกษานี้จัดทำขึ้นเพื่อสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิง และศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการประหยัดเชื้อเพลิง โดยอ้างอิงตามกติกการแข่งขันรถประหยัดเชื้อเพลิงของ บริษัท เอ.พี. ฮอนด้า จำกัด โดยการสร้างรถประหยัดเชื้อเพลิงได้เน้นการออกแบบทรงตัวถังเป็นทรงหยดน้ำ เพื่อลดแรงต้านทานอากาศ และเลือกใช้เครื่องยนต์ของรถจักรยานยนต์ 4 จังหวะ ขนาดความจุกระบอกสูบ 124.9 ซีซี ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกระบอกสูบ x ระยะชัก เท่ากับ 52.4 x 7.9 มิลลิเมตร อัตราส่วนการอัด 9.3 : 1 เป็นเครื่องยนต์คันกำลัง ได้ทำการพัฒนาปรับปรุงส่วนต่าง ๆ เพื่อให้ประหยัดเชื้อเพลิงดังต่อไปนี้ ดูได้จากกราฟเปรียบเทียบในการปรับปรุงเครื่องยนต์ในแต่ละวิธีที่มีการทดสอบ ดังนี้

จะเห็นว่า การทดสอบครั้งที่ 1 ที่ได้ใช้เครื่องยนต์ที่ไม่มีการปรับปรุง เพียงแต่ทำการตัดชุดเกียร์ออกเพราะในการแข่งขันจะใช้ความเร็วรอบต่ำที่ 25 กม./ชม. และใช้อัตราทด 5 : 1 โดยที่ใช้ขนาดล้อ 20 นิ้ว และใช้ยางจักรยานธรรมดาทั่วไป ทำให้มีความประหยัดเชื้อเพลิงน้อยกว่า การปรับปรุงเครื่องยนต์ทั้ง 2 ครั้งหลัง โดยมีค่าเฉลี่ยความประหยัดเชื้อเพลิง 143.870 กิโลเมตร/ลิตร แต่เมื่อได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์เพิ่มขึ้น โดยได้ทำการลดน้ำหนักเครื่องยนต์ด้วยการกลึงส่วนที่ไม่จำเป็นออก เช่น บริเวณฝาสูบและเสื้อสูบ และยังเป็นการลดการระบายความร้อนของเครื่องยนต์ เพื่อให้ถึงอุณหภูมิการทำงานที่เร็วขึ้น ในส่วนของการลดการระบายความร้อนของเครื่องยนต์ ไม่เป็นปัญหาเพราะใช้งานเครื่องยนต์เพียงช่วงระยะเวลาสั้นๆเท่านั้น เปลี่ยนอัตราทดเป็น 7.8:1 และทำการติดตั้งตัวสไลด์วาล์วไอดีเพื่อตัดทางเดินน้ำมันและเป็นการดับเครื่องด้วย พร้อมคุมตัวถังซึ่งเป็นการทดสอบครั้งที่ 2 ทำให้ได้ค่าความประหยัดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นถึง 318.340 กิโลเมตร/ลิตร ซึ่งมากกว่าการทดสอบครั้งที่ 1 ที่ยังไม่มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ 121%

ซึ่งเราจะได้เห็นว่า เมื่อได้มีการทำการปรับปรุงเครื่องยนต์ทำให้ได้ค่าประหยัดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้น จึงได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ต่อจากการทดสอบครั้งที่ 2 โดยได้มีการปรับปรุงเครื่องยนต์ เช่น เพิ่มหัวเทียนเป็น 2 หัวเทียนเพื่อเพิ่มการลุกไหม้การเผาไหม้ไอดีให้เร็วและมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ใช้คอยล์จุดระเบิด 2 ตัว เปลี่ยนยางที่ใช้เป็นแบบไม่มีดอกยางสำหรับการแข่งขันโดยเฉพาะ เพื่อ



ลดแรงเสียดทานของยางกับพื้นถนน พร้อมทั้งเปลี่ยนลูกปืนล้อใหม่ให้เป็นลูกปืนรอบสูง มีค่า  
 ประหยัดเชื้อเพลิง เฉลี่ยประมาณ 553.018 กิโลเมตร/ลิตร และมีค่าประหยัดเชื้อเพลิงเพิ่มขึ้นอีก  
 73 %

จากการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการศึกษาตัวแปรที่มีผลต่อการประหยัดเชื้อเพลิง คือ การลดแรง  
 ด้านทานการขับเคลื่อนทั้งหมดรวมถึงการใช้อัตราทดที่เหมาะสม ส่วนตัวแปรที่สามารถพัฒนาให้  
 ค่าความประหยัดเชื้อเพลิงดีขึ้นได้อย่างมาก คือ ระบบจ่ายเชื้อเพลิง

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรปรับปรุงเรื่องน้ำหนักของโครงรถและน้ำหนักกรด โดยเปลี่ยนจากเหล็กที่ใช้ในการทำ  
 ตัวถังรถมาใช้อลูมิเนียมแทน
2. ควรทำชุดล้อหลังอิสระเพิ่ม เนื่องจากที่ใช้อยู่เป็นตัวฟรีของรถจักรยานจึงทำให้รถไม่ไหล  
 ลื่นเท่าที่ควร
3. ควรมีการปรับปรุงลักษณะรูปทรงของตัวถังรถโดยประยุกต์จากรูปทรงของจรวดและ  
 รูปทรงหยดน้ำ เพื่อความเป็นไปได้ทางปฏิบัติ
4. ควรปรุงระบบการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง เนื่องจากระบบการจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้เป็นแบบ  
 คาร์บูเรเตอร์ โดยที่เปลี่ยนมาใช้แบบหัวฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงแทน
5. ควรปรับปรุงเรื่องยางที่ใช้ เนื่องจากยางที่ใช้อยู่ปัจจุบันเป็นยางรถจักรยานไม่สามารถทน  
 ความเร็วที่รอบสูงได้

## 5.3 อุปสรรคในการดำเนินการ

1. ในด้านการสั่งซื้อวัสดุและอุปกรณ์เกิดการล่าช้าทำให้งานไม่ดำเนินไปได้ดีเท่าที่ควร
2. เวลาในการดำเนินการมีน้อย
3. งบประมาณในการดำเนินการสร้างรถแข่งขันประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิงค่อนข้างสูง
4. สถานที่ ที่ใช้ในการดำเนินการหายาก

## บรรณานุกรม

- 1.ที กรู๊ป อ็อฟ เอ็นจิเนียร์. ตารางเหล็กสำหรับผู้รับเหมาก่อสร้างและวิศวกร. กรุงเทพมหานคร : ที กรู๊ป อ็อฟ เอ็นจิเนียร์, มปป.
- 2.บัญชา คังตระกูล และ คณะ. กลศาสตร์ยานยนต์. กรุงเทพมหานคร : ซี เอ็ด ยู เค ชั้น จำกัด,2540
- 3.ประสานพงษ์ หาเรื่อนชีพ. ทฤษฎีและปฏิบัติเครื่องล่างรถยนต์. กรุงเทพมหานคร : ซี เอ็ด ยู เค ชั้น จำกัด(มหาชน),2540
- 4.เผด็จ แสนเกษม. กลศาสตร์ยานยนต์. กรุงเทพมหานคร : ซี เอ็ด ยู เค ชั้น จำกัด(มหาชน),2530
- 5.พงษ์วุฒิ สิทธิผล. ทฤษฎีแก๊สโซลีน. กรุงเทพมหานคร : สกายบุ๊กส์,2541
- 6.วรวิทย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1. พิมพ์ครั้งที่ 10 .เอช-เอน ,2537
- 7.วรวิทย์ อึ้งภากรณ์ และ ชาญ ถนัดงาน. การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2. พิมพ์ครั้งที่ 10 .เอช-เอน ,2537
- 8.อุดมวิทย์ กาญจนวงศ์. กลศาสตร์วิศวกรรม. กรุงเทพมหานคร: สยามสปอร์ต ซินดิเคทจำกัด,2542
- 9.เจษฎา ตัณฑเศรษฐี. เครื่องยนต์สันดาปภายใน. กรุงเทพมหานคร: ซี เอ็ด ยู เค ชั้น จำกัด (มหาชน) ,2546
- 10.FRANK P. INCROPERA and DAVID P. DEWITT Fundamentals Of Heat Mass Transfer.  
Printed In The United Stages Of America, 2004

ภาคผนวก ก  
ตารางคุณสมบัติต่างๆ



ตารางที่ ก-1 ข้อมูลทางเทคนิคของเครื่องยนต์ Honda Wave 125 R

เครื่องยนต์	4 จังหวะ แบบโอเวอร์เฮดแคมชาฟท์ ระบายความร้อนด้วยอากาศ
ปริมาตรกระบอกสูบ	124.9 ซีซี
ความกว้างกระบอกสูบ x ช่วงชัก	52.4 x 57.9 มม.
ระบบการติดเครื่องยนต์	สตาร์ทมือและสตาร์ทเท้า
อัตราส่วนแรงอัด	9.3 : 1
ระบบเกียร์	โรตารี (เกียร์รวม) 4 ระดับ
ขนาด (กว้าง x ยาว x สูง)	715 x 1870 x 1050 มม.
ความยาวช่วงล้อ	1205 มม.
น้ำหนักสุทธิ	93.5 กก.
ระบบจุดระเบิด	CDI
ระบบห้ามล้อ หน้า	ดิสก์เบรกลูกสูบคู่
หลัง	ดรัมเบรก
ขนาดยาง หน้า	60 / 100-17 M/C 33P
หลัง	70 / 90-17 M/C 43P
แบตเตอรี่	แบบแห้งขนาด 12 V.-205 AH
ความจุน้ำมันเชื้อเพลิง	40 ลิตร
น้ำมันเชื้อเพลิง	เบนซินไร้สารตะกั่ว ค่าออกเทน91 ขึ้นไป

ตารางที่ ก-2 คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้าผสม ( mechanical properties of plain carbon and alloy steels ) (ชนิดทดสอบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางประมาณ 25 mm)

AISI TYPE	condition	Tensile strength, ksi	Yield strength, ksi	Elongate in area, %	Reduction in area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 =100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR&TURNE	72	44	31	63	140	-
	CD	84	76	16	57	177	65
	A	67	50	31	58	126	-
	N	76	51	32	61	149	-
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	-
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	-
1050	HR	105	67	15	-	-	-
	CD	114	104	9	-	-	54
	A	92	43	24	40	187	-
	N	109	62	20	39	217	-
1095	HR	142	83	18	38	295	-
	A	95	38	13	21	192	-
	N	147	73	10	14	293	-
1118	HR	75	50	35	55	140	-
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80

ตารางที่ ก-2 (ต่อ) คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้าผสม

AISI TYPE	condition	Tensile strength, ksi	Yield strength, ksi	Elongate in area, %	Reduction in area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 =100)
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	-
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	-
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	-
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	128	41	363	-
4620	HR	85	63	22	64	183	58
	CD	101	85	31	60	207	64
	A	74	54	29	60	149	55
4640	N	83	53	15	67	174	-
	CDA	117	95	24	43	235	55
	A	98	63	19	51	179	55
5120	N	123	87	20	51	248	-
	CD	92	77	23	55	187	65
	CDA	87	70	18	60	179	65
5140	CDA	105	88	25	52	212	60
52100	HRA	100	81	13	57	192	45
	HRN	185	139	14	20	363	-
6150	CDA	111	95	22	44	223	45
	N	136	89	25	61	269	-

ตารางที่ ก-2 (ต่อ) คุณสมบัติทางกลของเหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาและเหล็กกล้าผสม

AISI TYPE	condition	Tensile strength, ksi	Yield strength, ksi	Elongate in area , %	Reduction in area , %	Hardness, BHN	Machinability(Based on 1112 =100)
8620	HR	89	65	22	63	192	60
	CD	102	85	31	58	212	63
	A	78	56	26	62	149	-
	N	92	52	11	60	183	-
8640	CD	140	120	14	38	277	-
	CDA	107	90	25	45	217	60
8740	HRA	95	64	17	55	190	56
	CDA	107	96	16	48	223	66
	N	135	88	22	48	269	-
9255	HRA	113	71	20	41	241	45
	N	135	84	22	43	241	-
E9310	HR	115	75	17	58	269	45
	A	119	64	19	42	241	-
	N	132	83	18	58	183	-
9440	HR	123	80	26	47	223	-
	HRA	93	59	25	53	241	-
	N	110	72	16	58	223	-

ตารางที่ ก-3 แสดงคุณสมบัติทางกลของเหล็กหล่อบางชนิด

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness BHN	Endurance Limit ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	$12 \times 10^6$	20	-	-	160	10	-	95	32	55
ASTM, Class 25	$13 \times 10^6$	25	-	-	165	12.5	-	100	37	55
ASTM, Class 30	$15 \times 10^6$	30	-	-	195	14.5	-	115	44	60
ASTM, Class 40	$17 \times 10^6$	40	-	-	220	19	-	143	57	70
ASTM, Class 50	$19 \times 10^6$	50	-	-	238	22	-	150	65	80
ASTM, Class 60	$20 \times 10^6$	60	-	-	260	24	-	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	$25 \times 10^6$	50	32.5	10	133	28	$25 \times 10^6$	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	$25 \times 10^6$	53	35	18	133	31	$25 \times 10^6$	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	$26 \times 10^6$	65	45	10	185	32	$23.2 \times 10^6$	242	49	14
50007 (ASTM A220)	$26.5 \times 10^6$	75	50	7	204	37	$23.2 \times 10^6$	242	75	14
60003 (ASTM A220)	$27 \times 10^6$	80	60	3	226	39	$23.2 \times 10^6$	242	80	14
80002 (ASTM A220)	$27 \times 10^6$	100	80	2	255	40	$23.2 \times 10^6$	242	100	10
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-18 (ASTM) or 60-45-12 (A536)	$23.5 \times 10^6$	70	52.5	10-25	178	35	-	140	-	-
80-55-06 ( " )	$23.5 \times 10^6$	100	67.5	3-10	217	50	-	200	-	-
100-70-03 <sup>a</sup> ( " )	$23.5 \times 10^6$	110	72.5	6-10	257	55	-	220	-	-
120-90-02 <sup>a</sup> ( " )	$23.5 \times 10^6$	135	108	2-7	283	63	-	270	-	-
Heat Resistant	$18.5 \times 10^6$	73	40	7-40	170	37	-	146	-	-



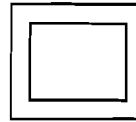


ตารางที่ ก-5 แสดงค่า RECTANGULAR TUBE Inch Size ของเหล็ก



Size & Wall Thickness	Weight		Area of Metal	Moment of Inertial		Section Modulus		Radius of Gyration		
	in	lb/ft kg/ft		in <sup>2</sup>	I <sub>x</sub> in <sup>4</sup>	I <sub>y</sub> in <sup>4</sup>	Z <sub>x</sub> in <sup>3</sup>	Z <sub>y</sub> in <sup>3</sup>	I <sub>x</sub> in	I <sub>y</sub> in
1/2 X 1	0.036	0.361	0.164	0.110	0.00464	0.0136	0.0181	0.0186	0.203	0.355
	0.47	0.428	0.194	0.130	0.00821	0.0161	0.0210	0.0321	0.201	0.381
	0.063	0.589	0.264	0.170	0.00842	0.0201	0.0267	0.0401	0.194	0.344
1 X 1 1/2	0.047	0.763	0.346	0.224	0.0374	0.0718	0.0748	0.0855	0.408	0.565
	0.063	1.01	0.456	0.266	0.0478	0.0906	0.0954	0.121	0.402	0.583
	0.078	1.23	0.566	0.300	0.0584	0.107	0.113	0.143	0.396	0.546
	0.096	1.46	0.666	0.431	0.0682	0.125	0.130	0.167	0.389	0.539
	0.108	1.66	0.751	0.487	0.0715	0.140	0.143	0.188	0.383	0.535
	0.120	1.80	0.817	0.530	0.0761	0.148	0.162	0.198	0.379	0.528
1 X 2	0.047	0.922	0.418	0.271	0.0462	0.142	0.0964	0.142	0.422	0.724
	0.063	1.22	0.553	0.356	0.0618	0.184	0.123	0.184	0.414	0.781
	0.078	1.38	0.627	0.407	0.0686	0.206	0.137	0.206	0.411	0.711
	0.078	1.49	0.676	0.436	0.0731	0.221	0.146	0.221	0.408	0.708
	0.096	1.79	0.811	0.526	0.0847	0.259	0.169	0.259	0.401	0.702
	0.120	2.21	1.00	0.650	0.0995	0.310	0.189	0.310	0.391	0.690
	0.126	2.34	1.06	0.688	0.104	0.325	0.207	0.325	0.388	0.678
2 X 3	0.120	3.78	1.70	1.11	0.711	1.34	0.711	0.990	0.802	1.10
	0.126	3.90	1.77	1.18	0.734	1.36	0.734	0.920	0.800	1.10
	0.180	5.40	2.45	1.59	0.952	1.81	0.952	1.30	0.775	1.07
	0.1766	5.36	2.64	1.64	0.977	1.85	0.977	1.34	0.771	1.06
	0.250	7.10	3.22	2.09	1.18	2.21	1.18	1.47	0.742	1.03
	0.3125	8.44	3.85	2.48	1.36	2.44	1.36	1.69	0.714	0.992
2 X 4	0.120	4.58	2.08	1.35	0.823	2.73	0.823	1.36	0.698	1.42
	0.126	4.76	2.16	1.40	0.854	2.82	0.854	1.41	0.695	1.42
	0.180	6.82	3.00	1.95	1.25	1.75	1.25	1.56	0.602	1.35
	0.1875	6.85	3.11	2.02	1.29	3.67	1.29	1.63	0.796	1.36
2 X 4	0.250	6.80	3.09	2.59	1.84	4.69	1.84	2.35	0.770	1.35
	0.3125	10.8	4.79	3.11	1.71	5.32	1.71	2.99	0.749	1.31

ตารางที่ ก-6 แสดงค่า SQUARE TUBE Inch Size ของเหล็ก



Size & Wall Thickness		Weight		Area of Metal	Moment of Inertia		Section Modulus		Radius of Gyration	
in		lb/ft	kg/ft	in <sup>2</sup>	in <sup>4</sup>	in <sup>4</sup>	in <sup>3</sup>	in <sup>3</sup>	in	in
1/2 X 1/2	0.039	0.240	0.109	0.0708	0.00249	0.00249	0.00996	0.00996	0.188	0.188
	0.047	0.283	0.128	0.0833	0.00294	0.00294	0.0113	0.0113	0.184	0.184
	0.063	0.363	0.165	0.107	0.00337	0.00337	0.135	0.135	1.178	1.178
	0.072	0.404	0.183	0.119	0.00382	0.00382	0.0145	0.145	0.175	0.175
5/8 X 5/8	0.039	0.306	0.139	0.0901	0.00513	0.00513	0.0164	0.0164	0.239	0.239
	0.047	0.363	0.165	0.107	0.00591	0.00591	0.0189	0.0189	0.235	0.235
	0.063	0.470	0.213	0.138	0.00724	0.00724	0.0232	0.0232	0.229	0.229
	0.072	0.526	0.239	0.155	0.00786	0.00786	0.0252	0.0252	0.225	0.225
3/4 X 3/4	0.039	0.373	0.169	0.114	0.00820	0.00820	0.0245	0.0245	0.290	0.290
	0.047	0.443	0.201	0.130	0.0107	0.0107	0.0285	0.0258	0.286	0.286
	0.063	0.577	0.262	0.170	0.0133	0.133	0.0355	0.0355	0.280	0.280
	0.072	0.649	0.294	0.181	0.0146	0.0146	0.0388	0.0388	0.276	0.276
7/8 X 7/8	0.039	0.438	0.199	0.128	0.0149	0.0149	0.0352	0.0352	0.340	0.340
	0.047	0.523	0.237	0.154	0.0175	0.0175	0.0411	0.0411	0.337	0.337
	0.063	0.684	0.310	0.201	0.0219	0.0219	0.0515	0.0515	0.330	0.330
	0.072	0.771	0.350	0.227	0.0241	0.0241	0.0562	0.0256	0.325	0.325
1 X 1	0.047	0.603	0.271	0.177	0.0287	0.0287	0.0535	0.0535	0.388	0.388
	0.063	0.791	0.369	0.233	0.0339	0.0339	0.0678	0.0678	0.382	0.382
	0.072	0.864	0.405	0.263	0.0375	0.0375	0.0751	0.0751	0.376	0.376
	0.076	0.980	0.436	0.282	0.0388	0.0388	0.0787	0.0787	0.376	0.376
	0.086	1.14	0.518	0.338	0.0457	0.0457	0.0913	0.0913	0.369	0.369
	0.120	1.39	0.632	0.410	0.0528	0.0528	0.106	0.106	0.359	0.359
1 1/4 X 1 1/4	0.047	0.763	0.346	0.224	0.0539	0.0539	0.0882	0.0882	0.480	0.480
	0.063	1.01	0.458	0.298	0.0692	0.0692	0.111	0.111	0.484	0.484
	0.072	1.14	0.518	0.335	0.0771	0.0771	0.123	0.123	0.480	0.480
	0.076	1.23	0.556	0.362	0.0822	0.0822	0.131	0.131	0.477	0.477
	0.085	1.46	0.663	0.431	0.0954	0.0954	0.153	0.153	0.470	0.470
	0.120	1.90	0.817	0.530	0.112	0.112	0.180	0.180	0.460	0.460
1 1/2 X 1 1/2	0.047	0.822	0.418	0.271	0.0852	0.0852	0.127	0.127	0.592	0.592
	0.063	1.22	0.553	0.359	0.123	0.123	0.184	0.184	0.586	0.586
	0.072	1.38	0.627	0.407	0.136	0.136	0.184	0.184	0.582	0.582
	0.076	1.49	0.676	0.438	0.147	0.147	0.186	0.186	0.578	0.578
	0.085	1.79	0.811	0.526	0.172	0.172	0.230	0.230	0.572	0.572
	0.120	2.21	1.00	0.601	0.193	0.193	0.267	0.267	0.566	0.566
2 X 2	0.125	2.29	1.04	0.674	0.211	0.211	0.282	0.282	0.560	0.560
	0.120	2.94	1.34	0.865	0.498	0.498	0.486	0.486	0.759	0.759
	0.156	3.70	1.69	1.08	0.591	0.591	0.601	0.601	0.741	0.741
	0.1875	4.32	1.96	1.27	0.670	0.670	0.670	0.670	0.726	0.726
0.250	5.40	2.46	1.99	0.770	0.770	0.770	0.770	0.696	0.696	

ตารางที่ ก-7 ไช้โรลเลอร์ตามมาตรฐาน ISO/R 606-1976 (E)

ไช้ ISO	พิตช์ p	d <sub>1</sub> max	b <sub>1</sub> min	d <sub>2</sub> max	b <sub>3</sub> min	แรงแตกหัก kN		
						หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น
05B	8.00	5.00	3.00	2.31	4.90	4.51	7.85	11.18
06B	9.525	6.35	5.72	3.28	8.66	8.93	16.97	24.92
08A	12.70	7.95	7.95	3.96	11.31	13.83	27.66	41.50
08B	12.70	8.51	7.75	4.45	11.43	17.85	31.20	44.54
10A	15.875	10.16	9.53	5.08	13.97	21.78	43.56	65.33
10B	15.875	10.16	9.65	5.08	13.41	22.27	44.54	66.81
12A	19.05	11.91	12.70	5.94	17.88	31.20	62.39	93.59
12B	19.05	12.07	11.68	5.72	15.5	28.94	57.88	86.82
16A	25.40	15.88	15.88	7.92	22.74	55.62	111.25	166.87
16B	25.40	15.88	17.02	8.28	25.58	42.28	84.56	126.84
20A	31.75	19.05	19.05	9.53	27.59	86.82	173.64	260.46
20B	31.75	19.05	19.56	10.19	29.14	64.55	129.10	193.65
24A	38.10	22.23	25.40	11.10	35.59	124.59	249.17	373.76
24B	38.10	25.40	25.40	14.63	38.05	97.90	195.81	293.71

ตารางที่ ก-8 มวลของโซ่โรลเลอร์ต่อความยาว

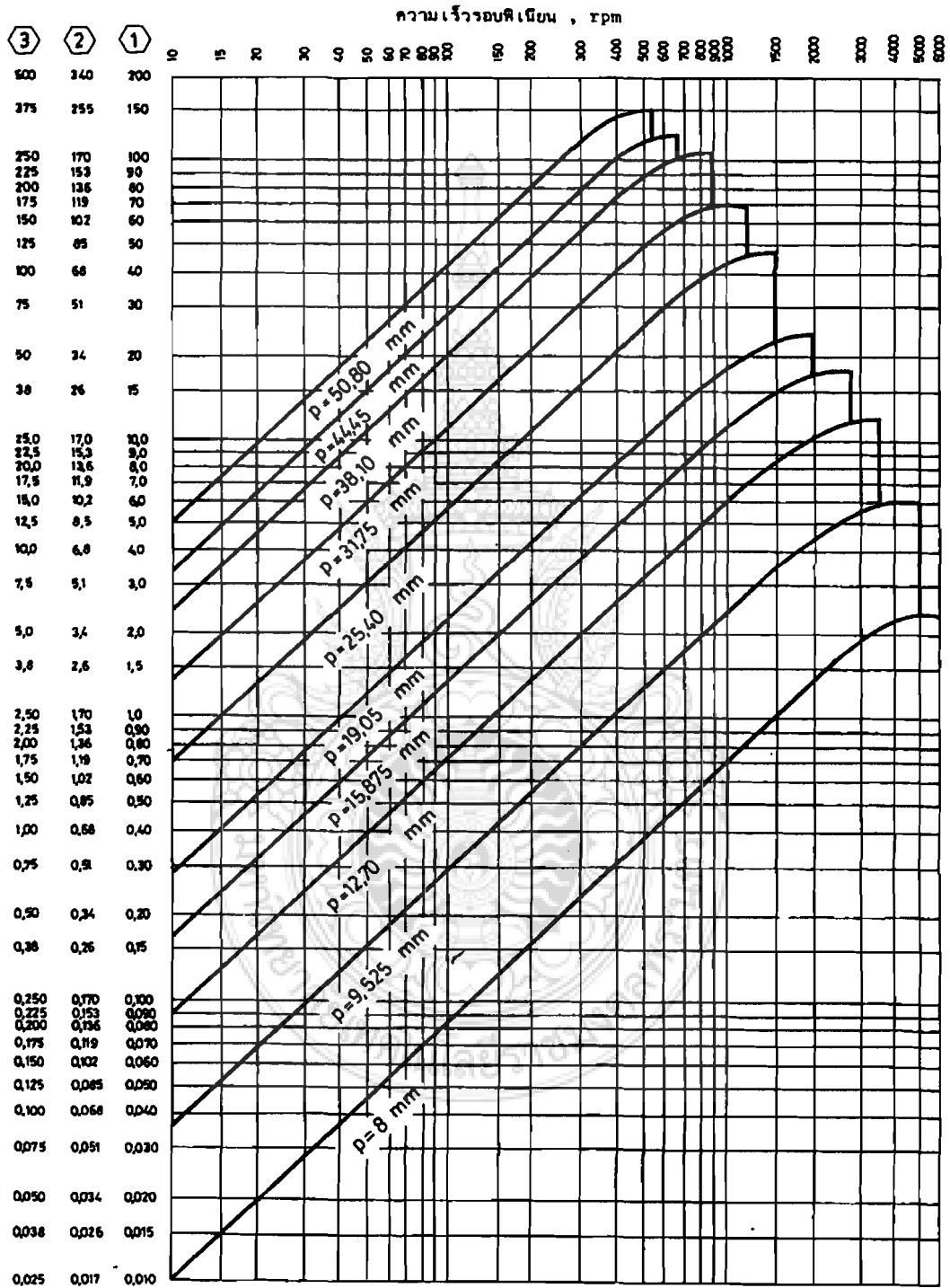
โซ่ ISO	มวลของโซ่ , kg/m			โซ่ ISO	มวลของโซ่ , kg/m			
	หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น		หนึ่งชั้น	สองชั้น	สามชั้น	สี่ชั้น
05B	0.327	0.621	0.923	05A	0.277	0.54	0.823	
06B	0.39	0.74	1.10	06A	0.33	0.65	0.98	2.44
08B	0.68	1.34	1.99	08S	0.61	1.22	1.83	3.93
10B	0.85	1.70	2.55	10A	0.98	1.96	2.95	6.10
12B	1.16	2.31	3.45	12A	1.59	3.05	4.54	10.00
16B	2.71	5.42	8.13	16S	2.50	5.00	7.50	14.70
20B	3.70	7.40	11.10	20A	3.68	7.35	11.03	22.14
24B	6.70	13.75	20.75	24A	5.54	11.07	16.61	30.10
28B	8.25	16.80	25.40	28A	7.52	15.00	22.60	38.69
32B	9.22	18.45	27.67	32A	9.67	19.34	29.02	61.90
40B	15.48	31.55	47.62	40A	15.48	30.95	46.43	
48B	24.71	50.00	75.45	48A				
56B	33.20	67.60		56A				
64B	44.64	89.29		64A				
72B	59.50			72A				

ตารางที่ ก-9 ตัวประกอบใช้งานสำหรับแรงกระทำที่มีการกระตุกมาก

ใช้โรลเลอร์แบบ B				ใช้โรลเลอร์แบบ A			
จำนวน พื้นบน พิเนียน	อุปกรณ์ขับ			จำนวน พื้นบน พิเนียน	อุปกรณ์ขับ **		
	สม่ำเสมอ อ	กระตุก ปาน กลาง	กระตุก มาก		ประเภท I	ประเภท II	ประเภท III
ใช้กับตารางแผนภูมิ ก-6				ใช้กับตารางแผนภูมิ ก-6			
11	3.02	3.45	3.88	11	1.97	2.11	2.39
12	2.78	3.17	3.57	12	1.79	1.92	2.18
13	2.57	2.94	3.31	13	1.67	1.79	2.02
14	2.36	2.70	3.04	14	1.54	1.65	1.87
15	2.22	2.53	2.85	15	1.40	1.50	1.70
16	2.08	2.38	2.68	16	1.30	1.39	1.57
17	1.97	2.25	2.53	17	1.21	1.29	1.47
18	1.84	2.11	2.37	18	1.14	1.22	1.38
19	1.75	2.00	2.25	ใช้กับตารางแผนภูมิ ก-6			
20	1.67	1.90	2.14	19	1.40	1.50	1.70
21	1.59	1.82	2.05	20	1.31	1.40	1.59
22	1.51	1.72	1.94	21	1.24	1.33	1.50
23	1.45	1.65	1.86	22	1.18	1.26	1.43
24	1.39	1.59	1.79	23	1.12	1.20	1.36
25	1.33	1.52	1.70	24	1.09	1.16	1.32
				25	1.04	1.12	1.27

- หมายเหตุ \* สม่ำเสมอ : มอเตอร์ไฟฟ้า  
 กระตุกปานกลาง : เครื่องยนต์หลายสูบ  
 กระตุกมาก : เครื่องยนต์หนึ่งสูบ  
 \*\* ประเภท I : เครื่องยนต์ต่อผ่านไฮดรอลิกคัปปลิง  
 ประเภท II : มอเตอร์ไฟฟ้าหรือกังหัน  
 ประเภท III : เครื่องยนต์ต่อผ่านอุปกรณ์ทางกล

ตารางที่ ก-10 แผนภูมิที่ใช้เลือกโซ่โรลเลอร์แบบ B (สำหรับพีนีอน 19 ฟัน)



3 = โซ่สามชั้น 2 = โซ่สองชั้น 1 = โซ่พวงชั้น

ตารางที่ ก-11 ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางเฟืองโซ่ , C

ระยะพีตซ์ mm	ระยะห่างระหว่าง ศูนย์กลาง , mm	ระยะพีตซ์ mm	ระยะห่างระหว่าง ศูนย์กลาง , mm
8	378	31.75	1200
9.525	450	38.10	1350
12.70	600	44.45	1500
15.875	750	50.80	1700
19.05	900	63.50	1800
25.40	1000	76.20	2000

ตารางที่ ก-12 แสดงคุณสมบัติทางความร้อนของอากาศ

Temperature		$c_p$	$c_v$	$k = c_p / c_v$	Gas Constant $R = c_p - c_v$
K	°C	(kJ/kg-K)	(kJ/kg-K)		(kJ/kg-K)
273	0	1.004	0.717	1.40	0.287
298	25	1.005	0.718	1.40	0.287
300	27	1.005	0.718	1.40	0.287
500	227	1.029	0.742	1.39	0.287
850	577	1.108	0.821	1.35	0.287
1000	727	1.140	0.853	1.34	0.287
1500	1227	1.210	0.923	1.31	0.287
2000	1727	1.249	0.962	1.30	0.287
2500	2227	1.274	0.987	1.29	0.287
3000	2727	1.291	1.004	1.29	0.287



ตารางที่ ก-13 แสดงคุณสมบัติของเชื้อเพลิง

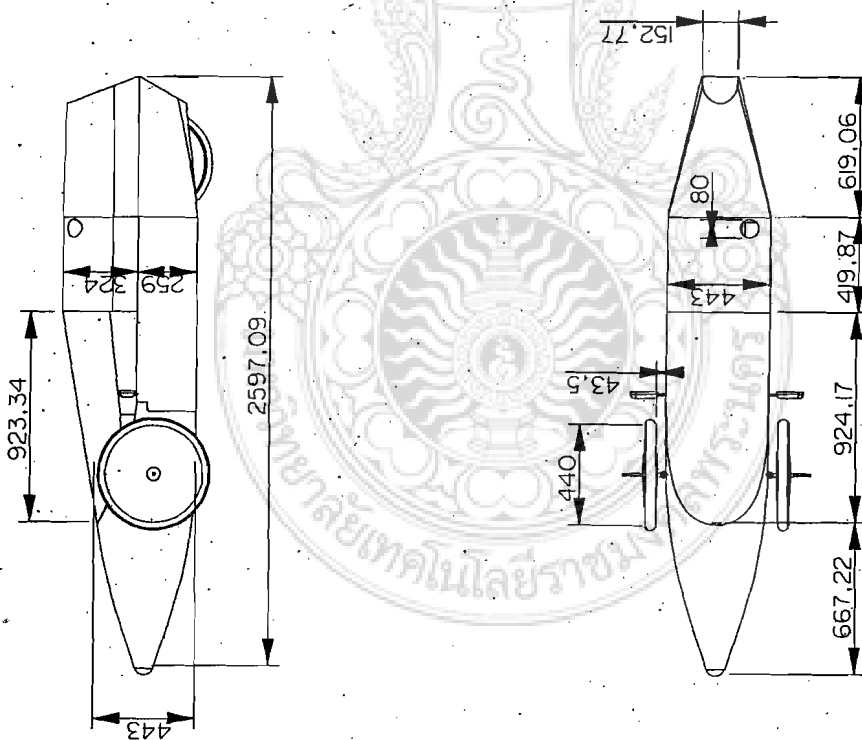
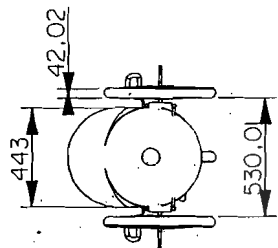
Fuel	Molecular Weight	Heating Value		Stoichiometric		Octane		Heat of Vaporization (kJ/kg)	Cetane Number	
		HHV (kJ/kg)	LHV (kJ/kg)	(AF) <sub>s</sub>	(FA) <sub>s</sub>	MON	RON			
Gasoline	C <sub>8</sub> H <sub>15</sub>	111	47300	43000	14.6	0.068	80-91	92-99	307	
Light diesel	C <sub>12.3</sub> H <sub>22.2</sub>	170	44800	42500	14.5	0.069			270	40-55
Heavy diesel	C <sub>14.6</sub> H <sub>24.8</sub>	200	43800	41400	14.5	0.069			230	35-50
Isooctane	C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	114	47810	44300	15.1	0.066	100	100	290	
Methanol	CH <sub>3</sub> OH	32	22540	20050	6.5	0.155	92	106	1147	
Ethanol	C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH	46	29710	26950	9	0.111	89	107	873	
Methane	CH <sub>4</sub>	16	55260	49770	17.2	0.058	120	120	509	
Propane	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44	50180	46190	15.7	0.064	97	112	426	
Nitromethane	CH <sub>3</sub> NO <sub>2</sub>	61	12000	10920	1.7	0.588				
Heptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100	48070	44560	15.2	0.066	0	0	316	
Cetane	C <sub>16</sub> H <sub>34</sub>	226	47280	43980	15	0.066			292	100
Heptamethylnonane	C <sub>12</sub> H <sub>34</sub>	178			15.9	0.063				15
α-methylnaphthalene	C <sub>11</sub> H <sub>10</sub>	142			13.1	0.076				0
carbon monoxide	CO	28	10100	10100	2.5	0.405				
coal (carbon)	C	12	33800	33800	11.5	0.087				
butene-1	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	56	48210	45040	14.8	0.068	80	99	390	
triptane	C <sub>7</sub> H <sub>16</sub>	100	47950	44440	15.2	0.066	101	112	288	
isodecane	C <sub>10</sub> H <sub>22</sub>	142	47590	44220	15.1	0.066	92	113		
toluene	C <sub>7</sub> H <sub>8</sub>	92	42500	40600	13.5	0.074	109	120	412	
hydrogen	H <sub>2</sub>	2	141800	120000	34.5	0.029		90		

ตารางที่ ก-14 แสดงค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุต่างๆ

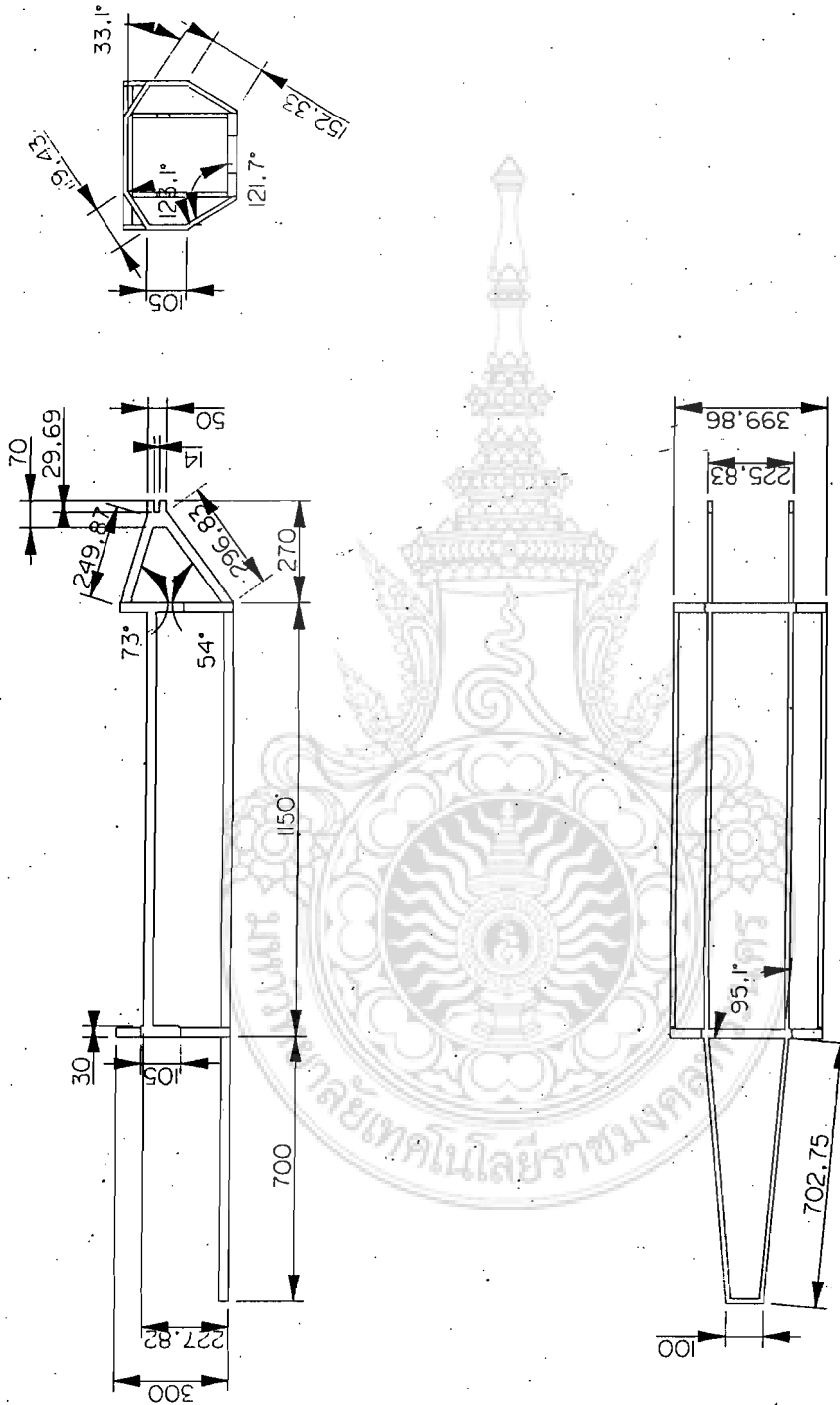
Composition	Properties at Various Temperatures (K)														
	Melting Point (K)	Properties at 300 K				k(W/m•K) / c <sub>p</sub> (J/Kg•K)									
		ρ (kg/m <sup>3</sup> )	c <sub>p</sub> (J/kg•K)	k (W/m•K)	α•10 <sup>6</sup> (m <sup>2</sup> /s)	100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum															
Pure	933	2702	903	237	97 .1	302	237	240	231	218					
						482	798	949	1033	1146					
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn )	775	2770	875	177	73 .0	65	163	186	186						
						473	787	925	1042						
Alloy 195, Cast (4.5% Cu )		2790	883	168	68 .2			147	185						
Beryllium	1550	1850	1825	200	59 .2	990	301	161	126	106	90 .8	78 .7			
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519		
Bismuth	545	9780	122	7 .86	6 .5	16 .5	9 .69	7 .04							
						112	120	127							
Boron	2573	2500	1107	27 .0	190	55 .5	16 .8	10 .6	9 .60	9 .85					
						128	600	1463	1892	2160	2338				
Cadmium	594	8650	231	96 .8	48 .4	203	99 .3	94 .7							
						198	222	242							
Chromium	2118	7160	449	93 .7	29 .1	159	111	90 .9	80 .7	71 .3	65 .4	61 .9	57 .2	49 .4	
						192	384	484	542	581	616	682	779	937	
Cobalt	1769	8862	421	99 .2	26 .6	167	122	85 .4	67 .4	58 .2	52 .1	49 .3	42 .5		
						236	379	450	503	550	628	733	674		
Copper															
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339			
						252	356	397	417	433	451	480			
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al )	1293	8800	420	52	14		42	52	59						
							785	460	545						
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17		41	65	74						
							-	-	-						
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33 .9	75	95	137	149						
							360	395	425						
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6 .7	17	19								
							237	362							
Germanium	1211	5360	322	59 .9	34 .7	232	96 .8	43 .2	27 .3	19 .8	17 .4	17 .4			
						190	290	337	348	357	375	395			

ภาคผนวก ข  
แบบรถประหยัดเชื้อเพลิง

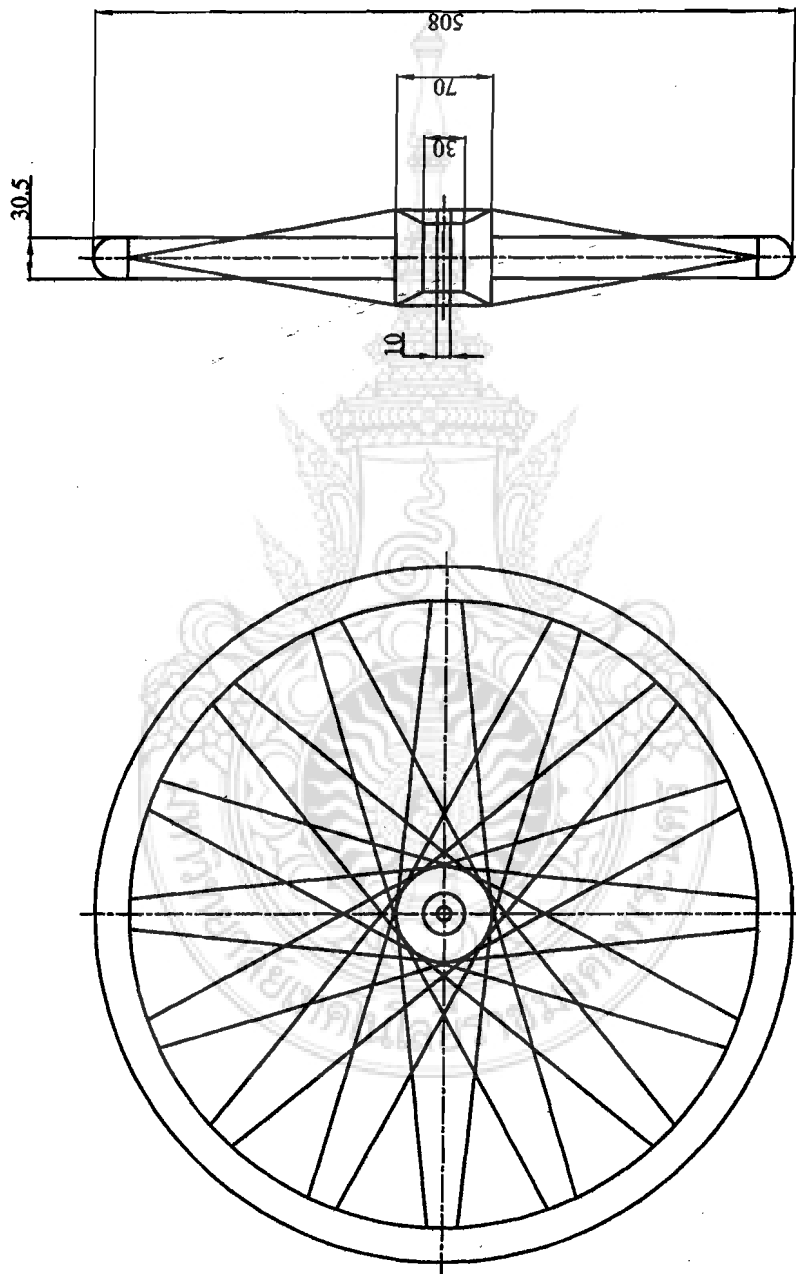




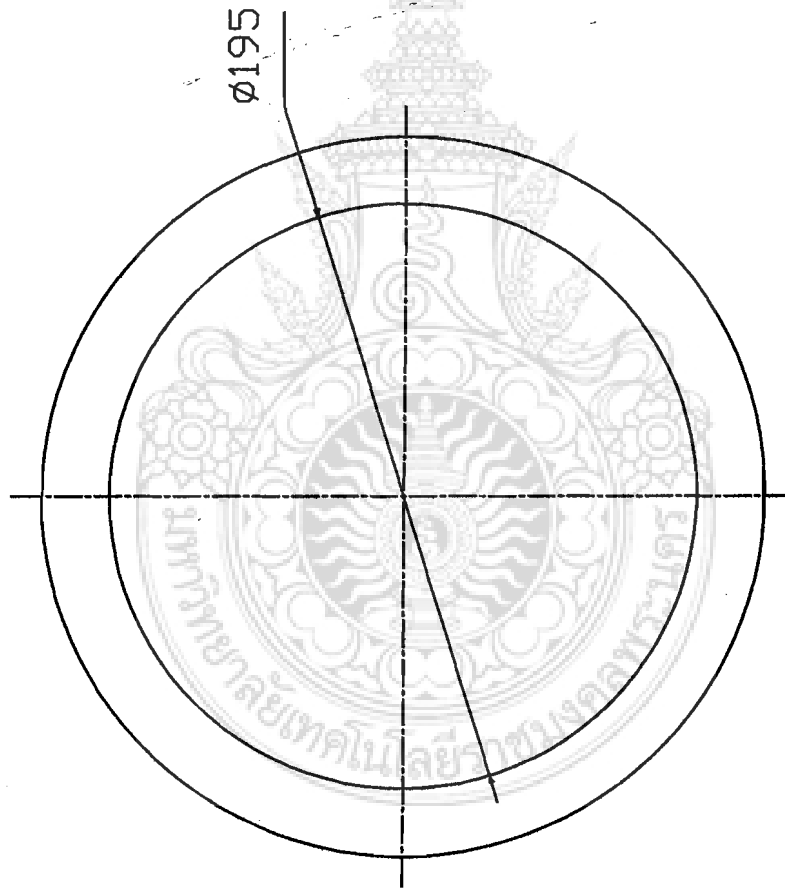
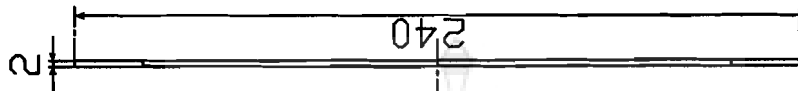
1	ENERGY SAVING FORMULA			1	001
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.
Scale Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert	12/08/2005			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005		
ISO 2768	Title'			Drawing No.	
	ENERGY SAVING FORMULA			ME-01-001	



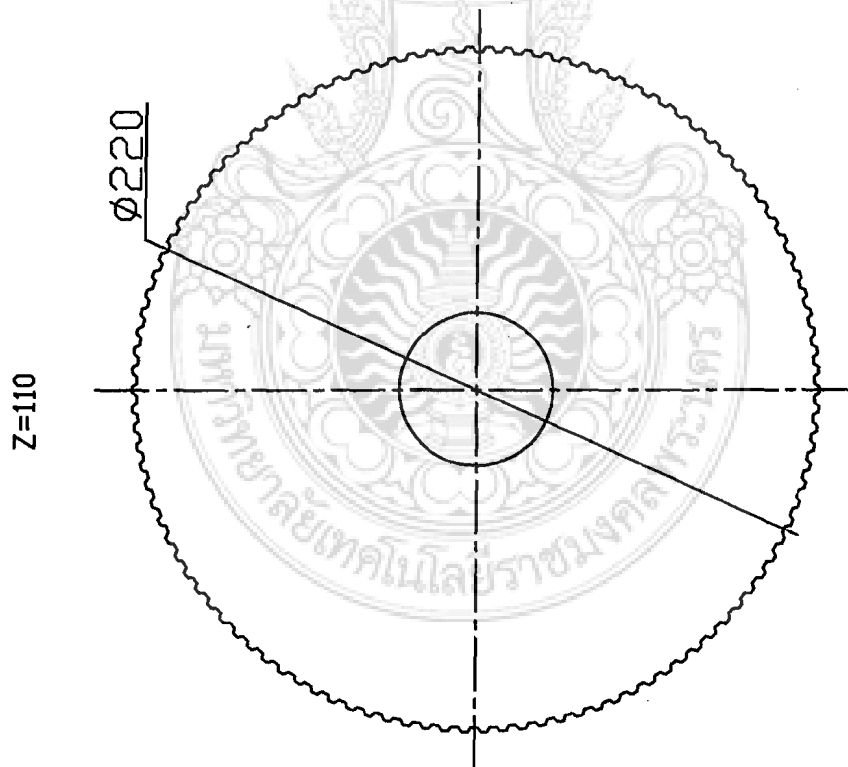
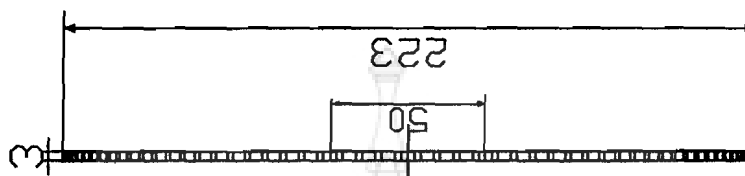
2	FRAME	620 x 200 x 2130	GRAY CAST IRONS STEELS	1	002
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.
Scale Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
	Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005		
ISO 2768	Title'	FRAME			Drawing No. ME-01-002



3	WHEEL	508 x 30.5	ALUMINUM	3	003
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.
Scale Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert	12/08/2005			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005		
ISO 2768	Title'			Drawing No.	
	WHEEL			ME-01-003	

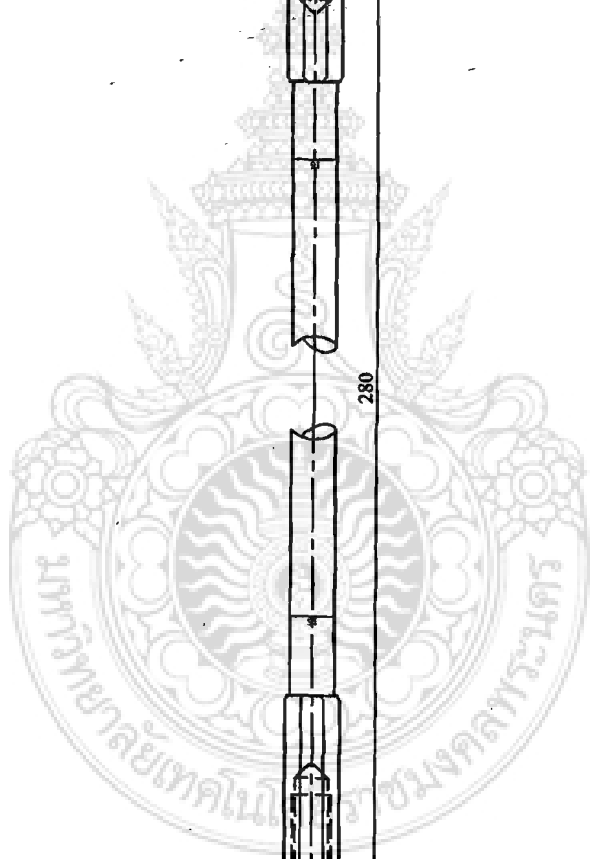
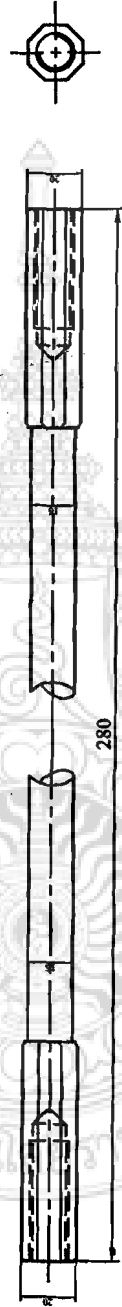


4	GEAR RING PLANT	240 x 2	ALUMINUM	2	004
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.
Scale	Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn	
Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert	12/08/2005			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005		
ISO 2768	Title'	GEAR RING PLANT			Drawing No. ME-01-004

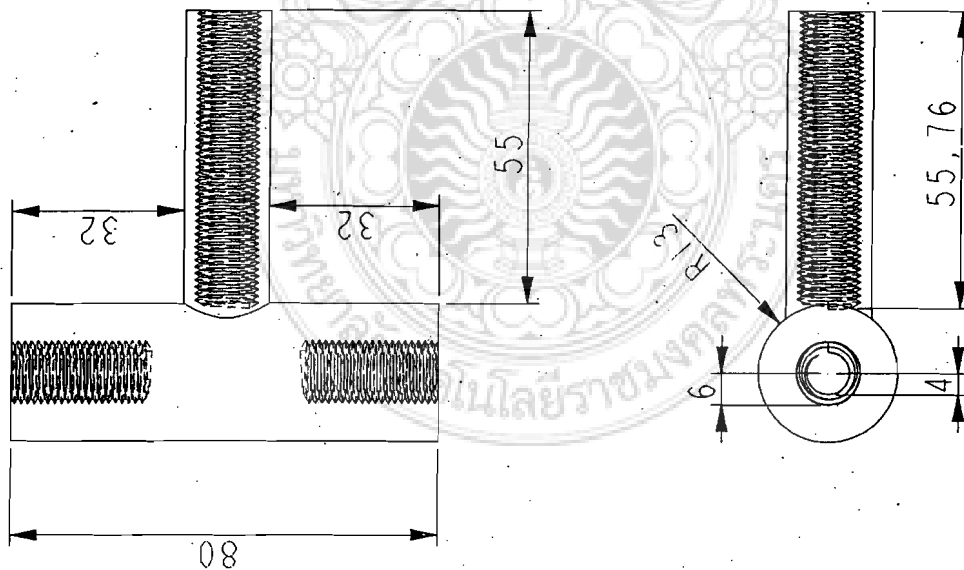
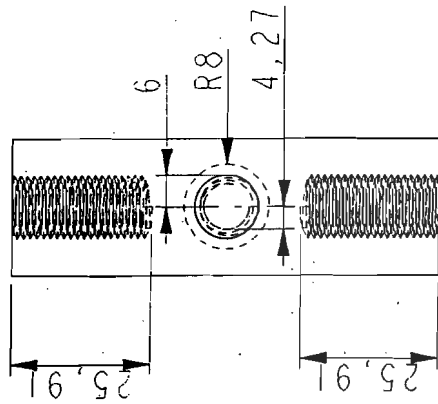


5	GEAR	223 x 3	PLAIN CARBON STEEL	1	005
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.
Scale Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert	12/08/2005			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005		
ISO 2768	Title'			Drawing No.	
GEAR				ME-01-005	

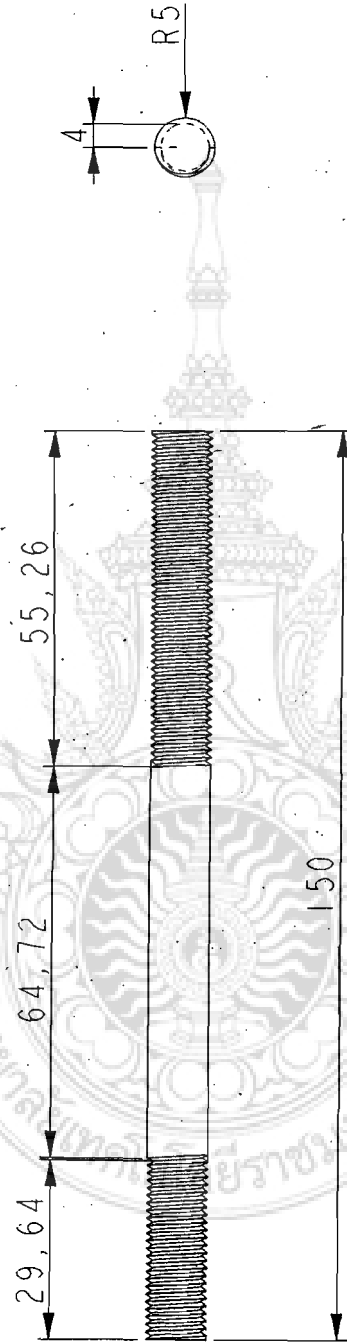




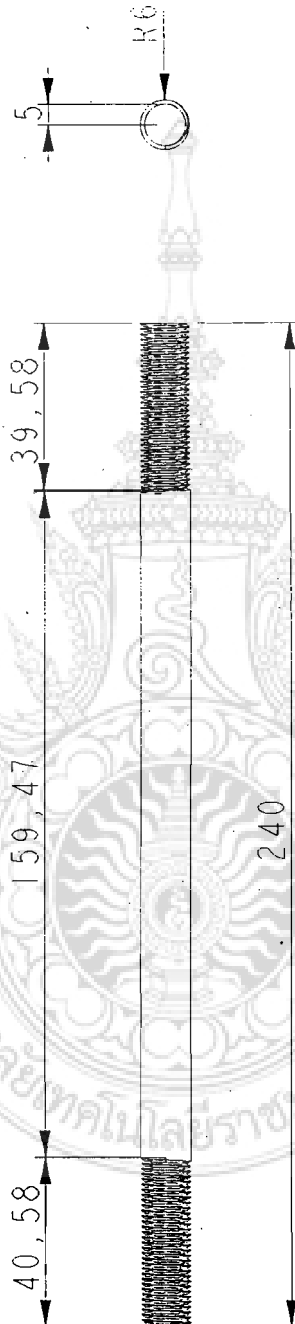
6	STEERING LINKEGE	280 x 10	ALUMINUM	2	006
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.
Scale Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert	12/08/2005			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005	Drawing No. ME-01-006	
ISO 2768	Title'	STEERING LINKEGE			



7	STEERING BOOT	25x80x150	ALUMINUM	2	007
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.
Scale Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert	12/08/2005			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005		
ISO 2768	Title'			Drawing No.	
STEERING BOOT				ME-01-007	



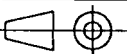
8	FRONT WHEEL KNUCKLE	10x150	MARTNSTTIC STANLESS STEELS	2	008
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Meterial	Reg.	Drawing No.
Seal Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert	12/08/2005			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam	12/08/2005	Drawing No. ME-01-008	
ISO 2768	Title'	FRONT WHEEL KNUCKLE			



9	REAR WHEEL KNUCKLE	12x240	CARBON STEELS AISI CD 1050	1	009
Pos.	Part Name And Remark	Dimension	Material	Reg.	Drawing No.

Scal Not to Scale 1:1	Name	Date	Rajamagala University of Technology Pranakorn		
	Draw	Mr.Pichai Chinthongprasert			
Gen.Tolerances	Checked	Mr.Supachai Lukkam			

ISO 2768	Title'	REAR WHEEL KNUCKLE	Drawing No. ME-01-009
----------	--------	--------------------	--------------------------



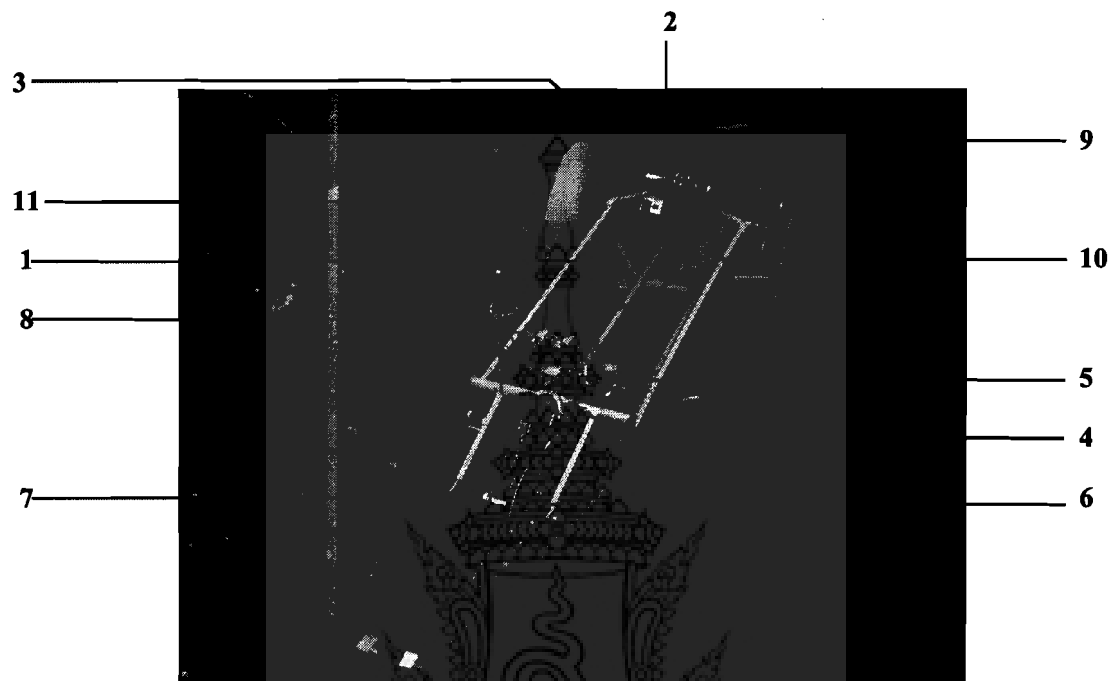


ภาคผนวก ก

คู่มือการใช้งานรถแข่งขันประหัดเชื้อเพลิง

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

## คู่มือการใช้งานรถแข่งชั้นประหยัดเชื้อเพลิง



รูปที่ ง-1 แสดงส่วนประกอบของรถแข่งชั้นประหยัดเชื้อเพลิง

1. สวิทช์สตาร์ท
2. มาตรวัดความเร็ว
3. มือเบรก
4. ชุดเบรกก้ามปู
5. คาร์บูเรเตอร์
6. โช้
7. ล้อ
8. เครื่องยนต์
9. กัน โยคดับเครื่อง
10. ชุดสไลวาล์ว
11. กระจกหลัง

### ขั้นตอนการใช้งาน

1. ทำการเติมน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าที่ชุดบรรจุน้ำมันเชื้อเพลิงจนเต็ม



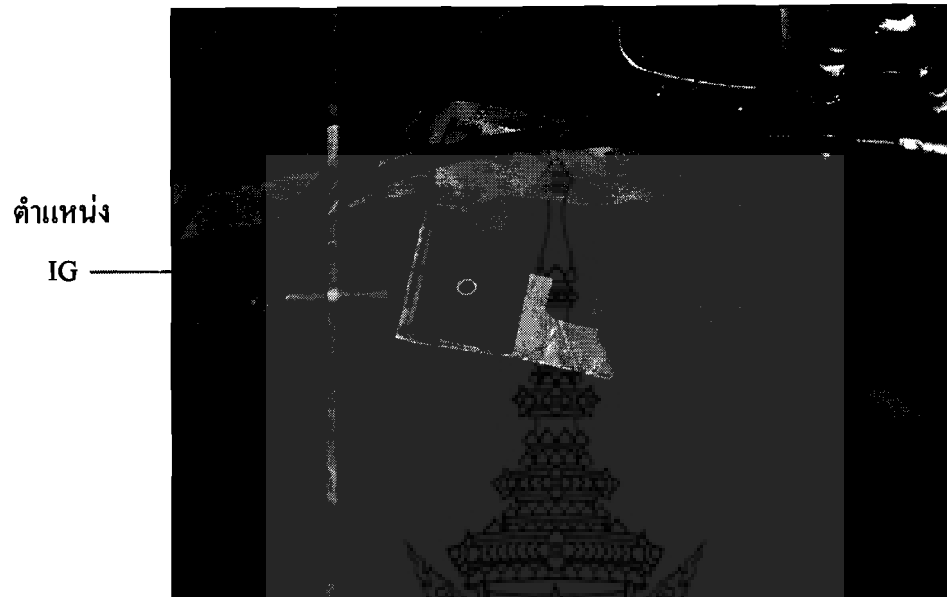
รูปที่ ง-2 แสดงการบรรจุน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าไปหลอดแก้ว

2. ทำการหยอดน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์และชุดขับเคลื่อน



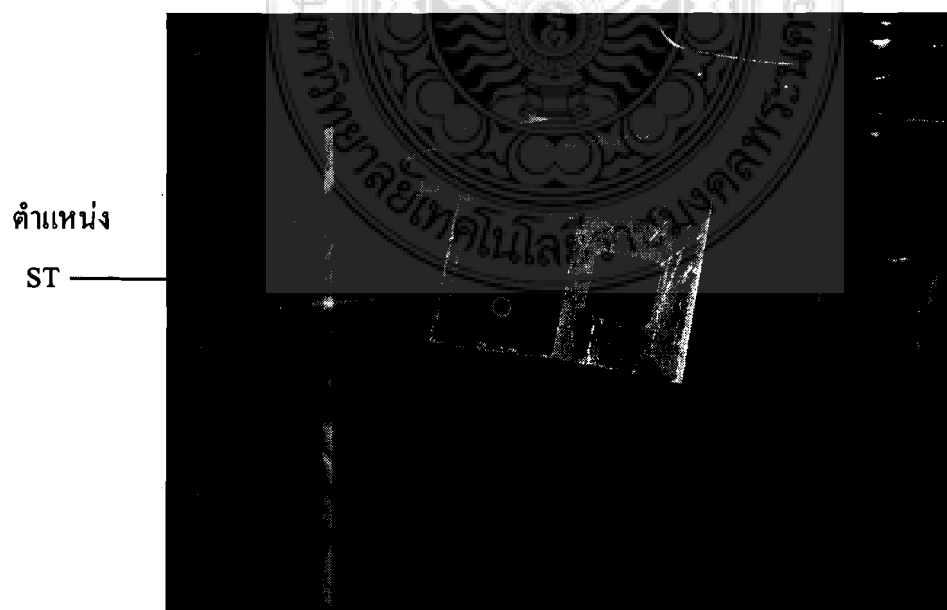
รูปที่ ง-3 แสดงการหยอดน้ำมันหล่อลื่นส่วนต่างๆ ของรถ

3. ทำการเปิดสวิทซ์สตาร์ทไปที่ตำแหน่ง IG เพื่อเปิดวาล์วตัดต่อน้ำมันเชื้อเพลิงเข้าสู่คาร์บูเรเตอร์



รูปที่ ง-4 แสดงการเปิดสวิทซ์สตาร์ท ไปตำแหน่ง IG

4. ทำการเปิดสวิทซ์สตาร์ทไปที่ตำแหน่ง ST เพื่อสตาร์ทเครื่องยนต์



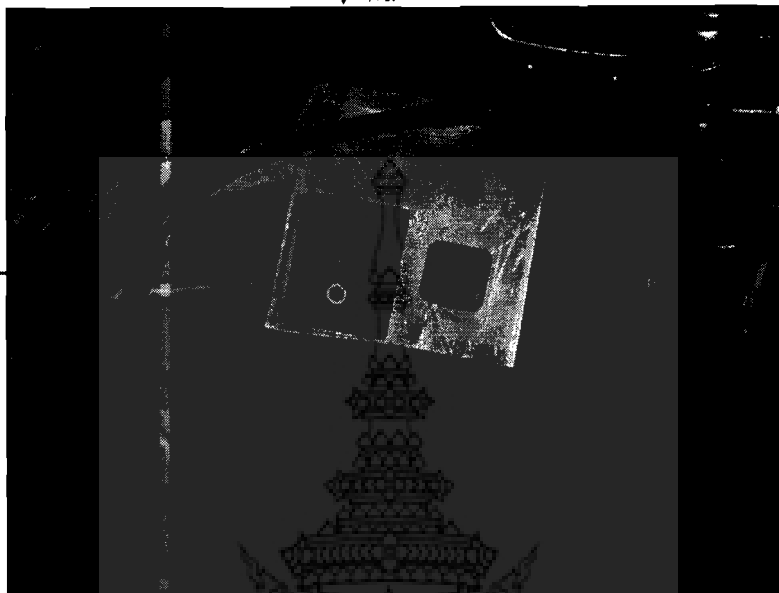
รูปที่ ง-5 แสดงการเปิดสวิทซ์สตาร์ท ไปตำแหน่ง ST





5. เมื่อต้องการหยุดการทำงานของเครื่องขุดที่ใช้บัตรรหัสสตาร์ทไปที่ตำแหน่ง OFF

ตำแหน่ง  
OFF



รูปที่ ง-6 แสดงการหยุดการทำงานของเครื่องขุดในตำแหน่ง OFF

6. การดับเครื่องขุดด้วยการดึงชุดสไลด์วาล์วเพื่อป้องกันการสูญเสียน้ำมัน



รูปที่ ง-7 แสดงการดึงชุดสไลด์วาล์ว